

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS,  
METALÚRGICA E DE MATERIAIS**

**TAYRON ZILLI STAPASOLLA**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DA RELAÇÃO ENTRE  
DEFORMAÇÃO E ACELERAÇÃO EM DUTOS RÍGIDOS SUBMETIDOS A ENSAIO  
DE FADIGA POR RESSONÂNCIA**

**Porto Alegre**

**2018**

**TAYRON ZILLI STAPASOLLA**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DA RELAÇÃO ENTRE  
DEFORMAÇÃO E ACELERAÇÃO EM DUTOS RÍGIDOS SUBMETIDOS A ENSAIO  
DE FADIGA POR RESSONÂNCIA**

**Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia, modalidade Acadêmica.**

**Orientador:**

**Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski**

**Porto Alegre**

**2018**

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Prof. Dr. Rui Vicente Oppermann

Vice-Reitora: Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Jane Fraga Tutikian

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Prof. Dr. Luiz Carlos Pinto da Silva Filho

Vice-Diretora: Prof.<sup>a</sup> Dr.<sup>a</sup> Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Coordenador: Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coordenador: Prof. Dr. Afonso Reguly

**CIP - Catalogação na Publicação**

Zilli Stapasolla, Tayron

ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DA RELAÇÃO ENTRE  
DEFORMAÇÃO E ACELERAÇÃO EM DUTOS RÍGIDOS SUBMETIDOS  
A ENSAIO DE FADIGA POR RESSONÂNCIA / Tayron Zilli  
Stapasolla. -- 2018.

111 f.

Orientador: Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal do  
Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de  
Materiais, Porto Alegre, BR-RS, 2018.

1. Risers Rígidos. 2. Fadiga por Ressonância. 3.  
Aceleração. 4. Deformação. 5. Modelo Numérico. I.  
Fortis Kwietniewski, Carlos Eduardo, orient. II.  
Título.

**TAYRON ZILLI STAPASOLLA**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA DA RELAÇÃO ENTRE  
DEFORMAÇÃO E ACELERAÇÃO EM DUTOS RÍGIDOS SUBMETIDOS A ENSAIO  
DE FADIGA POR RESSONÂNCIA**

**Esta dissertação foi analisada e julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Ciência dos Materiais, e aprovado em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora designada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.**

---

**Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski**

---

**Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann**

**Aprovado em: 20/08/2018**

**BANCA EXAMINADORA:**

**Prof. Dr. Marcelo Favaro Borges – UFRGS**

**Dr. Toni Roger Schifelhain de Lima – UFRGS**

**Dra. Joseane Ortiz Breitenbach Canterle – UFRGS**

Dedico este trabalho aos meus pais, Anarli  
e Vlademir.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao meu orientador, Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski pela orientação e demais contribuições técnicas.

A Universidade Federal do Rio Grande do Sul, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M - da Escola de Engenharia da UFRGS e em especial ao Laboratório de Metalurgia Física – LAMEF e seus integrantes pelas oportunidades a mim concedidas e pela estrutura oferecida para execução dos testes e desenvolvimento do presente estudo.

A todos os colegas e professores do Laboratório de Metalurgia Física, em especial aos integrantes do grupo Proeng-EC que, de alguma forma, contribuíram para a execução dos testes e conclusão deste trabalho.

## RESUMO

O crescimento da produção de petróleo *offshore* traz consigo a demanda por tubulações para escoamento de hidrocarbonetos capazes de conciliar elevada resistência mecânica, elevada resistência à corrosão e baixo peso estrutural. Para tal, após o projeto mecânico, faz-se necessária a qualificação dessas estruturas por intermédio de ensaios mecânicos. Um dos métodos de teste em *risers* rígidos que alia baixos custos em equipamentos à rapidez de execução é o teste de fadiga por ressonância. Usualmente, este tipo de teste é controlado através do nível de deformação lido por extensômetros instalados na região central da amostra. Contudo, o tempo de instalação e a fragilidade dos sensores acabam por aumentar significativamente o tempo total de teste. Portanto, o presente estudo propõe que o controle do teste seja feito por intermédio dos níveis de aceleração no centro do tubo, uma vez que acelerômetros são mais robustos e mais fáceis de instalar. Assim, o trabalho traz uma correlação numérica e experimental entre os níveis de deformação e aceleração no centro de tubos submetidos a testes de fadiga por ressonância. Foram realizados testes nas amostras sem água, com água, e com pressão interna de 200 Bar. Foi constatado que a relação entre a aceleração e a deformação no centro das amostras para frequências próximas à frequência de ressonância é linear. Além disso, as diferenças observadas entre os resultados experimentais e os numéricos variaram de 0,13% a 14,73%. Em conclusão, o modelo numérico apresentou resultados consistentes em grande parte dos casos estudados, o que evidencia a viabilidade de implementação do sistema de controle por aceleração. Para tal, foram apresentadas sugestões de melhoria para aplicação em testes futuros, a fim de otimizar a uniformidade dos resultados e completar a validação do modelo numérico.

Palavras-chave: *Risers* rígidos. Fadiga por ressonância. Aceleração. Deformação. Modelo numérico.

## ABSTRACT

The development of offshore oil production implies the demand of pipelines for the hydrocarbon flow, which are capable of combining high mechanical and corrosion resistance with low structural weight. For this, after the mechanical design, it is required to qualify these structures by means of mechanical tests. One method of test for rigid risers that combines low equipment costs with quick execution is the resonance fatigue test. Usually, this type of test is controlled by strain levels obtained by strain gauges installed at the pipe center. However, the installation lead time and the sensors fragility increase significantly the overall test time. Therefore, the present study proposes that the test controlling system could be performed by means of the acceleration levels at the middle of the sample, since accelerometers are more robust and the installation is simpler. Thus, this work brings a numerical and experimental relationship between strain and acceleration levels at the center of pipes submitted to resonance fatigue test. Tests were performed on the samples without water, with water, and with internal pressure of 200 Bar. It was found that the relationship between strain and acceleration at the center of the samples is linear for frequencies near the resonant frequency. In addition, the differences between experimental and numerical results ranged from 0.13% to 14.73%. In conclusion, the numerical model presented consistent results in most of the studied cases, which evidences the feasibility of implementing the acceleration controlling system. For this purpose, improvement suggestions for application in future tests were presented in order to optimize the uniformity of the results and to complete the numerical model validation.

Keywords: Rigid risers. Resonance fatigue. Acceleration. Strain. Numerical model.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Disposição de camadas de um riser flexível.....	22
Figura 2 - Riser em configuração tracