

SIGEO KITATANI JR.

**INVESTIGAÇÃO SOBRE PROCEDIMENTOS DE IDENTIFICAÇÃO DE
CARGAS AXIAIS EM DUTOS SUBMERSOS A PARTIR DE
RESPOSTAS VIBRATÓRIAS**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2014**

SIGEO KITATANI Jr.

**INVESTIGAÇÃO SOBRE PROCEDIMENTOS DE IDENTIFICAÇÃO DE
CARGAS AXIAIS EM DUTOS SUBMERSOS A PARTIR DE
RESPOSTAS VIBRATÓRIAS**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Orientadores: Prof. Dr. Domingos Alves Rade
Prof. Dr. Aristeu da Silveira Neto

*Durante a execução deste trabalho o autor
recebeu apoio financeiro da FAPEMIG*

**Uberlândia
2014**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

K62i
2015

Kitatani Junior, Sigeo, 1980-

Investigação sobre procedimentos de identificação de cargas axiais em dutos submersos a partir de respostas vibratórias / Sigeo Kitatani Jr. - 2015.

132 f. : il.

Orientador: Domingos Alves Rade.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Teoria das estruturas - Teses. 3. Método dos elementos finitos - Teses. 4. Análise modal - Teses. I. Rade, Domingos Alves. II. Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

SIGEO KITATANI Jr.

**INVESTIGAÇÃO SOBRE PROCEDIMENTOS DE IDENTIFICAÇÃO DE
CARGAS AXIAIS EM DUTOS SUBMERSOS A PARTIR DE
RESPOSTAS VIBRATÓRIAS**

Tese **APROVADA** pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Banca examinadora:

Prof. Dr. Domingos Alves Rade – UFU - Orientador

Prof. Dr. Aristeu da Silveira Neto – UFU – Coorientador

Prof. Dr. Antônio Marcos Gonçalves de Lima – UFU

D. Sc. Cyntia G. da Costa Matt – CENPES/PETROBRAS

Prof. Dr. Robson Pederiva – UNICAMP

Prof. Dr. Valder Steffen Jr. - UFU

Uberlândia, 31 de julho de 2014

*Aos meus pais, Sigeo e Maria Antonieta,
e a Ant3nio de Souza Pedrosa (in memorian)*

AGRADECIMENTOS

Acima de tudo, agradeço a Deus e à espiritualidade amiga pela constante presença em nosso caminhar.

Agradeço imensamente aos meus orientadores, Prof. Dr. Domingos Alves Rade e Prof. Dr. Aristeu da Silveira Neto. A estas duas pessoas devo agradecer, antes de mais nada, pela confiança ao me propiciar esta e outras oportunidades de trabalho; pelo apoio, pelo incentivo e pela boa convivência, baseada no ensinamento e na amizade, sempre com muito respeito. Agradeço pela paciência que tiveram comigo.

Não posso de deixar de agradecer os professores Helder Barbieri Lacerda e Daniel Alves Castello, que tanto contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho, no planejamento e execução dos ensaios experimentais, e no desenvolvimento da metodologia estocástica, respectivamente.

Aos amigos, àqueles com quem tive a oportunidade de conviver e viver juntos no MFLab e no LMEst, agradeço pela ajuda e pelo apoio nesta longa trajetória.

Em especial, agradeço à minha noiva Meire, minha principal incentivadora e companheira (no sentido literal desta palavra) nestes últimos anos. Agradeço aos meus pais, que sempre foram meus guias imediatos e modelos de pessoas a seguir. A eles credito a maior parte do meu sucesso e de minhas conquistas até este momento.

Por propiciar o ambiente criativo e democrático, em que tive a oportunidade de viver por boa parte da minha vida, senão a maior parte dela até esta data, agradeço à Universidade Federal de Uberlândia, à FEMEC e ao Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica. Neste ambiente tive a oportunidade de me formar, tanto profissionalmente, quanto pessoalmente.

Faço meus agradecimentos ao CENPES/PETROBRAS, que me ofereceu a oportunidade de trabalho conjunto. Agradeço especialmente à Dra. Cyntia Gonçalves da Costa Matt, ao Dr. Ricardo Franciss e à Dra. Rita de Kassia Dias Lopes, que sempre me receberam com muita satisfação, sempre repartindo seus valiosos conhecimentos.

Por fim, agradeço aos órgãos de fomento, CAPES e FAPEMIG, que me apoiaram financeiramente no desenvolvimento desta tese.

*“A mente que se abre a uma nova ideia
jamais volta ao seu tamanho original.”*

Albert Einstein

KITATANI JR, S. **Investigação sobre procedimentos de identificação de cargas axiais em dutos submersos a partir de respostas vibratórias**. 2014. 131 f. Tese de doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

Na presente tese de doutorado é proposto e avaliado numérica e experimentalmente um procedimento inverso para determinação indireta de carregamentos axiais aplicados a estruturas tubulares submersas a partir de suas respostas dinâmicas. A investigação é motivada pela existência de problemas práticos evidenciados pelo setor de tecnologia submarina da indústria petrolífera. Nesta proposta, as cargas axiais, que na prática não podem ser medidas diretamente, são identificadas através da resolução de um problema inverso, formulado como um problema de otimização, a partir das respostas dinâmicas da estrutura. Uma bancada experimental foi projetada e construída, composta de um reservatório dentro do qual foi ensaiado um tubo metálico de seção circular. Mecanismos de fixação e aplicação de carga à estrutura foram especialmente projetados de modo a permitir consideração de dois tipos diferentes de condição de contorno. Paralelamente, rotinas computacionais foram desenvolvidas para a modelagem numérica bidimensional da estrutura incluindo os efeitos de interação fluido-estrutura e das cargas axiais, com base no Método de Elementos Finitos. Tendo em vista o objetivo da aplicação da metodologia proposta em situações práticas, as quais envolvem dificuldades de execução de ensaios em ambientes submarinos, foram investigados procedimentos de ensaios dinâmicos especialmente adaptados a estas condições. Com este intuito, foi analisado o emprego da técnica de análise modal experimental denominada OMA (*Operational Modal Analysis*), que permite obter os parâmetros modais sem conhecimento das forças de excitação da estrutura. Numerosos cenários de identificação foram estudados utilizando tanto respostas dinâmicas simuladas numericamente, quanto respostas medidas experimentalmente. Visando considerar a influência de incertezas nos dados experimentais, o problema de identificação da carga axial também foi tratado utilizando uma abordagem estocástica, com base em inferência bayesiana, a partir da simulação de cadeias de Markov, associada ao algoritmo Metropolis-Hastings. Os resultados obtidos atestam a viabilidade operacional e a precisão satisfatória do procedimento de identificação proposto.

Palavras chaves: *Interação fluido-estrutura, elementos finitos, identificação paramétrica, inferência bayesiana, problemas inversos.*

KITATANI JR, S. **Investigation of a procedure for the identification of axial loads applied to a submerged beam by using vibration response**. 2014. 131 p. Doctoral Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

In the present thesis it is proposed and evaluated, both numerically and experimentally, an inverse procedure for the indirect determination of axial loads applied to submersed pipe-like structures, based on their dynamic responses. The investigation is motivated by the existence of practical problems encountered in the oil industry. An experimental bench has been designed and built, consisting in a reservoir inside which a tubular stainless steel beam has been mounted and tested. Special fixtures have been designed in such a way to enable to apply controlled axial loads and represent different types of boundary conditions. In parallel, computational routines have been developed for the two-dimensional modeling of the structure accounting for the effects of axial loads, flexible supports and fluid-structure interaction, based on the finite element approach. Having in mind the difficulties which are expected to be encountered when the methodology be applied in real conditions, some special dynamic test procedures have been considered, including Operational Modal Analysis (OMA), which enables to identify modal parameters from output-only measurements. Numerous scenarios have been considered using either numerically simulated or experimentally measured responses. As for the resolution of the inverse problem, two strategies have been investigated: the first consists in the deterministic resolution of a constrained optimization problem based on evolutionary algorithms, and the second, which enables to account for the presence of uncertainties in the experimental data, is a stochastic approach based on Bayesian inference, combined with Markov chains and Metropolis-Hastings algorithm. The results obtained confirm the operational feasibility and satisfactory accuracy provided by the suggested identification approaches.

Keywords: *Fluid-structure interaction, parameter identification, inverse problems, bayesian inference.*

Lista de Símbolos

Letras gregas

α	Fator de multiplicação	
ε	Erro das medidas experimentais	
Δ	Vetor de deslocamentos nodais	
ϕ	Função de interpolação	
Γ	Superfície	
λ	Autovalores	
ω	Frequências naturais do sistema acoplado	(Hz)
Ω	Frequência	(Hz)
ψ	Função de forma	
ρ	Massa específica do material da estrutura	(Kg/m ³)
Σ_{vv}	Variância do procedimento de análise modal experimental	
θ	Deslocamento rotacional da seção transversal do elemento finito	(rad)
ξ	Comprimento adimensional do elemento, na direção x	
η	Comprimento adimensional do elemento, na direção y	
$N()$	Distribuição normal	

Letras Latinas

a	Semicomprimento na direção x do elemento de fluido	(m)
b	Semicomprimento na direção y do elemento de fluido	(m)
A	Área da seção transversal	(m ²)
c	Velocidade do som no meio fluido	(m/s)
$\{D_s\}$	Vetor dos modos naturais de vibração do sistema acoplado	
$[D_f]$	Efeitos dissipativos no campo de fluido	
E	Módulo de elasticidade	(N/m ²)
$[E_f]$	Efeitos de ondas de superfície no domínio fluido	
$\{F\}$	Vetor dos esforços nodais elementares	
g	Aceleração gravitacional	(m/s ²)
$[H_f]$	Operador diferencial para o campo da pressão no fluido	
I	Momento de inércia de seção	(m ⁴)

J	Função objetivo	
$[K]$	Matriz de rigidez	
l	Comprimento do elemento finito	(m)
$[L_l]$	Operador diferencial	
$[M]$	Matriz de massa	
$[M_a]$	Matriz de massa adicionada	
$[N]$	Operador diferencial	
N	Número total de elementos	
p	Carregamento longitudinal distribuído	(N/m)
$p(\)$	Função densidade de probabilidade	
P	Carga axial	(N)
P_G	População inicial do algoritmo evolutivo	
q	Carregamento transversal distribuído	(N/m)
q	Densidade de probabilidade	
t	Tempo	(s)
u	Deslocamento nodal longitudinal distribuído	(N/m)
v	Deslocamento nodal transversal	(m)
$\{v\}$	Campo de velocidade do domínio fluido	(m/s)
V	Volume	
x	Posição ao longo do elemento finito	(m)
X	Variável aleatória	
Y	Frequências naturais medidas em laboratório	(Hz)

Sobrescritos

D	Referente ao nó elementar direito
e	experimental
E	Referente ao nó elementar esquerdo
G	Geométrico – referente à geometria
S	Estrutural – referente à estrutura

Subscritos

f	Referente ao domínio do fluido
i	Índice do elemento finito

I	Referente à Interface fluido-estrutura
n	Índice da cadeira de Markov
SL	Superfície livre
SR	Superfície rígida (sólida)
x	Referente à direção cartesiana x
y	Referente à direção cartesiana y
z	Referente à direção cartesiana z

Operadores

\exp	Exponencial
P	Probabilidade
\cdot	Derivada temporal de primeira ordem
$\cdot\cdot$	Derivada temporal de segunda ordem
Δ	Variação de
∂	Derivada parcial
∇	Divergente
∇^2	Laplaciano
Σ	Somatório
\int	Integral
T	Transposto

Siglas

AE	Algoritmos evolutivos
ALE	<i>Arbitrary Lagrangian-Eulerian</i>
const.	Valor constante
CADE	<i>Constraint Adaptation by Differential Evolution</i>
Dif.	Diferença
ED	Evolução Diferencial
FDP	Função densidade de probabilidade
FRF	Função Resposta em Frequência
IFE	Interação fluido-estrutura
LMEst	Laboratório de Mecânica de Estruturas Prof. José Eduardo Tannús Reis
LUDE	<i>Line-up Differential Evolution</i>

OMA	<i>Operational Modal Analysis</i>
MCMC	<i>Markov Chain Monte Carlo</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MFLab	Laboratório de Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal de Uberlândia
min	Mínimo
rand	Número aleatório
<i>sim.</i>	simétrico
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
VIV	Vortex Induced Vibration

SUMÁRIO

I INTRODUÇÃO	1
II REVISÃO DA LITERATURA.....	6
2.1 Comportamento dinâmico de vigas sujeitas a cargas axiais	7
2.2 Problemas de interação fluido-estrutura	11
III FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
3.1 Modelagem por elementos finitos de vigas sujeitas a cargas axiais e interação fluido-estrutura	19
3.1.1 Modelagem por elementos finitos de vigas de Euler-Bernoulli com apoios flexíveis sujeitas a cargas axiais.	20
3.2 Fundamentos de análise modal experimental	39
3.3 Formulação do problema inverso determinístico	43
3.3.1 Os algoritmos de otimização evolutivos	44
3.4 Formulação do problema inverso estocástico	47
IV VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA NUMÉRICA	52
4.1 Evidenciamento do efeito de enrijecimento por tensões.....	52
4.2 Validação da modelagem da interação fluido-estrutura	54
4.3. Testes numéricos de identificação de cargas axiais pela abordagem determinística.	58
4.4. Testes numéricos de identificação de cargas axiais pelo procedimento estocástico.....	70
V PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL E REALIZAÇÃO DE ENSAIOS	80
5.1 Projeto do aparato experimental	80
5.2 Ensaios preliminares e ajustes do sistema de medição.....	88
5.3 Avaliação da metodologia de análise modal experimental.....	92
5.4 Análise modal experimental da estrutura ensaiada	97
5.4.1 Identificação de parâmetros modais da estrutura ensaiada.....	98
VI IDENTIFICAÇÃO DE FORÇAS AXIAIS A PARTIR DE DADOS EXPERIMENTAIS	102
6.1 Identificação determinística sem efeito de IFE.....	102
6.2 Identificação determinística com efeito de IFE.....	105
6.3 Identificação estocástica sem efeito de IFE	107
6.4 Identificação estocástica com efeito de IFE	113
CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	121
BIBLIOGRAFIA.....	125

Capítulo I

INTRODUÇÃO

Com o avanço da exploração dos recursos naturais em águas profundas, em localizações cada vez mais distantes da costa, as empresas petrolíferas têm aumentado seus investimentos em projetos e estudos com dutos submarinos (*pipelines, flowlines*). Os dutos submarinos constituem a forma mais eficiente de se transportar óleo bruto, gás natural e derivados de petróleo, devido ao transporte contínuo e em larga escala destes fluidos. Podem atingir comprimentos da ordem de dezenas ou centenas de quilômetros, interligando poços, plataformas e instalações de refinamento localizadas no continente.

Estas tubulações são fabricadas a partir de pequenos trechos de dutos soldados, em instalações dedicadas a esta finalidade, ou mesmo em longos trechos de praias desertas. A estrutura resultante é transportada por navios até regiões de alto mar. Uma das suas extremidades é fixada (e. g., em um poço) e então o duto é esticado até o continente ou a uma plataforma. O resultado é uma estrutura sobre tensão de tração, percorrendo longos trechos de leito marinho, podendo estar enterrada ou atravessando vales e picos, conforme ilustrado na Figura 1.1(a).

Do ponto de vista de projeto mecânico estas estruturas trabalham em condições críticas nos trechos em que ficam suspensas, regiões estas denominadas de **vãos-livres** (*free-span* ou simplesmente *span*), conforme ilustrado na Figura 1.1(b). Nestas regiões o projetista se depara com a dificuldade de dimensionar estruturas suspensas, com altos índices de esbeltez, sujeitas a cargas estáticas e/ou dinâmicas, provindas de correntes marítimas e/ou por ocorrência de fenômenos como Vibração Induzida por Vórtices (*Vortex Induced Vibration* - VIV), com o intuito de prever a durabilidade em fadiga do duto.

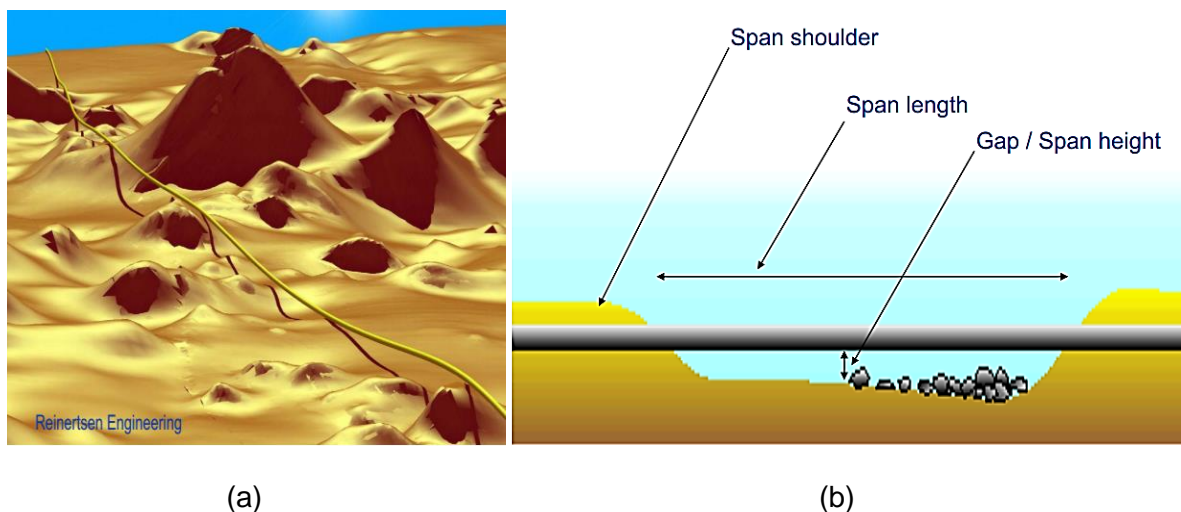


Figura 1.1 – Representação de duto submarino para extração de óleo ou gás natural: (a) representação do duto ao longo de leito marinho irregular; (b) representação de vão livre. (Fonte: [http:// www.teknakurs.no/](http://www.teknakurs.no/), acessado em 10/06/2014).

Por mais que o projetista tente escolher a rota do duto submarino, visando minimizar o problema de ocorrência de vãos-livres, dada a irregularidade do leito marinho, muitas vezes é necessário fazer intervenções, criando apoios, através de calçamento com blocos cimentados, calçando o duto utilizando segmentos de rochas, ou mesmo, quando possível, (na presença de solos argilosos e arenosos, por exemplo), criando-se trincheiras para enterrar o duto (LIMA, 2007). Estas alternativas devem ser evitadas ao máximo, uma vez que estas intervenções encarecem enormemente o projeto e a operação dos dutos, devendo então ser utilizadas somente em casos em que não exista uma via alternativa. Contudo, independentemente da rota especificada, sempre existirão vãos livres ao longo de um duto submerso. Some-se a isso o fato de que o leito marinho é dinâmico e pode sofrer modificações, criando novos trechos de vão-livre, conforme foto apresentada na Figura 1.2.

Neste cenário, as condições de contorno do problema e a carga axial a que o trecho do duto suspenso está submetido, são de crucial importância para o projeto da estrutura. O valor da carga axial teórica em cada trecho do duto submerso é impossível de ser estimado, por ser dependente de inúmeros fatores não mensuráveis e não controlados. Além do mais, para que fosse possível medir diretamente estes valores, os dutos deveriam ser instrumentados antes da sua instalação, de forma a possibilitar a estimativa do nível da carga axial antes e depois da estrutura instalada. Nestas situações, o desconhecimento da carga axial por parte do engenheiro que fará a análise

de risco do projeto pode incorrer na ocorrência de falhas na estrutura que podem ter consequências catastróficas.

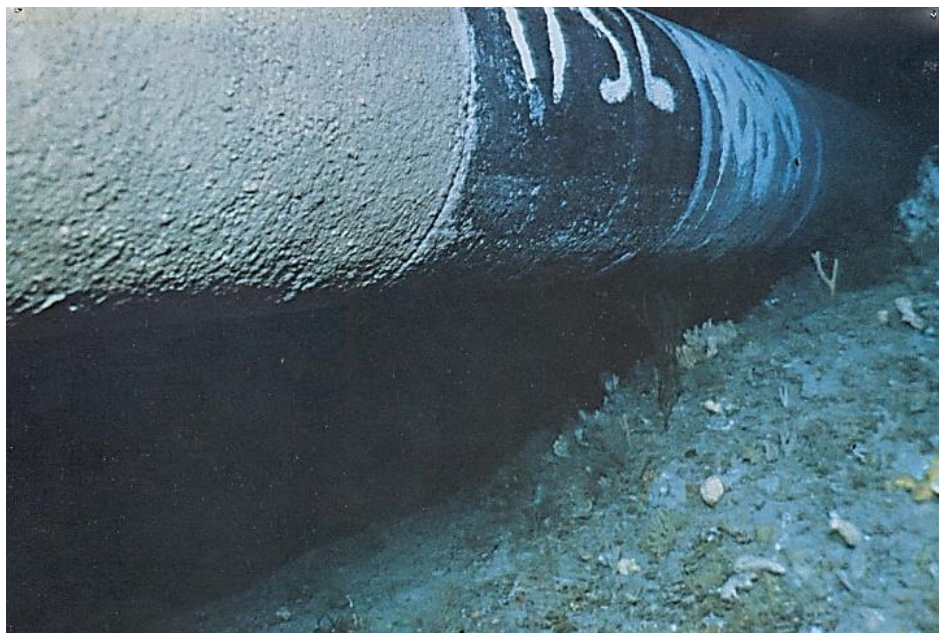


Figura 1.2 – Foto de vão livre. (Fonte: <http://www.teknakurs.no/>, acessado em 10/06/2014).

Dentro deste panorama, a presente tese tem como objetivo a proposição de uma metodologia de identificação indireta de cargas axiais que agem sobre dutos submarinos após já terem sido instalados no leito submarino.

O estudo tem caráter científico, dada a necessidade de se desenvolverem metodologias inovadoras adaptadas às condições específicas do ambiente submarino, e também caráter tecnológico, em face da possibilidade de transferência do conhecimento gerado à empresa PETROBRAS (Petróleo Brasileiro S.A.), que pretende utilizá-lo para o aumento da eficiência operacional e redução de custos envolvidos na exploração de petróleo em águas profundas.

Para a consecução dos objetivos estabelecidos é proposto um procedimento híbrido numérico-experimental destinado à identificação de cargas axiais a partir das respostas vibratórias em flexão de dutos submersos. Para este fim, são desenvolvidas rotinas computacionais para modelar estruturas submersas unidimensionais do tipo vigas, sujeitas a interação fluido-estrutura, levando-se em consideração as cargas axiais a que estão submetidas, e diferentes condições de vinculação. Para simplificação do problema, o fluido ao redor do duto é considerado em repouso e não são levadas em

consideração as forças devidas ao escoamento interno no duto e as forças devidas à pressão diferencial (interna-externa ao duto).

Devido ao fato de se desprezarem os efeitos fluidodinâmicos, a modelagem da interação fluido-estrutura é feita com base nos conceitos de fluido-acústica, em que se utiliza a hipótese de que a estrutura possui movimento de vibração de pequenas amplitudes, situação esta em que o movimento do fluido se dá exclusivamente em função do movimento da estrutura, ao mesmo tempo em que o fluido exerce forças sobre a estrutura resultantes do campo de pressão.

O procedimento foi aplicado a uma viga tubular submersa ensaiada em laboratório, projetada de modo a representar, em escala reduzida, um duto típico encontrado nos campos de exploração da PETROBRAS.

Mesmo sendo feitas as simplificações mencionadas, a modelagem experimental do problema proposto trouxe grandes desafios. Requereu o projeto mecânico do reservatório, dos suportes para acomodar uma estrutura sob diferentes condições de vinculação e submetida a diferentes níveis de carregamento, e da própria estrutura, além da adaptação de transdutores de aceleração e de força para a realização de medidas vibratórias da estrutura submersa.

Outro desafio resulta do fato de, por se tratar do estudo de uma estrutura esbelta sob a ação de cargas axiais, a temperatura ambiente influi consideravelmente no carregamento aplicado. Pequenas variações na temperatura irão incorrer em dilatação térmica, e, por consequência, provocarão alterações no carregamento axial efetivamente aplicado à estrutura.

Além disso, considerando que a realização dos ensaios experimentais, bem como a realização das medições em campo, estão inevitavelmente sujeitas a diversas incertezas não controláveis, a investigação inclui uma proposta de modelagem estocástica do problema de identificação, a fim de se evidenciar a influência destas incertezas sobre a identificação da carga axial.

Ao propor a resolução de um problema inverso, com modelagem de interação fluido-estrutura, o trabalho traz algumas contribuições inovadoras, dados os poucos trabalhos encontrados na literatura com esta abordagem. Se considerada ainda a modelagem experimental do problema, em conjunto com uma análise estocástica, pode-se afirmar que o presente trabalho traz contribuições técnico-científicas inéditas.

Estas contribuições são fruto da parceria entre o Laboratório de Mecânica dos Fluidos (MFLab) e o Laboratório de Mecânica de Estruturas Prof. *José Eduardo Tannús Reis* (LMEst) da Universidade Federal de Uberlândia, já tradicional na proposição de soluções de problemas multifísicos, neste caso, problemas de interação fluido-estrutura, na área de engenharia de petróleo.

No próximo capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica acerca dos principais assuntos abordados nesta tese, afeitos à influência de cargas axiais ou cargas de membrana sobre o comportamento dinâmico de estruturas, e à interação fluido-estrutura.

Capítulo II

REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo é apresentada a revisão bibliográfica acerca de assuntos envolvidos na metodologia proposta para a resolução do problema de identificação da carga axial a que uma estrutura esbelta submersa é submetida, incluindo a influência deste carregamento sobre o comportamento da estrutura e os efeitos de interação fluido-estrutura presentes no problema em questão.

Com este intuito é apresentado um breve resumo a respeito do conceito de interação fluido-estrutura (IFE) e feita a classificação do problema estudado, dentro deste tema. São discutidos diversos trabalhos relacionados à identificação de carregamentos externos aplicados em componentes estruturais.

Vale observar que, no âmbito de problemas de interação fluido-estrutura, poucos foram os trabalhos encontrados tratando de procedimentos inversos de identificação paramétrica. Além disso, quase todos os trabalhos que apresentam uma metodologia inversa para identificação de fatores relacionados à IFE são afeitos a aplicações distintas da que se considera nesta tese. Por este motivo não será apresentado o referencial teórico a respeito deste tema em específico.

2.1 Comportamento dinâmico de vigas sujeitas a cargas axiais

O problema de determinação de cargas externas a que estão submetidas estruturas em condições reais de serviço está presente em numerosas situações práticas encontradas no âmbito das engenharias Civil, Estrutural, Mecânica, Aeronáutica, Naval, Off-shore, etc.

A importância atribuída à resolução deste problema vem crescendo em virtude do envelhecimento das estruturas construídas no passado e a tendência de realização de estruturas cada vez mais leves, esbeltas e complexas. Some-se a isso a necessidade frequente de se efetuar a verificação das considerações adotadas nos projetos e de avaliação do nível de segurança dos sistemas estruturais, tendo em vista um provável redimensionamento destes sistemas para novas condições operacionais.

Um fator que dificulta a determinação do carregamento através de medições experimentais é que tal procedimento requer que os transdutores (células de carga ou extensômetros) sejam introduzidos na estrutura durante sua montagem, previamente à aplicação das cargas que se desejam determinar. Tal fato impede a utilização deste tipo de procedimento em grande número de estruturas já existentes.

É bem conhecido o fato que as solicitações externas podem exercer significativa influência sobre as características dinâmicas de componentes estruturais, através de um efeito conhecido por stress-stiffening (enrijecimento por tensões) (GREENING e LIEVEN, 1999). A título de exemplo, pode-se mencionar que este efeito está presente nos instrumentos musicais de corda, nos quais a afinação das cordas é definida por suas frequências naturais de vibração, o que é feito ajustando-se o grau de tensionamento das mesmas. O enrijecimento por tensões ocorre igualmente em outros tipos de elementos estruturais, tais como barras, vigas, placas e cascas, conforme evidenciado por Lurie (1952).

Com base na influência exercida pelo carregamento externo sobre as respostas dinâmicas é possível, em princípio, por um procedimento inverso, obter informações acerca dos níveis e distribuições de cargas externas aplicadas à estrutura a partir da medição destas respostas. Como uma aplicação particularmente interessante, destaca-se a utilização da relação existente entre as cargas externas e as frequências naturais das estruturas como um critério para determinação das cargas críticas de flambagem.

A avaliação de carregamentos externos, baseada na utilização de respostas dinâmicas tem numerosas vantagens do ponto de vista de sua aplicabilidade prática, podendo-se citar:

- a relativa facilidade de medição e processamento das respostas dinâmicas, considerando os avanços tecnológicos obtidos nas últimas décadas, em particular, com medições à distância, utilizando técnicas ópticas;
- a ampla acessibilidade a pontos de medição, sabendo que as respostas dinâmicas são características globais das estruturas.

Na forma em que é considerado no presente trabalho de pesquisa de doutorado, o problema de determinação do carregamento externo é resolvido de forma indireta, sendo necessário dispor de um conjunto de respostas dinâmicas (frequências e/ou modos naturais de vibração, ou funções de resposta em frequência) e um modelo numérico relacionando as cargas externas e as respostas dinâmicas do sistema estrutural. Busca-se, então, formular o problema inverso de identificação resolvendo-se um problema de otimização não linear em que as variáveis de projeto são as cargas externas desconhecidas e a função objetivo representa a diferença entre as respostas dinâmicas medidas sobre a estrutura carregada e as correspondentes previsões do modelo numérico.

O processo pode ser entendido como um problema de identificação paramétrica baseado em ajuste de modelos. O livro de Friswell e Mottershead (1995) fornece um abrangente apanhado da teoria e das aplicações práticas deste tipo de estratégia.

O tratamento de problemas inversos comporta, invariavelmente, algumas dificuldades intrínsecas, dentre as quais pode-se citar:

- a precisão e a acurácia dos resultados da identificação são determinadas pelo modelo numérico disponível;
- do ponto de vista numérico, os problemas de identificação são geralmente mal-condicionados, o que significa que sua solução é muito sensível à presença de incertezas e ruídos que, inevitavelmente, contaminam os dados experimentais utilizados;
- por razões de natureza prática, os dados experimentais utilizados são invariavelmente incompletos, tanto no sentido espacial (respostas conhecidas em um número limitado de

posições), quanto no sentido espectral (respostas determinadas em uma banda de frequências).

Embora não sejam numerosos, alguns estudos reportados na literatura têm como objetivo a investigação das relações existentes entre as cargas externas aplicadas e o comportamento dinâmico de elementos ou sistemas estruturais. Em alguns casos, estas informações foram utilizadas para identificar os esforços aplicados a estruturas.

Rayleigh (1877) foi o primeiro em analisar os efeitos da carga axial sobre as frequências naturais de algumas estruturas. Sua contribuição se limitou a evidenciar esta influência.

Stephens (1936) reconheceu a semelhança entre os problemas de estabilidade e vibrações de estruturas e propôs um método para determinar o coeficiente de fixação de elementos estruturais.

Weinstein e Chien (1943) investigaram o comportamento vibratório de uma placa engastada submetida a esforços de tração uniforme. Mostraram, por meio de um princípio variacional, que o quadrado da frequência de vibração da placa aumenta em forma aproximadamente linear com o aumento da carga de tração.

Chu (1949) determinou uma relação linear entre a carga crítica de flambagem de uma coluna simplesmente apoiada e de um pórtico com o quadrado das frequências naturais. Seus resultados experimentais mostraram-se muito próximos aos previstos pela teoria.

Lurie (1951) propôs um método de determinação das cargas últimas de flambagem a partir das respostas dinâmicas em colunas e placas finas. Pouco depois (LURIE, 1952), este autor verificou que a resistência à flambagem de uma coluna pode ser encontrada por meio da anulação da primeira frequência natural e utilizou as vibrações laterais de vigas, pórticos e placas para tratar a estabilidade estrutural desses elementos.

As mudanças dos autovalores em relação a problemas de flambagem e vibrações foram discutidas brevemente nos trabalhos de Wittrick (1962) e Baruch (1973), posteriormente Virgin e Plaut (1993), Go e Liou (2002) analisaram analítica e experimentalmente os efeitos da carga axial no movimento vibratório de vigas sob diferentes condições de contorno submetidas a diferentes tipos de excitação.

Outros autores (Sweet et al., 1977; Segall e Baruch, 1980; Virgin e Plaut, 1990) propuseram métodos não destrutivos para a determinação da carga de flambagem em modelos de colunas, utilizando dados experimentais.

O estudo realizado por Laura e Rossi (1989) aborda as dificuldades encontradas em problemas de vibrações e estabilidade de elementos estruturais assim como sua influência na precisão dos resultados experimentais.

A partir dos parâmetros modais (frequências e modos naturais de vibração) Livingston et al. (1993) estimaram a carga axial atuante em uma viga Euler-Bernoulli apoiada em suportes elásticos, utilizando o Método dos Mínimos Quadrados.

Huang (1997) analisou a influência da tensão nas respostas dinâmicas de estruturas por meio do conceito de análise de tensões modais (stress modal analysis).

O trabalho de Greening et al. (1996) deu início a uma série de estudos acerca da influência de cargas sobre as características dinâmicas de uma estrutura simples. Alguns ensaios experimentais em vigas e placas levaram Greening e Lieven (1999) a verificar as mudanças do comportamento dinâmico com a presença de carregamento nesses elementos estruturais. Mostraram também que as medidas das respostas dinâmicas podem ser utilizadas para prever os níveis de tensões a que estão sujeitas as estruturas. Uma vez investigado o efeito do enrijecimento por tensões, demonstraram que se a modelagem por elementos finitos não inclui este efeito, pode não ser apropriado utilizar estes modelos em análises dinâmicas de estruturas. Posteriormente, a validação de um modelo de elementos finitos de uma treliça permitiu que os mesmos autores (Greening e Lieven, 2003) estudassem o efeito da aplicação de carga axial em uma das barras da treliça, utilizando as respostas dinâmicas experimentais num procedimento de ajuste de modelos, onde as cargas axiais foram consideradas como parâmetros de ajuste. Os resultados foram comparados com as cargas estáticas calculadas a partir das medições fornecidas por extensômetros. A análise de sensibilidade dos parâmetros de ajuste também foi incluída no trabalho. Além disso, através de ensaios experimentais em uma estrutura semelhante, Lieven e Greening (2000) analisaram o efeito das tensões residuais introduzidas pelo processo de fabricação sobre as características modais da treliça.

Tratando-se ainda de estruturas formadas por elementos de viga, pode-se citar ainda o trabalho de Mead (2002) que analisa detalhadamente o efeito da carga axial, inserida pelo aquecimento localizado de uma das diagonais da estrutura, sobre a vibração livre de um sistema estrutural formado por vigas. Continuando sua pesquisa (MEAD, 2003), investigou a influência da distribuição variável de temperatura sobre flambagem e comportamento dinâmico de placas finas, modeladas utilizando a aproximação de Rayleigh-Ritz, cuja descrição é feita de forma mais detalhada por Young (1950).

Almeida e Hansen (1997) demonstraram a possibilidade de se produzirem tensões residuais com o objetivo de melhorar o comportamento mecânico de placas finas. Subsequentemente, Hernandez et al. (2000) mostraram que estas tensões podem ser produzidas por atuadores piezelétricos colados às placas e Donadon et al. (2002) investigaram a eficiência dos atuadores piezelétricos no controle das frequências naturais de placas laminadas mediante a introdução de tensões de membrana.

Vieira Jr. e Rade (2003) e Vieira Jr. (2003) propuseram uma metodologia de identificação de tensões de membrana em placas planas a partir das respostas vibratórias transversais, validando o procedimento através de simulações numéricas e de um estudo experimental. Como uma aplicação particular, utilizaram a metodologia para avaliar os níveis de tensões residuais induzidas pelo processo de soldagem.

Em sua dissertação de mestrado, Rojas (2004) investigou numérica e experimentalmente a influência de cargas axiais e esforços de membrana no comportamento vibratório de pórticos e placas planas, respectivamente. O autor utilizou dois tipos de modelos estruturais para representar estas estruturas: o método dos elementos finitos e o método dos modos assumidos.

Viana et al. (2007) investigaram, a partir de dados experimentais, procedimentos de identificação de cargas axiais em colunas esbeltas utilizando algoritmos de otimização evolucionários.

2.2 Problemas de interação fluido-estrutura

Fenômenos envolvendo interação fluido-estrutura estão frequentemente presentes na natureza e têm sido objeto de estudo da engenharia, da biologia, da geografia, da física, entre outras.

A interação entre uma estrutura flexível ou móvel com um meio fluido (imerso ou contido no seu interior) dá origem a uma grande variedade de fenômenos físicos. Na literatura, alguns autores como Dowell e Hall (2001), fazem menção à rica variedade de fenômenos físicos que estão presentes nos problemas de interação fluido-estrutura, e discutem formas de se modelar estes fenômenos.

Em situações em que a estrutura é elástica, seu comportamento dinâmico fica fortemente relacionado à interação com o fluido. Nestes problemas, do ponto de vista estrutural, quando mais elástica é a estrutura, mais complexa será a resolução do problema de IFE, uma vez que podem intervir efeitos não lineares. Neste ramo de

estudos são encontrados problemas como a análise do comportamento vibratório de pontes e edifícios sob o efeito do escoamento do ar ao seu redor, o comportamento de raisers sob a influência de correntes marítimas, podendo surgir o fenômeno denominado VIV (Vortex-Induced Vibration).

Sobre estes tipos de fenômenos, Blevins (1990) e Naudascher e Rockwell (2005) fazem explanações gerais sobre vibrações induzidas por vórtices. Definem conceitos como Vortex-Induced Vibration (VIV), também conhecido como Vortex Shedding (vibração induzida por desprendimento de vórtices), através do exemplo clássico de escoamento sobre um cilindro; comentam o seu efeito sobre o movimento de um cilindro imerso em uma corrente de fluido e sua correlação com o número de Strouhal e Reynolds; e mencionam a forma de se reduzir este efeito. Apresentam também outros conceitos como galloping (galope, caracterizado como vibração auto-induzida, que ocorre na direção perpendicular ao escoamento, provocada por forças aerodinâmicas em fase com o movimento da estrutura), flutter (fenômeno aeroelástico envolvendo vibração auto-induzida, gerada pelo acoplamento das forças aerodinâmicas com a deformação elástica da estrutura); e comentam a respeito do fenômeno denominado turbulence-buffeting (fenômeno relacionado com as flutuações no campo de velocidade ocorridas devido ao nível de turbulência do escoamento).

No geral, toda análise que envolve interação fluido-estrutura é complexa, já que o estudo requer a modelagem de dois problemas físicos acoplados. Muitas vezes os subsistemas que compõem o problema multifísico são de naturezas muito diferentes e as metodologias para a análise das partes, quando separadas, são geralmente diferentes. Desta forma, acoplar o problema do fluido com o da estrutura requer combinar as metodologias usualmente utilizadas para a modelagem destes domínios, ou, alternativamente, utilizar uma das metodologias para modelar ambos os domínios.

Um exemplo desta situação é tratado por Mendes e Branco (1999), que fazem uso de um método para o acoplamento entre os domínios do fluido e da estrutura denominado Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE), introduzido por Hirt, Amsden e Cook (1974), que combina os pontos de vista Euleriano e Lagrangeano, ao modelar o problema de IFE utilizando o método dos elementos finitos, desenvolvido especialmente para situações com a presença de estrutura móveis. O trabalho de Kjellgren e Hyvärinen (1998) faz uma descrição detalhada deste método e demonstra a sua generalidade ao aplicá-lo à resolução do problema de escoamento sobre carros esportivos. Os autores comentam ainda que este método é muito difundido na área de aeroelasticidade, sendo utilizado

por vários autores no estudo de escoamento de fluidos sobre cabos, mastros, pontes, torres, ou mesmo sobre corpos rígidos.

Ao utilizar o MEF como abordagem para a discretização do problema a tendência mais natural é escolher a pressão como a variável de interesse. Esta abordagem Euleriana é muito comum, porém resulta em matrizes não simétricas e necessita de tratamentos especiais para o acoplamento do sistema na interface fluido-estrutura. Na abordagem Lagrangiana o comportamento do fluido é expresso em termos de deslocamento nodal (HAMDI, GUSSET e VERCHERY, 1978; OLSON e BATH, 1983; SUNDQVIST, 1983). Esta abordagem pode ser facilmente implementada em rotinas computacionais, uma vez que não faz uso de equações especiais na interface. Entretanto, isto introduz dificuldades para modelar efeitos como condição de irrotacionalidade de forma apropriada (JACQUET-RICHARDET e DAL-FERRO, 1995). Algumas formulações foram sugeridas a fim de manipular as matrizes, tornando-as simétricas na abordagem Euleriana (DANIEL, 1980; FELIPPA, 1985). Outras formas simétricas de modelagem são obtidas quando baseadas em potencial de velocidade ou potencial de pressão (MORAND e OHAYON, 1979; OLSON e BATHE, 1985).

A formulação potencial para problemas de mecânica dos fluidos incorre nas hipóteses de que o escoamento é considerado invíscido e irrotacional. Este tipo de análise é muito limitada para estudos que requerem, por exemplo, a estimativa do nível de turbulência do escoamento, porém, é de grande valia para estimar valores médios. Nestes casos, esta abordagem se mostra uma alternativa simples de ser implementada computacionalmente e fornece resultados qualitativos para avaliações como força de arrasto e de sustentação, em escoamentos incompressíveis a baixos números de Reynolds. A modelagem potencial pode ser obtida através da formulação para o domínio do fluido a partir das equações de Euler, aplicada à técnica da Transformada Integral Generalizada, por meio de expansão de funções em termos de séries ortogonais (SOUZA, 2009).

Ao escolher uma abordagem para se resolver um problema de interação fluido-estrutura, Felippa e Park (2005) afirmam que pode-se utilizar mais de uma estratégia, tanto para a modelagem, quanto para a solução do sistema de equações resultantes. Para estes autores, a decomposição do problema pode ser feita tendo como critério de decisão tanto características físicas quanto características numéricas, sendo escolhida aquela mais conveniente para a solução do problema, como sugerido no exemplo:

“...the structure of a complete airplane can be decomposed into substructures such as wings and fuselage according to *function*. Substructures can be further decomposed into submeshes or subdomains to accommodate parallel *computing* requirements. Subdomains are composed of individual elements. Going the other way, if that flexible airplane is part of a flight simulation, a top-level partition driven by *physics* is into fluid and structure (and perhaps control and propulsion) models.”

De acordo com os autores, o acoplamento do sistema pode se dar de duas formas: *one-way*, em que não há *feedback* entre os subsistemas, como ilustrado na Fig. 2.1(a), para dois subsistemas identificados como X e Y; e *two-way*, ou genericamente, *multiway*, quando há *feedback* entre os subsistemas.

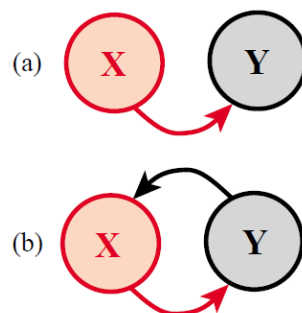


Figura 2.1 – Interação entre dois subsistemas X e Y: (a) *one way*; (b) *two-way* (FELIPPA e PARK, 2005).

Devido à forte interdependência (acoplamento) entre os subsistemas, os autores afirmam que os sistemas que interagem entre si de forma *two-way* requerem que as equações dos subsistemas devam ser resolvidas simultaneamente. Porém, sugerem a resolução do problema transiente representado na Fig. 2.2, em que as equações dos subsistemas sejam resolvidas separadamente, até a convergência do sistema global, no que os autores denominam *splitting time*, processo semelhante à ideia da metodologia de passos fracionados, utilizada para a estimativa do campo de pressão do fluido, na solução das equações de Navier-Stokes. Resumidamente, os autores classificam o problema exemplo como particionada em relação ao espaço (fluido e estrutura) e faz

uso da técnica *splitting-time* para a evolução temporal da solução do problema transiente.

Sendo assim, do ponto de vista da resolução das equações, os problemas multifísicos podem então ser divididos basicamente entre abordagem monolítica (do inglês, *monolithic, fully-coupled, simultaneous* ou *direct*), ou particionados (do inglês, *partitioned* ou *iterative*). Nos métodos monolíticos, o fluido e a estrutura estão fortemente acoplados e o sistema de equações parciais de ambos os domínios são resolvidos simultaneamente. Nos métodos particionados, cada campo é resolvido separadamente e os valores das variáveis do problema (como forças, velocidades e deslocamentos na interface) são fornecidos, ora para a solução do domínio do fluido, ora para a solução do domínio da estrutura, de forma iterativa, a partir de um campo para o outro, até se atingir a convergência.

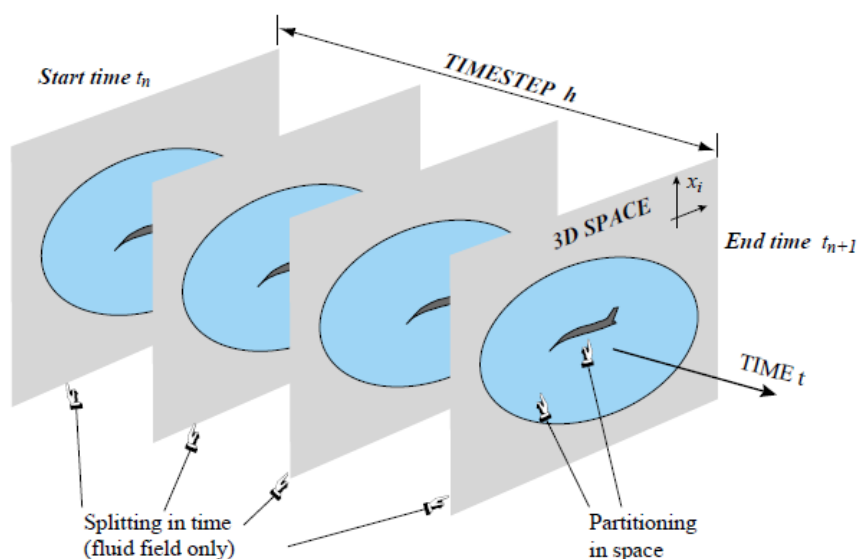


Figura 2.2 – Decomposição de sistema acoplado em problema de IFS aeroelástico: particionado espacialmente e com decomposição do tipo *splitting* no tempo (FELIPPA e PARK, 2005).

Para uma resolução mais precisa do domínio fluido, é obrigatória a resolução das equações de Navier-Stokes. Contudo, poucos são os trabalhos de IFE em que estas equações são resolvidas. De maneira geral, na grande maioria dos trabalhos presentes na literatura, encontram-se duas situações bem distintas: na primeira delas a estrutura é modelada com fortes simplificações e o escoamento é modelado a partir das equações de Navier-Stokes completas, fazendo-se uso de modelos de turbulência, além de outras equações constitutivas. Nesta abordagem, geralmente o problema é discretizado utilizando técnicas como volumes finitos ou diferenças finitas. Na segunda, a estrutura é

modelada da forma mais detalhada possível e o domínio do fluido é modelado de forma simplificada, por meio das equações de Stokes, ou mesmo a partir das equações de Euler, no caso de fluido potencial. Nesta segunda abordagem, a maioria dos trabalhos encontrados na literatura faz uso do método dos elementos finitos para a discretização.

A obra Zienkiewicz e Taylor (2000c) é leitura obrigatória para aqueles que pretendem estudar problemas de aerodinâmica e aeroelasticidade via elementos finitos. Neste livro, os autores apresentam toda a formulação dos problemas de dinâmica dos fluidos, partindo das equações de Navier-Stokes, fazendo as devidas considerações e simplificações da modelagem, ao aplicar em diferentes tipos de problemas. Na obra é possível encontrar a formulação de problemas de convecção dominante, escoamentos compressíveis, incompressíveis, laminares, turbulentos, com presença de interface livre, e problemas de IFE, modelados como propagação de onda acústica em um meio fluido.

Uma abordagem frequentemente utilizada na modelagem de interação fluido-estrutura, especialmente nos casos em que o foco central é o comportamento da estrutura, consiste na redução de modelo ou eliminação de domínio (reduced-models ou field elimination). Um exemplo hipotético de eliminação de domínio seria, por exemplo, eliminar a presença do fluido e representá-lo, nas equações da estrutura, como sendo um campo de força externa, dependente da velocidade da estrutura e das propriedades do fluido.

Andrianarison e Ohayon (2006) apresentam uma série de exemplos de aplicação de formulação variacional em problemas de vibração, utilizando a abordagem de redução de domínio, para o estudo de problemas de interação fluido-estrutura com presença de superfícies livres, levando em consideração efeitos de gravidade, compressibilidade, em um fluido não-homogêneo, que geralmente não são tratados na maioria dos problemas de IFE encontrados na literatura.

Outras propostas deste tipo de formulação são apresentadas por Dowell e Hall (2001), que fazem uma abordagem geral para diferentes exemplos de IFE. Jacquet-Richardet e Dal-Ferro (1995) apresentam o uso desta abordagem para a simulação de turbomáquinas, situações estas em que o sistema possui um comportamento periódico. Os autores analisam a eficiência deste tipo de máquinas a partir da análise modal de rotores com geometrias complexas. Apresentam a análise modal como de problemas de IFS como uma alternativa interessante, e que possui vantagens em relação à abordagem Euleriana e Lagrangiana (simplificação do sistema de equações e minimização dos graus de liberdade do sistema, por exemplo).

Ao tratar problemas de IFE pela abordagem modal, Jacquet-Richardet e Dal-Ferro (1995) colocam três possibilidades de redução de modelo. A primeira delas é obtida incluindo os efeitos de inércia do fluido diretamente ao resolver o problema modal da estrutura, na etapa da estimativa dos autovalores e autovetores do sistema mecânico. A segunda possibilidade é obtida por métodos de síntese modal (MORAND e OHAYON, 1992). Ambos os métodos são aproximações em que as características do fluido (ou da estrutura) são expressas como uma combinação linear dos modos normais. Finalmente, a terceira alternativa pode ser utilizada para geometrias simétricas, com comportamento cíclico.

A modelagem de problemas de IFE por equações de propagação de onda em um meio fluido é comumente utilizada ao simular problemas de vibração de estruturas imersas em fluido. Dependendo das propriedades do fluido, estes problemas podem ser encontrados também com as denominações: vibroacústica, hidroacústica, fluidoacústica e elastoacústica. Nesta abordagem, considera-se que os deslocamentos da estrutura sejam pequenos, que o fluido seja estacionário, invíscido e com massa específica constante, e que o escoamento se dê única e exclusivamente devido ao movimento vibratório da estrutura, na forma irrotacional e isotérmica, e os efeitos gravitacionais são desprezados. Partindo da Equação de Navier-Stokes, assumindo todas as considerações citadas, o que resulta é a equação de Euler. Assumindo periodicidade na equação da onda, ou correlacionando a flutuação do campo de pressão com a massa específica do fluido e com a velocidade do som no ar (teoria da propagação da onda), o que se tem é a equação de Helmholtz (EVERSTINE, 1995; OHAION e SOIZE, 2012; PAVANELLO, 1991).

Segundo Marburg e Nolte (2008), no tratamento de problemas de elastoacústica, ao considerar a pressão como variável principal, o sistema acoplado irá resultar em um problema de autovalores não simétrico. Para evitar o mau condicionamento do problema numérico, o domínio do fluido pode ser modelado utilizando diferentes variáveis, como: deslocamento (KIEFLING and FENG, 1976); deslocamento potencial (MORAND e OHAYON, 1995); potencial e velocidade (EVERSTINE, 1995).

Em problemas que envolvem estruturas tubulares imersas em corrente de fluido, os efeitos de massa adicionada e amortecimento, oriundos, respectivamente, da aceleração e da velocidade da estrutura, tornaram-se os parâmetros de maior interesse. Esta é uma situação corriqueira para pesquisadores da área de engenharia nuclear, que desejam analisar os efeitos de interação fluido-estrutura presentes em trocadores de calor de reatores. Nesta linha de pesquisa, importantes trabalhos podem ser

mencionados. Chen, Wambsganss e Jendrzejczyk, (1976) e Yan e Morgan (1979) discutem com detalhes a influência destes efeitos no estudo do escoamento de um cilindro. Posteriormente, Pettigrew et al. (1989) apresentaram estudos sobre o efeito de massa adicionada em um feixe de tubos imerso.

Carlucci e Brown (1983) analisaram experimentalmente o efeito de massa adicionada sobre a vibração de um cilindro imerso. Mais recentemente, Uchiyama (2003) apresenta um estudo numérico para predição dos efeitos de massa adicionada e amortecimento sobre um cilindro circular oscilando em uma mistura bifásica líquido-gás. Em outro trabalho importante, Bahmani e Akbari (2010) apresentam um estudo sobre a massa adicionada e o amortecimento em um cilindro circular, sob efeitos de VIV. Conca, Osses, e Planchard (1997) apresentam uma revisão teórica sobre o efeito de massa adicionada para diferentes tipos de problemas de interação fluido-estrutura.

Partindo da equação de Helmholtz (equação de onda), Pavanello (2001) faz uso de síntese modal para ambos os domínios (do fluido e da estrutura), para a resolução de um problema de IFE composto por uma viga submersa em fluido estanque, o que reduz apreciavelmente o esforço computacional. O trabalho de Pavanello (2001) se apresenta, no contexto de modelagem de uma estrutura esbelta do tipo viga prismática, sob efeitos de interação fluido-estrutura, como uma abordagem interessante para a simulação dos efeitos de IFE para a análise do problema tratado na presente tese. Mostra-se muito eficiente do ponto de vista computacional, e modela tanto a estrutura quanto o fluido por meio de redução de modelo.

Finalmente, é importante ressaltar que alguns trabalhos como o de Belino et al. (2011), consideram a influência da carga axial em cabos estruturais utilizados para a sustentação de pontes estaiadas sobre seu comportamento vibratório, levando-se em consideração o efeito denominado massa adicionada. Porém, esta massa adicionada é um fator estático (massa do cabo), que não deve ser confundido com a massa adicionada tratada nos problemas de IFE.

Capítulo III

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão tratados os fundamentos teóricos com base nos quais foi proposta a metodologia para a resolução do problema de identificação indireta de cargas axiais. Com este intuito, é apresentada uma breve explanação geral a respeito da modelagem bidimensional de vigas do tipo Euler-Bernoulli a partir da teoria do Método dos Elementos Finitos (MEF), pelo processo variacional, levando-se em consideração a presença de um carregamento axial e a adição de molas a fim de representar condições de contorno não ideais. Na sequência é apresentada a modelagem bidimensional de uma viga submersa, sob o efeito de interação fluido-estrutura, com base no trabalho de Pavanello (1991).

São também apresentados os fundamentos de análise modal experimental, metodologia utilizada para a obtenção das respostas vibratórias experimentais, bem como o procedimento inverso baseado no algoritmo evolutivo para resolução de problemas de otimização denominado Evolução Diferencial (ED).

3.1 Modelagem por elementos finitos de vigas sujeitas a cargas axiais e interação fluido-estrutura

Nesta seção, serão desenvolvidos os procedimentos de modelagem do comportamento vibratório do sistema mecânico enfocado, constituído por uma viga longa de seção transversal tubular, sujeita, simultaneamente, a cargas transversais e longitudinais, estando ainda submersa em fluido denso. A viga dispõe de molas longitudinais e torcionais, inseridas para representar possível flexibilidade dos apoios que restringem o movimento de suas extremidades.

Para facilitar os desenvolvimentos, em uma primeira etapa será desenvolvido o modelo puramente estrutural, sendo feita posteriormente a introdução da interação fluido-estrutura.

3.1.1 Modelagem por elementos finitos de vigas de Euler-Bernoulli com apoios flexíveis sujeitas a cargas axiais

Embora seja possível a modelagem de vigas incluindo a influência de cargas axiais com base na teoria da dinâmica de meios contínuos, que leva à representação das equações do movimento por uma equação diferencial parcial (VIRGIN, 2007), adota-se aqui a modelagem aproximada pelo método de elementos finitos (MEF), com as seguintes justificativas para esta escolha:

1ª. Embora o MEF seja uma técnica de aproximação, pode-se obter qualquer nível de precisão desejada com o refinamento da malha de discretização;

2ª. O MEF permite maior flexibilidade de modelagem, sem dificuldades operacionais consideráveis, no tocante a diferentes formas de carregamento e/ou condições de contorno. Em particular, apoios flexíveis e base elástica podem ser facilmente acomodados.

O procedimento de modelagem por elementos finitos é aqui realizado utilizando a teoria de Euler-Bernoulli para elementos de viga bidimensionais. Esta teoria é fundamentada nas seguintes hipóteses:

a) as seções transversais da viga permanecem planas e perpendiculares ao seu eixo neutro;

b) negligenciam-se as deformações devidas ao cisalhamento e a inércia de rotação das seções transversais.

Além disso, são negligenciados os efeitos dissipativos (amortecimento).

É sabido que a teoria de Euler-Bernoulli é adequada para a representação do comportamento dinâmico de vigas esbeltas, cujo comprimento é muito maior que as dimensões das seções transversais, e no domínio de baixas frequências. Fora destes casos, deve-se fazer uso de teorias mais sofisticadas, como a teoria de vigas de Timoshenko, a qual considera os efeitos secundários associados às deformações de cisalhamento e à inércia de rotação das seções transversais (Rade, 1987).

Considere-se o elemento genérico de viga, representado na Figura 3.1, contendo dois nós e três graus de liberdade por nó.

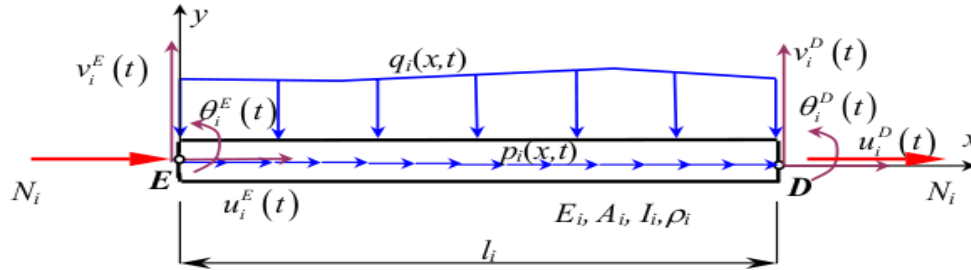


Figura 3.1 - Elemento de viga Euler-Bernoulli (adaptado de (Rade, 2003)).

Na figura acima, $u_i^E(t)$ e $u_i^D(t)$ são os deslocamentos nodais longitudinais, $v_i^E(t)$ e $v_i^D(t)$ são os deslocamentos nodais transversais, $\theta_i^E(t)$ e $\theta_i^D(t)$ são as rotações das seções transversais nas extremidades esquerda e direita do elemento, respectivamente, l_i é o comprimento do elemento, E_i é o módulo de elasticidade do material, A_i é a área da seção transversal, I_i é o momento de inércia da seção transversal em relação ao seu eixo centroidal perpendicular ao plano da figura, ρ_i é a massa específica do material. Além disso, $p_i(x,t)$ é o carregamento longitudinal distribuído e $q_i(x,t)$ é o carregamento transversal distribuído, ambos representados em termos de força por unidade de comprimento.

Designam-se genericamente os campos de deslocamento e rotação ao longo do elemento como segue:

- $u_i(x,t)$: campo de deslocamentos longitudinais ao longo do elemento i ;
- $v_i(x,t)$: campo de deslocamentos transversais ao longo do elemento i ;
- $\theta_i(x,t)$: campo de rotações das seções transversais ao longo do elemento i .

Devido ao fato que os deslocamentos longitudinais são independentes dos demais e sabendo que as rotações e os deslocamentos transversais relacionam-se segundo

$$\theta_i(x, t) = \frac{\partial v_i(x, t)}{\partial x}, \text{ pode-se analisar separadamente o movimento longitudinal e o}$$

movimento transversal, o que é feito a seguir.

Equações do movimento em nível elementar

Na derivação das equações do movimento, utiliza-se a seguinte função de interpolação linear para o campo de deslocamentos longitudinais no interior do elemento:

$$u_i(x, t) = u_i^E(t)\psi_1(x) + u_i^D(t)\psi_2(x) \quad (0 \leq x \leq l_i), \quad (3.1)$$

onde as funções de forma são dadas por:

$$\psi_1(x) = 1 - \frac{x}{l_i}, \quad \psi_2(x) = \frac{x}{l_i}, \quad (3.2)$$

ao passo que, para o campo de deslocamento transversal é utilizada a seguinte aproximação cúbica:

$$v_i(x, t) = \phi_1(x)v_i^E(t) + \phi_2(x)\theta_i^E(t) + \phi_3(x)v_i^D(t) + \phi_4(x)\theta_i^D(t), \quad (3.3)$$

com:

$$\phi_1(x) = 1 - 3\left(\frac{x}{l_i}\right)^2 + 2\left(\frac{x}{l_i}\right)^3, \quad (3.4-a)$$

$$\phi_2(x) = x - 2l_i\left(\frac{x}{l_i}\right)^2 + l_i\left(\frac{x}{l_i}\right)^3, \quad (3.4-b)$$

$$\phi_3(x) = 3\left(\frac{x}{l_i}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{l_i}\right)^3, \quad (3.4-c)$$

$$\phi_4(x) = -l_i\left(\frac{x}{l_i}\right)^2 + l_i\left(\frac{x}{l_i}\right)^3. \quad (3.4-d)$$

Seguindo o procedimento detalhado em (CRAIG Jr. e KURDILLA, 2006), após formulação das expressões da energia cinética e energia potencial do elemento, e aplicação das Equações de Lagrange, as equações do movimento em nível elementar são obtidas sob a forma:

$$[M_i]\{\ddot{\Delta}_i(t)\} + [K_i]\{\Delta_i(t)\} = \{F_i(t)\}, \quad (3.5)$$

onde:

- $[M_i] \in R^{6 \times 6}$: matriz de massa elementar que considera os deslocamentos longitudinais e transversais;
- $[K_i] \in R^{6 \times 6}$: matriz de rigidez elementar que considera os deslocamentos longitudinais e transversais;
- $\{F_i(t)\} \in R^6$: vetor dos esforços nodais elementares;
- $\{\Delta_i(t)\} \in R^6$: vetor de deslocamentos e rotações nodais elementares;

com:

$$[K_i] = [K_i^S] + [K_i^G], \quad (3.6)$$

$$[K_i^S] = \begin{bmatrix} \frac{E_i A_i}{l_i} & 0 & -\frac{E_i A_i}{l_i} & 0 & 0 & 0 \\ & \frac{12 E_i I_i}{l_i^3} & \frac{6 E_i I_i}{l_i^2} & 0 & -\frac{12 E_i I_i}{l_i^3} & \frac{6 E_i I_i}{l_i^2} \\ & & \frac{4 E_i I_i}{l_i} & 0 & -\frac{6 E_i I_i}{l_i^2} & \frac{2 E_i I_i}{l_i} \\ & & & \frac{E_i A_i}{l_i} & 0 & 0 \\ & sim. & & & \frac{12 E_i I_i}{l_i^3} & -\frac{6 E_i I_i}{l_i^2} \\ & & & & & \frac{4 E_i I_i}{l_i} \end{bmatrix}, \quad (3.7)$$

$$[K_i^G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{6 N_i}{5 l_i} & \frac{1}{10} N_i & 0 & -\frac{6 N_i}{5 l_i} & \frac{1}{10} N_i \\ & & \frac{12}{5} N_i l_i & 0 & -\frac{1}{10} N_i & \frac{1}{10} N_i l_i \\ & & & 0 & 0 & 0 \\ & sim. & & & \frac{6 N_i}{5 l_i} & -\frac{1}{10} N_i \\ & & & & & \frac{12}{5} N_i l_i \end{bmatrix}, \quad (3.8)$$

$$[M_i] = \frac{m_i}{420} \begin{bmatrix} 140 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 \\ & 156 & 22 l_i & 0 & 54 & -13 l_i \\ & & 4 l_i^2 & 0 & 13 l_i & -3 l_i^2 \\ & & & 70 & 0 & 0 \\ & sim. & & & 156 & -22 l_i \\ & & & & & 4 l_i^2 \end{bmatrix}, \quad (3.9)$$

$$\{F_i(t)\} = \left[\frac{p_i(t) l_i}{2} \quad \frac{q_i(t) l_i}{2} \quad \frac{q_i(t) l_i^2}{12} \quad \frac{p_i(t) l_i}{2} \quad \frac{q_i(t) l_i}{2} \quad -\frac{q_i(t) l_i^2}{12} \right]^T, \quad (3.10)$$

$$\{\Delta_i(t)\} = \left[u_i^E(t) \quad v_i^E(t) \quad \theta_i^E(t) \quad u_i^D(t) \quad v_i^D(t) \quad \theta_i^D(t) \right]^T. \quad (3.11)$$

Observe-se que $[K_i^S]$ é a matriz de rigidez estrutural e $[K_i^G]$ é a chamada matriz de rigidez geométrica, sendo esta última associada à influência do carregamento axial sobre a rigidez à flexão, representando, portanto, o efeito do enrijecimento por tensões.

Equações do movimento em nível global

Seguindo o procedimento tradicional de montagem das matrizes e vetores presentes na Eq. (3.5) para composição das equações do movimento em nível global, com base na conectividade dos elementos que compõem o modelo de elementos finitos, obtêm-se as equações globais do movimento sob a forma:

$$[M]\{\ddot{\Delta}(t)\} + [K]\{\Delta(t)\} = \{F(t)\}, \quad (3.12)$$

onde

- $[M] \in R^{N,N}, [K] \in R^{N,N}$ são, respectivamente, as matrizes de massa e de rigidez globais, cujas dimensões N correspondem ao número total de graus de liberdade do modelo;
- $\{\Delta(t)\} \in R^N, \{F(t)\} \in R^N$ são, respectivamente, os vetores de graus de liberdade e de esforços externos em nível global.

Imposição das condições de contorno

Dois tipos de condições de contorno são considerados, a saber:

1º tipo: bloqueio de graus de liberdade dos nós posicionados nas extremidades da viga, para representar as condições de contorno tradicionais do tipo engastamento (deslocamentos transversais e rotações restringidos), ou apoios simples (deslocamentos transversais restringidos). Neste caso, a imposição das condições de contorno é feita por simples eliminação das linhas e colunas das matrizes $[K]$ e $[M]$, e dos elementos dos vetores $\{\Delta(t)\}$ e $\{F(t)\}$. Deste procedimento resulta que o número total de graus de liberdade do sistema fica reduzido pelo número de graus de liberdade bloqueados.

2º tipo: consideração de apoios elásticos nas extremidades da viga, para representar condições de contorno não ideais, dotadas de flexibilidade associadas aos graus de liberdade de deslocamento longitudinal e transversal e de rotação da seção transversal. Neste caso, a cada um destes graus de liberdade é associada uma mola translacional ou rotacional, conforme ilustrado na Fig. 3.2 e a imposição das condições de contorno é feita pela alteração da matriz de rigidez elástica, conforme indicado a seguir:

$$[K] \rightarrow [K] + [\Delta K] \quad (3.13)$$

onde $[\Delta K]$ é construída a partir de uma matriz nula, alocando os valores das constantes de rigidez das molas associadas aos graus de liberdade translacionais e rotacionais de cada uma das duas extremidades da viga, indicadas pelos superscritos E e D , designadas por $k_u^E, k_v^E, k_\theta^E, k_u^D, k_v^D, k_\theta^D$, sobre a diagonal principal, nas posições correspondentes a estes graus de liberdade.

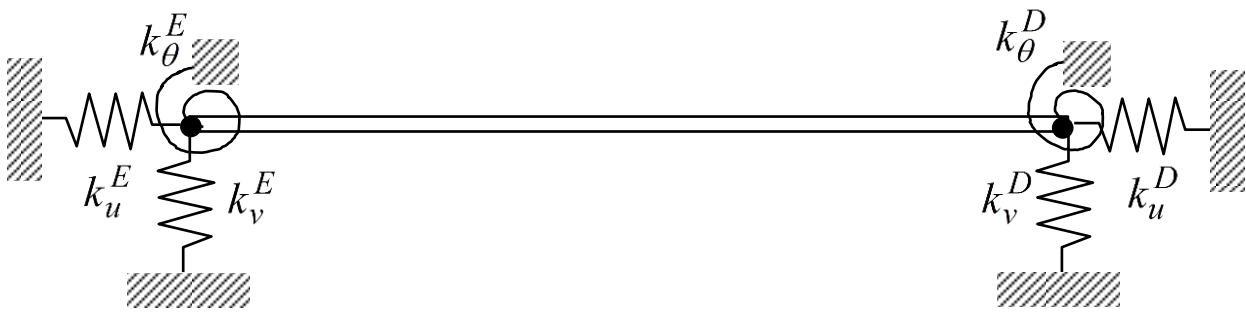


Figura 3.2 – Ilustração da viga dispondo de apoios flexíveis.

Análises Numéricas

De posse das equações matriciais do movimento associadas ao modelo de elementos finitos, representadas pela Eq. (3.12), os seguintes tipos de análises numéricas podem ser realizadas:

- **Análise de respostas temporais em regime transiente**

Por meio da integração numérica das equações do movimento utilizando algoritmos apropriados para integração de sistemas de equações diferenciais de segunda ordem, podem ser obtidas as respostas dinâmicas da viga a um conjunto arbitrário de forças concentradas ou distribuídas aplicadas e/ou a um conjunto de condições iniciais.

- **Análise Modal**

A análise modal numérica é realizada mediante a resolução do seguinte problema de autovalor:

$$\left([K] + \lambda [M] \right) \{\Delta\} = \{0\}. \quad (3.14)$$

A resolução numérica de (3.14) conduz aos autovalores λ que fornecem as frequências naturais e aos autovetores $\{\Delta\}$ que fornecem os modos de vibração correspondentes.

- **Análise Harmônica**

A análise harmônica é aqui entendida como o cálculo das funções de resposta em frequência (FRF), conforme desenvolvimento a seguir.

Considerando uma excitação harmônica com frequência Ω do tipo $\{F(t)\} = \{\bar{F}\}e^{i\Omega t}$, à qual corresponde um vetor de respostas harmônicas em regime permanente dada por $\{\Delta(t)\} = \{\bar{\Delta}\}e^{i\Omega t}$ pode-se verificar, a partir da equação do movimento (3.12), que os vetores de amplitudes de resposta e de excitação guardam entre si a relação (Maia, 1997):

$$\{\bar{\Delta}(\Omega)\} = [H(\Omega)]\{\bar{F}\} \quad (3.15)$$

onde a **matriz de receptâncias** ou de **funções de respostas em frequência** é dada por:

$$[H(\Omega)] = ([K] - \Omega^2[M])^{-1}. \quad (3.16)$$

3.1.2 Modelagem da estrutura sujeita a interação com o fluido.

Nesta seção, a formulação do problema de interesse é complementada com a consideração dos efeitos de interação entre a estrutura e o fluido em que está imersa, seguindo o procedimento utilizado por Pavanello (1991).

Conforme ilustrado na Fig. 3.3, a estrutura está em contato com o fluido circundante através de uma interface denotada por $\Gamma_I(x, y, z)$, ao longo da qual é aplicado um campo de pressão exercido pelo fluido. Em um ponto genérico da interface $P(x, y, z)$, este campo de pressão é expresso segundo:

$$\{p(x, y, z, t)\} = -p(t) \begin{bmatrix} n_x(x, y, z) & n_y(x, y, z) & n_z(x, y, z) \end{bmatrix}^T, \quad (3.17)$$

onde $n_x(x, y, z), n_y(x, y, z), n_z(x, y, z)$ são os cossenos diretores da normal exterior à superfície que define a interface.

Considerando a situação específica da viga bidimensional submersa, ilustrada na Fig. 3.4, a influência do fluido sobre o comportamento dinâmico da estrutura é introduzida na formulação de elementos finitos desenvolvida na Seção 3.1.1 considerando que o fluido exerce sobre a estrutura uma força distribuída associada ao campo de pressão expresso em (3.17).

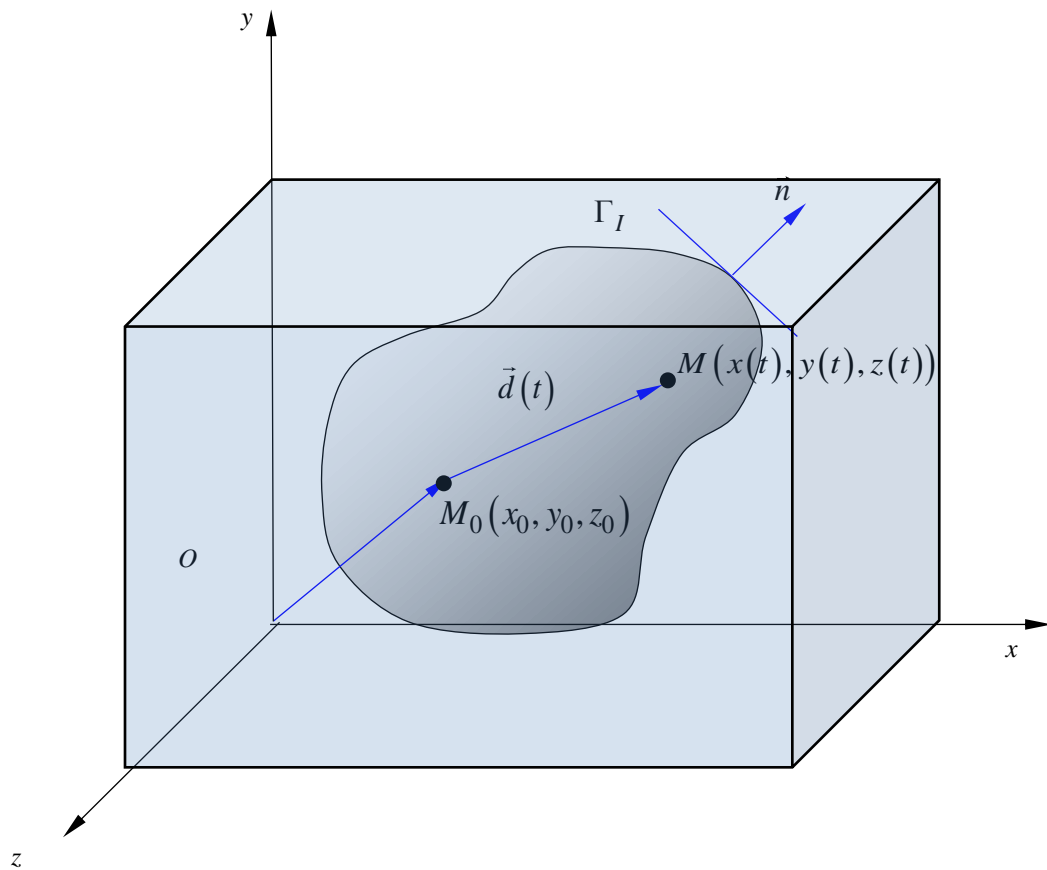


Figura 3.3 – Ilustração de um corpo sólido imerso em fluido.

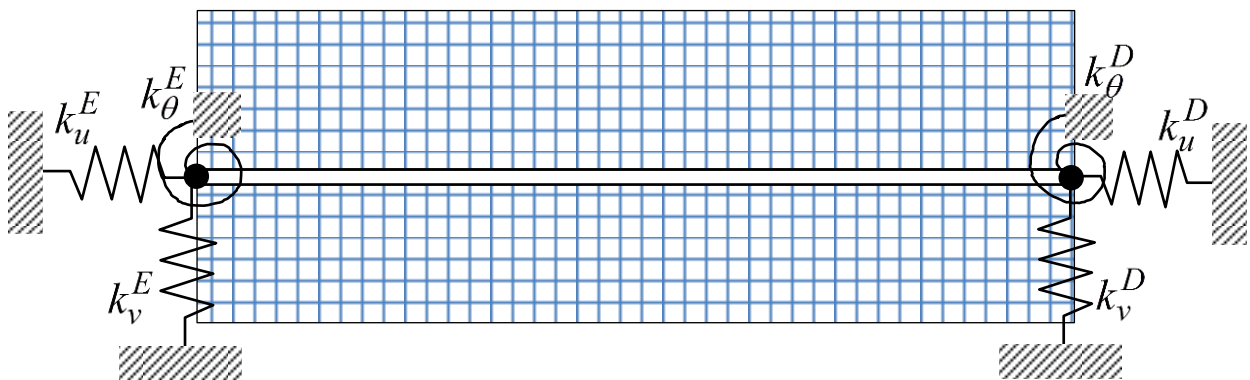


Figura 3.4 – Ilustração da viga bidimensional imersa em fluido.

Modelagem do domínio fluido

Para a complementação da formulação do problema de interação fluido-estrutura, faz-se necessário o desenvolvimento das equações pertinentes ao domínio fluido, considerando que se busca a representação do acoplamento forte entre os dois domínios considerados. Para tanto, adotam-se as hipóteses de escoamento irrotacional, condições isotérmicas e densidade constante.

Com estas hipóteses, a aplicação conjunta das leis de conservação de massa, conservação de energia e conservação de quantidade de movimento conduz às equações locais de um fluido compressível sob a forma:

$$\nabla p + \rho_f \dot{p} = 0, \text{ em } V_f, \quad (3.18-a)$$

$$\frac{1}{c} \dot{p} + \rho_f \nabla \{v\} = 0, \text{ em } V_f, \quad (3.18-b)$$

onde $p = p(x, y, z, t)$ e $\{v\} = \{v(x, y, z, t)\}$ designam, respectivamente, os campos de pressão e velocidade do domínio fluido e c é a velocidade do som no meio fluido.

Eliminando a velocidade nas equações (3.18), chega-se à conhecida equação de Helmholtz:

$$\nabla^2 p + \frac{1}{c^2} \ddot{p} = 0, \text{ em } V_f. \quad (3.19)$$

A Equação (3.19) deve ser resolvida de modo a satisfazer às condições de contorno, que são detalhadas a seguir.

- *Superfície livre.* Em uma superfície livre ocorrem ondas de gravidade e cria-se uma pressão hidrostática não nula. Esta situação é representada pela equação:

$$\frac{\partial p}{\partial n} - \frac{1}{g} \ddot{p} = 0, \text{ em } \Gamma_{SL}. \quad (3.20-a)$$

- *Superfície rígida.* Em uma superfície rígida, tem-se a condição:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0, \text{ em } \Gamma_{SR}. \quad (3.20-b)$$

- *Superfície limite no infinito.* Neste caso, as ondas de pressão não são refletidas e vale a condição de radiação de Sommerfeld:

$$\frac{\partial p}{\partial n} - \frac{1}{c} p = 0, \text{ em } \Gamma_{\infty}. \quad (3.20-c)$$

- *Interface fluido-estrutura.* A velocidade normal à superfície de interface deve ser igual à velocidade do sólido na mesma direção:

$$-\frac{1}{\rho_f} \frac{\partial p}{\partial n} = \ddot{d}_n, \text{ em } \Gamma_I. \quad (3.20-d)$$

Para a resolução aproximada da Equação (3.19), emprega-se a técnica dos Resíduos Ponderados (Método de Galerkin), definindo-se as funções-resíduo:

$$R_i(t) = \int_{V_f} \psi_i \left(\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \ddot{p} \right) dV = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots; \quad (3.21)$$

onde $\psi_i = \psi_i(x, y, z)$ são funções de ponderação.

Efetuada a integração por partes em (3.21), obtém-se:

$$-\int_{V_f} \left(\frac{\partial \psi_i}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \psi_i}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \psi_i}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dV + \int_{\Gamma_f} \psi_i \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma - \frac{1}{c^2} \int_{V_f} \psi_i \ddot{p} dV = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (3.22)$$

Associando as condições de contorno (3.20) à equação (3.22), escrevem-se:

$$\int_{\Gamma_f} \psi_i \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma = -\frac{1}{g} \int_{\Gamma_{SL}} \psi_i \ddot{p} d\Gamma - \frac{1}{c} \int_{\Gamma_{\infty}} \psi_i p d\Gamma - \rho_f \int_{\Gamma_I} \psi_i \ddot{d}_n d\Gamma, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (3.23-a)$$

e

$$\begin{aligned} & -\int_{V_f} \left(\frac{\partial \psi_i}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \psi_i}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \psi_i}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dV - \frac{1}{c^2} \int_{V_f} \psi_i \ddot{p} dV - \frac{1}{g} \int_{\Gamma_{SL}} \psi_i \ddot{p} d\Gamma \\ & - \frac{1}{c} \int_{\Gamma_{\infty}} \psi_i p d\Gamma - \\ & - \rho_f \int_{\Gamma_I} \psi_i \ddot{d}_n d\Gamma = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (3.23-b)$$

Discretização por elementos finitos

Admitindo que o domínio fluido seja discretizado com elementos finitos contendo nf nós, a interpolação do campo de pressão no interior de cada elemento é feita segundo:

$$p(x, y, z, t) = \sum_{j=1}^{nf} N_f(x, y, z) p_j^{(e)}(t) = [N_f(x, y, z)] \{p^{(e)}(t)\}, \quad (3.24)$$

onde $[N_f(x, y, z)] = [{}_1N_f(x, y, z) \quad {}_2N_f(x, y, z) \quad \cdots \quad {}_{nf}N_f(x, y, z)]$ é a matriz formada pelas funções de interpolação do campo de pressão.

De acordo com o método de aproximação de Galerkin, as funções de ponderação escolhidas são as próprias funções de interpolação, ou seja:

$\psi_i(x, y, z) \equiv {}_iN_f(x, y, z)$, $i = 1, 2, 3, \dots$ Assim, associando as aproximações (3.2) e (3.24)

à Equação (3.23), tem-se, após manipulações algébricas:

$$\begin{aligned} & \left(\int_{V_f^{(e)}} [B_f(x, y, z)]^T [B_f(x, y, z)] dV \right) \{p^{(e)}(t)\}^T + \\ & + \left(\frac{1}{c^2} \int_{V_f^{(e)}} [N_f(x, y, z)]^T [N_f(x, y, z)] dV \right) \{\ddot{p}^{(e)}(t)\} + \\ & + \left(\rho_f \int_{\Gamma_I^{(e)}} [N_f(x, y, z)]^T \{n(x, y, z)\}^T [N_f(x, y, z)] d\Gamma \right) \{\ddot{d}_n^{(e)}(t)\} + \\ & + \left(\frac{1}{g} \int_{\Gamma_{SL}^{(e)}} [N_f(x, y, z)]^T [N_f(x, y, z)] d\Gamma \right) \{\ddot{p}^{(e)}(t)\} + \\ & + \left(\frac{1}{c} \int_{\Gamma_\infty^{(e)}} [N_f(x, y, z)]^T [N_f(x, y, z)] d\Gamma \right) \{\dot{p}^{(e)}(t)\} = \{0\}, \end{aligned} \quad (3.25)$$

onde

$$[B_f(x, y, z)]_{(nf \times 3)}^T = \left[\frac{\partial [N_f(x, y, z)]^T}{\partial x} \quad \frac{\partial [N_f(x, y, z)]^T}{\partial y} \quad \frac{\partial [N_f(x, y, z)]^T}{\partial z} \right]. \quad (3.26)$$

O sistema de equações diferenciais representado pela Eq. (3.25) pode ser posto na seguinte forma compacta:

$$\begin{aligned} \left[E_f^{(e)} \right] \left\{ \ddot{p}^{(e)}(t) \right\} + \left[D_f^{(e)} \right] \left\{ \dot{p}^{(e)}(t) \right\} + \left[H_f^{(e)} \right] \left\{ p^{(e)}(t) \right\} = \\ -\rho_f \left[L_I^{(e)} \right]^T \left\{ \ddot{d}_n^{(e)}(t) \right\}, \end{aligned} \quad (3.27)$$

com:

$$\begin{aligned} \left[E_f^{(e)} \right]_{(nf \times nf)} = \frac{1}{c^2} \int_{V_f^{(e)}} \left[N_f(x, y, z) \right]^T \left[N_f(x, y, z) \right] dV + \\ + \frac{1}{g} \int_{\Gamma_{SL}^{(e)}} \left[N_f(x, y, z) \right]^T \left[N_f(x, y, z) \right] d\Gamma, \end{aligned} \quad (3.28-a)$$

$$\left[D_f^{(e)} \right]_{(nf \times nf)} = \frac{1}{c} \int_{\Gamma_{\infty}^{(e)}} \left[N_f(x, y, z) \right]^T \left[N_f(x, y, z) \right] d\Gamma, \quad (3.28-b)$$

$$\left[H_f^{(e)} \right]_{(nf \times nf)} = \int_{V_f^{(e)}} \left[B_f(x, y, z) \right]^T \left[B_f(x, y, z) \right] dV, \quad (3.28-c)$$

$$\left[L_I^{(e)} \right]_{(nf \times ns.ps)} = \int_{\Gamma_I^{(e)}} \left[N_f(x, y, z) \right]^T \left\{ n(x, y, z) \right\}^T \left[N_s(x, y, z) \right] d\Gamma. \quad (3.28-d)$$

Admitindo que o domínio fluido seja discretizado com n_{ef} elementos, e a interface com n_{ei} elementos, a montagem do sistema de equações globais, a partir das equações em nível elementar, é feita pela imposição de que o resíduo ponderado avaliado sobre todo o domínio fluido é dado pela soma dos resíduos ponderados avaliados em nível elementar.

Após a imposição da condição de nulidade do resíduo ponderado total, chega-se às seguintes equações globais para o movimento do fluido:

$$\left[E_f \right] \left\{ \ddot{p}(t) \right\} + \left[D_f \right] \left\{ \dot{p}(t) \right\} + \left[H_f \right] \left\{ p(t) \right\} = -\rho_f \left[L_I \right]^T \left\{ \ddot{d}_n(t) \right\}. \quad (3.29)$$

Modelagem do acoplamento fluido-estrutura

Combinando as Equações (3.12) e (3.29), obtém-se o seguinte conjunto de equações acopladas, envolvendo os campos de deslocamento do domínio estrutural e o campo de pressão do domínio fluido:

$$\begin{bmatrix} [M] & [0] \\ \rho_f [L_I]^T & [E_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\Delta}(t)\} \\ \{p(t)\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] & [0] \\ [0] & [D_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{\Delta}(t)\} \\ \{\dot{p}(t)\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & -[L_I] \\ [0] & [H_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\Delta(t)\} \\ \{p(t)\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F(t)\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}. \quad (3.30)$$

O sistema de equações diferenciais (3.30) deve ser resolvido para determinação dos campos de deslocamento e de pressão.

Problemas de hidroelasticidade

Se o fluido for considerado incompressível ($c \rightarrow \infty$) e negligenciado a ocorrência de ondas de superfície ($[E_f] = [0]$) e de efeitos dissipativos ($[D_f] = [0]$), tem-se o problema hidroelástico clássico, representado pelo sistema de equações:

$$\begin{bmatrix} [M] & [0] \\ \rho_f [L_I]^T & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\Delta}(t)\} \\ \{p(t)\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & -[L_I] \\ [0] & [H_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\Delta(t)\} \\ \{p(t)\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F(t)\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}. \quad (3.31)$$

Neste caso, é possível condensar as equações, por meio da eliminação das coordenadas associadas ao campo de pressão, o que conduz ao seguinte sistema de equações do movimento, exclusivamente em termos do campo de deslocamentos da estrutura:

$$([M] + [M_a])\{\ddot{\Delta}(t)\} + [K]\{\Delta(t)\} = \{F(t)\}, \quad (3.32)$$

onde

$$[M_a] = \rho_f [L_I] [H_f]^{-1} [L_I], \quad (3.33)$$

define a chamada *matriz de massa adicionada*, a qual representa o efeito de inércia associado à interação fluido-estrutura.

A resolução do problema de autovalor associado à equação (3.32):

$$([K] - \omega_i^2([M] + [M_a]))\{D_s\} = \{0\}, \quad (3.34)$$

permite obter as auto-soluções:

- $\omega_i^2, i = 1, 2, \dots$: frequências naturais,
- $\{D_s\}, i = 1, 2, \dots$: modos naturais de vibração.

Deve ser observado que, nas condições consideradas, a influência do fluido sobre a estrutura é representado por um acréscimo de massa, indicado pela matriz de massa adicionada $[M_a]$.

Modelagem bidimensional da interação fluido-estrutura

Considera-se, nesta seção, a modelagem de um sistema fluido-estrutura constituído por uma viga reta desenvolvendo movimento vibratório no plano x - y , modelada de acordo com a teoria clássica de vigas de Euler-Bernoulli, em contato com um domínio fluido bidimensional, conforme ilustrado na Figura 3.5.

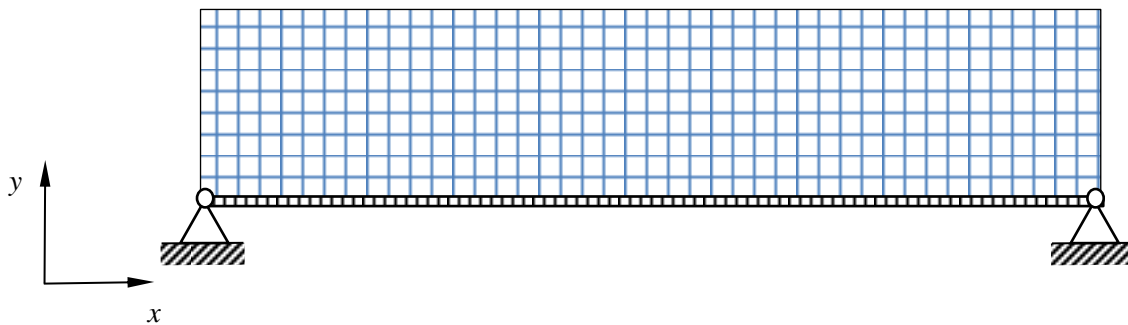


Figura 3.5 – Ilustração de um sistema fluido-estrutura bidimensional.

Discretização da viga e do domínio fluido

A discretização do domínio sólido é feita conforme detalhado na Seção 3.1.1, ao passo que a discretização do domínio fluido é feita empregando o elemento retangular de 8 nós, ilustrado na Figura 3.6, com dimensões $2a \times 2b \times t$.

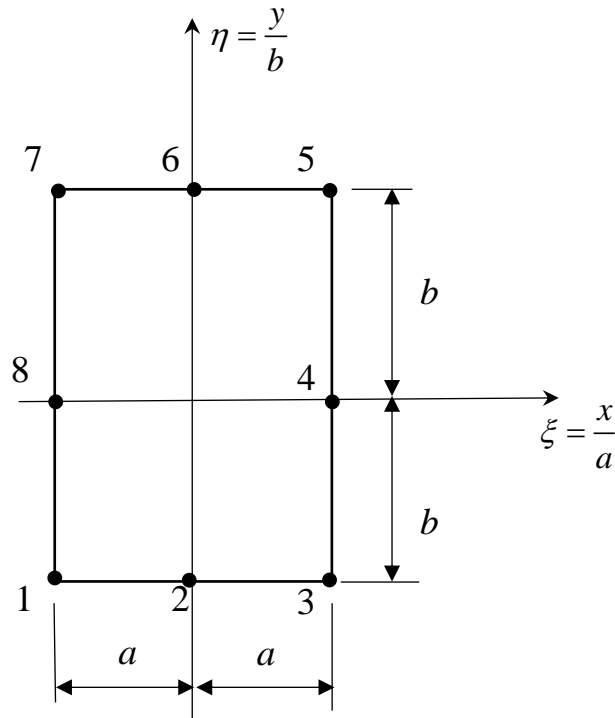


Figura 3.6 – Ilustração do elemento retangular utilizado para discretização do domínio fluido.

As funções de forma utilizadas para este elemento são as seguintes:

$$\left. \begin{aligned}
 N_f^1(\xi, \eta) &= -\frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta)(1+\xi+\eta) \\
 N_f^2(\xi, \eta) &= \frac{1}{2}(1-\xi^2)(1-\eta) \\
 N_f^3(\xi, \eta) &= -\frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta)(1-\xi+\eta) \\
 N_f^4(\xi, \eta) &= \frac{1}{2}(1+\xi)(1-\eta^2) \\
 N_f^5(\xi, \eta) &= -\frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta)(1-\xi-\eta) \\
 N_f^6(\xi, \eta) &= \frac{1}{2}(1-\xi^2)(1+\eta) \\
 N_f^7(\xi, \eta) &= -\frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta)(1+\xi-\eta) \\
 N_f^8(\xi, \eta) &= \frac{1}{2}(1-\xi)(1-\eta^2)
 \end{aligned} \right\} (-1 \leq \xi \leq 1; -1 \leq \eta \leq 1). \quad (3.35)$$

Após introduzir as transformações $x \rightarrow \xi$, $y \rightarrow \eta$ e efetuar as integrações indicadas na equação (3.28-c), obtém-se a seguinte expressão para a matriz $[H_f^{(e)}]$ associada ao elemento de fluido:

$$[H_f^{(e)}] = \frac{a \times b \times t}{45} \begin{bmatrix} 52 & -37 & 45/2 & -23 & 23 & -23 & 45/2 & -37 \\ -37 & -104 & -37 & 0 & -23 & 16 & -23 & 0 \\ 45/2 & -37 & 52 & -37 & 45/2 & -23 & 23 & -23 \\ -23 & 0 & -37 & 104 & -37 & 0 & -23 & 16 \\ 23 & -23 & 45/2 & -37 & 52 & -37 & 45/2 & -23 \\ -23 & 16 & -23 & 0 & -37 & 104 & -37 & 0 \\ 45/2 & -23 & 23 & -23 & 45/2 & -37 & 52 & -37 \\ -37 & 0 & -23 & 16 & -23 & 0 & -37 & 104 \end{bmatrix}. \quad (3.36)$$

Discretização da interface fluido-estrutura

Para a situação apresentada na Fig. 3.5, em que apenas a face superior da viga está em contato com o fluido, o cálculo da matriz $[L_I^{(e)}]$ de acordo com a Eq. (3.28-d) é feito mediante a introdução do conceito de *elemento de interface* fluido-sólido, que permite “acoplar” a borda inferior do elemento de fluido, com o elemento de viga, como mostra a Fig.3.7. Note-se que a necessidade de haver coincidência das posições dos nós do elemento de fluido e dos nós dos elementos de viga faz com que a discretização seja tal que a largura de um elemento de fluido corresponda à soma dos comprimentos de dois elementos de viga.

Além disso, para a integração indicada em (3.28-d) possa ser efetuada, é necessário que tanto $[N_f]$ quanto $[N_s]$ estejam representadas como funções de uma única variável espacial, sendo necessária a compatibilização das variáveis espaciais, por meio das seguintes relações:

Região A:

$$\xi = \zeta - 1, (-1 \leq \xi \leq 0) \quad (3.37-a)$$

$$\begin{aligned}
N_f^1(\xi) &= -\frac{1}{2}\xi(1-\xi), \\
N_f^2(\xi) &= 1-\xi^2, \\
N_f^3(\xi) &= \frac{1}{2}\xi(1+\xi), \\
N_f^4 &= N_f^5 = N_f^6 = N_f^7 = N_f^8 = 0.
\end{aligned} \tag{3.39}$$

Introduzindo as relações (3.38) em (3.39), tem-se:

Na região A:

$$\left. \begin{aligned}
{}_A N_f^1(\zeta) &= \frac{1}{2}\zeta(\zeta-3)+1 \\
{}_A N_f^2(\zeta) &= \zeta(2-\zeta) \\
{}_A N_f^{3A}(\zeta) &= \frac{1}{2}\zeta(\zeta-1)
\end{aligned} \right\} 0 \leq \zeta \leq 1. \tag{3.40-a}$$

Na região B:

$$\left. \begin{aligned}
{}_B N_f^1(\zeta) &= \frac{1}{2}\zeta(\zeta-1) \\
{}_B N_f^2(\zeta) &= 1-\zeta^2 \\
{}_B N_f^3(\zeta) &= \frac{1}{2}\zeta(\zeta+1)
\end{aligned} \right\} 0 \leq \zeta \leq 1. \tag{3.40-b}$$

A matriz de interface elementar é calculada da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
\left[L_I^{(e)} \right]_{(região A)}^T &= b\ell \int_0^a \left[{}_A N_f^1(\zeta) \quad {}_A N_f^2(\zeta) \quad {}_A N_f^3(\zeta) \right]^T \\
&\quad \left[N_f^1(\zeta) \quad N_f^2(\zeta) \quad N_f^3(\zeta) \quad N_f^4(\zeta) \right] d\zeta.
\end{aligned} \tag{3.41-a}$$

$$\begin{aligned} \left[L_I^{(e)} \right]_{(região B)}^T &= b\ell \int_0^a \begin{bmatrix} {}_B N_f^1(\zeta) & {}_B N_f^2(\zeta) & {}_B N_f^3(\zeta) \end{bmatrix}^T \\ &\quad \begin{bmatrix} N_f^1(\zeta) & N_f^2(\zeta) & N_f^3(\zeta) & N_f^4(\zeta) \end{bmatrix} d\zeta. \end{aligned} \quad (3.41-b)$$

Uma vez realizadas as integrações, estas duas matrizes, cada uma de dimensão 3×4 , devem ser combinadas de acordo com o procedimento tradicional de montagem das matrizes de elementos finitos, levando em conta a conectividade dos elementos, de modo a resultar na seguinte matriz dimensão 3×6 :

$$\left[L_I^{(e)} \right] = \frac{a \times t}{120} \begin{bmatrix} 37 & 5a & 8 & -4a & -5 & a \\ 28 & 6a & 104 & 0 & 28 & -6a \\ -5 & -a & 8 & 4a & 37 & -5a \end{bmatrix}. \quad (3.42)$$

Os procedimentos detalhados acima podem ser facilmente estendidos aos casos em que a viga se encontra totalmente submersa no fluido, conforme ilustrado na Figura 3.8. Neste caso, basta estender o domínio fluido e considerar duas interfaces sólido-fluido.

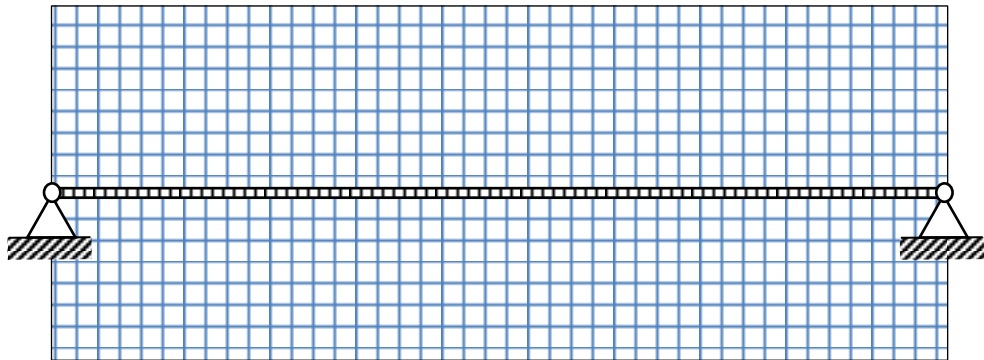


Figura 3.8 – Ilustração de um sistema fluido-estrutura bidimensional envolvendo duas interfaces sólido-fluido.

3.2 Fundamentos de análise modal experimental

O trabalho de pesquisa envolve a realização de ensaios de vibração em tubos submersos para obtenção das frequências naturais que, em seguida, serão utilizadas para a identificação das cargas axiais aplicadas. Desta forma, o conhecimento dos fundamentos teóricos subjacentes aos procedimentos experimentais é indispensável para a escolha das opções mais adequadas e a obtenção de resultados confiáveis.

É amplamente conhecido, no âmbito da dinâmica estrutural, o fato de que os parâmetros modais (frequências e modos naturais) constituem um conjunto de propriedades que caracterizam completamente o comportamento vibratório de sistemas dinâmicos lineares. Assim, técnicas analíticas e numéricas foram desenvolvidas para a determinação destes parâmetros. Entretanto, em aplicações práticas de interesse industrial, é inevitável a presença de incertezas e imprecisões que podem comprometer a precisão dos parâmetros modais estimados.

As limitações da modelagem analítica podem ser diminuídas por meio da realização de testes vibratórios, e os resultados experimentais podem ser utilizados para diversas finalidades, tais como: i) validação de modelos teóricos; ii) obtenção de informações que são difíceis de serem obtidas através da modelagem teórica, tais como os níveis de amortecimento estrutural; iii) identificação de parâmetros físicos e/ou geométricos desconhecidos ou mal determinados. Este último caso é o considerado no presente trabalho.

Na literatura moderna, o termo Análise Modal Experimental é geralmente entendido como o conjunto de procedimentos híbridos numérico-experimentais que incluem, sequencialmente:

- a) realização de ensaios consistindo da aplicação de forças de excitação adequadas, medição e condicionamento dos sinais de respostas dinâmicas;
- b) o processamento numérico das respostas para extração das características modais.

Com relação à primeira etapa, dois tipos principais de excitação podem ser utilizados: excitação por impacto, utilizando um martelo instrumentado com uma célula de carga para medição da força de impacto (conforme ilustrado na Fig. 3.9(a)), ou excitação aleatória utilizando excitadores eletrodinâmicos comandados por um gerador de funções (Fig. 3.9(b)). Estes excitadores são conectados à estrutura por meio de uma haste, sendo posicionada na superfície da estrutura uma célula de carga destinada à medição da força aplicada.

Os sinais de excitação e resposta devem ser condicionados conforme os objetivos dos ensaios dinâmicos, podendo incluir amplificação, filtragem, janelamento, cálculo de médias, transformação rápida de Fourier e estimação de espectros frequenciais. Atualmente, todas estas operações são integradas nos sistemas combinados de *hardware* e *software* denominados analisadores espectrais.



Figura 3.9 - Ilustração de dispositivos de excitação utilizados em ensaios de vibrações. (a) martelo de impacto; (b) excitador eletrodinâmico (<http://www.bksv.com/Products/shakers-exciter/modal-exciter> acessado em 11/02/2014).

O livro de McConnel e Varoto (2008) descreve todos os procedimentos relacionados acima, além dos procedimentos de preparação dos ensaios: fixação da estrutura e dos sensores, definição dos parâmetros utilizados no processamento dos sinais, etc.

A Figura 3.10 ilustra uma montagem experimental típica baseada em excitador eletrodinâmico. O gerador de sinais (1) fornece sinais de tensão elétrica que, depois de amplificados pelo amplificador de potência (2), alimentarão o excitador eletrodinâmico (3) para aplicação de forças à estrutura ensaiada. Usualmente, o gerador de sinais pode produzir vários tipos de sinais: senoidais, varreduras senoidais, aleatórios, etc. Uma célula de carga piezelétrica integrada a uma cabeça de impedância (5) é posicionada entre o excitador e a estrutura para a medição da força aplicada, e um sensor piezelétrico, também integrado à cabeça de impedância (5), é utilizado para medir a resposta vibratória da estrutura. Os condicionadores de sinais (6) convertem as cargas elétricas geradas na célula de carga e no sensor de vibração em sinais de tensão elétrica, além de permitirem outras operações, tais como amplificação, filtragem analógica e integração. O analisador de espectro (7) é o equipamento que realiza os processamentos numéricos dos sinais de excitação e de resposta, sendo os mais importantes, para a análise modal experimental, a transformação direta e inversa de Fourier, que demanda operações complementares de amostragem e janelamento, cálculo de médias e estimação de espectros. O sistema é completado com um microcomputador para armazenamento e transferência de dados.

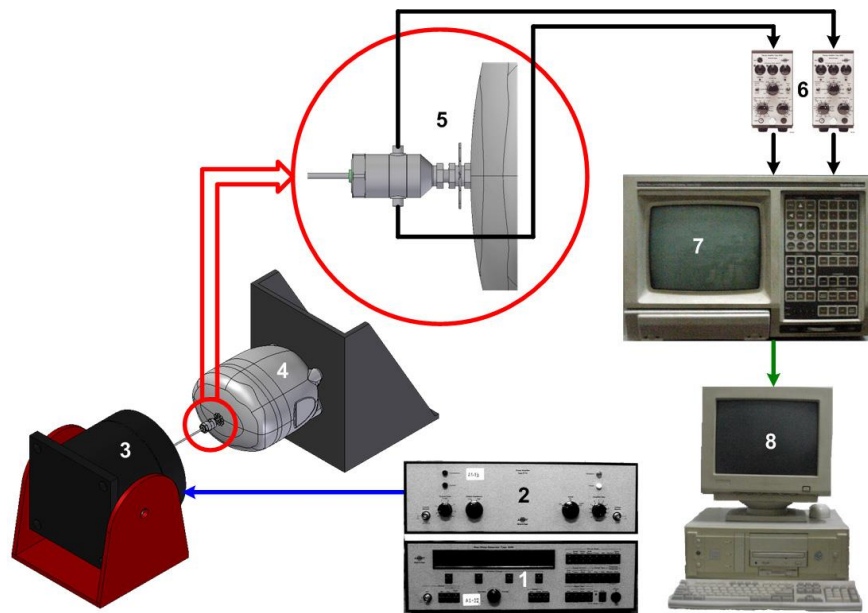


Figura 3.10 –Montagem experimental típica para ensaios de vibrações (1) gerador de sinais; (2) amplificador de sinais; (3) excitador eletrodinâmico; (4) estrutura ensaiada; (5) cabeça de impedância (célula de carga e sensor de vibração integrados); (7) analisador de espectro; (8) microcomputador .

No final do processo de realização de ensaios, conforme os objetivos estabelecidos para os ensaios e os métodos a serem utilizados para a obtenção dos parâmetros modais, deve-se dispor de um conjunto de respostas que representam o comportamento dinâmico da estrutura ensaiada, sendo os dois tipos principais: as chamadas funções de resposta ao impulso, no domínio do tempo, ou as funções de resposta em frequência, no domínio da frequência.

A última etapa é o processo de identificação de parâmetros modais, a partir das respostas dinâmicas, sendo denominada estimação de parâmetros modais ou identificação de parâmetros modais.

A Figura 3.11 representa esquematicamente o procedimento de identificação de parâmetros modais a partir de respostas em frequência. A partir dos dados de aceleração e da força utilizada para excitar a estrutura calculam-se as FRFs em pontos previamente escolhidos. Com estes dados, ajusta-se um modelo teórico das respostas dinâmicas, nas quais intervêm os parâmetros a serem identificados.

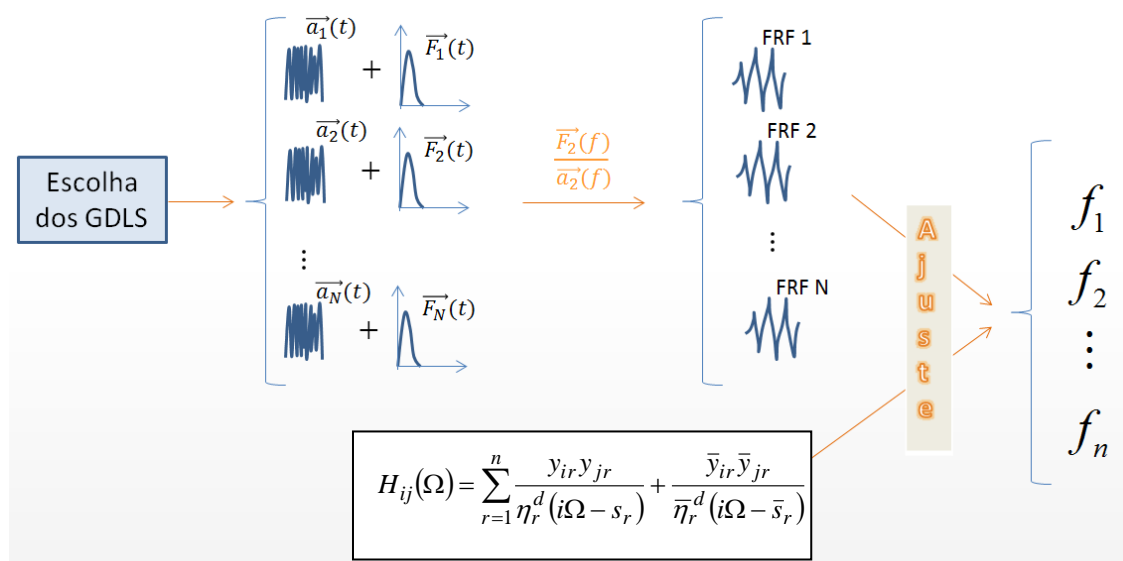


Figura 3.11 – Representação esquemática do procedimento de análise modal.

3.3 Formulação do problema inverso determinístico

Conforme evidenciado na Seção 3.1.1, as cargas axiais e a rigidez dos suportes influenciam os valores das frequências naturais associadas ao movimento vibratório em flexão de uma viga. Desta forma, com base na situação ilustrada na Fig. 3.12, tomar-se-á, por objetivo, identificar valores de parâmetros desconhecidos: a força axial P e, no caso mais geral, as constantes de rigidez das molas associadas aos apoios flexíveis.

Estas variáveis serão agrupadas no vetor $\{p\} = [k_u^E \ k_v^E \ k_\theta^E \ k_u^D \ k_v^D \ k_\theta^D \ P]^T$.

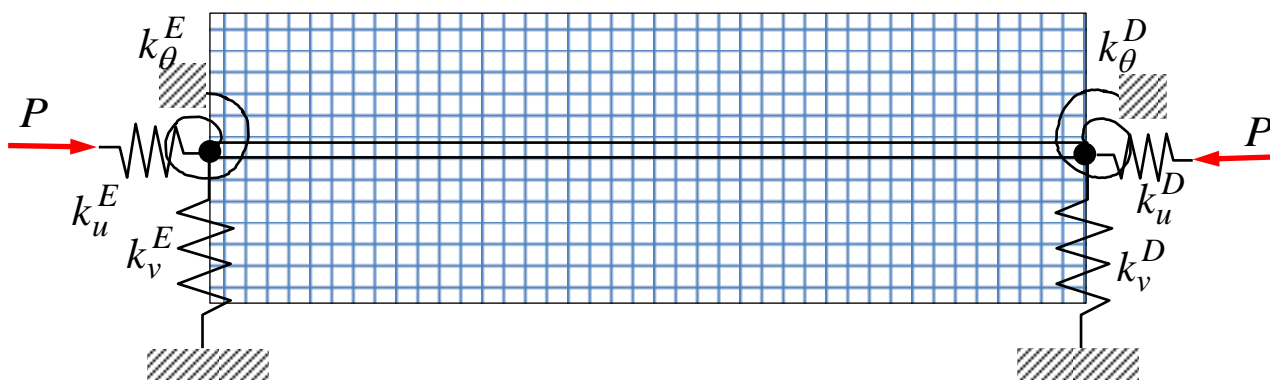


Figura 3.12 – Indicação dos parâmetros a serem identificados pela resolução do problema inverso.

É proposto identificar os parâmetros desconhecidos, de forma indireta, através da formulação de um problema inverso, no qual, a partir de um conjunto de frequências naturais da estrutura submersa, obtidas experimentalmente, ajusta-se um modelo numérico para a estimativa dos referidos parâmetros.

Com base neste princípio, a identificação da carga é feita através da resolução do problema de otimização, no qual se deseja minimizar a seguinte função objetivo:

$$J = \sum_{i=1}^n \alpha_i \left| \omega_i^{(e)} - \omega_i^{(m)}(\{p\}) \right|, \quad (3.43)$$

sujeita a:

$$p_i^L \leq p_i \leq p_i^U, \quad i = 1 \text{ a } 7,$$

onde $\omega_i^{(e)}, i = 1, 2, \dots, n$ são as frequências naturais obtidas a partir de dados vibratórios experimentais, $\omega_i^{(n)}(\{p\}), i = 1, 2, \dots, n$ são as frequências naturais obtidas a partir do modelo de elementos finitos e $\{p\}$ é o vetor de parâmetros do modelo, cujos valores devem ser identificados.

O problema proposto acima é resolvido para um intervalo fixo de valores que os parâmetros podem assumir. Este intervalo, que delimita o espaço de busca, é previamente determinado e seus limites são denominados restrições laterais.

Dentre os algoritmos de otimização existentes, os algoritmos evolutivos foram escolhidos para a resolução do problema inverso, escolha esta justificada pela grande versatilidade e eficiência que estes métodos apresentam.

3.3.1 Os algoritmos de otimização evolutivos

Os métodos de otimização e busca estocástica baseados na evolução biológica natural têm sido cada vez mais aplicados na resolução de problemas complexos e destacam-se, principalmente, pela sua robustez e capacidade de adaptação.

Os algoritmos evolutivos (AE) são algoritmos computacionais que compõem uma classe de métodos regidos por princípios presentes nas teorias de evolução biológica, cuja base é a teoria da evolução Darwiniana.

Nos AE, os pontos no espaço de busca são representados por indivíduos que interagem em um ambiente artificial. Um conjunto de soluções é manipulado a cada interação, em contraste com outros métodos de otimização, em que apenas uma solução para o problema é utilizada em cada momento. A chance que um indivíduo da população seja selecionado para produzir a próxima geração depende do valor da função objetivo que ele produz.

Os AE não dependem de certas propriedades da função objetivos, tais como convexidade ou diferenciabilidade. Os AE são guiados pela avaliação da função de aptidão dos indivíduos e possuem pouca dependência do tipo de problema que está sendo resolvido. Além disso, os AE são especialmente eficientes na busca dos ótimos globais, uma vez que os métodos determinísticos podem levar a soluções de mínimos locais. Por conseguinte, os AE são aptos à resolução de um amplo espectro de problemas não lineares, descontínuos, discretos, multivariáveis, entre outros.

Dentre os AE descritos na literatura, podemos citar os Algoritmos Genéticos, a Busca Tabu e a Evolução Diferencial. Para a resolução do problema inverso de identificação de carga axial aplicada aos tubos, neste projeto, foi escolhido o algoritmo Evolução Diferencial (ED), uma vez que foi observado em revisão de literatura que este método é bastante eficiente na obtenção do ótimo, sendo capaz de lidar com sucesso com funções objetivo multimodais, com grandes perspectivas na solução de problemas reais de grande dimensão.

O algoritmo Evolução Diferencial (ED) é um AE proposto por Storn e Price (1995) para problemas de otimização. Na evolução diferencial, o valor de cada variável é representado por um valor real (ponto flutuante) e o procedimento de otimização segue as seguintes etapas:

- Gerar uma população inicial, com distribuição de probabilidade uniforme, de soluções factíveis à solução do problema em questão, o que é garantido por regras do tipo “regras de reparo” que garantem que os valores atribuídos às variáveis estão dentro das fronteiras delimitadas pelo projetista;

- Um indivíduo é selecionado, de forma aleatória, para ser substituído, e três diferentes indivíduos são selecionados como genitores (pais);
- Um destes três indivíduos é selecionado como genitor principal;
- Com alguma probabilidade, cada variável do genitor principal é modificada. Entretanto, no mínimo uma variável deve ter seu valor alterado;
- A modificação é realizada pela adição do valor atual da variável de uma taxa F da diferença entre dois valores desta variável nos dois outros genitores. Em outras palavras, o vetor denominado genitor principal é modificado baseado no vetor de variáveis de dois outros genitores. Este procedimento representa o operador de cruzamento na evolução diferencial;
- Se o vetor resultante apresenta uma função de aptidão melhor que o escolhido à substituição, ele o substitui; caso contrário, o vetor escolhido para ser substituído é mantido na população.

Em outras palavras, adotando-se um formalismo matemático, na evolução diferencial uma solução l , na geração ω é um vetor multidimensional $x_{G=\omega}^l = \{x_1^l, x_2^l, \dots, x_N^l\}^T$. Uma população $P_G = k$, na geração $G = k$ é um vetor de M soluções, em que $M > 4$. A população inicial $P_G = \{x_{G=0}^l, x_{G=0}^l, \dots, x_{G=0}^l\}^T$, é gerada inicialmente, com distribuição uniforme, adotando-se:

$$x_{G=0}^l = l_{\text{inferior}}(x_i) + \text{rand}_i[0,1](l_{\text{superior}}(x_i) - l_{\text{inferior}}(x_i)) \quad (3.44)$$

em que $l_{\text{inferior}}(x_i)$ e $l_{\text{superior}}(x_i)$ são os limites inferior e superior de valores admissíveis para a variável x_i , respectivamente; M é o tamanho da população; N é a dimensão da solução e $\text{rand}_i[0,1]$ gera um número aleatório, com distribuição uniforme, no intervalo entre 0 e 1. A seleção é realizada para selecionar quatro diferentes índices de solução $r1, r2, r3$ e $j \in [1, M]$. Os valores de cada variável, na solução descendente (filha), são modificados com uma mesma probabilidade de cruzamento, p_m , para $\forall i \leq N$:

$$x_{G=k}^l = \begin{cases} x_{i,G=k-1}^{r_3} + F(x_{i,G=k-1}^{r_1} - x_{i,G=k-1}^{r_2}) \Rightarrow \text{rand}[0,1] < p_c \\ x_{i,G=k-1}^j \end{cases} \quad (3.45)$$

em que $F \in [0,1]$ é uma taxa de “perturbação” a ser adicionada a uma solução escolhida aleatoriamente denominada genitor (ancestral) principal. A nova solução

substitui a solução anterior (antiga) se ela for melhor que ela e pelo menos uma das variáveis é modificada; esta solução é representada na evolução diferencial pela seleção aleatória de uma variável, $i_{rand} \in [1, N]$.

Em (STORN, 1999) é apresentado o CADE (Constraint Adaptation by Differential Evolution), cuja principal característica é o tamanho de múltiplas restrições de igualdade e desigualdade sem a incorporação direta dessas restrições a função objetivo por meio de penalidades. O CADE está baseado na relaxação inicial de todas as restrições originais de modo que todos os membros da população estejam dentro de uma região de busca definitiva como ROA. Posteriormente, os próximos membros da população serão eliminados dessa região de busca se eles violarem as restrições. Este procedimento é repetido até que o ROA satisfaça todas as restrições originais do problema.

Recentemente, Samiveis e Nikolakopoulos (2005) desenvolveram uma metodologia para resolver problemas de otimização com restrições. Esta é baseada na formulação da Função Aumentada de Lagrange, que penaliza as violações das restrições. Os parâmetros de penalidade e os Multiplicadores de Lagrange são modificados durante a execução do algoritmo. Os autores desenvolveram o LUDE (Line-up Differential Evolution), que primeiramente resolve o problema de otimização sem restrições, considerando valores fixos para os coeficientes de penalidade e os multiplicadores de Lagrange. Em seguida, o LUDE adapta os valores dos parâmetros de penalidade e dos multiplicadores de Lagrange (significantes violações das restrições resultam em altos valores de parâmetros de penalidade).

Para a resolução do problema de identificação da carga axial é proposta a utilização de uma ferramenta acadêmica, desenvolvida em ambiente Matlab, denominada *Simple Toolbox*, que contém diversas ferramentas para solução de problemas inversos (VIANA e STEFFEN Jr., 2007).

3.4 Formulação do problema inverso estocástico

Ao se considerarem os objetivos discutidos na seção anterior e, levando-se em consideração que as frequências naturais serão obtidas a partir de ensaios experimentais, uma proposta de modelagem mais realista para a resolução do problema de identificação deverá levar em consideração os erros aleatórios presentes.

Os ensaios experimentais podem ser vistos como eventos aleatórios. Por mais que se controle a maior parte das variáveis que interferem em um experimento de laboratório, efeitos ambientais relacionados à temperatura, umidade relativa do ar, entre outras, além de ruídos gerados na cadeia de medição sempre irão influenciar os resultados observados.

Modelos matemáticos para representar estes ensaios deverão ser *não determinísticos*, ou seja, devem levar em consideração o fato de que não se tem conhecimento completo sobre uma ou mais variáveis que interfere no problema.

Nesta abordagem, o evento a ser observado deve ser modelado como uma variável aleatória, que é função de eventos aleatórios, de que não se tem controle ao se observar o evento de interesse. Uma das alternativas promissoras para este tipo de modelagem é a inferência bayesiana, fundamentada a partir da regra de Bayes, expressa por (LAPLACE, 1774):

$$P(P|Y) = \frac{P(Y|P)P(P)}{P(Y)}, \quad (3.46)$$

onde P e Y são dois eventos aleatórios.

Na proposta deste trabalho, almeja-se modelar o problema numérico a partir de inferência bayesiana, de forma que se possa incorporar as incertezas experimentais no modelo computacional, através da definição de funções de densidade probabilidade para os parâmetros estimados, utilizando conhecimentos prévios (informações *a priori*) sobre o comportamento da estrutura, obtidos pela modelagem determinística.

Desta forma, o valor da carga axial pode ser modelado como uma variável aleatória; o problema inverso pode ser visto como a geração de uma sequência aleatória de cargas axiais, de forma que o valor da carga axial tida como provável de ocorrer é aquela que resulta na frequência natural experimental, assumindo a influência de um desvio aleatório no processo experimental.

Sendo assim, propondo uma densidade condicional de probabilidade de Y , $p(Y|P)$, chamada *função de verossimilhança (likelihood)*, que pode ser interpretada como a probabilidade de cada valor de P seja dado tal que observado um valor para Y , pretende-se obter a amostragem desta variável aleatória P , bem como calcular estimativas amostrais de características desta distribuição *a posteriori*.

Segundo Migon e Gamerman (1999), *apud* Cotta (2009), a densidade de probabilidade *a posteriori* pode ser obtida a partir da regra de Bayes, sendo proporcional ao produto da verossimilhança e da distribuição *a priori*:

$$p(P|Y) = \frac{p(Y|P)p(P)}{p(Y)} = \frac{1}{const} p(Y|P)p(P), \quad (3.47-a)$$

ou seja,

$$p(P|Y) \propto p(Y|P)p(P). \quad (3.48-b)$$

A sequência aleatória mais utilizada nestas circunstâncias é a denominada Cadeia de Markov, constituída por processos aleatórios que satisfaz a condição (NORRIS, 1998):

$$p(X_{n+1} = j | X_n = i, X_{n-1} = x_{n-1}, \dots, X_0 = x_0) = p(X_{n+1} = j | X_n = i). \quad (3.49)$$

Pela condição de Markov, a probabilidade condicional de qualquer evento futuro, dado qualquer evento passado e o estado presente $X_{n+1} = j$, é independente do evento passado e dependente somente do estado presente. Este tipo de processo estocástico é também denominado *memoryless process* (processo sem memória), uma vez que depende apenas do estado atual da cadeia.

Dada uma densidade proposta para a amostragem de uma variável aleatória, pode-se utilizar métodos iterativos de amostragem, como o Método de Monte Carlo. Quando a cadeia obtida é uma cadeia de Markov, este método é usualmente denominado Monte Carlo em Cadeias de Markov (MCMC - *Markov Chain Monte Carlo*).

Os métodos MCMC requerem que se obtenha uma distribuição de equilíbrio, que obedeça o teorema da ergodicidade para cadeias reversíveis, ou seja, que a cadeia tenha as seguintes propriedades:

Aperiódica: que não existam estados absorventes;

Homogênea: que as probabilidades de transição de um estado para outro sejam invariantes;

Irredutível: que a partir de um estado qualquer, possa ser atingido qualquer outro estado, em um número finito de iterações.

Partindo destes pressupostos, a condição suficiente para se obter uma única distribuição estacionária é que o processo atenda a seguinte equação de balanço (COTTA, 2009):

$$p(i \rightarrow j)p(P|Y) = p(j \rightarrow i)p(P|Y), \quad (3.50)$$

em que $p_i(P|Y)$ e $p_j(P|Y)$ são as probabilidades dos estados distintos da distribuição de interesse.

Admite-se que a frequência natural experimental possa ser modelada como sendo o valor estimado deterministicamente, acrescido de um erro, ou seja, que:

$$Y = X(P) + \varepsilon, \quad (3.51)$$

em que $X(P)$ é a solução do problema direto para uma carga P , e ε é o erro das medidas experimentais de frequência natural da estrutura, sendo normalmente distribuído com média zero e desvio padrão conhecido, ou seja,

$$\varepsilon \sim N(0, \Sigma_{vv}), \quad (3.52)$$

em que Σ_{vv} é o valor da variância estimada para os valores obtidos entre sucessivas médias no procedimento de análise modal experimental. Para este caso, a verossimilhança pode ser escrita como:

$$p(P|Y) = \frac{1}{[2\pi(\Sigma_{vv})^2]} \exp \left[-\frac{(Y - T(P))^T (Y - T(P))}{2(\Sigma_{vv})^2} \right], \quad (3.53)$$

em que $T(P)$ são as frequências naturais calculadas numericamente, e Y são as frequências naturais medidas em laboratório.

Para simular numericamente a cadeia de Markov através do método de Monte Carlo, utiliza-se o algoritmo denominado Metropolis-Hastings (METROPOLIS et al., 1953; HASTINGS, 1970).

Este algoritmo funciona com um mecanismo de rejeição. Um valor para a cadeia é proposto a partir de uma densidade proposta e esse valor é aceito ou não, garantindo a convergência da cadeia para uma distribuição de equilíbrio.

O algoritmo de Metropolis-Hastings faz uso de uma função densidade proposta, $q(P^{cand} | P^i)$, de forma a facilitar a geração de um valor candidato para a cadeia, P^{cand} , dado o valor atual da cadeia. O novo estado de P , P^{cand} , é aceito com probabilidade dada por:

$$\alpha = \min \left[\frac{p(P^{cand} | Y) q(P^{cand} | P)}{p(P | Y) q(P | P^{cand})}, 1 \right] = \min \left[\frac{p(P^{cand} | Y)}{p(P | Y)}, 1 \right], \quad (3.54)$$

em que $p(P | Y)$ é a distribuição *a posteriori* de interesse.

Em termos de algoritmo, a simulação de uma amostra com densidade $p(P^{cand} | Y)$ pode ser obtida usando o algoritmo de Metropolis-Hastings, segundo o esquema (EHLERS, 2004):

1. Arbitra-se um valor para o primeiro estado da cadeia, $P_{i=1}$.
2. Iniciando um processo recursivo, propõe-se um valor para $P_{i=1}^{cand}$, dada a distribuição $q(P^{cand} | P)$.
3. Calcula-se a probabilidade de aceitação α para o candidato, a partir da Eq. 3.54.
4. Gera-se um número pseudo-aleatório u , com distribuição uniforme, $u \sim U(0,1)$.
5. Se $u \leq \alpha$, então aceita-se o valor candidato, ou seja $P_{i+1} = P_{i=1}^{cand}$; caso contrário, rejeita-se o valor candidato e faz-se $P_{i+1} = P_i$.
6. Incrementa-se o contador de i para $i + 1$ e retoma-se o processo recursivo do passo 2.

Vale lembrar que o algoritmo de Metropolis-Hastings tem como uma de suas principais vantagens a capacidade de modelar múltiplas variáveis. Porém, devido ao escopo do presente trabalho, somente a carga axial será considerada como variável aleatória.

Capítulo IV

VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA NUMÉRICA

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos para a modelagem de vigas sob carregamento axial e feitas comparações com resultados encontrados na literatura e avaliado o procedimento inverso de identificação de cargas axiais a partir de respostas dinâmicas simuladas numericamente.

4.1 Evidenciamento do efeito de enrijecimento por tensões

Para fins de validação dos procedimentos de modelagem desenvolvidos, e evidenciamento da influência das cargas axiais sobre as características dinâmicas, foi simulada uma viga biapoiada, sugerida por Flores (2004), e representada na Figura 4.1. Os resultados foram comparados aos obtidos por Flores e com o programa comercial ANSYS®, como pode ser observado na Tabela 4.1.

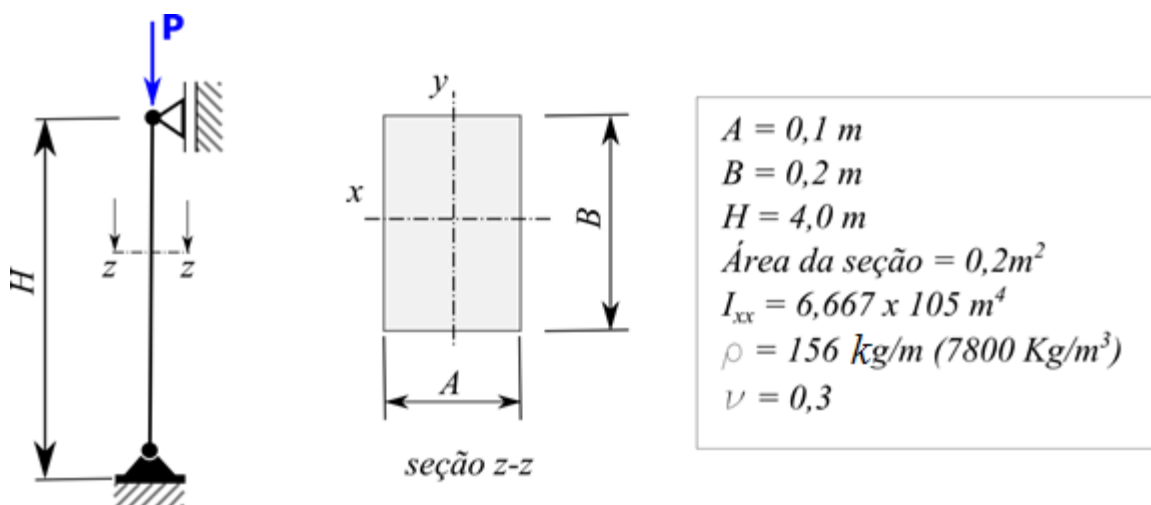


Figura 4.1 – Representação do modelo utilizado para validação.

A simulação utilizando o programa comercial foi feita utilizando 10 elementos do tipo BEAM3, sendo o mesmo número de elementos utilizado nas simulações utilizando o programa desenvolvido em linguagem MATLAB®.

Tabela 4.1 – Resultados obtidos para viga biapoiada de seção retangular.

Modelo	Frequências naturais (Hz)				
	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Implementado	29,41	117,65	264,84	471,35	738,16
Flores (2004)	29,41	117,65	264,84	471,35	738,16
ANSYS	29,38	117,17	262,42	463,78	719,89

Ao analisar a Tabela 4.1 nota-se boa concordância entre os resultados obtidos pelas rotinas implementadas em MATLAB®, comparados com os resultados obtidos com o ANSYS®, tomados como referência. A partir destes resultados conclui-se que a rotina implementada encontra-se validada para modelar o comportamento dinâmico de vigas do tipo Euler-Bernoulli.

Na sequência, são descritas simulações com aplicação de diferentes valores de cargas axiais de tração. Os resultados obtidos para a viga na condição birrotulada estão mostrados na Tabela 4.2, sendo as cargas indicadas em percentagem do valor da carga crítica de flambagem da viga, que tem valor aproximado de $8,636 \times 10^6$ N.

Como esperado, nota-se que o aumento da carga de tração faz com que todas as frequências naturais tenham seus valores aumentados, o que se dá em maior proporção para as primeiras frequências. Para o caso estudado, a primeira frequência tem seu valor aumentado em $\Delta f_1 = 41,45\%$, enquanto para as demais tem-se: $\Delta f_2 = 11,80\%$, $\Delta f_3 = 5,40\%$, $\Delta f_4 = 3,07$ e $\Delta f_5 = 1,97\%$.

Tabela 4.2 – Avaliação da modelagem do efeito de enrijecimento por tensões.

Modelo	Carga	Frequências naturais (Hz)				
		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª
Implementado	0	29,41	117,66	264,84	471,35	738,16
Flores (2004)	0	29,41	117,65	264,84	471,35	738,16
Implementado	12,5%	31,20	119,48	266,67	473,18	740,00
Flores (2004)	12,5%	31,20	119,48	266,67	473,18	739,99
Implementado	25%	32,88	121,28	268,49	475,00	741,82
Flores (2004)	25%	32,88	121,27	268,48	475,00	741,82
Implementado	50%	36,02	124,79	272,09	478,63	745,46
Flores (2004)	50%	36,02	124,79	272,09	478,63	745,45
Implementado	100%	41,59	131,54	279,15	485,81	752,67
Flores (2004)	100%	41,60	131,54	279,15	485,81	752,67

4.2 Validação da modelagem da interação fluido-estrutura

Nesta seção são apresentados os resultados de simulações numéricas obtidas com a rotina computacional implementada em ambiente MATLAB®, para modelar o efeito de IFE, e confrontados com os resultados disponíveis na literatura.

Primeiro exemplo

Para fins de validação do procedimento de modelagem e sua implementação computacional em linguagem MATLAB®, considere-se o problema bidimensional de interação fluido-estrutura ilustrado na Figura 4.2, originalmente apresentado por Pavanello (1992). Nesta figura são indicadas as malhas de discretização dos domínios e as propriedades utilizadas na simulação.

Inicialmente, testes foram realizados para estudo de convergência de malha de discretização. O estudo foi feito com quatro opções de malha: uma malha uniforme e outras três não uniformes, com diferentes razões de altura, porém, com o mesmo número de elementos. Estas malhas estão ilustradas na Figura 4.3.

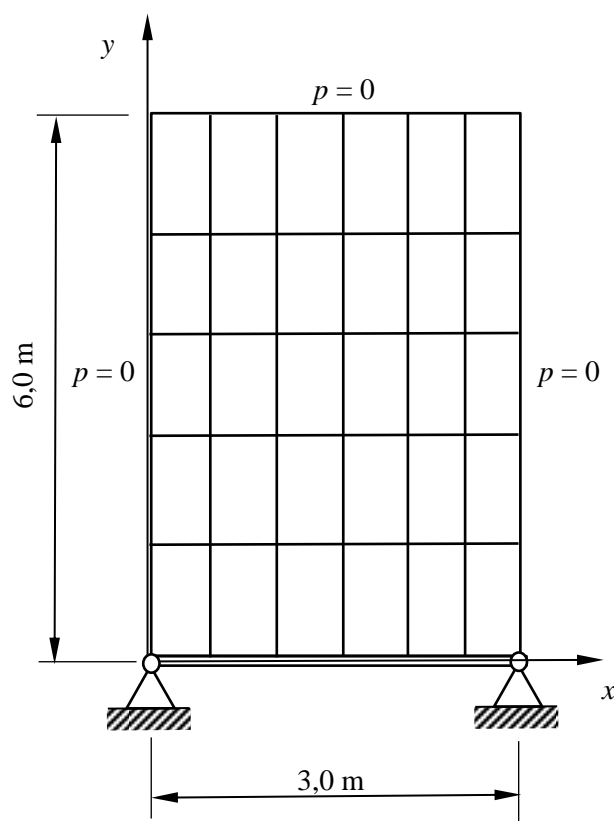
Vigacomprimento: $L=3,0$ mmomento de inércia de área: $I_z = 0,333 \times 10^{-4} \text{ m}^4$ seção transversal: $b \times t = 0,05 \times 0,20 \text{ m}^2$ módulo de elasticidade: $E=2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ densidade volumétrica: $\rho_s = 7800,0 \text{ kg/m}^3$ **Fluido**densidade: $\rho_f = 1000,0 \text{ kg/m}^3$ 

Figura 4.2 – Ilustração do exemplo proposto por Pavanello (1992).

Na Tabela 4.3 os resultados são comparados com os apresentados por Pavanello (1992), e com os resultados analíticos fornecidos por Chin e Cargin (1983), *apud* Pavanello (1992). Os valores entre parênteses são os desvios, definidos pelas diferenças relativas em relação aos valores analíticos.

Tabela 4.3 – Teste de convergência de malha para o problema de IFE.

Frequência natural	Malha 1	Malha 2	Malha 3	Malha 4	Pavanello (1992)	Analítico
f1	41,17 (0,07)	41,2 (0,0)	41,2 (0,0)	41,2 (0,0)	41,2 (0,0)	41,2
f2	183,35 (0,25)	183 (0,1)	183 (0,1)	182,96 (0,0)	182,9 (0,0)	182,9
f3	431,5 (0,65)	429,1 (0,1)	429 (0,1)	428,9 (0,0)	428,9 (0,0)	428,7
f4	788,54 (1,26)	780,8 (0,3)	780,4 (0,2)	780,2 (0,2)	780,2 (0,2)	778,7
f5	1257,13 (1,94)	1241,2 (0,6)	1239,3 (0,5)	1238,2 (0,4)	1238,5 (0,4)	1233,2
f6	1850,29 (3,24)	1819,1 (1,5)	1810,8 (1,0)	1803,7 (0,6)	1805,7 (0,8)	1792,2

Nota-se, a partir da Tabela 4.3, que os resultados obtidos com a Malha 4 estão em melhor concordância, tanto com os resultados apresentados por Pavanello (1992), quanto com os resultados analíticos.

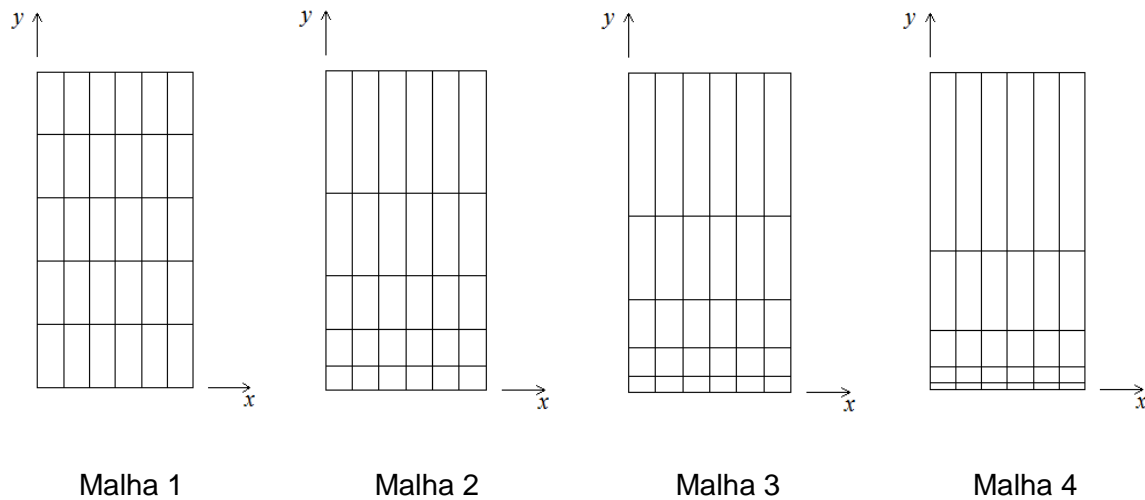


Figura 4.3 – Malhas utilizadas para discretização do domínio fluido.

Após a análise de convergência de malha, outras simulações foram realizadas, para diferentes configurações, cujos resultados são apresentados na Tabela 4.4, que permite comparar os valores das seis primeiras frequências naturais da viga, em quatro situações:

- (1) sem a presença do fluido, valores fornecidos por Pavanello (1992);
- (2) sem a presença do fluido, valores obtidos por meio da implementação em MATLAB[®] feita pelo autor;
- (3) com a presença do fluido, valores fornecidos por Pavanello (1992);
- (4) com a presença do fluido, valores obtidos por meio da implementação em MATLAB[®] feita pelo autor.

A última coluna da Tabela 4.4 apresenta a variação da frequência natural entre os casos com IFE e sem IFE.

Os resultados acima mostram que os valores obtidos por meio da implementação feita em MATLAB[®] são idênticos aos fornecidos por Pavanello (1992). Além disso, nota-se que a influência do fluido, traduzida pelo efeito de massa adicionada, leva a reduções significativas dos valores das frequências naturais da viga. Nota-se também a tendência de decréscimo desta influência com o aumento da ordem do modo de vibração.

Tabela 4.4 – Valores de frequências naturais da viga (Hz) para o primeiro exemplo.

Freq. natural	Situação (1)	Situação (2)	Situação (3)	Situação (4)	Dif. (%)
1 ^a	52,3	52,3	41,2	41,2	21,2
2 ^a	209,0	209,0	183,3	183,3	12,3
3 ^a	470,5	470,5	431,5	431,5	8,3
4 ^a	836,8	836,8	788,5	788,5	5,8
5 ^a	1309,0	1309,0	1.257,1	1.257,1	4,0
6 ^a	1888,8	1888,8	1.850,3	1.850,3	2,0

Segundo exemplo

A Figura 4.4 ilustra o segundo exemplo, no qual a mesma viga tratada no primeiro exemplo está totalmente submersa no fluido. Na Tabela 4.5 são mostrados os valores das seis primeiras frequências naturais da viga, calculados em duas situações,

- (1) sem a presença do fluido, valores obtidos por meio da implementação em MATLAB[®] feita pelo autor;
- (2) com a presença do fluido, valores obtidos por meio da implementação em MATLAB[®] feita pelo autor.

Tabela 4.5 – Valores de frequências naturais da viga (Hz) para o segundo exemplo.

Freq. natural	Situação (1)	Situação (2)	Diferença (%)
1 ^a	52,3	35,1	32,8
2 ^a	209,0	165,0	21,1
3 ^a	470,5	399,3	15,1
4 ^a	836,8	743,3	11,2
5 ^a	1309,0	1.203,2	8,1
6 ^a	1888,8	1.803,2	4,5

Os resultados da Tabela 4.5, confrontados com os resultados da Tabela 4.4, mostram que, conforme esperado, no caso da viga totalmente submersa, o efeito de massa adicionada leva a reduções mais significativas das frequências naturais da viga.

Viga

comprimento: $L=3,0$ m

momento de inércia de área: $I_z = 0,333 \times 10^{-4} \text{ m}^4$

seção transversal: $b \times t = 0,05 \times 0,20 \text{ m}^2$

módulo de elasticidade: $E=2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$

densidade volumétrica: $\rho_s = 7800,0 \text{ kg/m}^3$

Fluido

densidade: $\rho_f = 1000,0 \text{ kg/m}^3$

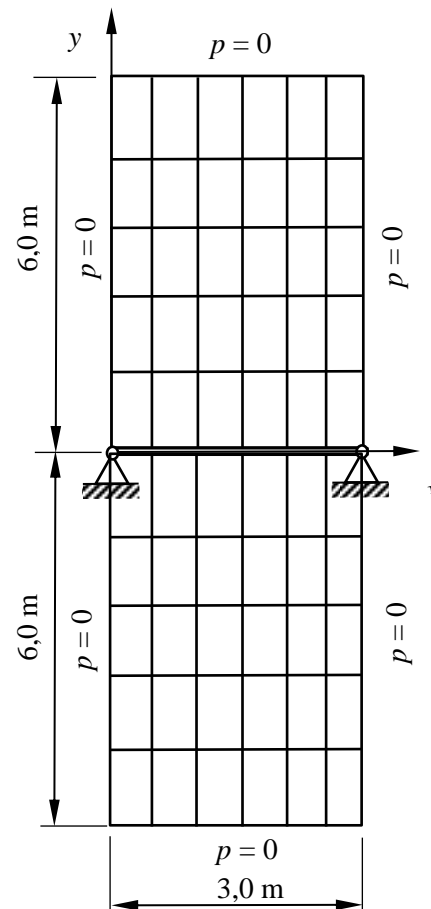


Figura 4.4 – Ilustração do segundo exemplo envolvendo interação fluido-estrutura.

4.3. Testes numéricos de identificação de cargas axiais pela abordagem determinística.

Uma gama de simulações numéricas foi realizada com o intuito de avaliar o procedimento de identificação de cargas axiais a partir das frequências naturais utilizando o procedimento de otimização determinístico (sem a consideração de incertezas). Estas simulações consistiram das seguintes etapas:

1ª) para um dado valor conhecido da carga axial, foram calculadas as frequências naturais da viga utilizando o modelo de elementos finitos descrito na Seção 3.1. Estas frequências foram assimiladas aos dados experimentais, sendo categorizadas como dados *pseudoexperimentais*;

2ª) utilizando o procedimento inverso de identificação baseado em técnicas de otimização, o referido modelo de elementos finitos e os valores das frequências naturais calculadas na etapa anterior, foi estimado os valor da carga axial aplicada;

3ª) os valores exatos e estimados da carga axial foram comparados para fins de avaliação da precisão do procedimento de identificação.

Os testes numéricos foram realizados a partir do modelo de elementos finitos cujas propriedades são dadas na Tabela 4.6. É importante notar que estas propriedades correspondem à estrutura ensaiada na bancada experimental, conforme será detalhado no Capítulo V.

Tabela 4.6 – Propriedades da viga utilizada nos testes de identificação de cargas axiais.

CARACTERÍSTICAS DO TUBO	VALOR
Comprimento	4,0 m
Diâmetro externo	16,2 mm
Diâmetro interno	15,05 mm
Densidade do material	7800 kg/m ³
Módulo de elasticidade	1,75 x 10 ¹¹ N/m ²
Área da seção transversal	1,6454 x 10 ⁻⁴ m ²
Espessura de parede	1,65 mm
Massa por unidade de comprimento da viga	3,11 kg/m
Momento de inércia	2,0794 x 10 ⁻⁸ m ⁴

Seguindo a sequência das etapas supracitadas foram realizados cinco conjuntos de testes, descritos a seguir.

1º conjunto de testes numéricos: identificação de carga axial da viga birrotulada e biengastada, sem interação fluido-estrutura.

Para a resolução do problema direto (1ª etapa), foram escolhidos seis níveis de carga. As Tabelas 4.7 e 4.8 fornecem, respectivamente, os valores das cinco primeiras frequências naturais da viga birrotulada e biengastada sem carga axial ($P=0$), e com cargas axiais crescentes.

Tabela 4.7 – Valores de frequências naturais da viga birrotulada (Hz)

Freq. natural	P=0	P=1000N	P=2000N	P=3000N	P=4000N	P=5000N
1 ^a	4,73	5,76	6,63	7,40	8,09	8,73
2 ^a	18,60	19,68	20,71	21,69	22,62	23,52
3 ^a	40,71	41,77	42,81	43,82	44,81	45,78
4 ^a	70,05	71,06	72,06	73,04	74,01	74,97
5 ^a	106,22	107,17	108,11	109,04	109,96	110,88

Tabela 4.8 – Valores de frequências naturais da viga biengastada (Hz)

Freq. natural	P=0	P=1000N	P=2000N	P=3000N	P=4000N	P=5000N
1 ^a	11,80	12,38	12,92	13,44	13,94	14,42
2 ^a	32,44	33,23	34,00	34,75	35,48	36,20
3 ^a	63,56	64,43	65,28	66,12	66,94	67,76
4 ^a	105,36	106,26	107,15	108,03	108,91	109,77
5 ^a	158,01	158,93	159,84	160,75	161,65	162,54

Os valores das frequências naturais acima foram utilizados como dados de entrada para o problema inverso (2^a etapa). Os resultados da identificação, para as duas configurações de viga consideradas, podem ser observados nas Tabelas 4.9 a 4.12. Devido ao fato de que as frequências de menor ordem sofrem maior influência da carga aplicada, duas abordagens foram utilizadas para a construção da função objetivo (Eq. 3.86). Na primeira delas, apenas a primeira frequência natural foi levada em consideração, sendo os resultados obtidos apresentados nas Tabelas 4.9 e 4.11; na segunda abordagem, foram consideradas as quatro primeiras frequências naturais, e os resultados são apresentados nas Tabelas 4.10 e 4.12.

Tabela 4.9 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga birrotulada, utilizando apenas a primeira frequência natural.

Valor exato da carga	Valor identificado da carga	Erro (%)
axial (N)	axial (N)	
1000	1000,27	0,0
2000	2000,00	0,0
3000	3000,00	0,0
4000	4000,00	0,0
5000	5000,00	0,0

Tabela 4.10 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga birrotulada, utilizando as quatro primeiras frequências naturais.

Valor exato da carga axial (N)	Valor identificado da carga axial (N)	Erro (%)
1000	1000,00	0,0
2000	2000,00	0,0
3000	3000,00	0,0
4000	4000,00	0,0
5000	5000,00	0,0

Tabela 4.11 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga biengastada, utilizando a primeira frequência natural.

Valor exato da carga axial (N)	Valor identificado da carga axial (N)	Erro (%)
1000	1000,00	0,0
2000	2000,00	0,0
3000	3000,00	0,0
4000	4000,00	0,0
5000	5000,00	0,0

Tabela 4.12 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga biengastada, utilizando as quatro primeiras frequências naturais.

Valor exato da carga axial (N)	Valor identificado da carga axial (N)	Erro (%)
1000	1000,00	0,0
2000	2000,00	0,0
3000	3000,00	0,0
4000	4000,00	0,0
5000	5000,00	0,0

Os resultados acima indicam que, tanto com a utilização de apenas a primeira frequência natural quanto com o emprego das quatro primeiras frequências naturais, foi possível identificar o valor exato da carga axial, para as duas configurações de condições de contorno consideradas. Evidentemente, estas simulações representam condições ideais, que serão abolidas nas simulações descritas a seguir.

2º conjunto de testes numéricos: identificação de carga axial da viga com apoios flexíveis, sem interação fluido-estrutura.

Outros testes numéricos de identificação baseados em dados pseudoexperimentais foram realizados, considerando a situação em que as condições de contorno não são ideais, ou seja, que os apoios são modelados por molas translacionais e rotacionais com valores de rigidez que são admitidas desconhecidas (Figura 4.5). Neste caso, propõe-se identificar simultaneamente os valores da carga axial e das constantes de rigidez das molas.

Além dos parâmetros indicados na Tabela 4.6, foram adotados os seguintes valores para as constantes de rigidez das molas: $k_v^E = 8,0 \times 10^8$ N/m, $k_\theta^E = 6,85 \times 10^8$ N.m/rad, $k_v^D = 8,0 \times 10^8$ N/m, $k_\theta^D = 6,85 \times 10^8$ N.m/rad.

As restrições laterais utilizadas para estas simulações estão indicadas abaixo:

$$\begin{aligned} -5,0 \times 10^5 \text{ N} &\leq (P_{id})_{id} \leq 5,0 \times 10^3 \text{ N} \\ 7,50 \times 10^8 \text{ N/m} &\leq (k_v^E)_{id} \leq 8,50 \times 10^8 \text{ N/m} \\ 6,75 \times 10^8 \text{ N.m/rad} &\leq (k_\theta^E)_{id} \leq 6,95 \times 10^8 \text{ N.m/rad} \\ 7,50 \times 10^8 \text{ N/m} &\leq (k_v^D)_{id} \leq 8,50 \times 10^8 \text{ N/m} \\ 6,80 \times 10^8 \text{ N.m/rad} &\leq (k_\theta^D)_{id} \leq 6,90 \times 10^8 \text{ N.m/rad} \end{aligned}$$

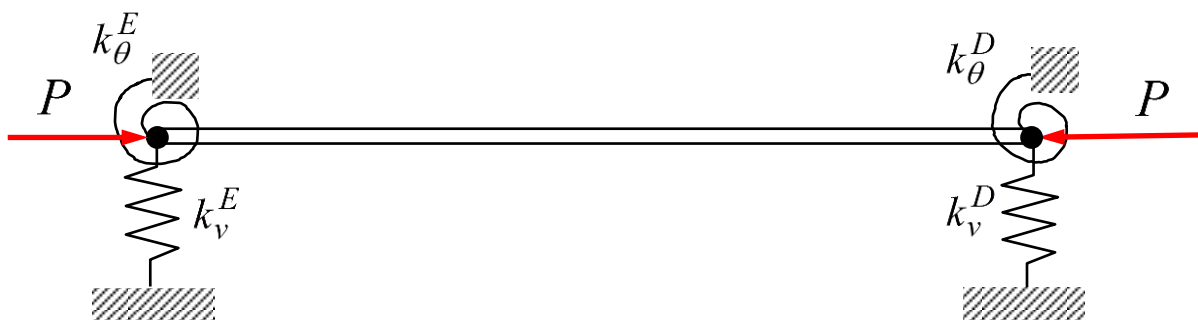


Figura 4.5 – Esquema da viga com apoios flexíveis, solicitada axialmente.

A Tabela 4.13 fornece os valores das cinco primeiras frequências naturais da viga com apoios flexíveis obtidos pelo procedimento direto, enquanto a Tabela 4.14 fornece os resultados do procedimento de identificação, obtidos empregando as quatro primeiras frequências naturais da viga.

Tabela 4.13 – Valores de frequências naturais da viga com apoios flexíveis (Hz).

Freq. natural	P=0	P=1000N	P=2000N	P=3000N	P=4000N	P=5000N
1ª	11,80	12,38	12,92	13,44	13,94	14,42
2ª	32,44	33,23	34,00	34,75	35,48	36,20
3ª	63,56	64,43	65,28	66,12	66,94	67,76
4ª	105,36	106,26	107,15	108,03	108,91	109,77
5ª	158,01	158,93	159,84	160,75	161,65	162,54

Tabela 4.14 – Valores das cargas axiais e de rigidez dos apoios identificados utilizando as quatro primeiras frequências naturais.

$P_{ex} (N)$	$(P_{id})_{id}$ [dif. %]	$(k_v^E)_{id}$ [dif. %]	$(k_\theta^E)_{id}$ [dif. %]	$(k_v^D)_{id}$ [dif. %]	$(k_\theta^D)_{id}$ [dif. %]
1000	1.000,00 [0,00]	7,8577e+008 [1,78]	6,8721e+008 [0,32]	8,1662e+008 [2,08]	6,8446e+008 [0,08]
2000	2.000,00 [0,00]	7,9910e+008 [0,11]	6,9386e+008 [1,29]	8,1453e+008 [1,82]	6,8288e+008 [0,31]
3000	3.000,00 [0,00]	8,3588e+008 [4,49]	6,9200e+008 [1,02]	8,0143e+008 [0,18]	6,7544e+008 [1,40]
4000	4.000,00 [0,00]	8,2114e+008 [2,64]	6,8677e+008 [0,26]	8,2215e+008 [2,77]	6,7941e+008 [0,82]
5000	5.000,00 [0,00]	7,6748e+008 [4,07]	6,8779e+008 [0,41]	8,1484e+008 [1,86]	6,8707e+008 [0,30]

Os resultados da Tabela 4.14 mostram que o procedimento inverso é preciso, sendo capaz de identificar a carga axial de forma exata, ajustando-se, concomitantemente, a carga axial e os valores de flexibilidade da estrutura nos seus pontos de apoio.

3º conjunto de testes numéricos: identificação de carga axial da viga birrotulada e biengastada, com interação fluido-estrutura.

Levando em consideração o efeito de interação fluido-estrutura, foram realizadas simulações para o procedimento direto, para a configuração ilustrada na Fig. 4.6. As Tabelas 4.15 e 4.16 fornecem, respectivamente, os valores das cinco primeiras frequências naturais da viga birrotulada e biengastada sem carga axial ($P=0$), e com cargas axiais crescentes. As Tabelas 4.17 e 4.18 mostram os resultados de identificação obtidos pelo procedimento inverso, para as duas configurações de viga consideradas, empregando as quatro primeiras frequências naturais.

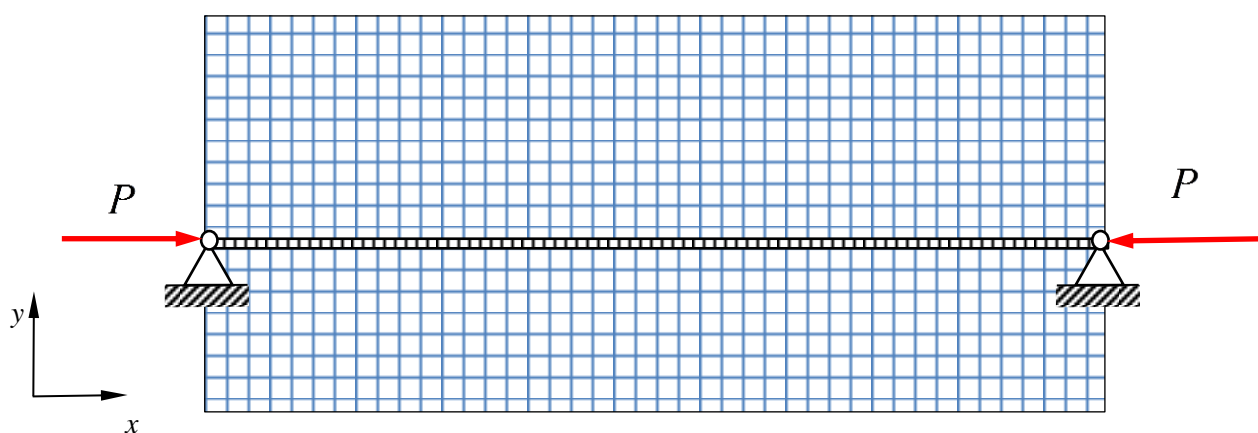


Figura 4.6 – Ilustração da viga biapoiaada sujeita a carga axial, com interação fluido-estrutura.

Tabela 4.15 – Valores de frequências naturais da viga birrotulada sujeita a interação fluido-estrutura (Hz).

Freq. natural	P=0	P=1000N	P=2000N	P=3000N	P=4000N	P=5000N
1ª	3,68	4,50	5,19	5,80	6,36	6,86
2ª	14,88	15,77	16,62	17,43	18,20	18,94
3ª	34,14	35,07	35,97	36,85	37,71	38,54
4ª	61,77	62,71	63,62	64,53	65,42	66,30
5ª	99,52	100,45	101,38	102,29	103,2	104,10

Tabela 4.16 – Valores de frequências naturais da viga biengastada sujeita à interação fluido-estrutura (Hz).

Freqüência	P=0	P=1000N	P=2000N	P=3000N	P=4000N	P=5000N
1 ^a	8,77	9,26	9,72	10,16	10,58	10,98
2 ^a	24,64	25,32	25,98	26,63	27,26	27,88
3 ^a	49,90	50,67	51,43	52,18	52,92	53,65
4 ^a	85,33	86,16	86,99	87,80	88,61	89,41
5 ^a	132,13	133,03	133,92	134,80	135,68	136,55

Tabela 4.17 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga birrotulada, sujeita a carga axial, utilizando as quatro primeiras frequências naturais.

Valor exato da carga axial (N)	Valor identificado da carga axial (N)	Erro (%)
1000	999,94	0,00
2000	2000,03	0,00
3000	3000,07	0,00
4000	4000,01	0,00
5000	4999,91	0,00

Tabela 4.18 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga biengastada, sujeita a carga axial, utilizando as quatro primeiras frequências naturais.

Valor exato da carga axial (N)	Valor identificado da carga axial (N)	Erro (%)
1000	1000,05	0,00
2000	1999,95	0,00
3000	3000,08	0,00
4000	3999,95	0,00
5000	5000,00	0,00

Os resultados mostram que para ambos os tipos de condições de vinculação a identificação forneceu valores exatos da carga axial para a viga sob interação fluido-estrutura.

4º conjunto de testes numéricos: identificação de carga axial da viga com apoios flexíveis, com interação fluido-estrutura.

Similarmente ao que foi descrito para o segundo conjunto de testes numéricos, outros testes numéricos de identificação foram realizados, considerando a situação em que as condições de contorno da viga submersa são modeladas por molas translacionais e rotacionais cujos valores de rigidez são supostos desconhecidas, conforme mostrado na Figura 4.7. Para a geração dos dados pseudoexperimentais foram utilizados os mesmos valores de coeficientes de rigidez das molas empregados no segundo conjunto de testes:

$k_v^E = 8,0 \times 10^8 \text{ N/m}$, $k_\theta^E = 6,85 \times 10^8 \text{ N.m/rad}$, $k_v^D = 8,0 \times 10^8 \text{ N/m}$, $k_\theta^D = 6,85 \times 10^8 \text{ N.m/rad}$.

As restrições laterais utilizadas para estas simulações estão indicadas abaixo:

$$\begin{aligned} -1,0 \times 10^4 \text{ N} &\leq (P_{id})_{id} \leq 1,0 \times 10^4 \text{ N} \\ 8,0 \times 10^8 \text{ N/m} &\leq (k_v^E)_{id} \leq 8,5 \times 10^8 \text{ N/m} \\ 6,80 \times 10^8 \text{ N.m/rad} &\leq (k_\theta^E)_{id} \leq 6,9 \times 10^8 \text{ N.m/rad} \\ 8,0 \times 10^8 \text{ N/m} &\leq (k_v^D)_{id} \leq 8,5 \times 10^8 \text{ N/m} \\ 6,80 \times 10^8 \text{ N.m/rad} &\leq (k_\theta^D)_{id} \leq 6,9 \times 10^8 \text{ N.m/rad} \end{aligned}$$

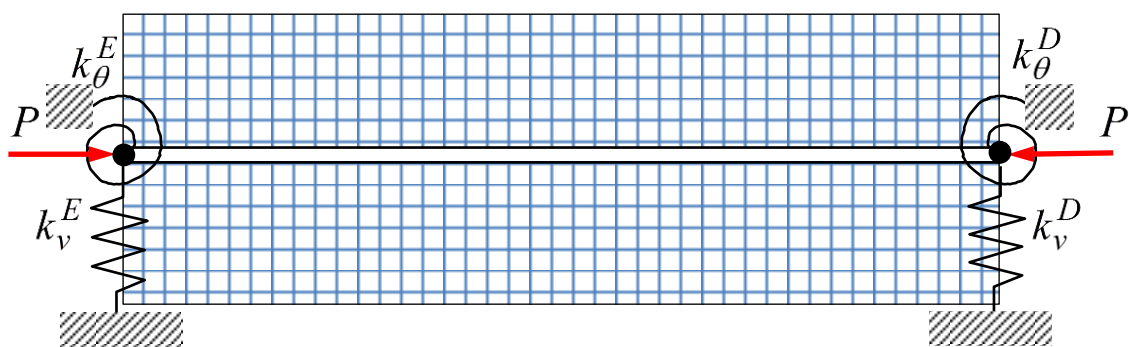


Figura 4.7 – Ilustração da viga com apoios flexíveis sujeita a carga axial, com interação fluido-estrutura.

A Tabela 4.19 fornece os valores das seis primeiras frequências naturais da viga submersa com apoios flexíveis, obtidos pelo procedimento direto.

Tabela 4.19 – Valores de frequências naturais da viga submersa com apoios flexíveis (Hz).

Freq. natural	P=0	P=1000N	P=2000N	P=3000N	P=4000N	P=5000N
1 ^a	8,77	9,26	9,72	10,16	10,58	10,98
2 ^a	24,64	25,31	25,98	26,63	27,26	27,88
3 ^a	49,89	50,66	51,43	52,18	52,92	53,65
4 ^a	85,31	86,15	86,97	87,79	88,60	89,40
5 ^a	132,09	132,99	133,88	134,76	135,64	136,51
6 ^a	224,33	225,24	226,15	227,05	227,96	228,85

A Tabela 4.20 fornece os resultados do procedimento de identificação, obtidos empregando as quatro primeiras frequências naturais da viga submersa, para cada um dos valores da força axial aplicada.

Tabela 4.20 – Valores das cargas axiais e de rigidez dos apoios utilizando as quatro primeiras frequências naturais.

$P_{ex} (N)$	$(P_{id})_{id}$ [dif. %]	$(k_v^E)_{id}$ [dif. %]	$(k_\theta^E)_{id}$ [dif. %]	$(k_v^D)_{id}$ [dif. %]	$(k_\theta^D)_{id}$ [dif. %]
1000	989,69 [1,03]	8,45e+008 [5,71]	6,90e+008 [0,68]	8,1252e+008 [1,57]	6,8364e+008 [0,20]
2000	1,9891e+003 [0,55]	8,39e+008 [4,86]	6,88e+008 [0,45]	8,0409e+008 [0,51]	6,8635e+008 [0,20]
3000	2,9886e+003 [0,38]	8,21e+008 [2,58]	6,8728e+008 [0,33]	8,1769e+008 [2,21]	6,8442e+008 [0,08]
4000	3,9880e+003 [0,30]	8,35e+008 [4,34]	6,8549e+008 [0,07]	8,1188e+008 [1,49]	6,8608e+008 [0,16]
5000	4,9874e+003 [0,25]	8,25e+008 [3,06]	6,8269e+008 [0,34]	8,1954e+008 [2,44]	6,8743e+008 [0,35]

Os resultados apresentados na Tab. 4.20 mostram que para a situação em que se utilizam valores exatos das quatro primeiras frequências naturais, pode-se obter resultados muito próximos dos valores pseudoexperimentais. Sendo assim, nota-se que o procedimento de identificação apresenta boa precisão ao identificar as cargas axiais, em conjunto com os parâmetros de flexibilidade nos apoios.

É importante salientar que para se obterem resultados satisfatórios, as restrições laterais devem ser especificadas de forma cuidadosa, porém, isto é uma característica intrínseca de qualquer problema de otimização.

5º conjunto de testes numéricos: identificação de carga sob a presença de ruído.

Finalmente, a partir dos resultados obtidos na primeira etapa do 1º conjunto de testes foram acrescentados desvios nos valores das frequências naturais pseudoexperimentais, a fim de simular a situação real em que as respostas vibratórias serão medidas sob influência de diversas fontes de ruído.

As frequências naturais obtidas pelo procedimento direto com IFE foram alteradas, adicionando-se quatro níveis distintos de ruído: 1%, 2%, 4% e 6%. Os erros obtidos no procedimento de identificação, para cada uma das cargas, e variando-se o nível do ruído, são apresentados nas Figuras 4.8 e 4.9.

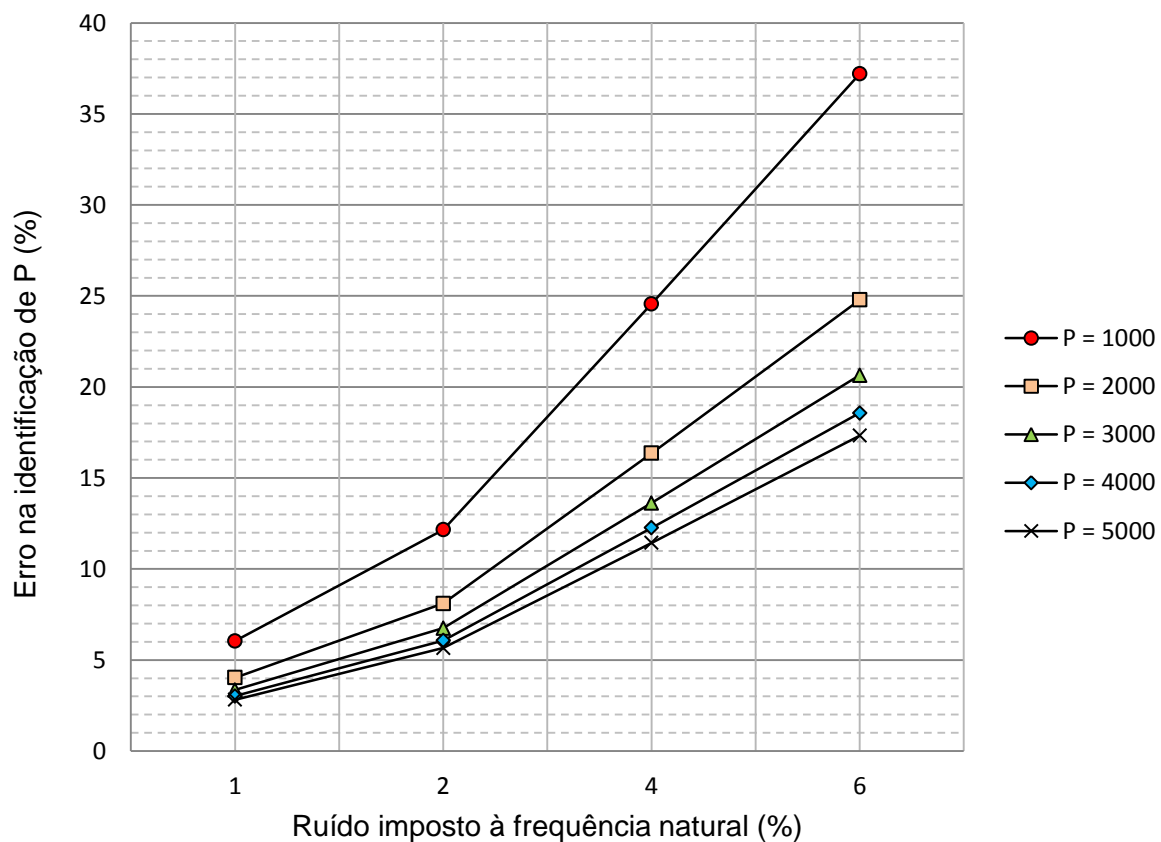


Figura 4.8 – Erros obtidos para a resolução do problema inverso com a inserção de ruído para a viga birrotulada, com IFE.

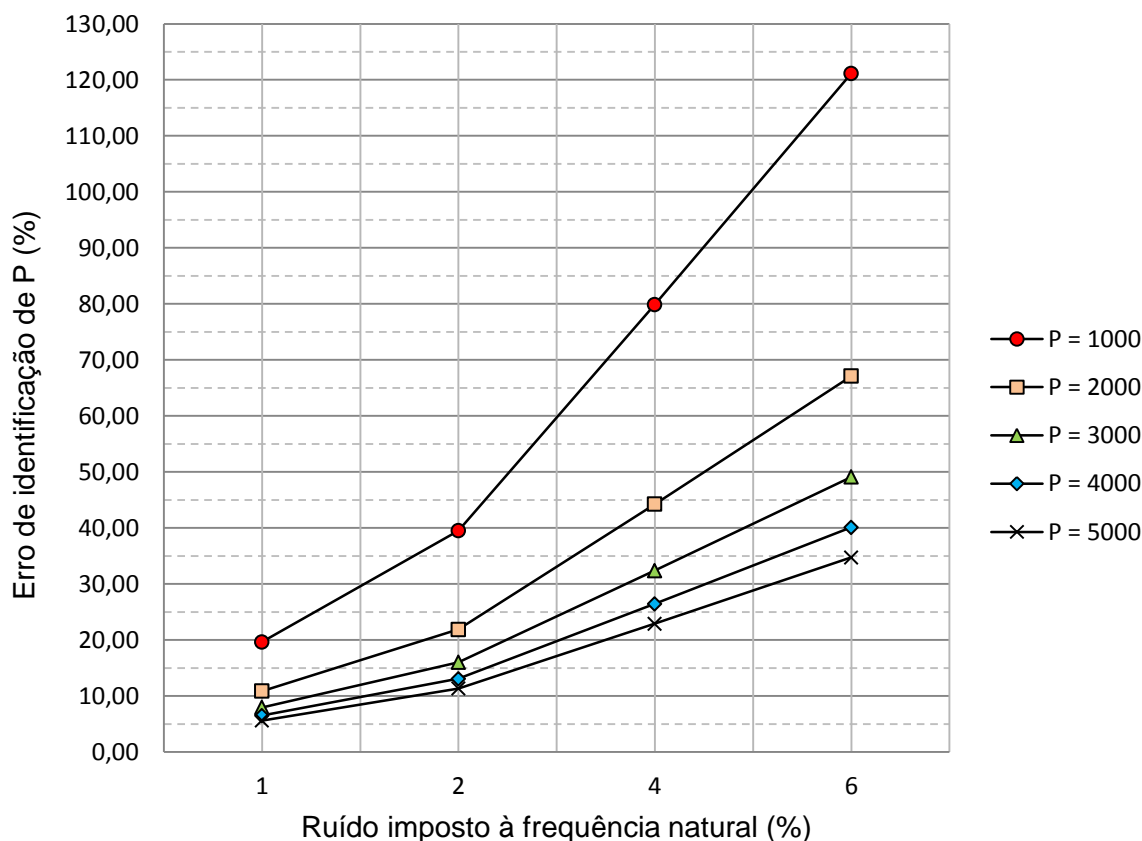


Figura 4.9 – Erros obtidos para a resolução do problema inverso puramente numérico com a inserção de ruído para o caso engastado, com IFE.

A partir deste gráfico pode-se verificar que os erros são maiores ao se identificarem cargas menores, para um mesmo nível de ruído. Nota-se também que esta relação não é linear; o erro de identificação cresce exponencialmente com o aumento do ruído.

A partir da análise dos resultados apresentados neste capítulo pode-se concluir que as metodologias numéricas de modelagem do problema envolvendo interação fluido-estrutura e de identificação de cargas axiais se apresentam validadas.

Em todas as estratégias adotadas, a metodologia foi capaz de identificar com exatidão a carga axial - a partir do fornecimento de valores exatos de frequências naturais, quando existe total compatibilidade entre o modelo utilizado para gerar os dados pseudoexperimentais e o modelo utilizado no procedimento de identificação. Conforme esperado, a precisão das respostas é diminuída com a presença de incertezas simulando ruído presente nos dados pseudoexperimentais.

4.4. Testes numéricos de identificação de cargas axiais pelo procedimento estocástico

Um procedimento análogo ao utilizado para identificação da carga axial a partir de dados pseudoexperimentais foi utilizado para a identificação das cargas axiais, empregando, desta feita, uma abordagem estocástica, visando considerar incertezas aleatórias presentes nos dados.

Foram feitas simulações para ambas as condições de vinculação e os mesmos níveis de cargas axiais impostos nos procedimentos de identificação para a metodologia determinística.

1º conjunto de testes numéricos estocásticos: identificação de carga axial sem interação fluido-estrutura

Os dados de frequência natural obtidos a partir do procedimento direto sem fluido foram utilizados no algoritmo de Metropolis-Hastings e buscou-se identificar a carga axial imposta.

A Figura 4.10 representa a amostragem obtida para a situação birrotulada, com 50.000 iterações, a partir dos dados de frequência natural obtidos ao impor $P = 1000$ N. Pode-se notar a partir desta figura que o processo de amostragem é estacionário.

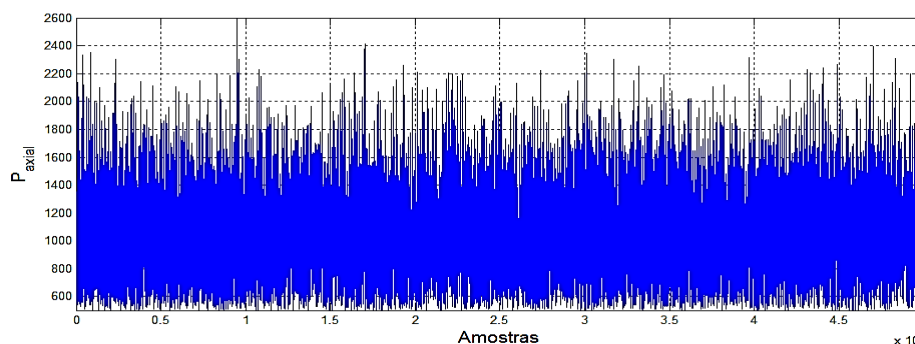


Figura 4.10 – Amostragem de carga axial para a viga birrotulada e $P=1000$, sem IFE.

Este fato é mais bem evidenciado a partir da Figura 4.11, que representa as funções densidade de probabilidade obtidas a partir da amostragem representada na Figura 4.10, para diferentes frações da amostra e para toda a cadeia. Esse resultado é

importante porque a convergência da FDP implica que todos os momentos, como média e desvio-padrão, também convergem para valores constantes.

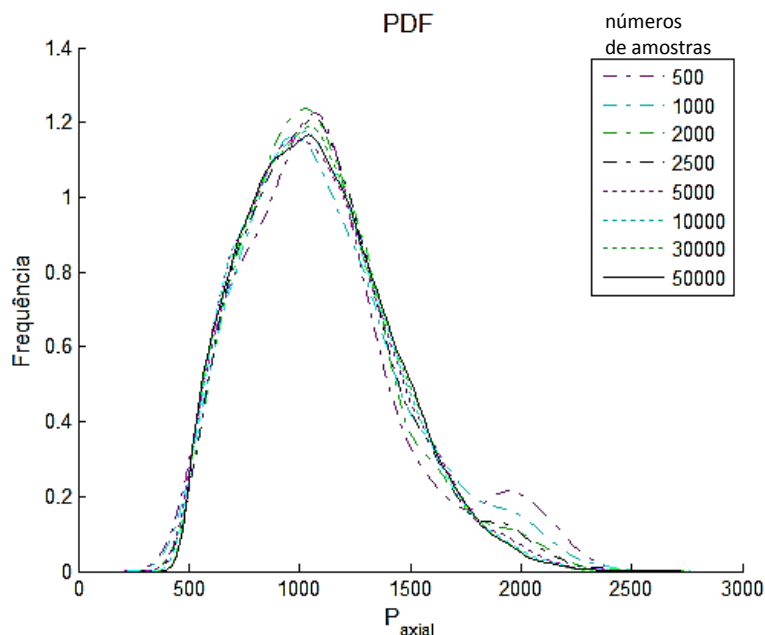


Figura 4.11 – Convergência de FDP para a situação pseudoexperimental, para a estrutura birrotulada, $P=1000$, sem IFE.

A Figura 4.12 mostra um histograma para esta amostra, sobreposto com o posicionamento da carga axial exata. A partir desta figura pode-se notar que, além do fato do suporte de P englobar o valor exato da carga axial exata, os valores de maior ocorrência na amostragem coincidem com o valor exato da carga pseudoexperimental.

Adicionalmente foi feita uma avaliação numérica de estacionariedade das cadeias simuladas (GEWEKE, 1992). Neste procedimento calcula-se a média dos primeiros 10% da amostra (fase não estacionária, denominada de *burn-in period*) e da segunda metade desta amostra. Segundo Geweke (1992), caso a cadeia se encontre em regime de estacionariedade, a relação entre estas médias não pode ultrapassar 3%. Caso a cadeia de Markov obtida pelo procedimento de amostragem não seja estacionária, deve-se aumentar o número de amostras.

Vale observar que o histograma apresentado na Figura 4.12 apresenta-se truncado para cargas axiais de menor amplitude, devido às restrições laterais utilizadas no procedimento de identificação da carga axial, $500 \text{ N} \leq P \leq 6000 \text{ N}$.

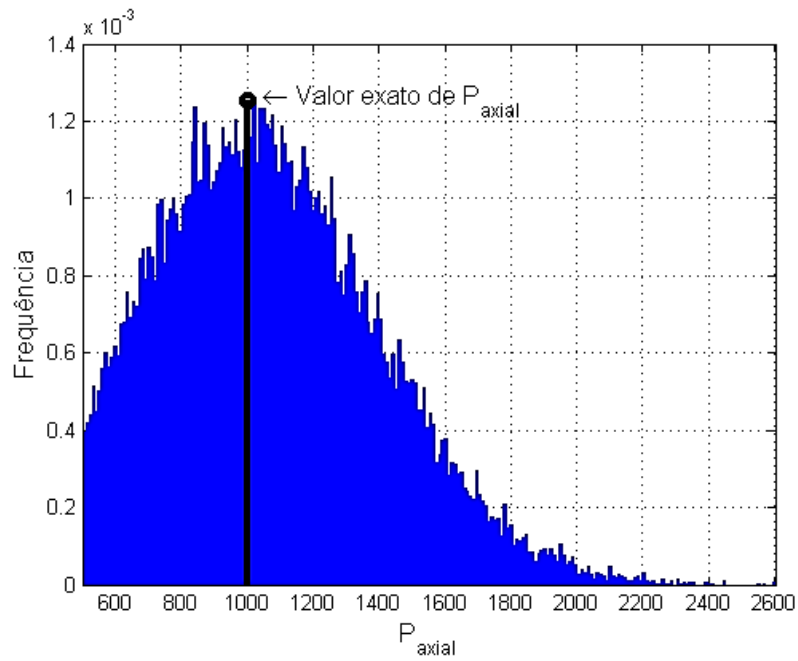


Figura 4.12 - Histograma obtido para a amostragem da carga P , para a estrutura birrotulada, sem IFE.

Este efeito também pode ser evidenciado no gráfico mostrado na Figura 4.13, que apresenta os valores obtidos para a função de autocorrelação, calculados para as 50 primeiras e as 50 últimas amostras da cadeia.

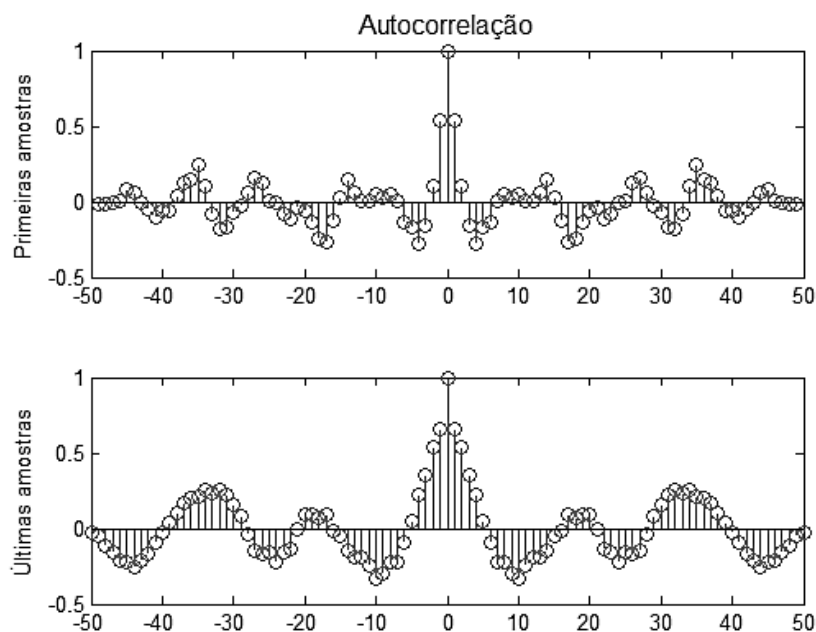


Figura 4.13 – Avaliação de correlação entre as primeiras e últimas 50 amostras da cadeia.

A Figura 4.14 apresenta o histograma e a FDP para os demais valores de carga para a situação birrotulada, enquanto a Figura 4.15 apresenta estes mesmos resultados para a viga na situação biengastada.

As Tabelas 4.21 e 4.22 apresentam os valores de média, desvio padrão e variância das amostras, nas condições birrotulada e biengastada, respectivamente.

A partir dos resultados apresentados anteriormente é possível notar que as amostragens foram capazes de recuperar os dados pseudoexperimentais, porém com uma dispersão relativamente elevada, sendo a dispersão maior para a condição biengastada. Entretanto, pode-se concluir que a metodologia estocástica para simulação de cadeias de Markov é capaz de identificar satisfatoriamente a carga axial.

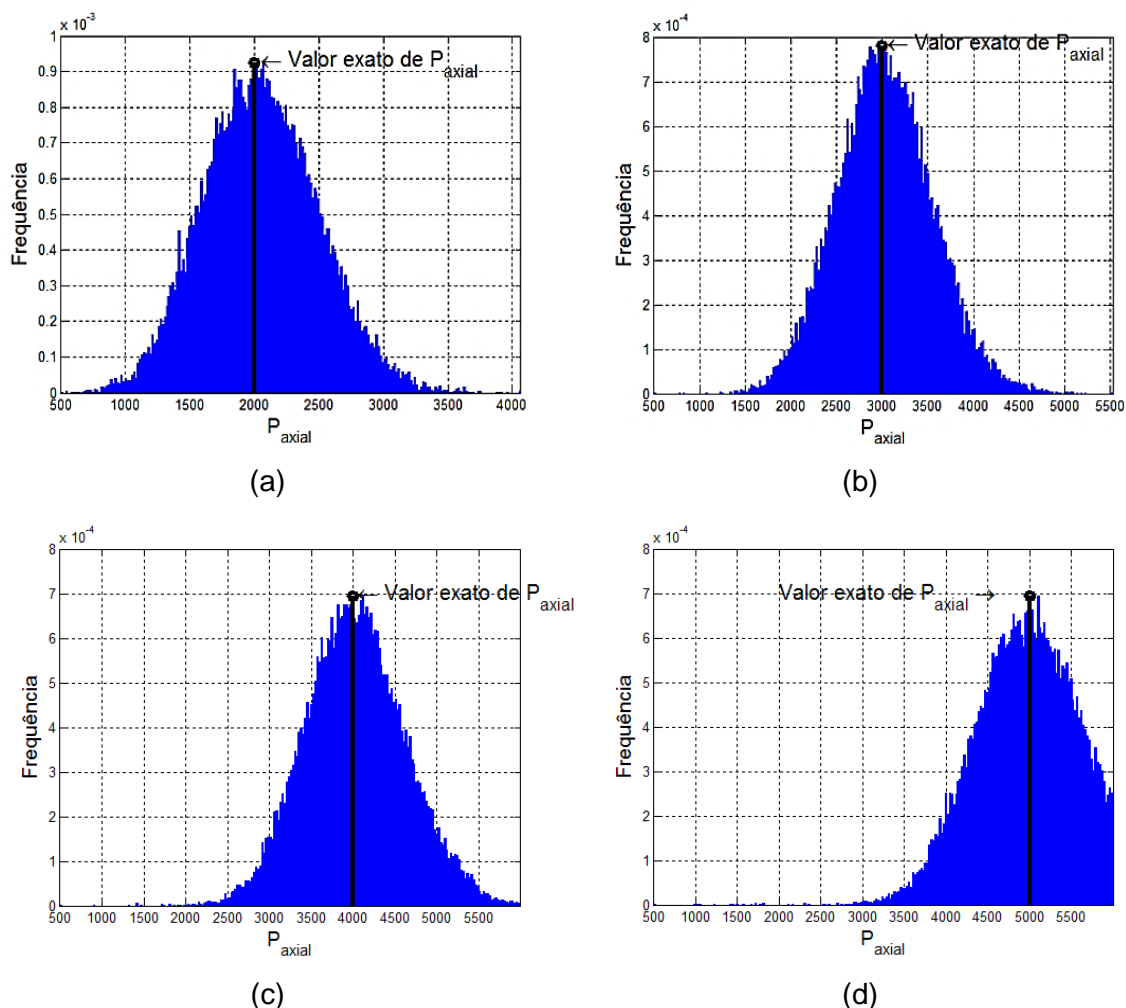
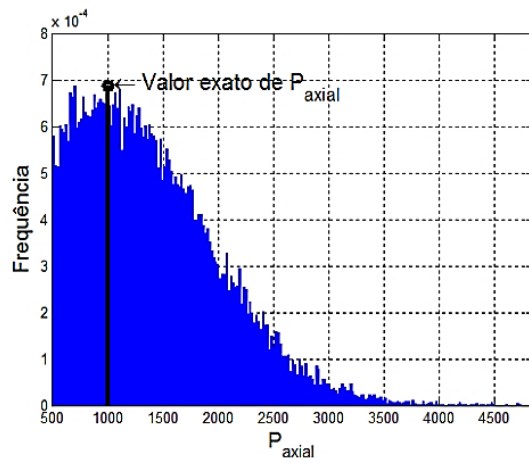
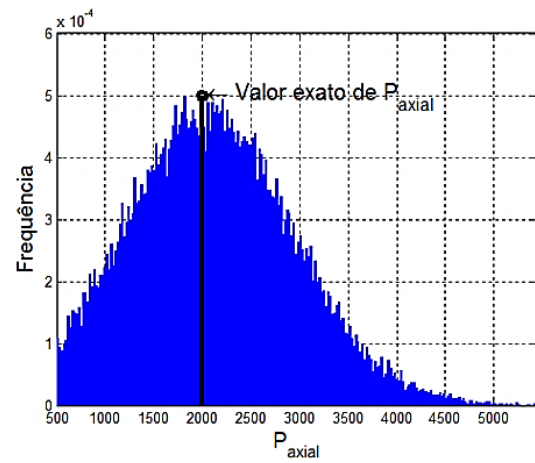


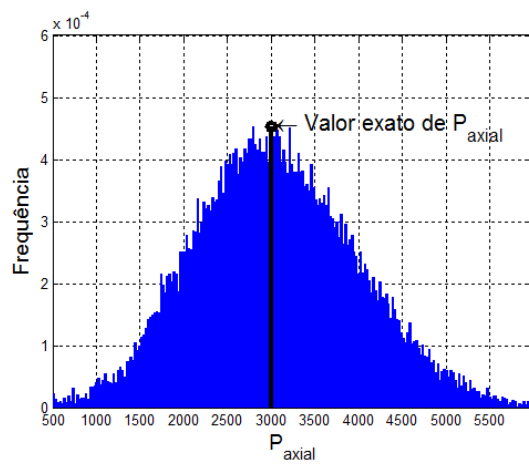
Figura 4.14 – Histogramas para a amostragem para a estrutura birrotulada: (a) $P = 2000$ N; (b) $P = 3000$ N; (c) $P = 4000$ N; (d) $P = 5000$ N.



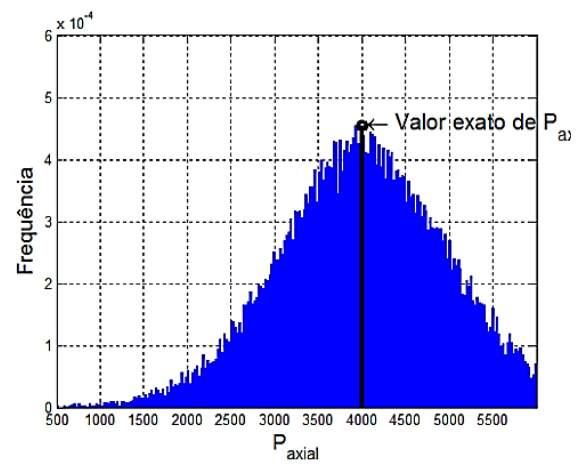
(a)



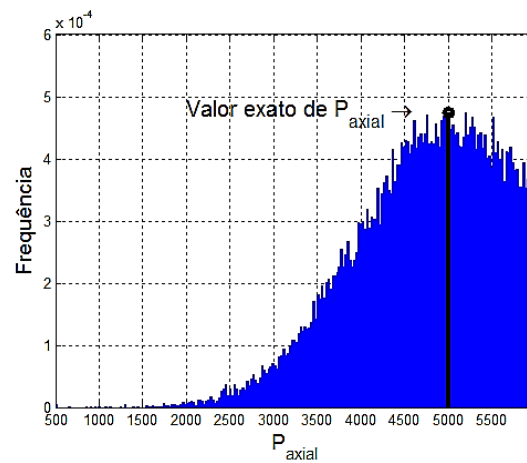
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 4.15 – Histogramas para a amostragem para a estrutura biengastada, sem IFE:

(a) $P = 1000 \text{ N}$; (b) $P = 2000 \text{ N}$; (c) $P = 3000 \text{ N}$; (d) $P = 4000 \text{ N}$; (e) $P = 5000 \text{ N}$.

Tabela 4.21 – Métricas da amostragem de P para a viga birrotulada.

P (N)	Média (μ)	Desvio padrão (σ)	Variância (σ^2)
1000	1082	326,88	$1,0685 \times 10^5$
2000	2044	448,80	$2,0142 \times 10^5$
3000	3040	528,28	$2,7908 \times 10^5$
4000	4027	599,95	$3,5993 \times 10^5$
5000	4919	579,82	$3,3619 \times 10^5$

Tabela 4.22 – Métricas da amostragem de P para viga biengastada.

P (N)	Média (μ)	Desvio padrão (σ)	Variância (σ^2)
1000	1404	626,07	$3,91962 \times 10^5$
2000	2142	817,45	$6,68232 \times 10^5$
3000	3050	929,85	$8,64628 \times 10^5$
4000	3969	927,06	$8,59435 \times 10^5$
5000	4713	819,21	$6,71101 \times 10^5$

2º conjunto de testes numéricos: identificação de carga axial pela abordagem estocástica, com ruído.

Aos dados de frequência natural puramente numéricos foram adicionados quatro níveis de ruído, sendo eles: 1%, 2%, 4% e 6%. As Figuras 4.16 e 4.17 apresentam os gráficos das FDP obtidos pelo procedimento de amostragem levando-se em consideração estes valores de erro na estimativa das frequência naturais.

Os valores de média, desvio padrão e variância para estas cadeias estão agrupados nas Tabelas 4.23 e 4.24. A partir dos valores obtidos para os momentos de primeira e segunda ordem pode-se evidenciar o nível de incerteza inerente ao processo de identificação da carga axial, quando existe uma diferença entre os valores exatos de frequência natural da estrutura e os valores medidos com a presença de ruído.

Analisando os dados obtidos, pode-se concluir que a condição birrotulada é mais suscetível ao erro de medição das frequências naturais, resultando em distribuições mais dispersas e os valores exatos tendem a ficar fora do suporte da FDP amostrada.

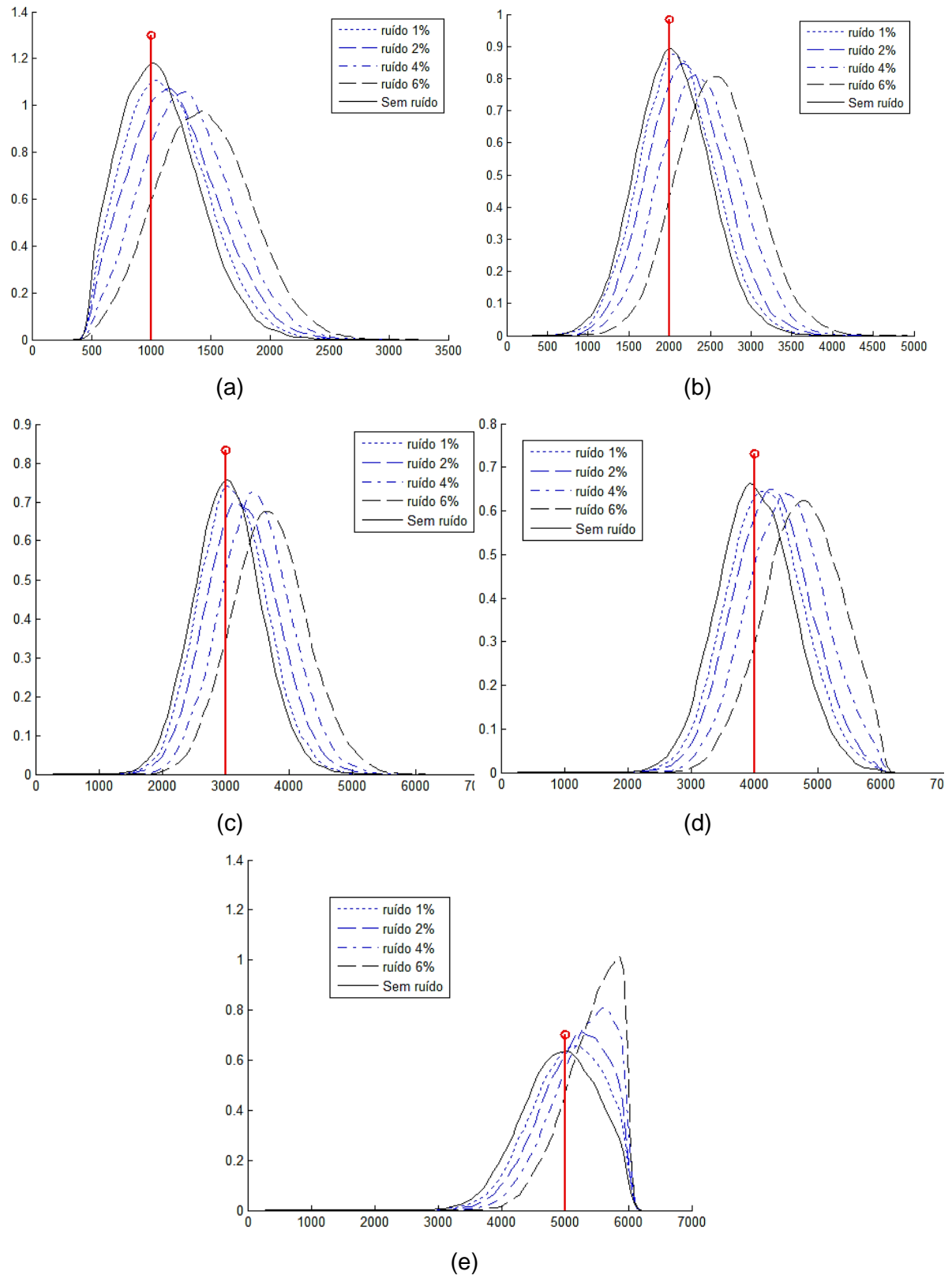


Figura 4.16 – FDP obtida para amostragem com inserção de ruído nos valores das frequências naturais para a estrutura birrotulada: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

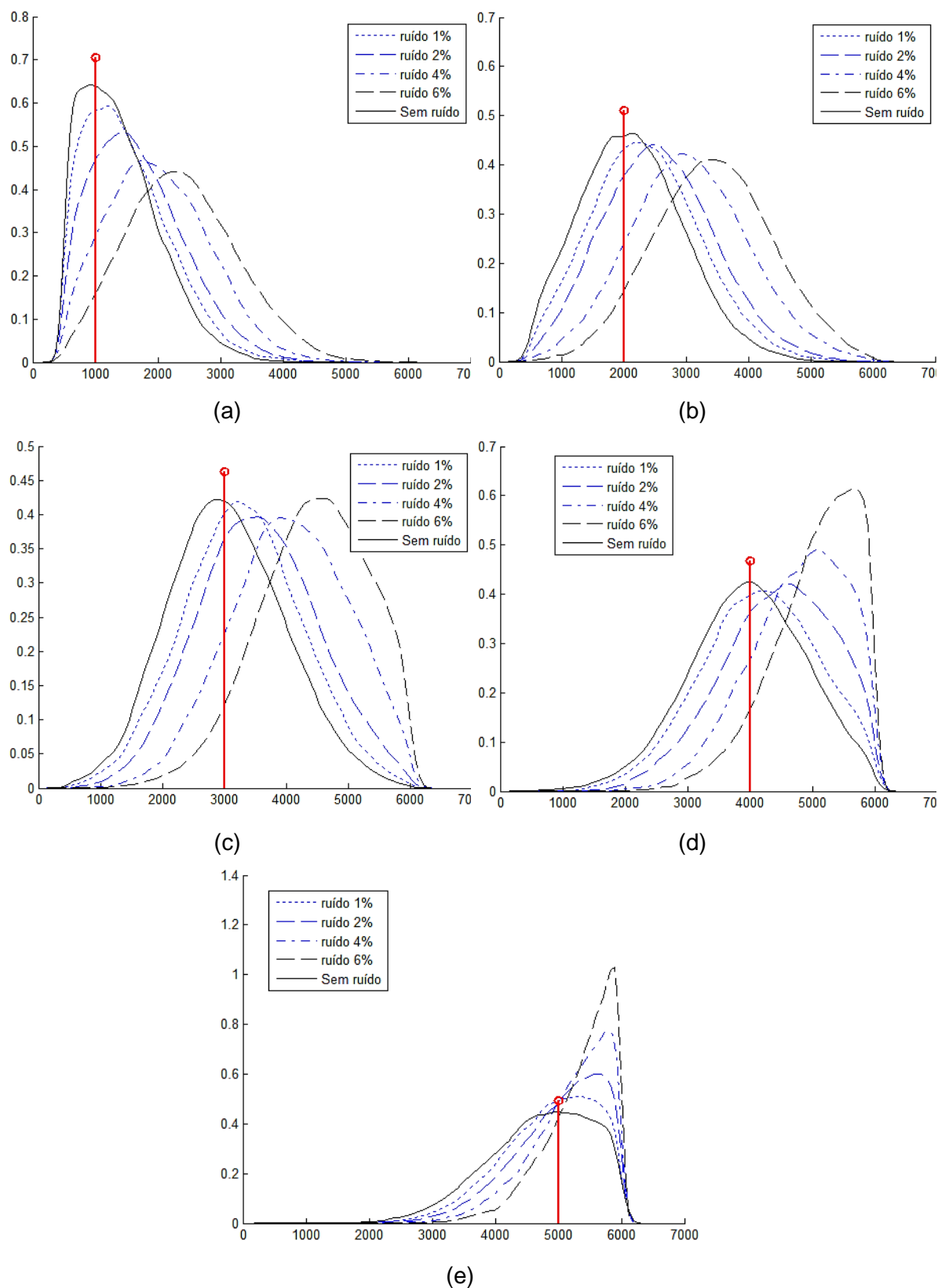


Figura 4.17 – FDP obtida para amostragem com inserção de ruído nos valores das frequências naturais para a estrutura biengastada: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

Tabela 4.23 – Métricas da amostragem de P para a viga birrotulada e com a adição de ruído nos dados de frequência.

Ruído (%)	P (N)	Média (μ)	Desvio padrão (σ)	Variância (σ^2)
1%	1000	1138,75	343,31	$1,17864 \times 10^5$
1%	2000	2105,01	455,45	$2,07434 \times 10^5$
1%	3000	3123,60	530,78	$2,81722 \times 10^5$
1%	4000	4170,49	604,72	$3,65689 \times 10^5$
1%	5000	5038,25	561,07	$3,14798 \times 10^5$
2%	1000	1204,05	363,97	$1,32472 \times 10^5$
2%	2000	2211,10	465,17	$2,16387 \times 10^5$
2%	3000	3269,05	556,22	$3,09377 \times 10^5$
2%	4000	4280,05	605,15	$3,66211 \times 10^5$
2%	5000	5133,40	532,60	$2,83667 \times 10^5$
4%	1000	1311,46	371,81	$1,38245 \times 10^5$
4%	2000	2375,38	484,86	$2,35091 \times 10^5$
4%	3000	3475,05	555,77	$3,08878 \times 10^5$
4%	4000	4504,32	609,32	$3,71265 \times 10^5$
4%	5000	5270,77	490,76	$2,40845 \times 10^5$
6%	1000	1446,87	391,22	$1,53054 \times 10^5$
6%	2000	2580,18	490,32	$2,40416 \times 10^5$
6%	3000	3699,09	589,20	$3,47157 \times 10^5$
6%	4000	4755,94	604,32	$3,65204 \times 10^5$
6%	5000	5405,89	440,71	$1,94229 \times 10^5$

Tabela 4.24 – Métricas da amostragem de P para a viga biengastada e com a adição de ruído nos dados de frequência.

Ruído (%)	P (N)	Média (μ)	Desvio padrão (σ)	Variância (σ^2)
1%	1000	1516,46	680,18	$4,62646 \times 10^5$
1%	2000	2360,39	863,04	$7,44846 \times 10^5$
1%	3000	3299,17	943,52	$8,90239 \times 10^5$
1%	4000	4155,57	918,08	$8,42862 \times 10^5$
1%	5000	4857,97	748,11	$5,59664 \times 10^5$
2%	1000	1692,65	729,21	$5,31753 \times 10^5$
2%	2000	2573,24	888,61	$7,89620 \times 10^5$
2%	3000	3552,75	958,30	$9,18332 \times 10^5$
2%	4000	4436,93	880,51	$7,75303 \times 10^5$
2%	5000	5000,25	715,16	$5,11449 \times 10^5$
4%	1000	2012,25	802,57	$6,44113 \times 10^5$
4%	2000	3048,80	941,86	$8,87108 \times 10^5$
4%	3000	4051,88	935,31	$8,74805 \times 10^5$
4%	4000	4763,16	773,30	$5,97991 \times 10^5$
4%	5000	5180,14	630,45	$3,97461 \times 10^5$
6%	1000	2386,54	876,30	$7,67894 \times 10^5$
6%	2000	3435,58	936,74	$8,77486 \times 10^5$
6%	3000	4433,85	876,82	$7,68810 \times 10^5$
6%	4000	5035,65	693,32	$4,80698 \times 10^5$
6%	5000	5334,26	556,31	$3,09477 \times 10^5$

Capítulo V

PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL E REALIZAÇÃO DE ENSAIOS

Neste capítulo são apresentados os procedimentos e conceitos utilizados para a concepção da bancada experimental e realização dos ensaios dinâmicos. O aparato experimental consiste de um reservatório, em cujo interior é montado um sistema especialmente concebido para aplicação de carga a uma estrutura tubular, sob as condições de vinculação do tipo biengastada e birrotulada.

Tendo em vista os tipos de ensaios experimentais necessários, foram realizadas simulações numéricas preliminares, a fim de definir características dos componentes utilizados para a instrumentação do aparato experimental, como será apresentado a seguir.

5.1 Projeto do aparato experimental

Para a realização dos ensaios experimentais optou-se por construir um aparato experimental que permitisse realizar um procedimento de análise modal experimental em uma viga tubular imersa em água, nas condições biengastada e birrotulada, visando a testar o procedimento de identificação das cargas axiais a partir de frequências naturais obtidas a partir de medições experimentais das respostas dinâmicas.

O dimensionamento dos componentes estruturais da bancada, especialmente do sistema de aplicação de carga, é condicionado aos valores das cargas axiais que deverão ser aplicados às vigas ensaiadas. Por este motivo, foram realizadas simulações numéricas utilizando as rotinas computacionais descritas em seções anteriores e

exemplos reais de vão livres fornecidos pela empresa PETROBRAS. As dimensões dos tubos para os ensaios em bancada foram então determinados através de parâmetros adimensionais, correlacionados com as dimensões dos dutos e vão livres reais.

A fim de possibilitar os cálculos da estrutura da bancada, foi feito um estudo para seleção do tubo comercial utilizado na construção da viga tubular. Para o material desta estrutura foi escolhido o aço inox, de modo a evitar oxidação, dado que ela ficará submersa em parte dos testes.

Como mostrado no Capítulo 2, Bahra e Greening (2009) mostram que a influência da carga axial na primeira frequência natural de uma viga biapoada é expressa por

$$f_1(P) = f_1^0 \sqrt{1 - \frac{P}{P_{cr}}} \quad (5.1)$$

em que P e P_{cr} são, respectivamente, a carga axial aplicada e a carga crítica de flambagem, $f_1(P)$ é a primeira frequência natural da viga solicitada axialmente pela força P e f_1^0 é a primeira frequência natural da viga sem solicitação axial. Bahra e Greening (2009) comentam que esta relação é exata para a viga birrotulada e aproximada para outras condições de contorno.

Vale observar que, na equação acima, cargas de compressão correspondem a valores positivos de P e conduzem a valores da frequência natural superiores ao respectivo valor sem a presença de carga axial. Por outro lado, cargas de tração correspondem a valores negativos de P e provocam elevação do valor da frequência natural.

Por este motivo, a carga crítica de flambagem da viga foi utilizada como variável independente para a escolha da seção transversal do tubo. Esta carga, por sua vez, depende do comprimento da viga, do módulo de elasticidade de seu material, e das dimensões da seção transversal.

Partindo de um comprimento fixo do tubo, $L = 4,0$ metros, foi calculada a carga crítica para alguns tubos comerciais, na condição birrotulada. Os resultados são mostrados na Tabela 5.1. A partir destes valores de carga, dos dados geométricos e de material da viga, foram feitas simulações para estimar as frequências naturais da viga. Este procedimento foi realizado de forma iterativa, avaliando-se os instrumentos disponíveis no laboratório e no mercado, tais como célula de carga e acelerômetros. O resultado deste procedimento foi a escolha do tubo de aço inox cujos dados são mostrados na Tabela 5.2, para o qual a carga crítica de flambagem é de aproximadamente $P_{crit} =$

2.591 N para a condição birrotulada e $P_{crit} = 10.364$ N para a condição biengastada. Portanto, a faixa de operação para a carga axial a ser utilizada na bancada ficou definida no intervalo:

$$2.591N \leq P \leq 10.364N.$$

Para leituras nesta faixa de trabalho, foi especificada a célula de carga **HBM-S9M**, de capacidade de leitura de até 50 kN.

Tabela 5.1 – Valor de carga crítica por flambagem, para diferentes tubos de aço inox comerciais, com comprimento $L = 4,0$ m.

Diâmetro	Sch 5S	Sch 10S	Sch 40S	Sch 80S
externo	P_{cr}	P_{cr}	P_{cr}	P_{cr}
<i>(mm)</i>	<i>(N)</i>	<i>(N)</i>	<i>(N)</i>	<i>(N)</i>
10,29	-	46	55	63
13,72	-	145	172	195
17,15	-	304	378	447
21,34	621	743	887	1.041
26,67	1.270	1.541	1.921	2.322
33,4	2.591	3.927	4.531	5.479
42,16	5.376	8.325	10.104	12.534
48,26	8.186	12.806	16.096	20.290
60,33	16.326	25.908	34.526	45.042
73,03	36.861	51.243	79.392	99.817
88,9	67.537	94.550	156.565	201.975
101,6	101.720	142.980	248.296	325.796
114,3	145.844	205.645	375.122	498.448
141,3	360.476	436.543	786.038	1.072.505
168,28	614.703	746.034	1.459.344	2.099.778
219,08	1.372.056	1.837.234	3.760.338	5.483.263

Tabela 5.2 – Dados do tubo de aço inox comercial escolhido para a construção da viga tubular.

Diâmetro	Schedule	Diâmetro	Parede	Massa
nominal		externo		
<i>(pol)</i>		<i>(mm)</i>	<i>(mm)</i>	<i>(kg/m)</i>
1,0	5S	33,4	1,65	1,311

De posse destes resultados foram feitas simulações para as situações birrotulada e biengastada, variando-se a carga axial de tração entre 0% e 100% das respectivas cargas crítica de flambagem, em intervalos de 20% destas cargas. Os resultados estão mostrados nas Tabelas 5.3 e 5.4.

Tabela 5.3 – Frequências naturais obtidas por simulação numérica para a viga birrotulada, com carga axial variando entre 0 e 100% da carga crítica a flambagem.

Frequência natural (Hz)	Carga axial (P/P_{crit})					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
1 ^a	5,56	6,09	6,58	7,03	7,46	7,86
2 ^a	22,23	22,78	23,32	23,84	24,35	24,85
3 ^a	50,04	50,59	51,14	51,68	52,22	52,74
4 ^a	89,06	89,61	90,16	90,71	91,25	91,79
5 ^a	139,48	140,03	140,58	141,13	141,67	142,22

Tabela 4.4 – Frequências naturais obtidas por simulação numérica para a viga biengastada, com carga axial variando entre 0 e 100% da carga crítica de flambagem.

Frequência natural (Hz)	Carga axial (P/P_{crit})					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
1 ^a	12,6	13,76	14,82	15,81	16,73	17,6
2 ^a	34,73	36,35	37,9	39,38	40,8	42,17
3 ^a	68,14	69,93	71,68	73,39	75,05	76,68
4 ^a	112,83	114,72	116,57	118,4	120,2	121,98
5 ^a	169,06	171,01	172,93	174,84	176,72	178,58

É possível notar por estes resultados que a menor frequência obtida tem valor $f = 5,56$ Hz, referente à primeira frequência natural para a condição birrotulada e carga axial nula, enquanto a maior frequência, $f = 178,8$ Hz, ocorre para a quinta frequência natural estimada para a viga na condição biengastada, com 100 % da carga crítica para a viga nesta condição de vinculação. Sendo assim, ao se estimar até a quinta frequência natural da viga, as frequências que devem ser medidas durante os testes experimentais estão compreendidas no intervalo:

$$5,56\text{Hz} \leq f \leq 178,58\text{Hz}.$$

Assim, para a aquisição dos sinais de aceleração foi escolhido o acelerômetro **PCB 352C33**, com faixa de medição entre 0,5 Hz e 10.000 Hz, sensibilidade 10,2 mV/(m/s²) e massa 5,8 gramas.

Para o monitoramento da carga axial, na situação em que a estrutura fica submersa, *strain-gages* colados na superfície do tubo são utilizados para medição da força axial, complementariamente à célula de carga. O modelo do *strain-gage* escolhido foi o **KRATOS PA-09-250BA-120L**, fabricado com base de poliamida, com autocompensação de temperatura para aço inoxidável e resistência elétrica nominal de 250 Ohms.

Em termos do projeto estrutural da bancada foi proposto construir um reservatório, de forma a acomodar a estrutura e o sistema de tração, todos submersos. Dentro do reservatório é fixada uma estrutura rígida sobre a qual são montadas as bases, que funcionam como apoio ao tubo, e que permitem impor as condições de vinculação do tipo rótula e engaste. Tal estrutura, que suporta todos os esforços provenientes da aplicação da carga axial ao tubo, consiste de um perfil estrutural em alumínio fornecido pela empresa BOSCH. Considerando que o perfil seria apoiado nas suas extremidades, submetido a um momento fletor dado pela carga máxima prevista para o projeto, $P \approx 10.000$ N, e o braço de alavanca dado pela distância entre linha de centro do tubo e a linha de centro do perfil, foi escolhido o perfil **90x180H**, de forma que o deslocamento transversal máximo (na metade do seu comprimento) fosse de 1,0 mm. O perfil especificado possui as seguintes propriedades mecânicas: momentos de inércia de área, $I_{xx} = 2138,30 \text{ cm}^4$ e $I_{yy} = 544,30 \text{ cm}^4$; módulos de resistência à flexão, $W_x = 237,59 \text{ cm}^3$ e $W_y = 120,96 \text{ cm}^3$; Área, $A = 42,9 \text{ cm}^2$; e massa, $m = 17,20 \text{ kg/m}$.

Para permitir melhor fixação do perfil e também para aumentar a rigidez da bancada (do conjunto), foram definidos cinco pontos de apoio para a fixação do perfil na estrutura do reservatório.

A configuração geral da banca é ilustrada na Fig. 5.1, consistindo de um reservatório estanque a ser preenchido com água, com dimensões 5.000 mm x 1.200 mm x 576 mm, dentro do qual é montado um sistema de fixação e aplicação de cargas aos tubos a serem ensaiados. Uma das laterais é construída com placas de vidro, para facilitar o acesso visual ao experimento.

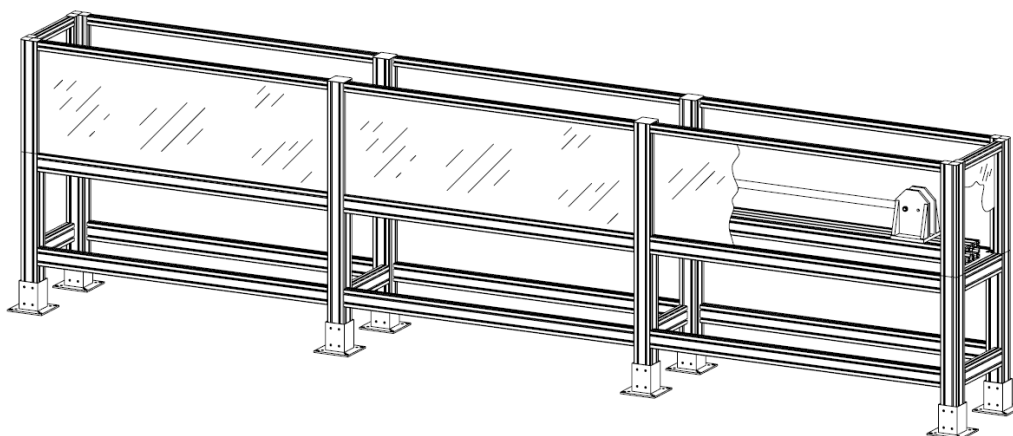


Figura 5.1- Ilustração da bancada experimental.

O sistema de aplicação de carga, ilustrado na Figura. 5.2, foi projetado de modo a possibilitar a aplicação de cargas axiais de tração correspondentes a 0%, 50% e 75% das cargas críticas de flambagem dos tubos ensaiados, e cargas axiais em compressão correspondentes a 25% das cargas críticas de flambagem. As cargas de tração ou de compressão serão determinadas pelo sentido da rotação aplicada ao esticador indicado na Figura 5.2.

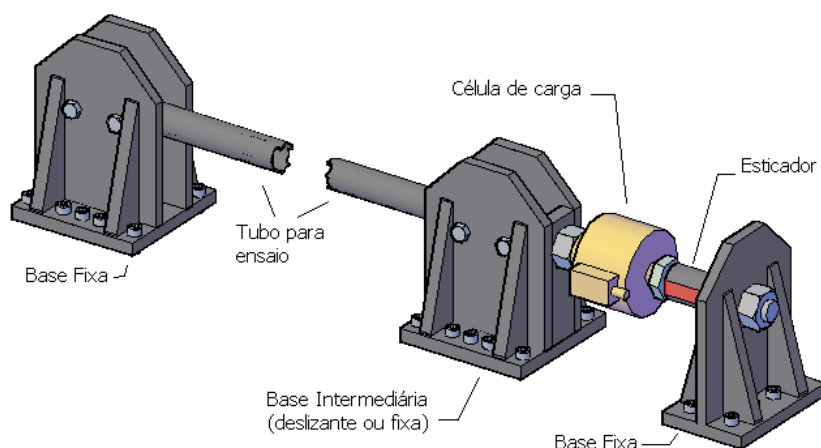


Figura 5.2 - Representação do sistema de aplicação de carga.

O sistema de fixação dos tubos foi projetado de modo a possibilitar as condições de contorno biengastada e birrotulada. Para os casos em que o tubo é ensaiado com a condição de vinculação do tipo birrotulada, este é montado com um parafuso em cada uma das extremidades e buchas deslizantes apropriadas, de forma a permitir o movimento de rotação em torno do centro dos parafusos, conforme esquematizado na Figura 5.3(a). Para o caso em que a condição de vinculação é biengastada são

utilizados dois parafusos, como representado na Figura 5.3(b). O sistema de fixação é suportado por um perfil de alumínio estrutural com dimensões 180 mm x 90 mm (Figura 5.4), fixado ao fundo do reservatório.

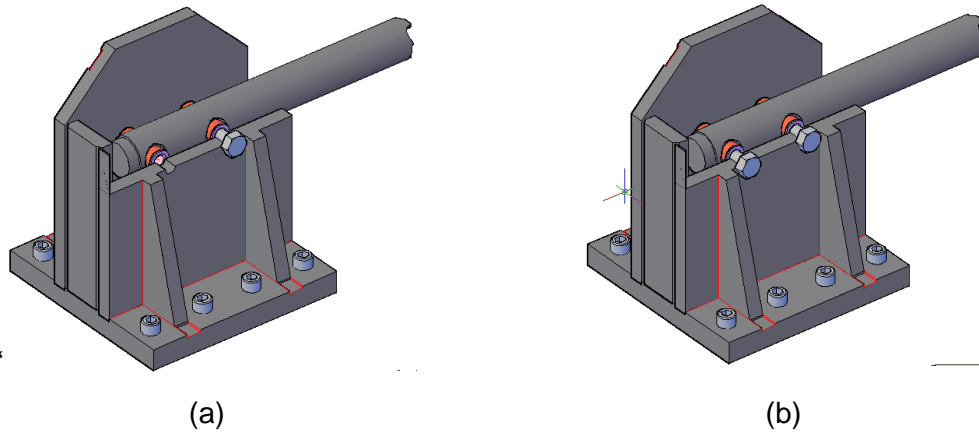


Figura 5.3 - Formas de vinculação para o experimento: (a) rotulado; (b) engastado.

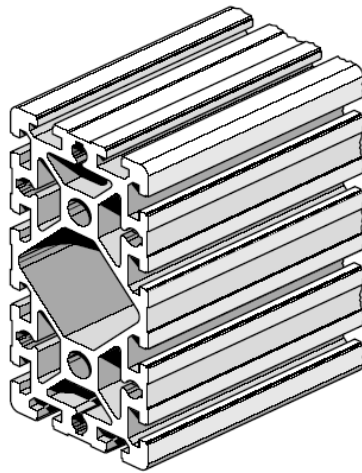


Figura 5.4 - Representação do perfil estrutural sobre o qual será montado o sistema de engaste.

A instrumentação foi definida de modo a possibilitar a realização de ensaios com as seguintes características:

- medição direta das cargas axiais com células de carga e medição indireta destas cargas com *strain-gages*.

- aplicação de forças excitadoras transversais na direção vertical, com o auxílio de excitadores eletrodinâmicos (*shakers*) e medição destas forças com células de carga piezelétricas.
- medição das respostas vibratórias na direção vertical, em diferentes pontos ao longo do comprimento das vigas, com acelerômetros piezelétricos.

Um suporte para *shakers* foi projetado utilizando os perfis estruturais em alumínio. A Figura 5.5 mostra uma representação deste suporte.

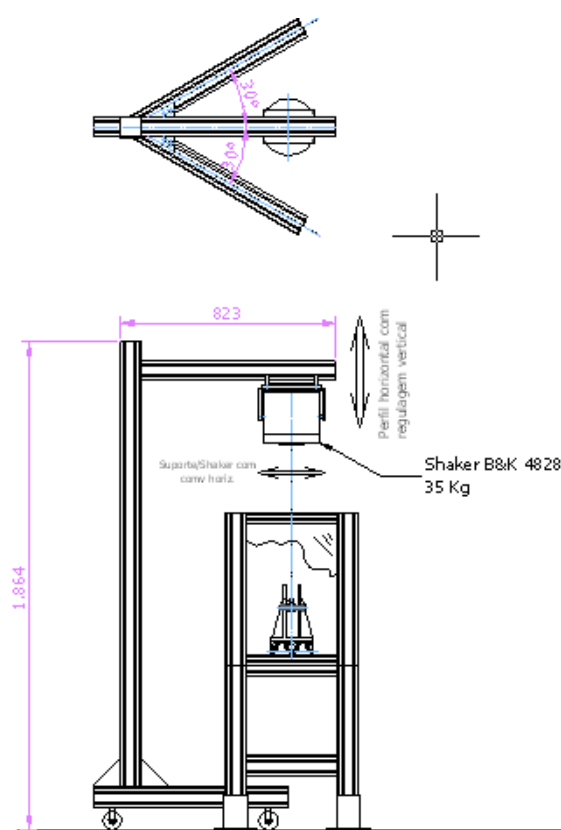


Figura 5.5 - Esquema representativo de suporte para excitador eletrodinâmico.

Na Figura 5.6(a) é observado o sistema de aquisição de dados (sistema PULSE, fornecido pela Brüel & Kjaer) e o computador utilizado para executar o controle do sistema de aquisição, armazenamento e pós-processamento dos dados. O sistema PULSE é utilizado neste trabalho por ser um sistema robusto, que permite controlar uma infinidade de parâmetros de instrumentação, com diversos recursos gráficos e sonoros que facilitam a aquisição dos dados e permite automatizar o processo de análise destes.

Na Figura 5.6(b) é mostrado em detalhe o *strain-gage* utilizado para monitoramento da carga axial. Embora não seja possível identificar pela figura, este sensor foi colado à superfície externa do tubo (quando montado nas bases de fixação), alinhado com a linha de centro da estrutura, na lateral do tubo, a fim de minimizar a influência da deformação de flexão devida ao peso próprio.

A Figura 5.6(e) mostra uma imagem do sistema de aplicação de carga, com a célula de carga e o seu indicador indicados, respectivamente, pelos números 5 e 6, enquanto a Figura 5.6(f) mostra o detalhe dos acelerômetros fixados na parte superior da estrutura, aparafusados em suportes de poliamida que, por sua vez, foram colados à superfície do tubo.

As Figuras 5.6(c) e 5.6(d) mostram, respectivamente, vistas frontal e lateral da bancada, para a localização dos itens da instrumentação supracitados.

5.2 Ensaios preliminares e ajustes do sistema de medição

Após o nivelamento da bancada e o alinhamento do sistema de tração, numerosos testes foram realizados para cada subsistema da bancada, a fim de verificar os procedimentos de medição. Os acelerômetros foram calibrados e seus dados foram registrados no banco de dados do sistema PULSE. A partir de um procedimento direto de calibração, e de massas conhecidas, foi feita a calibração do sistema de medição de força, através da célula de carga KRATOS.

Para verificar se a carga aplicada pelo sistema de tração é efetivamente aplicada à viga tubular foi utilizado o sinal do *strain-gage* para estimar a deformação no tubo e o resultado foi comparado com o valor indicado pela célula de carga.

Nesses testes foi utilizado um multímetro de precisão para estimar a variação da resistência elétrica do *strain-gage*, conforme indicado na Figura 5.8. A partir deste dado foi calculada a tensão e a força equivalente aplicada ao tubo, utilizando os dados da geometria do tubo.

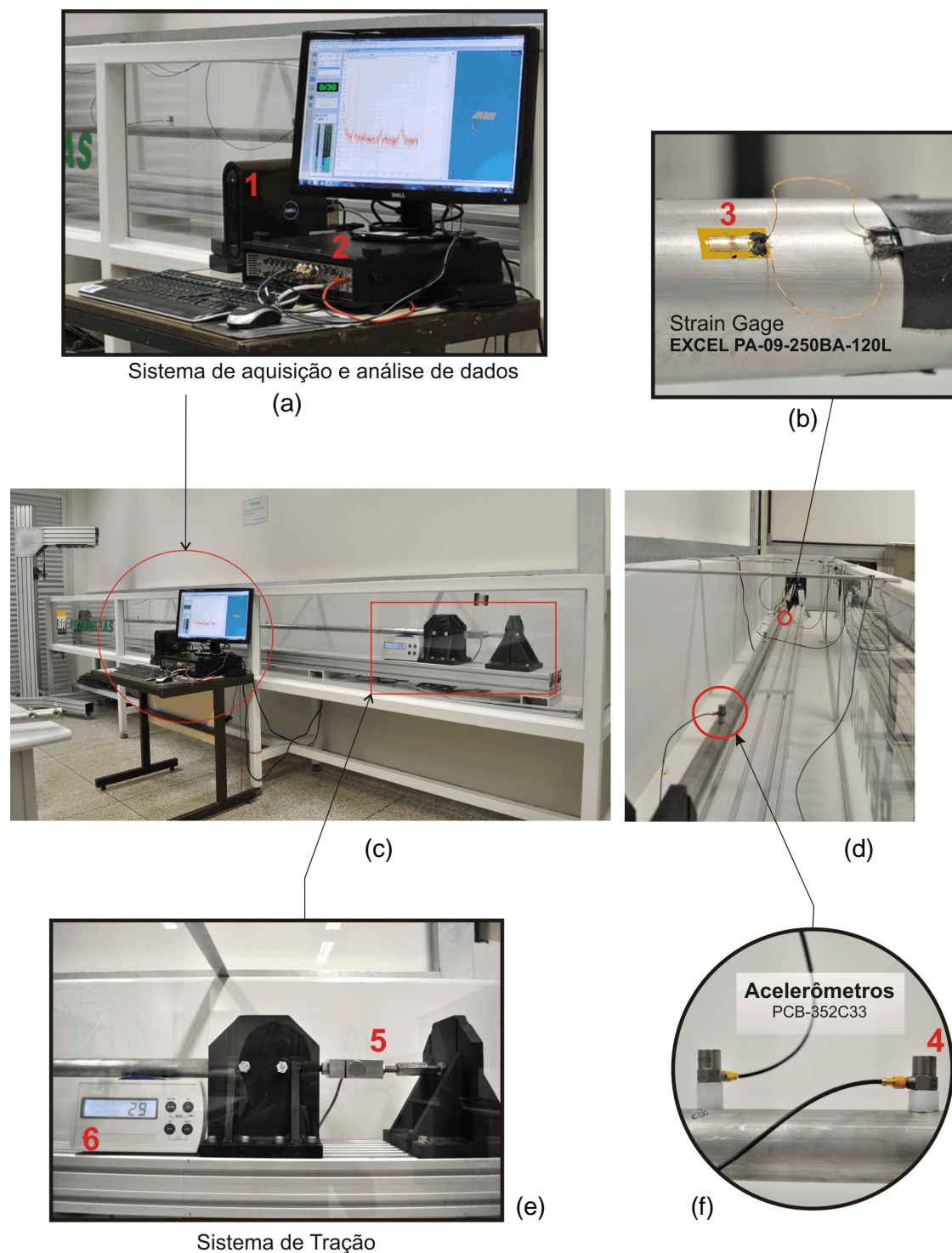
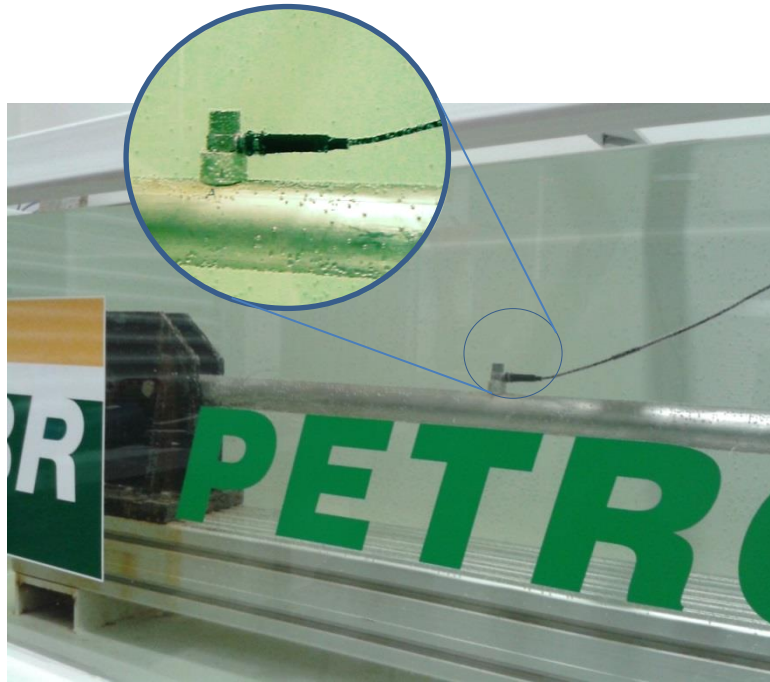
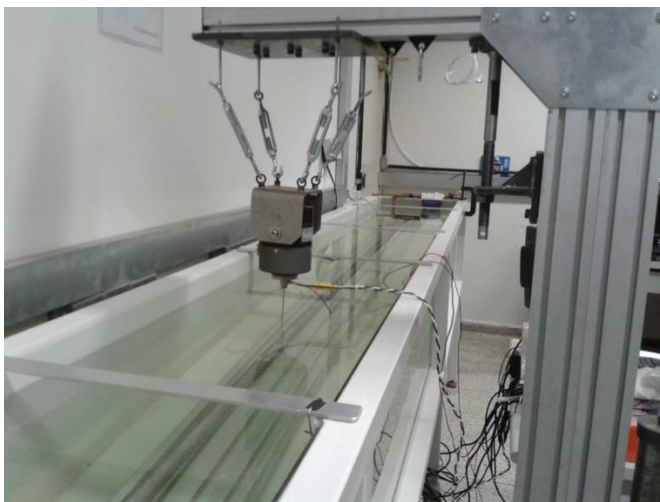


Figura 5.6 – Bancada experimental com indicações dos detalhes da instrumentação: (1) Computador para controle do sistema de aquisição, armazenamento e pós-processamentos dos dados experimentais; (2) plataforma PULSE®, operada por computador; (3) strain gage; (4) acelerômetros; (5) célula de carga; (6) indicador da célula de carga.

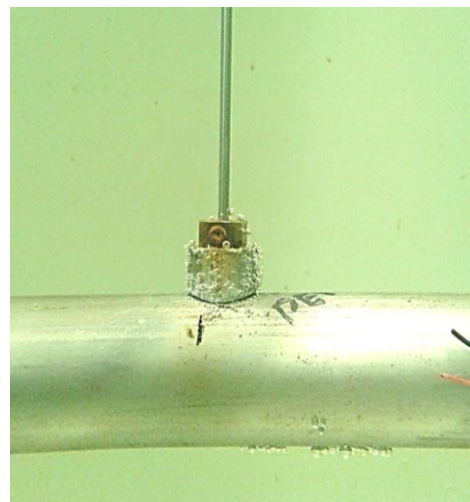
A Figura 5.7 mostra os detalhes da instrumentação da bancada para os ensaios submersos. Nesta situação o acelerômetro utilizado teve sua conexão elétrica selada com silicone e a excitação da estrutura por martelo foi substituída pelo uso de um *shaker*.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.7 – Modificações para a instrumentação da bancada na situação de IFE: (a) adaptação do acelerômetro para ensaios submersos; (b) excitação da estrutura por meio de *shaker/stinger*; (c) detalhe da fixação do *stinger* para a aplicação da força.



Figura 5.8 – Comparação de medidas de carga axial estimadas a partir de *strain-gauge* e célula de carga.

A partir destes testes foi possível identificar que o sistema de tração funcionava satisfatoriamente, aplicando efetivamente a carga registrada no indicador da célula de carga, ao tubo. Os resultados da medição podem ser vistos na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Comparação entre os dados de força axial medidos com célula de carga e *strain-gage*.

Carga (N)		
Célula de carga	Strain-gage	Diferença (%)
200	208,99	4,50
400	404,92	1,23
600	620,44	3,41
800	842,49	5,31
1000	1058,01	5,80
1500	1515,18	1,01
2000	1991,94	0,40
2500	2462,17	1,51
3000	2951,99	1,60
4000	3918,57	2,04
5000	4865,56	2,69
6000	5694,99	5,08

5.3 Avaliação da metodologia de análise modal experimental

Nos ensaios subsequentes, para a obtenção dos dados experimentais foi utilizado um ambiente virtual, denominado **PULSE LabShop**, adquirido em conjunto com o sistema de aquisição de dados. Este aplicativo é utilizado para controlar o *hardware* do sistema PULSE e também armazenar os dados de forma conveniente, de acordo com o tipo de pós-processamento que se deseja executar.

Para o pós-processamento dos dados foi utilizado o software **ME'scope**, fornecido pela empresa Vibrant Technology. É utilizado para obtenção das frequências naturais, modos de vibração e amortecimento da estrutura a partir dos dados da aceleração do tubo, pelo método tradicional de análise modal.

Ao utilizar o software ME'scope, configura-se o ambiente LabShop para fazer a leitura do sinal de força, dos sinais de aceleração da estrutura em pontos previamente escolhidos e, na sequência, calcula-se a FRF (Função Resposta em Frequência) para cada um dos sinais de aceleração medidos. O LabShop fornece as FRFs para o ME'scope que, por sua vez, identifica os modos de vibração, frequências naturais e fatores de amortecimento a partir das etapas:

1. Para cada um dos graus de liberdade, a partir do sinal de força e dos sinais de aceleração obtidos para cada um dos acelerômetros instalados na estrutura, estima-se uma função resposta em frequência.
2. Após esta etapa, a partir de um modelo de múltiplos graus de liberdade, faz-se o ajuste dos parâmetros modais, levando-se em consideração todos os sinais de aceleração.

Para as etapas 1 e 2 supracitadas, mais de um método é disponibilizado pelo software, cabendo ao operador a escolha do procedimento de identificação.

A Figura 5.9 apresenta imagens da interface do programa ME'Scope, indicando as etapas 1 e 2 mencionadas acima. As curvas em preto representam as FRFs obtidas experimentalmente, enquanto as curvas em vermelho, apresentadas na Figura 5.9(b), representam a respostas ajustadas para os parâmetros modais identificados.

Considerando o interesse na aplicação da metodologia em situações reais de identificação de carga axial para um duto submerso, procurou-se também testar metodologias que possibilitassem a reprodução dos ensaios de laboratório, em campo. Neste sentido, foi proposto fazer medições para estimar o comportamento dinâmico da estrutura utilizando uma ferramental de análise modal experimental, denominada como

OMA (*Operational Modal Analysis*), fornecido pela empresa Brüel & Kjaer, em que não se utilizam os dados de força (de excitação da estrutura) para descrever o comportamento dinâmico da estrutura. Este método é também denominado na literatura pelos termos *Basic Frequency Domain* (BFD) e *Peak-Picking technique*. Trata-se de uma metodologia de utilização consolidada na área de engenharia civil para identificação dos parâmetros modais (obtenção dos modos, frequências naturais e amortecimento) de estruturas como pontes, prédios, plataformas, etc., a serem determinadas pela medição da resposta destas estruturas, quando submetidas à ação de excitações naturais, como a ação do vento, ondas do mar, etc.

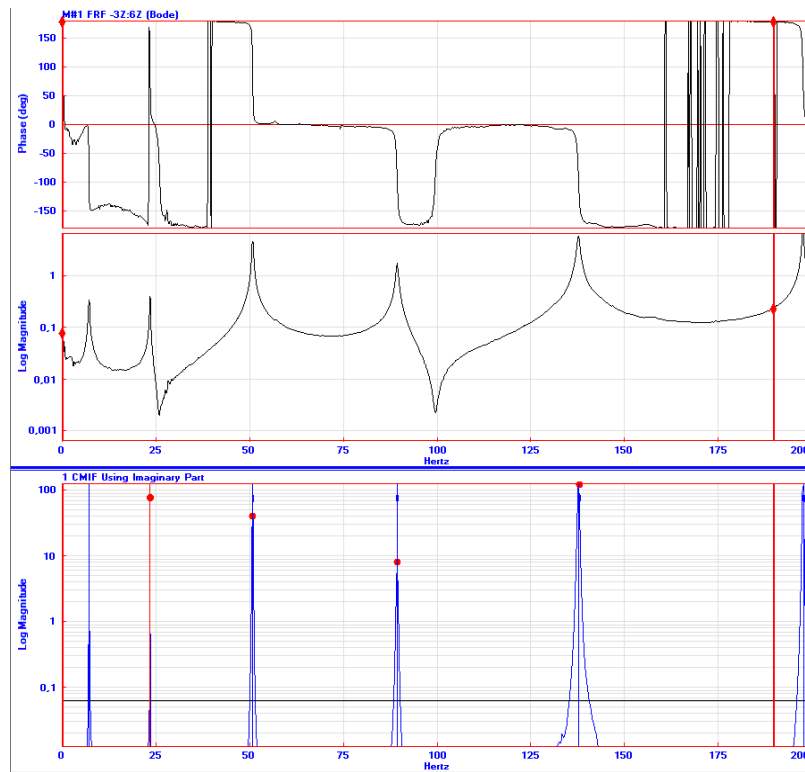
O OMA consiste de uma técnica aproximada de decomposição da resposta do sistema em um conjunto de sistemas de um único grau de liberdade, descrita no trabalho de Brincker et al. (2000), e envolve os seguintes passos:

1. Estima-se a matriz de densidades espectrais das respostas em aceleração em função do tempo, obtidas experimentalmente;
2. Faz-se a decomposição em valores singulares da matriz de densidade espectral;
3. Calcula-se a média dos valores singulares obtidos.

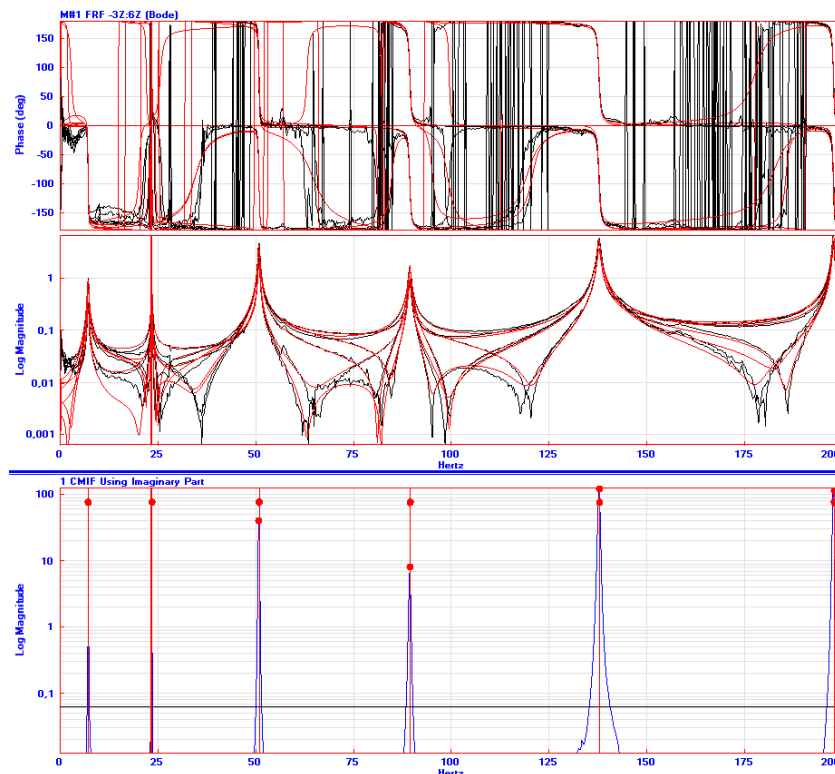
A Figura 5.10 mostra a tela do programa computacional, com as etapas de identificação das frequências naturais, descritas acima.

Devido às diferenças na concepção das metodologias de análise modal experimental citadas, a forma de se proceder nos ensaios experimentais também é diferente. Para a utilização do ME'Scope é utilizado um único acelerômetro, no ponto de referência da estrutura, e a excitação é feita utilizando um martelo, em pontos pré-determinados da estrutura. O martelo é instrumentado com uma célula de carga na sua ponta, a fim de se obter o sinal da força no tempo.

Por outro lado, ao realizar os ensaios com o programa OMA, são utilizados acelerômetros, tanto nos pontos de medição do deslocamento da estrutura, quanto no ponto de referência. Vale lembrar que não se faz medida de força neste procedimento. As funções-resposta da estrutura são obtidas correlacionando-se os sinais de resposta da estrutura (os dados de aceleração nos pontos previamente escolhidos), com o sinal de aceleração no ponto de referência.

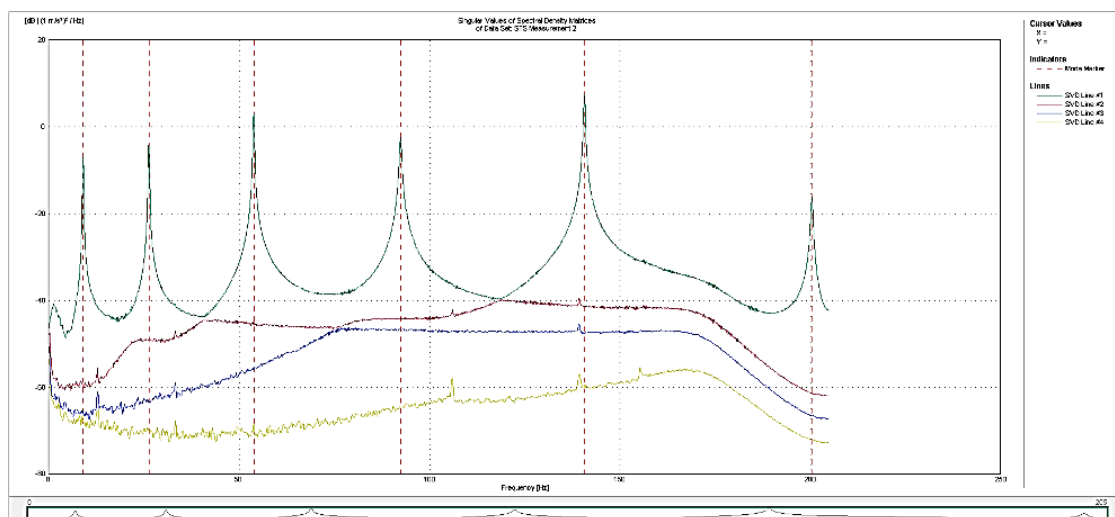


(a)

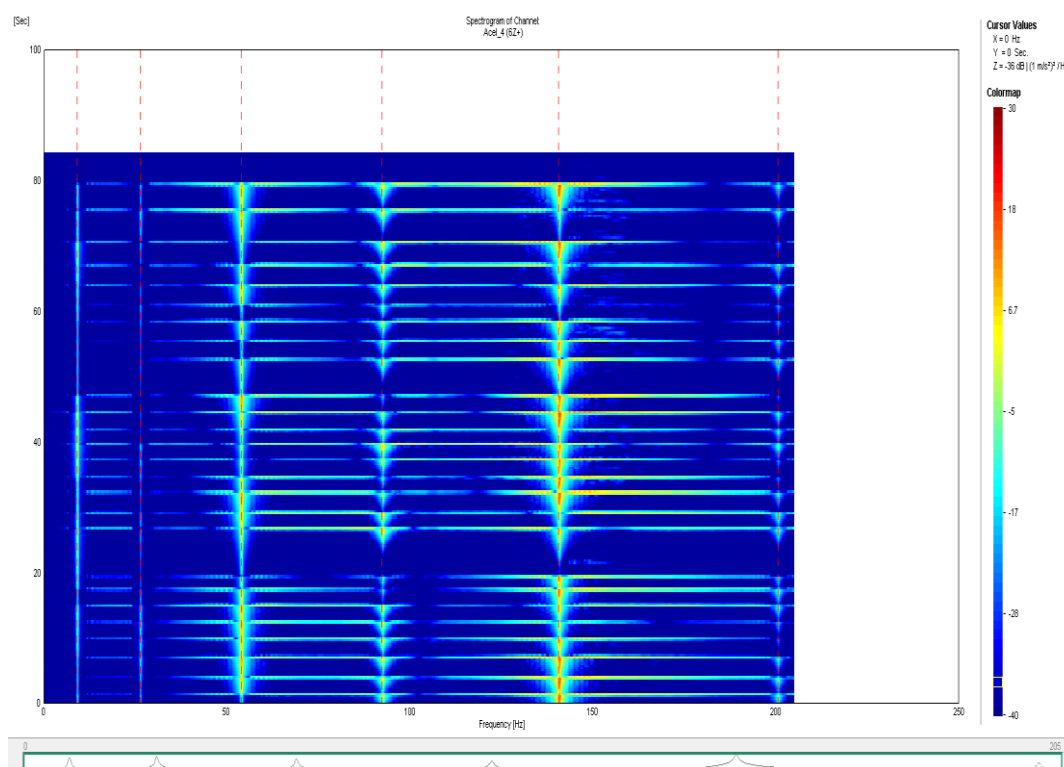


(b)

Figura 5.9 – Imagem da tela do programa comercial ME'Scope: (a) Estimativa de frequências naturais para um dos graus de liberdade da estrutura, a partir da FRF obtida experimentalmente; (b) Ajuste dos parâmetros modais levando em consideração todos os graus de liberdade da estrutura (todas as FRFs obtidas experimentalmente).



(a)

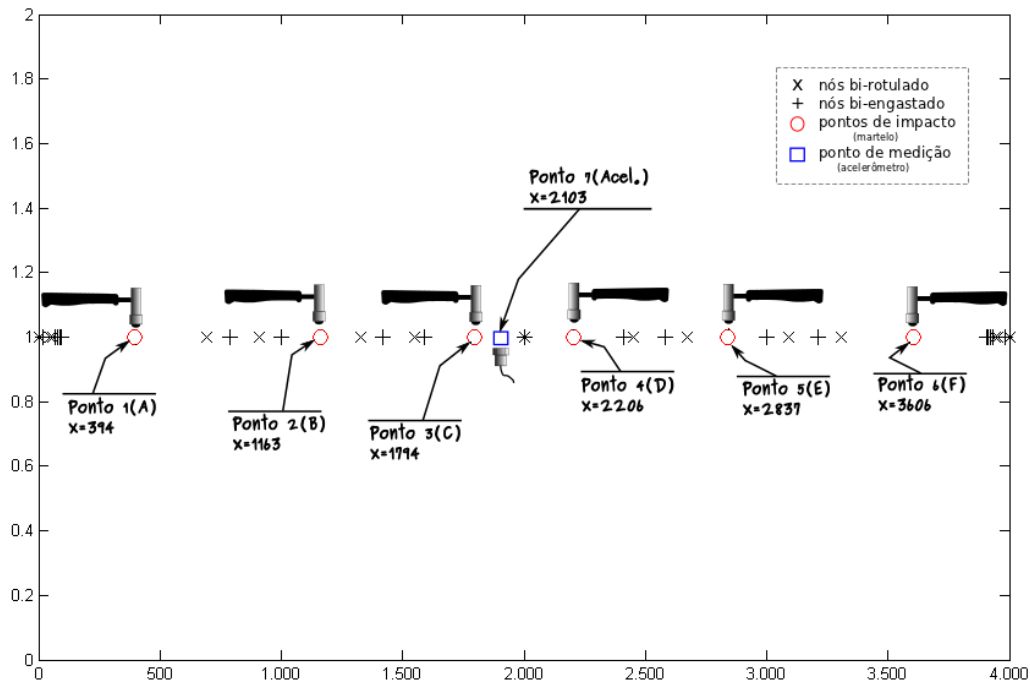


(b)

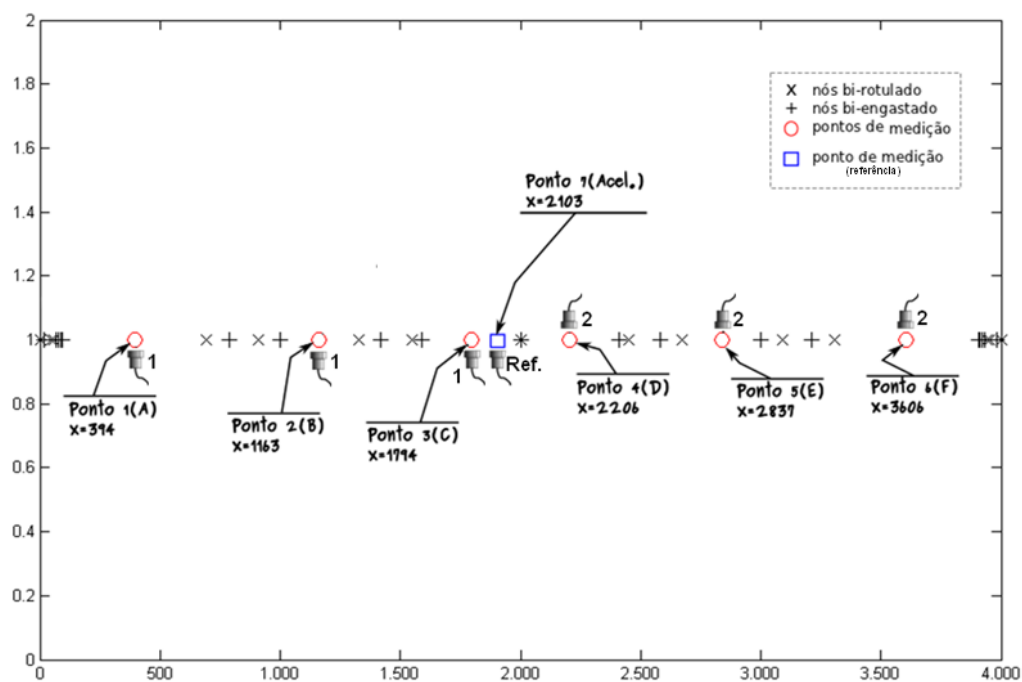
Figura 5.10 – Imagens da tela do programa comercial OMA: (a) Avaliação de parâmetros estatísticos utilizados para a determinação das FRFs; (b) Avaliação das frequências naturais obtidas a partir das respostas dinâmicas da estrutura.

A Figura 5.11 representa esquematicamente os pontos nos quais são medidas as resposta da estrutura, bem como o ponto de referência escolhido. É importante ressaltar que para obter um bom resultado nos procedimentos de análise modal experimental, deve-se evitar medir a resposta nos nós da estrutura (pontos de deslocamento nulo para uma determinada frequência). Tendo isto em vista, a Figura 5.11 mostra as posições

dos nós da estrutura, estimadas através das rotinas implementadas em Matlab, para carga axial nula e as duas condições de vinculação: birrotulada e biengastada.



(a)



(b)

Figura 5.11 – Indicação dos pontos utilizados para medição da vibração experimental do tubo (graus de liberdade): (a) para o procedimento de análise modal convencional, utilizando o software ME'Scope; (b) para o procedimento de análise modal não convencional, utilizando o procedimento OMA.

5.4 Análise modal experimental da estrutura ensaiada

Foram feitos experimentos para a determinação das frequências naturais, para diferentes níveis de cargas axiais, utilizando tanto o programa computacional ME'Scope, quanto o OMA, e ensaios por impacto. Nos ensaios utilizando ME'Scope foi utilizado um martelo instrumentado com célula de carga, enquanto que para os ensaios utilizando o *software* OMA a excitação foi provocada por um martelo com ponta de *tecnyl*.

Em uma primeira etapa os ensaios foram realizados para a viga biengastada sem a presença de água, ou seja, sem levar em consideração os efeitos de interação fluido-estrutura. Os resultados obtidos para as frequências naturais, ao variar a carga axial, podem ser vistos na Tabela 5.6.

A Figura 6.1 mostra graficamente a comparação (por frequência natural) dos resultados obtidos pelas duas metodologias de análise modal experimental, apresentados na Tabela 6.1. A partir desta figura pode-se notar que a diferença entre os valores obtidos por meio dos dois métodos aumenta para frequências maiores.

Tabela 5.6 – Comparação entre os valores de frequências naturais de vibração encontrados utilizando os dois métodos de análise modal experimental.

Frequências naturais – estrutura biengastada											
	Carga [N]	1ª freq		2ª		3ª		4ª		5ª	
		ME'scope	OMA	ME'scope	OMA	ME'scope	OMA	ME'scope	OMA	ME'scope	OMA
	0	11,87	11,73	32,90	32,56	63,95	63,39	106,96	105,10	162,99	155,50
	200	11,96	11,83	32,97	32,65	63,74	63,30	106,94	105,20	162,09	158,60
	400	12,08	11,96	33,09	32,88	63,92	63,67	107,10	106,00	162,21	159,00
	600	12,18	12,17	33,19	33,16	63,98	64,14	107,34	106,90	162,31	159,70
	1000	12,40	12,18	33,49	33,18	64,31	64,22	107,61	107,00	159,79	160,30
	1500	13,02	12,56	34,52	33,69	66,03	64,75	109,14	107,50	162,87	160,60
	2000	13,13	12,77	34,69	34,01	66,23	65,25	109,25	107,70	163,20	160,90
	3000	13,63	13,36	35,44	34,83	67,19	65,95	110,24	108,80	164,22	162,20
	4000	14,16	13,76	36,20	35,32	68,13	66,53	111,15	109,00	164,23	158,80
	5000	14,66	14,40	36,94	35,97	68,71	66,80	111,95	108,60	166,26	160,70

Além disso, pode-se notar que para os resultados obtidos utilizando a metodologia de análise modal convencional, ao variar a carga axial, resulta em uma variação da frequência natural aproximadamente linear, o que era esperado. Entretanto, utilizando-se a metodologia não convencional OMA obtêm-se resultados menos precisos, diferindo do comportamento linear esperado para as frequências mais altas.

Isto ocorre pois, ao utilizar o ME'Scope, análises *a priori* são feitas para garantir que a excitação e, conseqüentemente, a resposta seja a obtida de forma ideal para a identificação dos parâmetros do modelo dinâmico estrutural, enquanto ao utilizar o software OMA a excitação é feita de forma menos rigorosa, sem a análise *a priori* de banda de frequência de excitação da estrutura, da amplitude da excitação, etc. Para este último caso apenas é feito um tratamento estatístico simples, através da utilização de um número de ensaios maior que o geralmente utilizado na metodologia convencional de análise modal.

5.4.1 Identificação de parâmetros modais da estrutura ensaiada

Em uma segunda etapa os ensaios sem interação fluido-estrutura foram realizados utilizando um excitador eletromecânico (shaker). Isto foi feito para fins de padronização, uma vez que os ensaios com interação fluido estrutura não poderiam ser realizados utilizando o martelo instrumentado. Além disso, todos os ensaios de análise modal experimental utilizando o shaker foram realizados processados por meio do software ME'Scope.

Tendo sido obtidos os valores de frequências naturais da estrutura para diferentes níveis de carga axial, utilizou-se a rotina computacional implementada em Matlab para a identificação da carga axial através do procedimento inverso.

As tabelas 5.7, 5.8, 5.9 e 5.10 apresentam, respectivamente, os resultados obtidos pelo procedimento de análise modal experimental para as seguintes situações: estrutura birotulada, sem efeito de IFE; estrutura biengastada sem efeitos de IFE; estrutura rotulada, com efeito de IFE, e; estrutura biengastada, com efeito de IFE.

Ao comparar a tabela 5.7 com a tabela 5.9 e a tabela 5.8 com a tabela 5.10 pode-se notar o efeito da massa adicionada ao sistema, o que provoca a redução dos valores das frequências naturais do sistema, uma vez que a frequência natural é inversamente proporcional à massa da estrutura.

Considerando ainda a relação evidenciada por Bahra e Greening (Equação 5.1) entre a frequência natural e a carga axial aplicada a uma viga, que deve ser linear, foram traçados os gráficos de frequência versus carga axial, apresentados nas figuras 5.13 e 5.14, para a primeira frequência natural.

Exceto pelo gráfico da viga birotulada sem efeito de interação fluido-estrutura, foi possível notar o comportamento linear esperado. Os desvios encontrados para a condição birotulada sem efeito de interação fluido-estrutura se devem a efeitos não controlados na realização das medições.

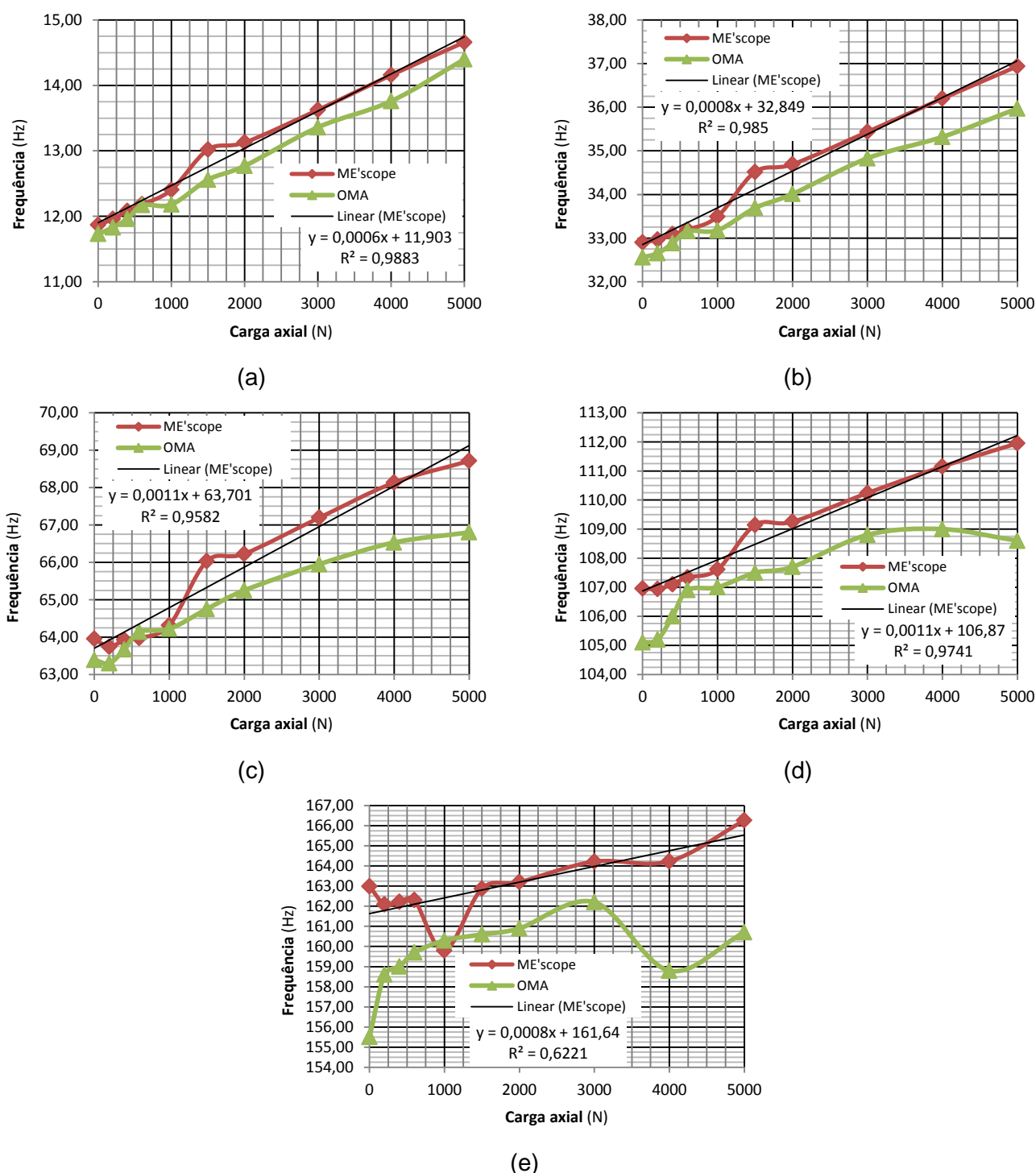


Figura 5.12 – Resultados comparativos para as frequências naturais obtidas segundo as duas metodologias de análise modal: **ME'Scope** (Vibrant Technology) e **OMA** (Brüel &

Kjaer): (a) primeira frequência natural; (b) segunda frequência natural; (c) terceira frequência natural; (d) quarta frequência natural; (e) quinta frequência natural.

Tabela 5.7 – Resultados obtidos da análise modal experimental, *sem efeito de IFE*, para a viga *birotulada*.

Freqs	P = 1000	P = 2000	P = 3000	P = 4000	P = 5000
f_1	8,091	9,340	10,189	10,214	10,993
f_2	24,246	26,532	27,885	27,887	29,086
f_3	51,459	53,969	55,483	55,485	56,895
f_4	90,281	92,705	95,501	94,678	95,887
f_5	138,02	140,53	142,31	142,32	143,97

Tabela 5.8 – Resultados obtidos da análise modal experimental, *sem efeito de IFE*, para a viga *biengastada*.

Freqs	P = 1000	P = 2000	P = 3000	P = 4000	P = 5000
f_1	12,489	12,868	13,370	13,941	14,307
f_2	33,919	34,431	35,125	35,915	35,916
f_3	64,981	65,377	66,051	66,952	68,107
f_4	107,760	107,910	108,170	109,490	70,883
f_5	153,97	153,90	159,53	157,63	111,07

Tabela 5.9 – Resultados obtidos da análise modal experimental, *com efeito de IFE*, para a viga *birrotulada*.

Freqs	P = 1000	P = 2000	P = 3000	P = 4000	P = 5000
f_1	5,5571	6,3342	6,9915	7,6288	8,2417
f_2	18,408	19,356	20,304	22,155	23,935
f_3	39,405	40,565	41,530	42,604	43,652
f_4	69,145	70,337	71,398	72,560	73,792
f_5	106,33	107,64	108,79	109,90	111,10

Tabela 5.10 – Resultados obtidos da análise modal experimental, *com efeito de IFE*, para a viga biengastada.

Freqs	$P = 1000$	$P = 2000$	$P = 3000$	$P = 4000$	$P = 5000$
f_1	9,2994	9,7357	10,1269	10,5180	10,9380
f_2	25,483	26,039	26,5975	27,156	27,838
f_3	48,782	49,374	49,934	50,684	51,430
f_4	81,568	82,082	82,555	83,504	84,279
f_5	120,33	121,07	121,65	122,68	123,68

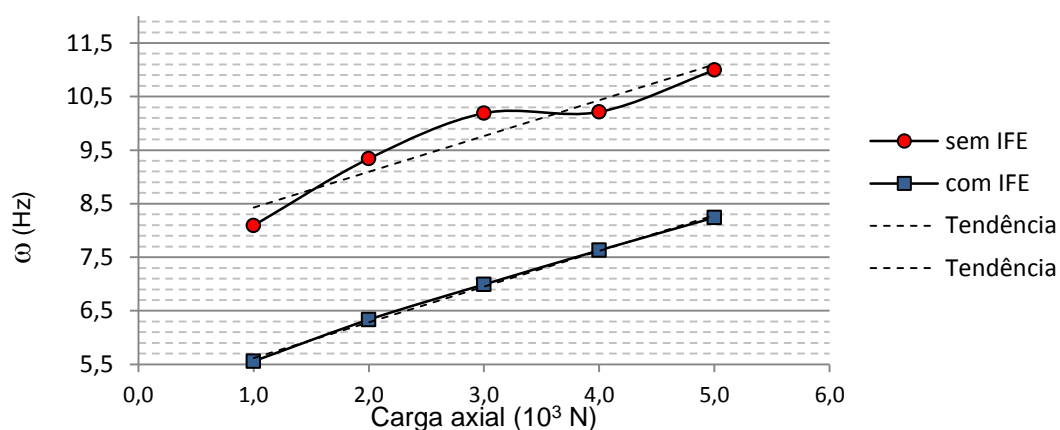


Figura 5.13 – Variação da primeira frequência natural em função da carga axial para a estrutura birotulada.

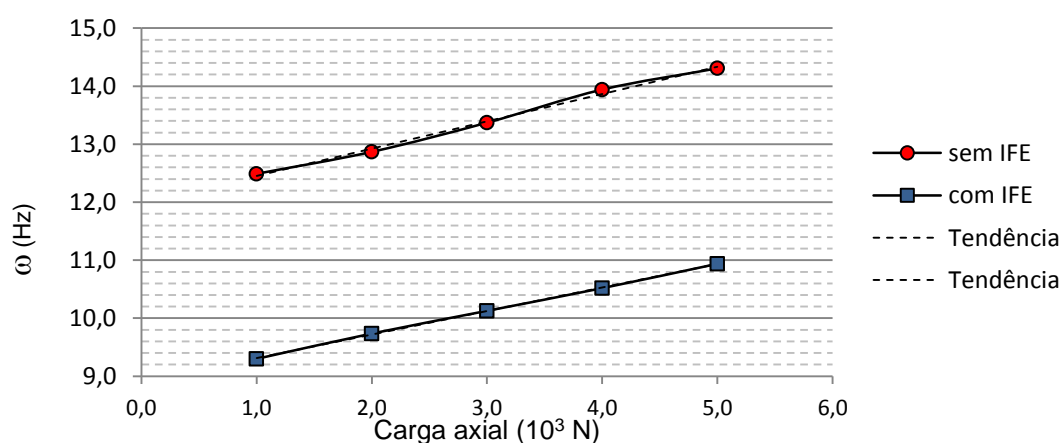


Figura 5.14 – Variação da primeira frequência natural em função da carga axial para a estrutura biengastada.

Capítulo VI

IDENTIFICAÇÃO DE FORÇAS AXIAIS A PARTIR DE DADOS EXPERIMENTAIS

Após a validação da modelagem experimental, apresentada no capítulo anterior, foram feitos diversos ensaios para a identificação do comportamento vibratório da estrutura a ser estudada. Os resultados apresentados a seguir são um recorte dos inúmeros ensaios realizados em laboratório.

6.1 Identificação determinística sem efeito de IFE

Primeiramente, os resultados em frequência obtidos para a viga biengastada sem efeito de interação fluido-estrutura foram utilizados para a calibração inicial do modelo numérico. Este procedimento é feito formulando um problema inverso em que se conhece os valores das cargas axiais e busca-se encontrar valores de rigidez que resultem no valor de frequência natural observado no experimento. A rigidez da estrutura foi ajustada a partir de inferência no valor do módulo de elasticidade do material do tubo. Os resultados obtidos para este procedimento estão mostrados na Tabela 6.1.

O valor utilizado para o módulo de elasticidade foi o valor médio encontrado para os apresentados na Tabela 6.1, $E = 1,8968 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$.

Com o modelo ajustado foram utilizadas as rotinas computacionais implementadas em Matlab para a identificação das cargas axiais a partir da metodologia determinística, sem a sem o efeito de IFE.

Tabela 6.1 – Ajuste de modelo: módulo de elasticidade do material da estrutura obtido por resolução de procedimento inverso.

<i>P</i> (N)	<i>E</i> (10^{11} N/m ²)
1000	1,9560
2000	1,8930
3000	1,8810
4000	1,9020
5000	1,8520

Os resultados obtidos pelo procedimento inverso de identificação são apresentados nas Tabelas 6.2 e 6.3. A partir destes resultados pode-se observar boa concordância entre os valores esperados e os obtidos pelo procedimento inverso, para a condição biengastada. Nota-se divergência mais significativa entre estes resultados apenas para o valor de carga mais baixo. Este fato pode ser justificado pela sensibilidade da metodologia para pequenos valores de carga, situação em que os ruídos intervenientes no processo de identificação das frequências naturais são mais pronunciados, o que foi demonstrado ao analisar o quinto conjunto de teste numéricos, apresentados na seção 4.3.

Entretanto, observam-se desvios mais significativos para a viga birrotulada. Além dos efeitos aleatórios inerentes no procedimento, foi observado que as rótulas do aparato experimental sofreram desgaste com a repetição dos experimentos, fato que pode, ao menos em parte, explicar estes desvios.

Através de um procedimento de otimização, os valores das cargas axiais experimentais foram fornecidos para se obter um valor de K_t otimizado. Os valores de rigidez encontrados estão mostrados na Tabela 6.4. O valor utilizado foi a média dos valores encontrados, $K_t = 3,5092 \cdot 10^6$ N/rad.

Tabela 6.2 – Resultados de identificação determinística da carga axial para a estrutura birotulada, sem efeito de IFE.

Valor esperado	Valor identificado	Diferença (%)
1000	3117,1	211,7
2000	4883,8	144,2
3000	6230,9	107,7
4000	6272,3	56,8
5000	7615,7	52,3

Tabela 6.3 – Resultados da resolução do problema inverso para a viga biengastada, com diferentes valores de cargas axiais.

Valor esperado	Valor identificado	Diferença (%)
1000	1305,2	30,5
2000	1984,3	0,8
3000	2918,3	2,7
4000	4028,9	0,7
5000	4767,9	4,6

Ajustado novamente o modelo, foram identificados os valores de carga axial para a situação birrotulada. Os novos valores obtidos para o carregamento estão mostrados na Tabela 6.5.

Estes resultados evidenciam as variabilidades ocorridas na obtenção da frequência natural experimental para as cargas 1000 e 3000, conforme discutido anteriormente e apresentado na Figura 5.13.

Tabela 6.4 – Valores obtidos para o procedimento de identificação da rigidez torcional para o caso da simulação da viga birrotulada, sem efeito de IFE.

P (N)	K_t (10 ⁶ N/rad)
1000	3,508136
2000	3,509754
3000	3,51063
4000	3,508526
5000	3,509258

Tabela 6.5 – Valores de carga axial identificados após ajuste de modelo com a inclusão de rigidez torcional para a viga birrotulada, sem efeito de IFE.

Valor esperado	Valor identificado	Diferença (%)
1000	428,93	57,1
2000	2224,2	11,21
3000	9592,4	219,7
4000	3634,5	9,14
5000	4998,6	0,0

6.2 Identificação determinística com efeito de IFE

Os procedimentos descritos na seção 6.2 foram repetidos para a estrutura submersa e foi utilizado o modelo numérico de elementos finitos com a inclusão do efeito de interação fluido-estrutura.

As tabelas 6.6 e 6.7 apresentam os resultados das cargas axiais identificadas para as condições biengastada e birrotulada, sendo indicados os erros obtidos em relação aos valores exatos, que foram medidos com as células de carga. Nestes cálculos, foram consideradas as restrições laterais: $-1,0 \times 10^4 \leq P \leq 1,0 \times 10^4$.

Tabela 6.6 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga birrotulada com efeito de IFE.

Valor esperado	Valor identificado	Diferença (%)
1000	2298,59	129,9
2000	3647,64	82,4
3000	4927,27	64,2
4000	6289,99	57,3
5000	7713,5	54,3

Tabela 6.7 – Valores das cargas axiais identificadas para a viga biengastada e com efeito de IFE.

Valor esperado	Valor identificado	Diferença (%)
1000	1071,81	7,18
2000	2113,3	5,7
3000	3092,16	3,1
4000	4113,61	2,8
5000	5258,57	5,2

Novamente é observado que os resultados encontrados para a condição birotulada estão bem próximos do valor esperando, enquanto os encontrados para a condição birotulada indicam que a estrutura modelada numericamente tenha rigidez maior que a esperada. Este fato pode ser justificado pela diminuição do atrito nas rótulas, devido a presença da água.

Mais uma vez o problema inverso para identificação da rigidez torcional foi montado para se estimar a resistência ao movimento de rotação nas juntas dos apoios. Os novos valores de rigidez torcional são apresentados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 – Valores de rigidez torcional otimizados para a a viga birotulada com efeito de IFE.

P (N)	K_t (10 ⁶ N/rad)
1000	3,506763
2000	3,509151
3000	3,512498
4000	3,518358
5000	3,530915

O valor médio obtido a partir dos valores encontrados pelo procedimento inverso resulta em em um valor de rigidez torcional $K_t = 3,5076 \times 10^6$ N/rad. Nota-se que, de fato, este valor é inferior ao valor otimizado para a estrutura birotulada sem a presença de água.

Ao utilizar este valor para a identiicação da carga axial aplicada a estrutura birotulada foram obtidos os valores encontrados na Tabela 6.9. A prtir destes resultados pode-se notar que com a utilização do valor otimizado de K_t para a condição submersa foi

possível obter valores mais próximos dos carregamentos esperados. Nota-se também que a medida que a carga aumenta, a diferença entre o valor esperado e o valor obtido também aumenta.

Tabela 6.9 – Valores de carga axial identificados para a estrutura birotulada, com efeito de IFE, com ajuste de rigidez torcional.

Valor esperado	Valor identificado	Diferença (%)
1000	464,32	53,6
2000	1829,08	8,6
3000	3123,11	4,1
4000	4500,06	12,5
5000	5937,97	18,8

Este fato pode ser explicado pelo fato de que ao aumentar o carregamento axial, aumenta-se o atrito na rótula, ou seja, aumenta o valor da rigidez torcional nos apoios.

6.3 Identificação estocástica sem efeito de IFE

Após validação do algoritmo de Metropolis-Hastings e seu acoplamento com o algoritmo de procedimento direto ajustado para a realização dos procedimentos inverso determinísticos, foram feitas simulações para a geração de amostras de carga axial, levando-se em consideração as frequências naturais obtidas experimentalmente (tabelas 5.7 e 5.8).

As respostas obtidas pela inferência estatística são as funções densidade de probabilidade da carga axial para cada uma das situações, obtidas através do procedimento de amostragem estocástico.

A Figura 6.1 apresenta as funções densidade de probabilidade para a estrutura birrotulada, enquanto a Figura 6.2 apresenta os histogramas obtidos para a amostragem da carga axial para as mesmas simulações. A Figura 6.3 apresenta as funções densidade de probabilidade para a estrutura biengastada, enquanto a Figura 6.4 apresenta os histogramas obtidos para a amostragem da carga axial para estas simulações.

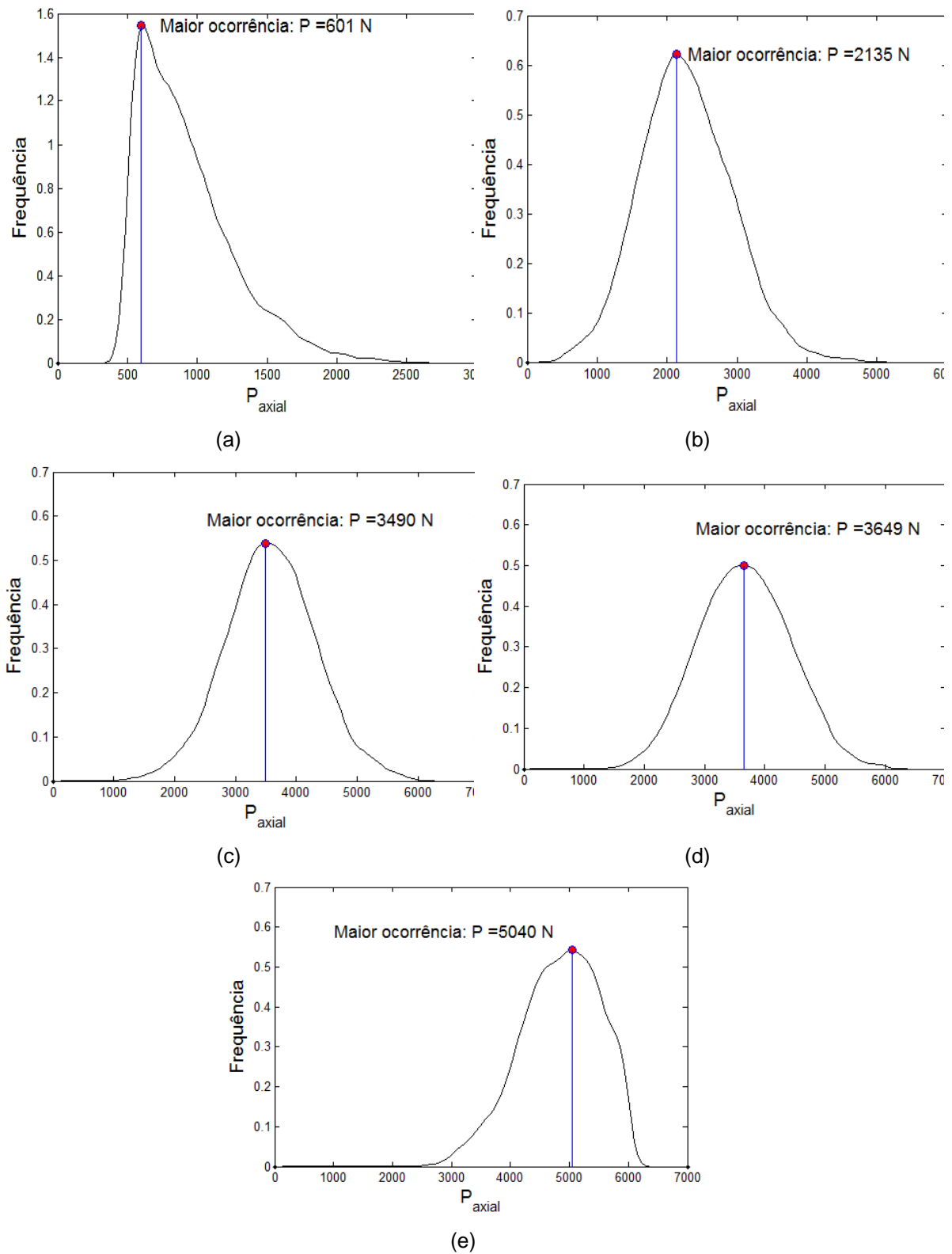


Figura 6.1 – Funções densidade de probabilidade obtidas para a amostragem de P , na condição birrotulada, sem efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

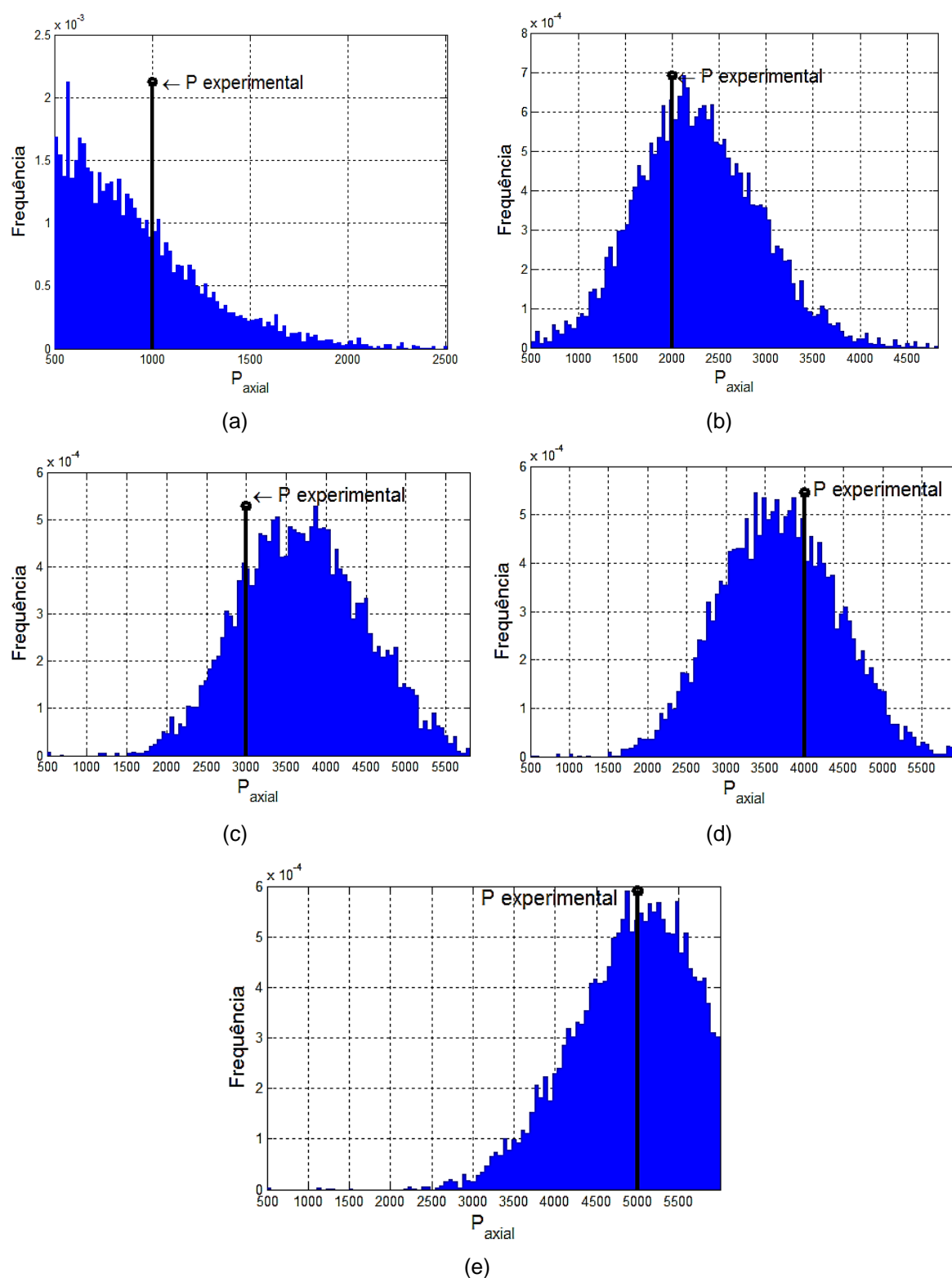


Figura 6.2 – Histogramas obtidos para a amostragem de P , na condição birrotulada, sem efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

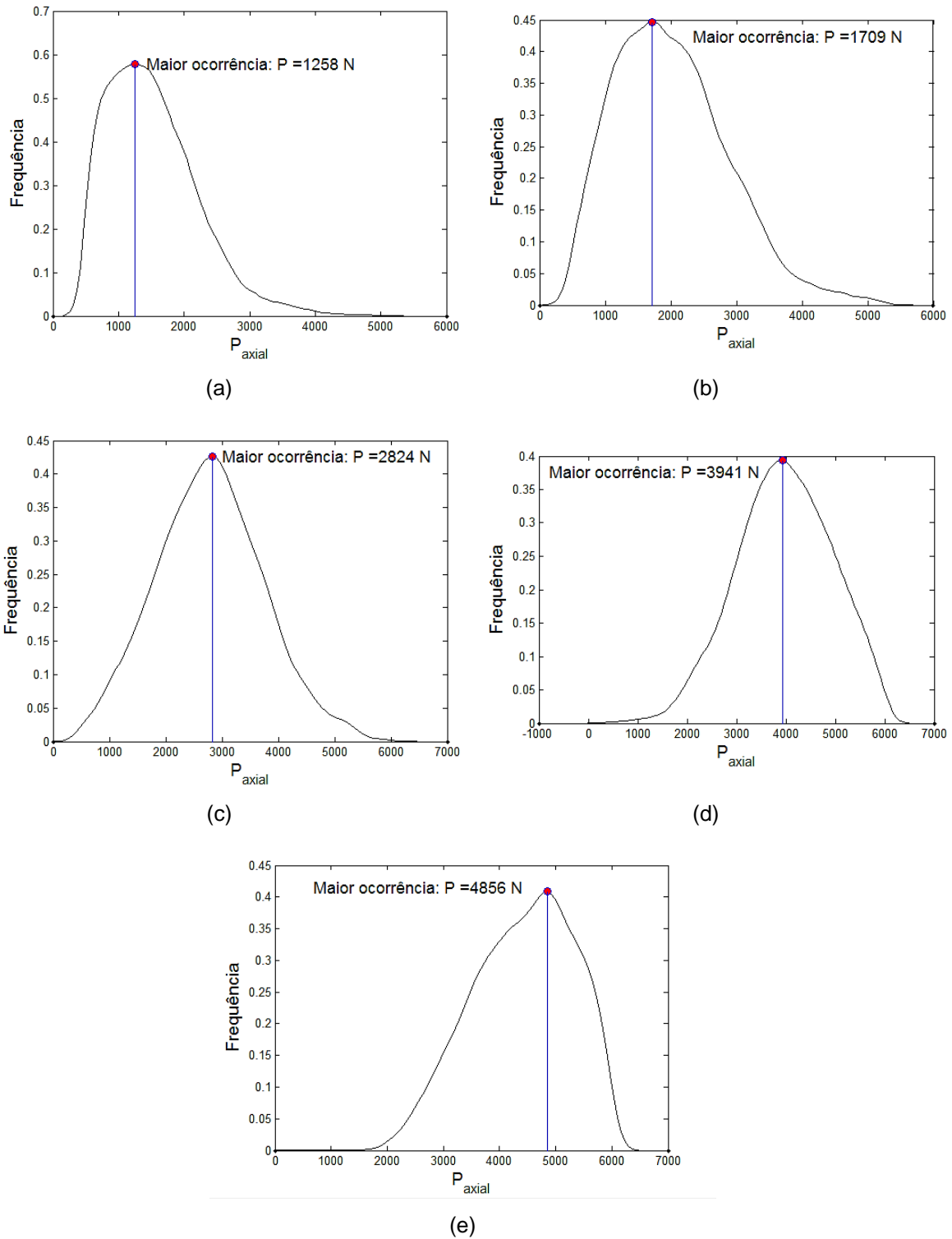


Figura 6.3 – Funções densidade de probabilidade obtidas para a amostragem de P , na condição biengastada, sem efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

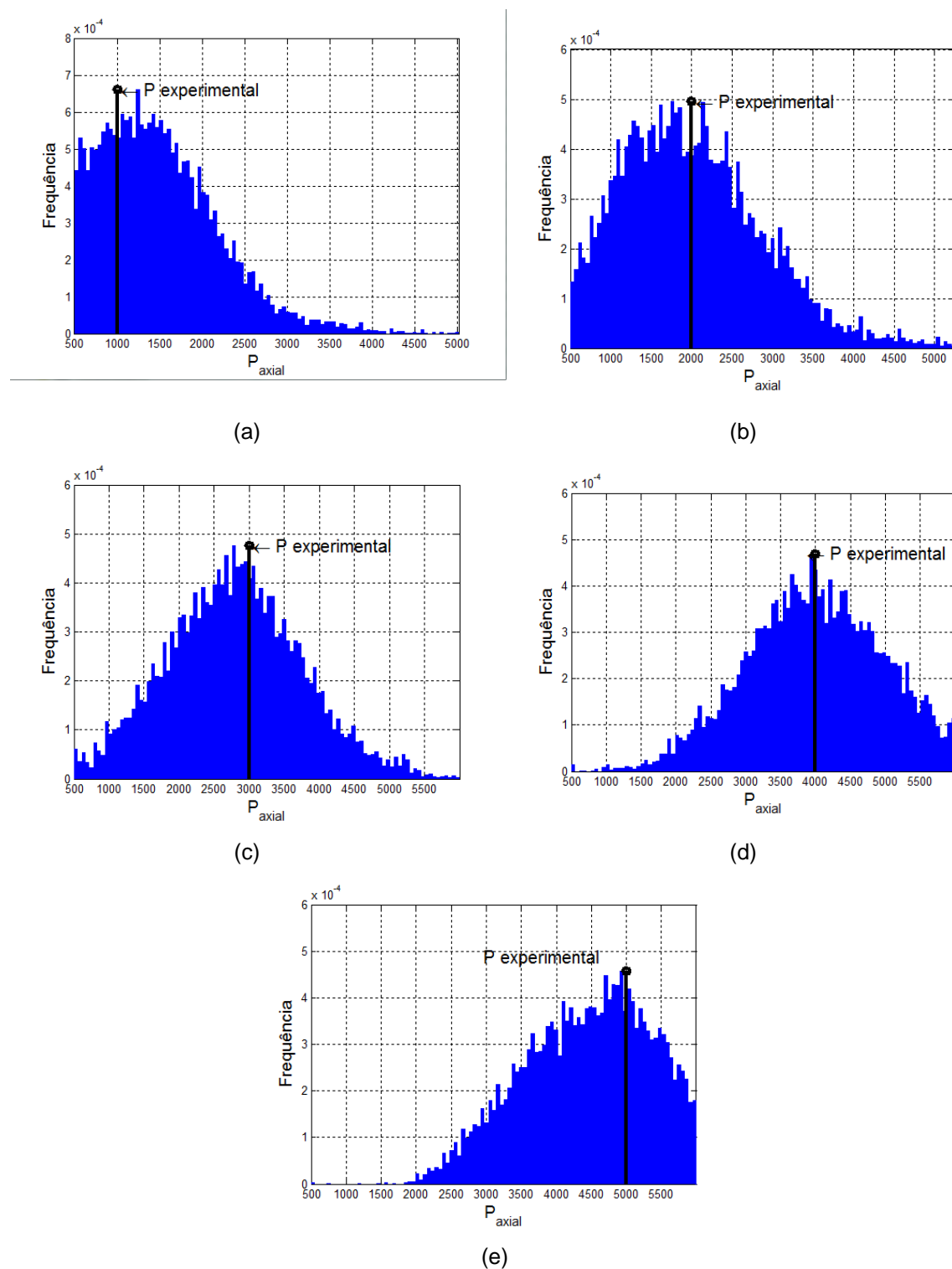


Figura 6.4 – Histogramas obtidos para a amostragem de P , na condição biengastada, sem efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

Nos gráficos de função densidade de probabilidade foram marcados os pontos de maior ocorrência na cadeia. Estes valores, bem como outros parâmetros das amostras obtidas, estão agrupados na Tabela 6.10.

Tabela 6.10 – Métricas para as amostras obtidas a partir dos dados experimentais para a estrutura sem efeito de IFE.

P (N)	ROTULADA		ENGASTADA	
	Média (μ)	Desvio padrão (σ)	Média (μ)	Desvio padrão (σ)
1000	921,97	339,67	1520	692,34
2000	2276,67	655,13	2011,69	2783,81
3000	3584,07	741,22	2783,81	951,47
4000	3666,38	752,33	3973,66	966,87
5000	4833,24	676,30	4415,29	898,37

De forma geral, os resultados obtidos são considerados satisfatórios. Da mesma forma que para o caso determinístico, o resultado para a situação birrotulada com $P = 1000$ N foi o único caso em que os valores mais frequentes da amostra (centrados em $P = 601$ N) tiveram maior desvio em relação à carga experimental. Porém, foi evidenciado nas seções anteriores que isto se dá em função de erros de medição da carga axial experimental e efeitos inerentes ao processo de medição.

Embora os valores esperados para as amostras se encontrem em boa concordância com os valores de cargas experimentais, a variância das FDP resultantes da identificação utilizando a metodologia estocástica apresentam altos valores de dispersão.

As tabelas 6.11 e 6.12 apresentam comparações entre a carga axial experimental e o valor de maior frequência das amostras obtidas pelo procedimento de identificação estocástico, para as situações birrotulada e biengastada, respectivamente.

Tabela 6.11 – Comparação entre valores de maior ocorrência nas amostras obtidas pelo procedimento inverso estocástico e os valores da carga axial experimental para a viga birotulada.

<i>P exp.</i> (N)	<i>P ótimo</i> (<i>maior ocorrência</i>)	<i>Diferença</i> (%)
1000	921,97	7,8
2000	2276,67	13,8
3000	3584,07	19,5
4000	3666,38	8,3
5000	4833,24	3,3

Tabela 6.12 – Comparação entre valores de maior ocorrência nas amostras obtidas pelo procedimento inverso estocástico e os valores da carga axial experimental para a viga biengastada.

<i>P exp.</i> (N)	<i>P ótimo</i> (<i>maior ocorrência</i>)	<i>Diferença</i> (%)
1000	1520,4	52,0
2000	2011,69	0,6
3000	2783,81	7,2
4000	3973,66	0,7
5000	4415,29	11,7

6.4 Identificação estocástica com efeito de IFE

Utilizando o algoritmo de Metropolis-Hastings com o modelo incluindo o efeito de interação fluido-estrutura e os resultados apresentados nas tabelas 6.4 e 6.5 foram geradas cadeias de Markov para a carga axial. A partir destas amostras foram gerados os histogramas apresentados nas figuras 6.9 e 6.11. Nota-se a partir destes resultados que, de forma semelhante aos apresentados na seção anterior, houve variabilidades na identificação das cargas axiais experimentais. Entretanto, em todos os casos, os suportes das FDP obtidas, apresentadas nas figuras 6.8 e 6.10, englobam os valores das cargas axiais experimentais.

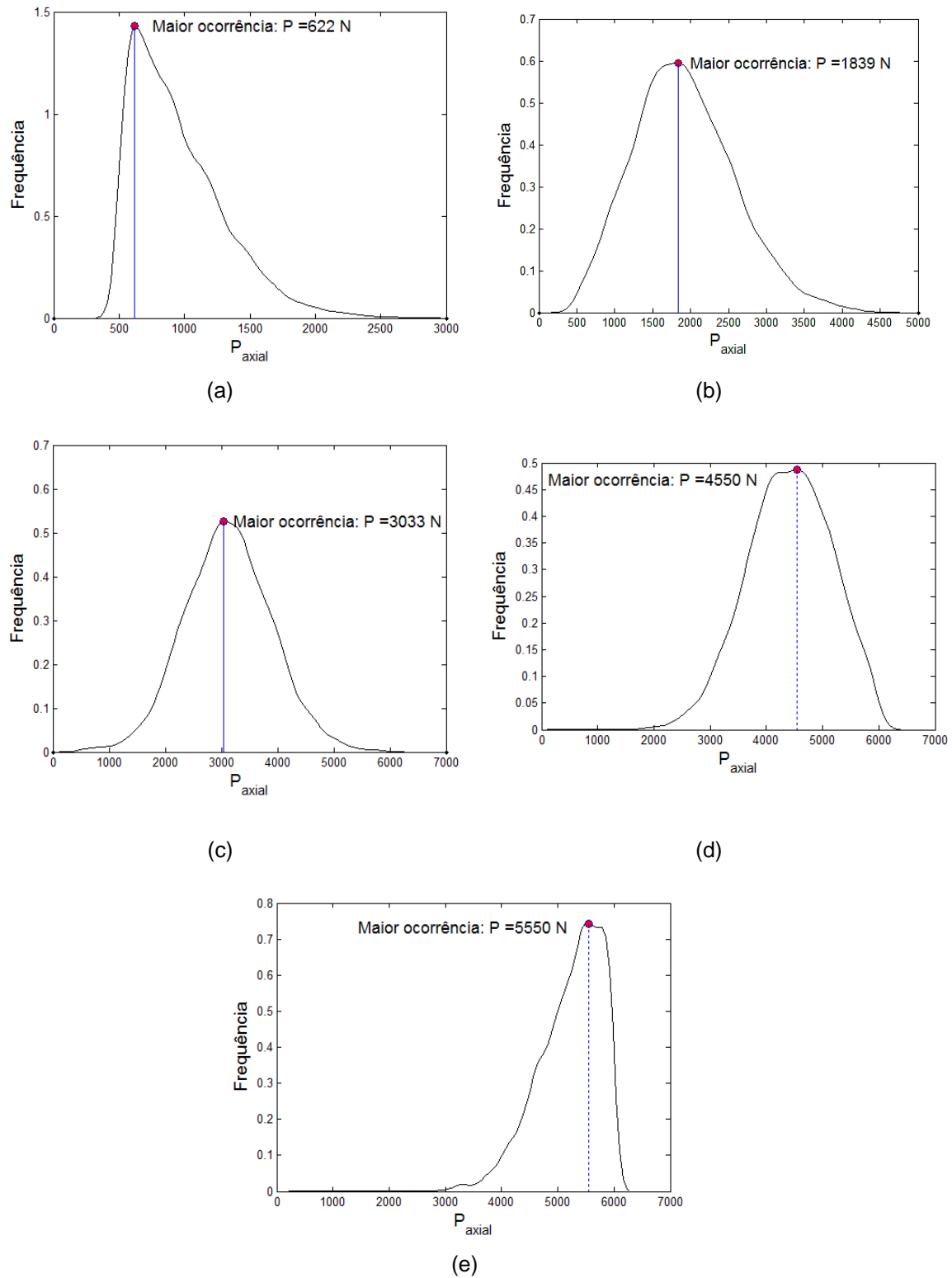
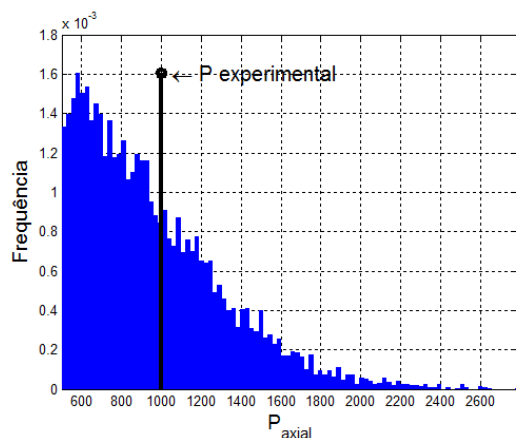
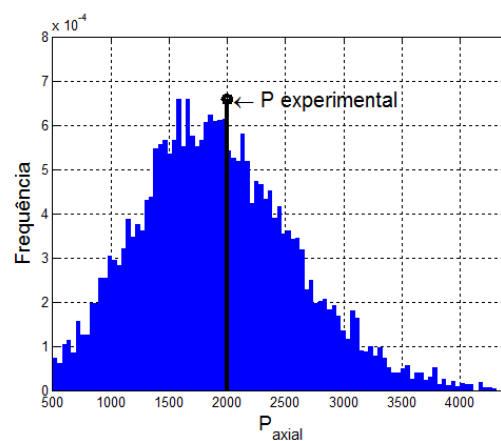


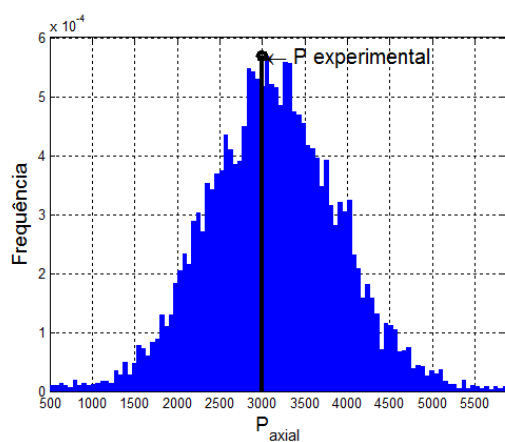
Figura 6.5 – Funções densidade de probabilidade obtidas para a amostragem de P , na condição birrotulada, com efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.



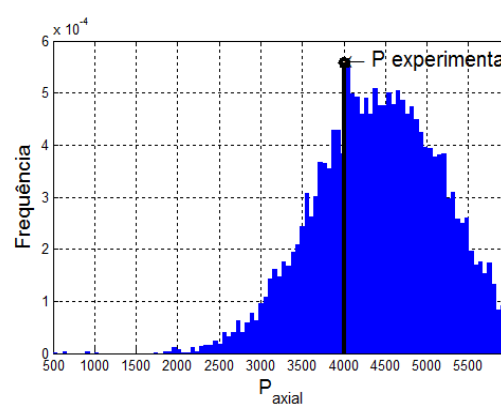
(a)



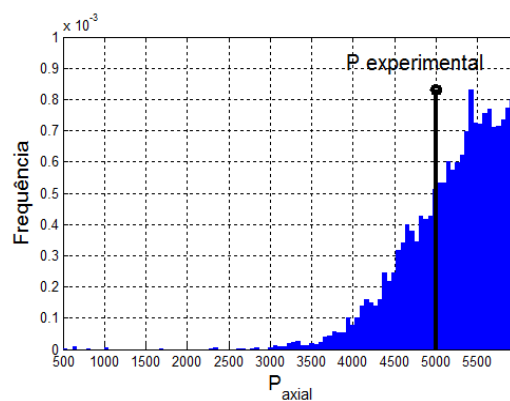
(b)



(c)

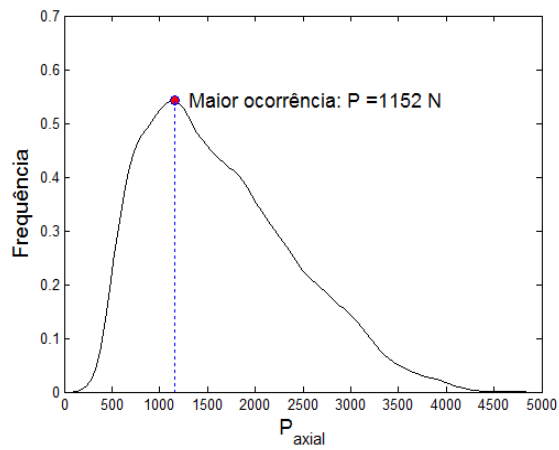


(d)

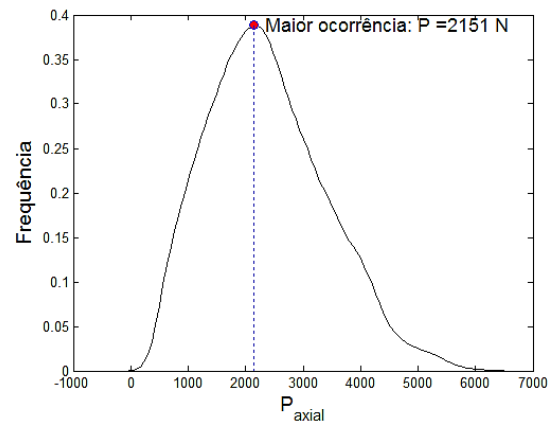


(e)

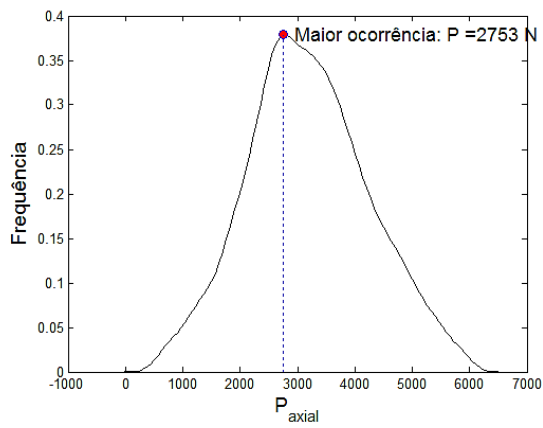
Figura 6.6 – Histogramas obtidos para a amostragem de P , na condição birrotulada, com efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.



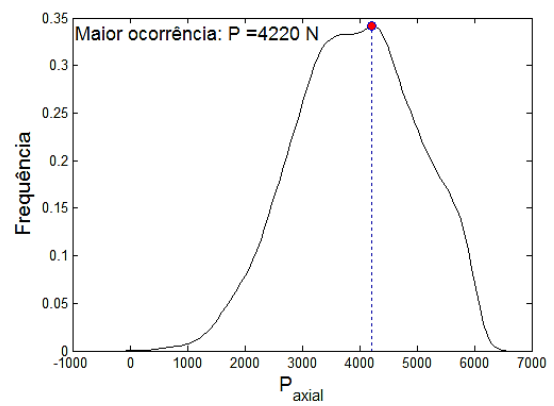
(a)



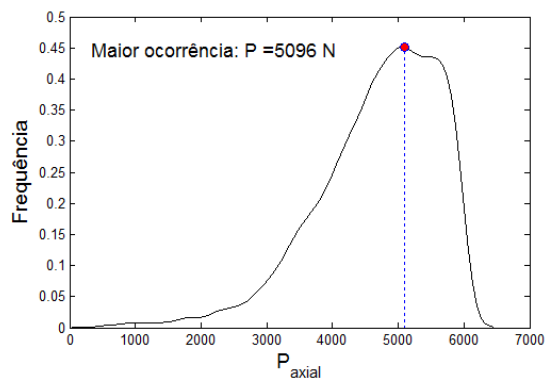
(b)



(c)



(d)



(e)

Figura 6.7 – Funções densidade de probabilidade obtidas para a amostragem de P , na condição biengastada, com efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

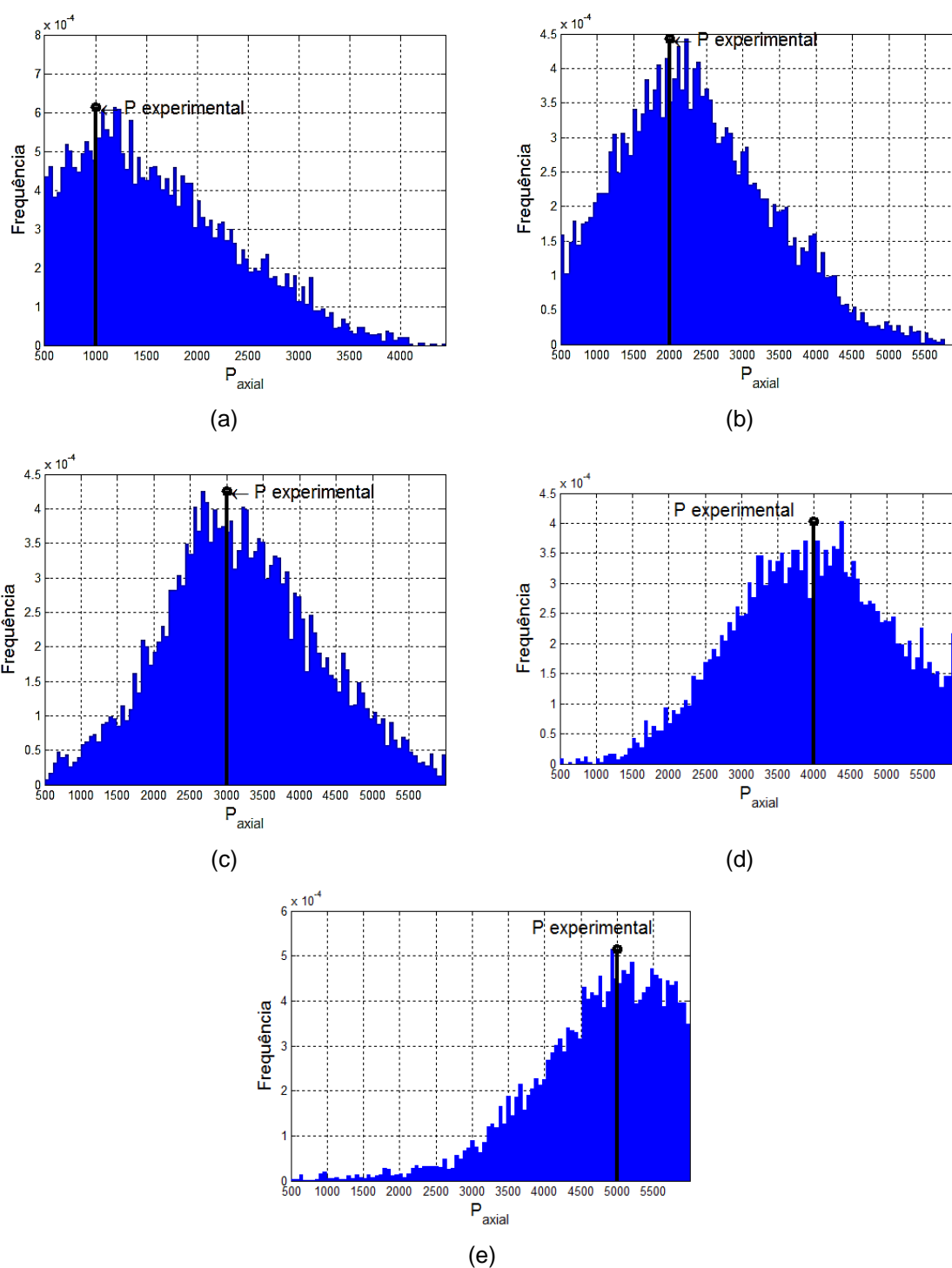


Figura 6.8 – Histogramas obtidos para a amostragem de P , na condição biengastada, com efeito de IFE: (a) $P = 1000$ N; (b) $P = 2000$ N; (c) $P = 3000$ N; (d) $P = 4000$ N; (e) $P = 5000$ N.

As tabelas 6.13 e 6.14 apresentam comparações entre os valores das cargas axiais efetivamente aplicadas nos experimentos e os valores de maior recorrência para as amostras geradas a partir da metodologia estocástica.

Tabela 6.13 – Comparação entre valores de maior ocorrência nas amostras obtidas pelo procedimento inverso estocástico e os valores da carga axial experimental para a viga birrotulada, com efeito de IFE.

<i>P exp.</i> (N)	<i>P ótimo</i> (<i>maior ocorrência</i>)	<i>Diferença</i> (%)
1000	622	37,8
2000	1839	8,1
3000	3033	1,1
4000	4550	13,8
5000	5550	11,0

Tabela 6.14 – Comparação entre valores de maior ocorrência nas amostras obtidas pelo procedimento inverso estocástico e os valores da carga axial experimental para a viga biengastada, com efeito de IFE.

<i>P exp.</i> (N)	<i>P ótimo</i> (<i>maior ocorrência</i>)	<i>Diferença</i> (%)
1000	1152	15,2
2000	2151	7,6
3000	2753	8,2
4000	4220	5,5
5000	5096	1,9

A partir destes resultados nota-se boa concordância entre os dados de maior frequência relativa para as simulações com os dados de carga axial experimental. Mais uma vez, a condição birrotulada com a menor carga foi a que apresentou maiores diferenças.

Em ambos os casos, as respostas apresentam grandes dispersões, como pode ser visto através dos valores de desvio-padrão, apresentados nas Tabela 6.15.

De forma geral, os resultados, tanto determinísticos, quanto estocástico apresentam boa concordância na identificação das cargas axiais. Para ambas as metodologias os valores de carga axial foram identificados com maior precisão para a viga na condição biengastada. Os maiores erros de identificação ocorreram para a viga na condição birrotulada, sob carregamentos de menor magnitude.

Tabelas 6.15 – Métricas para as amostras simuladas para a modelagem estocástica com inclusão de efeito de interação fluido-estrutura.

<i>P</i> (N)	ROTULADA		ENGASTADA	
	<i>Média</i> (μ)	<i>Desvio padrão</i> (σ)	<i>Média</i> (μ)	<i>Desvio padrão</i> (σ)
1000	921,97	339,67	1520,40	692,34
2000	2276,67	655,13	2011,69	864,88
3000	3584,07	741,22	2783,81	951,47
4000	3666,38	752,33	3973,66	966,87
5000	4833,24	676,30	4415,29	898,37

As amostras obtidas pela metodologia bayesiana mostram que a condição biengastada é a que mais apresenta variabilidade, sendo os resultados obtidos sempre com valores de desvio-padrão maiores que as situações na condição birrotulada.

Desta análise, o que se pode conjecturar é que existam inconsistências entre o modelo numérico idealizado e a estrutura real para a situação birotulada. No modelo experimental existe uma forte relação entre as condições de contorno e a carga axial.

Capítulo VII

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

De modo geral, o estudo reportado na presente tese indica a viabilidade do procedimento de identificação de forças axiais a partir das frequências naturais de vigas submersas.

Parte significativa do esforço de pesquisa foi dedicada à concepção de uma bancada experimental que representasse, de forma adequada, as condições presentes em situações reais de engenharia de petróleo. Considera-se que este esforço tenha sido bem sucedido, com a definição adequada dos dispositivos de suporte e de aplicação das cargas axiais, e com a utilização de instrumentação e procedimentos de processamento de sinais vibratórios apropriados.

Outra parte expressiva do trabalho foi destinada à produção de modelos numéricos-computacionais, baseados em elementos finitos, considerando influências de cargas axiais, flexibilidade dos apoios e interação fluido-estrutura sobre o comportamento dinâmico de vigas submersas. Estes modelos foram devidamente integrados aos procedimentos de identificação paramétrica baseados em otimização pela técnica de Evolução Diferencial.

Especial atenção foi dada à implementação de uma abordagem estocástica para identificação das forças axiais, em complementação à abordagem puramente determinística. Esta estratégia, que acompanha uma tendência observada na

comunidade científica internacional, visa dar um tratamento sistemático às influências de incertezas sobre o problema de identificação.

Ficou comprovado, por simulações numéricas, que resultados exatos de identificação de cargas axial podem ser obtidos quando se tem condições ideais, nas quais o modelo numérico representa de maneira exata o sistema real ensaiado em laboratório. Naturalmente, resultados menos precisos, porém considerados satisfatórios, foram obtidos a partir da identificação com dados experimentais, quando foram consideradas algumas das principais dificuldades existentes nas situações práticas, a saber: i) ruídos experimentais e erros de identificação de frequências naturais a partir de respostas vibratórias; ii) inconsistências entre os modelos numéricos e o sistema experimental, especialmente na modelagem das condições de contorno e da interação fluido-estrutura.

Um fato importante a ser destacado é que foi realizado um estudo acerca de dois procedimentos distintos para identificação modal de estruturas submersas, a saber, um procedimento tradicional baseado em ajuste de curvas de FRFs experimentais implementado no programa ME'Scope e um procedimento baseado em Análise Modal Operacional (OMA). Este último, que não requer medições da força de excitação, é considerado particularmente bem adaptado a aplicações a estruturas submarinas, nas quais estas forças não podem ser medidas diretamente.

Pode-se concluir que os resultados são promissores e a continuação do trabalho de pesquisa pode conduzir a melhorias dos resultados, sendo também possível a ampliação do escopo visando à maior aproximação das condições dos ensaios com a situação real das estruturas de interesse, porém são feitas as seguintes sugestões a título de perspectivas para continuação do estudo.

Primeiramente, sugere-se o aperfeiçoamento da bancada experimental para minimização de efeitos de corrosão e melhoria das condições de vinculação. Devido à presença de diferentes tipos de metais (com valores diferentes de potenciais eletroquímicos) em meio fluido, resultou em um processo corrosivo acelerado, ocasionando a degeneração do aparato experimental.

Do ponto de vista numérico sugere-se o aperfeiçoamento dos modelos de elementos finitos da estrutura sob interação fluido-estrutura, com representação tridimensional ao invés da representação bidimensional.

Melhorias também podem ser obtidas por meio do aperfeiçoamento do procedimento de identificação estocástica. Novos ensaios experimentais devem ser feitos para confirmar os valores *ad hoc* adotados para variância experimental observada nos valores de frequência natural, para sucessivas repetições do procedimento de análise modal experimental. Outra proposta seria modelar o problema estocástico com múltiplos parâmetros. Um dos parâmetros que deve ser incluído é a rigidez torcional, tomando como informações *a priori* desta variável, os valores obtidos pela abordagem determinística.

Capítulo VIII

BIBLIOGRAFIA

ALMEIDA, S. F. M.; HANSEN, J. S. Enhanced Elastic Buckling Loads of Composite Plates with Tailored Thermal Residual Stresses. **Journal of Applied Mechanics**. v. 64, n. 4, p. 772–780. 1997.

AU-YANG, M. K. **Flow-Induced Vibration of Power and Process Plant Components: A Practical Workbook**. New York: ASME Press, 2001. 478p.

AXISA, F. **Modélisation des Systèmes Mécaniques : Interactions Fluide Structure**. Paris: Hermes Science Publications, 2001. v. III.

BAILEY, C. D. Vibration of Thermally Stressed Plates with Various Boundary Conditions. **American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal**, v. 11, p. 14-19. 1973.

BAHMANI, M. H.; AKBARI, M. H. Effects of Mass and Damping Ratios on VIV of a circular cylinder. **Journal of Ocean Engineering**, n. 37, p. 511–519. 2010.

BAHRA, A.S.; GREENING, P.D. Identifying Axial Load Patterns Using Space Frame FEMs and Measured Vibration Data. **Mechanical Systems and Signal Processing**, n. 23, p. 1282–1297. 2009.

BELLINO, A.; GARIBALDI, L.; FASANA, A.; MARCHESIELLO, S. Tension Estimation of Cables with Different Boundary Conditions by Means of The Added Mass Technique. **Proceedings of The International Conference Surveillance**, Compiègne, França. 2011.

BARUCH, M. Integral Equations for Nondestructive Determination of Buckling Loads for Elastic Plate and Bars. **Israel Journal of Technology**, v. 11, p. 1-8. 1973.

BLEVINS, R.D. **Flow-induced Vibration**. 2.ed. New York: Van Nostrand Reinhold, 1990.

BRINKER, R.; ZHANG, L.; ANDERSEN, P. Modal Identification from Ambient Responses Using Frequency Domain Decomposition. **Proceedings of the 18th International Modal Analysis Conference**, San Antonio, TX, USA, p. 625–630. 2000.

CARLUCCI, L.N.; BROWNS, J.D. Experimental Studies of Damping and Hydrodynamic Mass of a Cylinder in Confined Two-Phase Flow. Trans. ASME: **J. Vibration Acoustics Stress Reliability Design**, v. 105, p. 83–89. 1983.

CHAJES, A. **Principles of Structural Stability Theory**. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1974.

CHEN, S.S.; WAMBSGANSS, M. W.; JENDRZEJCZYK, J.A. Added Mass and Damping of a Vibrating Rod in Confined Viscous Fluids. Trans. ASME: **J. Appl. Mechanics**, v. 43(2), p. 325–329. 1976.

CHU, T. H. **Determination of Buckling Loads by Frequency Measurements**. 1949. Doctorate Thesis at the California Institute of Technology.

CONCA, C.; OSSES, A.; PLANCHARD, J. Added Mass and Damping in Fluid-Structure Interaction. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 146, p. 384-405. 1997.

CRAIG, R. R. Jr. **Structural dynamics: An Introduction to Computer Methods**. New York: John Wiley, 1981. 544p.

CRAIG Jr., R. R; KURDILA, A. J. **Fundamentals of Structural Dynamics**. 2.ed. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. 744p.

DANIEL, W. J. T. Modal Methods in Finite Element Fluid-Structure Eigenvalue Problems. **Int. J. numer. Meth. Engng**, v. 15, p. 1161-1175. 1980.

DONADON, M. V.; ALMEIDA, S. F. M.; FARIA, A. R. Stiffening Effects on the Natural Frequencies of Laminated Plates with Piezoelectric Actuators. **Composites Part B-Engineering**, v. 33, n. 5, p. 335 - 342. 2002.

DOWELL, E.H.; HALL, K.C. Modeling of Fluid-Structure Interaction. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 33, pp. 445–490. 2001.

EVERSTINE, G. C. A Symmetric Potential Formulation for Fluid-Structure Interaction. **Journal of Sound and Vibration**, n. 79, p. 157-160. 1981.

EVERSTINE, G. C. Finite Element Formulations os Structural Acoustics Problems. **Computers & Structures**, v. 65, n. 3, p. 307-321. 1995.

EVERSTINE, G. C. Prediction of Low Frequency Vibrational Frequencies of Submerged Structures. ASME: **J. Vib. Acoust**, v. 113, p. 187-191. 1991.

EVERSTINE, G. C. Structural Analogies For Scalar Field Problems. **International Journal of Methods in Engeneering**, v. 17, p. 471-476. 1981.

EVERSTINE, G. C. Structural-acoustic Finite Element Analysis, with Application to Scattering. **Proc. 6th Invitational Symp. on the Unification of Finite Elements, Finite Differences, and Calculus of Variations** (Edited by H. Kardestuncer), University of Connecticut, Storrs, CT. p. 101-122. 1982.

FELIPPA, C. A. Symmetrization of the Contained Fluid Vibration Eigenproblem. **Commun. appl. Numer. Meth.** v. 1, p. 241-247. 1985.

FELIPPA, C. A.; PARK, K. C. Synthesis Tools for Structural Dynamics and Partitioned Analysis of Coupled Systems. In: Multi-Physics and Multi-Scale Computer Models in Nonlinear Analysis and Optimal Design of Engineering Structures under Extreme Conditions, ed. by A. Ibrahimbegovic and B. Brank. **Proceedings NATO-ARW PST**, Ljubliana, Slovenia. p. 50-110. 2004.

FELIPPA, C. A., PARK, K. C. Synthesis Tools for Structural Dynamics and Partitioned Analysis of Coupled Systems. In: Irahimbegović, A., Brank, B. (eds.) **Engineering Structures Under Extreme Conditions**. Amsterdam: IOS Press, 2005.

FLORES, J. E. R. **Caracterização do Efeito de Enrijecimento por Tensões e Identificação de Cargas em Estruturas Baseada em Respostas Dinâmicas**. 2004. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

FRISWELL, M. I.; MOTTERSHEAD, J. E. **Finite Element Model Updating in Structural Dynamics**. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1995. 286 p.

GO, C. G.; LIOU, C. D. Load-response Determination for Imperfect Column Using Vibratory Data. **Journal of Sound and Vibration**. 2002.

GREENING, P. D.; LIEVEN, N. A. J. Identification and Updating of Loading in Frameworks Using Dynamic Measurements. **Journal of Sound and Vibration**, v. 260, n. 1, p. 101-115. 2003.

GREENING, P. D.; LIEVEN, N. A. J. Modeling Dynamic Response of Stressed Structures. **Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference**, Florida, pp. 103-108. 1999.

GREENING, P. D.; LIEVEN, N. A. J.; VANN, A. M. Effect of a Pre-load on The Dynamic Properties of a Simple Structure. **Proceedings of 2nd International Conference, Structural Dynamics Modelling: Test, Analysis, Correlation and Updating**. Cumbria, UK. 1996.

HAMDI, M. K.; GUSSET, Y.; VERCHERY, G. A. Displacement method for the analysis of vibrations of coupled fluid-structure systems. **Int. J. numer. Meth. Engng.**, v. 13, p. 139-150. 1978.

HERNANDES, J. A.; AALMEIDA, S. F. M.; NABARRETE, A. Stiffening Effects on the Free Vibration Behavior of Composite Plates with PZT Actuators. **Composite Structures**, Inglaterra, v. 49, n. 1, p. 55–63. 2000.

HIRT, C. W.; AMSDEN A. A.; COOK H. K. An arbitrary Lagrangian–Eulerian computing method for all flow speeds. **J. Computer and Physics**, v.14, p. 227–253. 1974.

HUANG, L. Analysis of Dynamic Stress Responses in Structural Vibration, **Proceedings of the 16th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise, Design Engineering Technical Conference**, Sacramento, California. 1997.

ISHIHARA, D.; YOSHIMURA, S. A monolithic Approach for Interaction of Incompressible Viscous Fluid and an Elastic Body Based on Fluid Pressure Poisson Equation. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 64, p. 167–203. 2005.

JONG, C. J., 2009, Fluid-Structure Interaction. In: **Pressure Vessels and Piping Systems**, edited by KWON Y. W. Paris: Eolss Publishers, 2009. [<http://www.eolss.net>]

UNESCO. **Fluid Structure Interaction** – Encyclopedia of Life Support Systems (ELOSS).

KIEFLING, L.; FENG, G. C. Fluid–Structure Finite Element Vibrational Analysis. **AIAA Journal**, v. 14, p. 199–203. 1976.

KJELLGREN, P.; HYVÄRINEN, J. An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Element Method. In: **Computational Mechanics**. Springer-Verlag, 1998. p. 81-90.

LAPLACE, P. Memoire sur la Probabilite des Causes par les Evenements. **l'Academie Royale des Sciences**, v. 6, p. 621-656. 1774.

LAURA, P. A. A.; ROSSI, R. E. On the Relative Accuracy and Relative Difficulties of Vibrations and Buckling Problems of Structural Elements. **Journal of Sound and Vibration**, v. 134, n. 3, p. 381-387. 1989.

LIEVEN, N. A. J.; GREENING, P. D. Effect of Experimental Pre-stress and Residual Stress on Modal Behavior. **Philosophical Transactions of Royal Society**, v. 359, p. 97-11. 2000.

LIMA, ALEXANDRE JÓRIO. **Análise de Dutos Submarinos sujeitos a Vibrações Induzidas por Vórtices**. 2007. Dissertação de mestrado - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

LIVINGSTON, T.; BÉLIVEAU, J. G.; HUSTON, D. R. Estimation of Axial Load in Prismatic Members Using Flexural Vibrations. **Journal of Sound and Vibration**. 1993.

LURIE, H. Effective End Restraint of Columns by Frequency Measurements. **Journal of the Aeronautical Sciences**, v. 19, p. 21-22. 1951.

LURIE, H. Lateral Vibrations as Related to Structural Stability. **Journal of Applied Mechanics**, v. 19, p. 195-204. 1952.

MARBURG, S.; NOLTE, B. **Computational Acoustics of Noise Propagation in Fluids: Finite and Boundary Element Methods**. Berlin: Springer, 2008.

McCONNEL, K. G.; Varoto, P. S. **Vibration Testing: Theory and Practice**. 2.ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2008. v. 1. 652p.

MEAD, D. J. Free Vibrations of Self-strained Assemblies of Beams. **Journal of Sound and Vibration**, v. 249, p. 101-127. 2002.

MEAD, D. J. Vibration and Buckling of Flat Free-Free Plates Under Non-uniform In-plane Thermal Stresses. **Journal of Sound and Vibration**, v. 260, p. 141-165. 2003.

MENDES, P. A.; BRANCO, F. A. Analysis of fluid-structure interaction by an arbitrary Lagrangian-Eulerian Finite Element Formulation. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, v. 30, p. 879-919. 1999.

MORAND, H. J. P.; OHAYON, R. **Fluid Structure Interaction**. Chichester: John Wiley & Sons, 1995.

MORAND, H. J. P.; OHAYON, R. **Interactions Fluides-Structures**. Paris: Masson, 1992.

MORAND, H. J. P.; OHAYON, R. Substructure Variational Analysis of the Vibrations of Coupled Fluid-Structure Systems: Finite Element Results. **Int. J. numer. Meth. Engng**, v.14, p. 141-755. 1979.

NAUDASCHER, E.; ROCKWELL, D. **Flow-Induced Vibrations: An Engineering Guide**. New York: Dover Publications, 2005.

NORRIS, J. R. Markov chains. In: **Cambridge Series in Statistical and Probabilistic Mathematics**, Cambridge University Press, 1998. p. 1-237.

OHAION, R.; SOIZE, C. Advanced Computational Dissipative Structural Acoustics and Fluid-Structure Interaction in Low-and Medium-Frequency Domains: Reduced-Order Models and Uncertainty Quantification. **Internation Journal of Aeronautical and Space Sciences**, v. 13(2), p. 127-153. 2012.

OLSON, L. G.; BATHE, K. J. Analysis of Fluid-Structure linteractions: A Direct Symmetric Coupled Formulation Based on the Fluid Velocity Potential. **Comput. Snxcr**, v. 21, p. 21-32. 1985.

OLSON, L. G.; BATHE, K. J. A study of Displacement Based Fluid Finite Elements for Calculating Frequencies of Fluid and Fluid Structure Systems. **Nucl. Engng Des**. v. 76, p. 137-151. 1983.

PAIDOUSSIS, M. P.; PRINCE, S. J.; LANGRE, E. D. **Fluid-Structure Interactions: cross-flow- Induced instabilities**. New York: Cambridge University Press, 2011.

PARK, K. C., FELIPPA, C. A., OHAYON, R. Reduced-order Partitioned Modelling of Coupled system: Formulation and Computational Algorithms, Engineering Structures under Extreme Conditions - Multi-Physics and Multi-Scale Computer Models in Non-Linear Analysis and Optimal Design. In: **NATO Science Series III: Computer and Systems Sciences**., Edited by A. Ibrahimbegović and B. Brank, IOS Press, 2005. Volume 194, 420 p.

PAVANELLO, R. **Contribution a l'Etude Hydroelastique des Structures a Symetrie Cyclique**. 1991. Tese de doutorado - Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, Insal, França.

PETTIGREW, M.J.; TROMP, J.H.; TAYLOR, C.E.; KIM, B.S. Vibration of tube bundles in two-phase cross-flow: Part 2. **Trans. ASME J. Pressure Vessel Technol**, v. 111, p. 478–489. 1989.

RADE, D. A. **Correction Paramétrique de Modèles Éléments Finis: Élargissement de l'Espace de Connaissance**. 1994. Tese de Doutorado - Université de Franche-COMTÉ, UF-C, Besançon.

RADE, D. A.. **Método dos Elementos Finitos em Engenharia Mecânica**. 2003. Apostila - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

RADE, D. A. **Vibrações e Estabilidade de Vigas Segundo a Teoria de Timoshenko**. 1987. Dissertação de Mestrado - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José Dos Campos.

RAYLEIGH, L. **Theory of Sound**. 2.ed. New York: Dover, 1877, re-issue 1945. v. 2.

SILVA, C. W. **Vibration Damping, Control, and Design**. 2.ed. Flórida: CRC Press Taylor & Francis Group, 2007. 596p.

SUNDQVIST, J. An Application of ADINA to The Solution of Fluid Structures Interactions Problems. **Compur. Struct**, v. 17, p. 793-807. 1983.

SWEET, A. L.; GENIN, J.; MAKAR, P. F. Determination of Column Buckling Criteria Using Vibratory Data. **Experimental Mechanics**, v. 17, p. 385-391. 1977.

VIANA, F. A. C.; KOTINDA, G. L.; RADE, D. A.; STEFFEN JR., V. Identification of External Forces in Mechanical Systems by Using LifeCycle Model and Stress-Stiffening Effect. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v.21, p. 2900-2917. 2007.

VIEIRA Jr. A. B. **Identificação de Tensões em Placas Retangulares a Partir de Respostas Vibratórias, com Aplicação a Tensões Residuais de Soldagem**. 2003. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

VIEIRA Jr., A. B.; RADE, D. A. Identification of Stresses in Plates from Dynamic Responses. **Proceedings of IMACXXI - Conference and Exposition on Structural Dynamics**, Orlando, USA. 2003.

VIRGIN, L. N.; PLAUT, R. H. Effect of Axial Load on Forced Vibrations of Beams. **Journal of Sound and Vibration**, v. 168, n. 3, p. 395-405. 1993.

VIRGIN, L. N.; PLAUT, R. H. Use of Frequency Data to Predict Buckling. **Journal of Engineering Mechanics**, v. 116, p. 2330-2335. 1990.

WEINSTEIN, A.; CHIEN, W. Z. On the Vibrations of a Clamped Plate Under Tension. **Quarterly of Applied Mathematics**, v. 1, p. 61-68. 1943.

YANG, C. I.; MORGAN, T.J. Finite-Element Solution of Added Mass and Damping of Oscillation Rods in Viscous Fluids. **Trans. ASME J. Appl. Mechanics**, v. 46(3), p. 519–523. 1979.

YOUNG, D. Vibration of Rectangular Plates by the Ritz Method. **Proceedings of Annual Conference of the Applied Mechanics Division**, Purdue University, Lafayette. 1950.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The Finite Element Method**. 5.ed., Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000a. v. 1 – The Basis.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The Finite Element Method**. 5.ed., Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000b. v. 2 – Solid Mechanics.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The Finite Element Method**. 5.ed., Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000b. v. 2 – Fluid Dynamics.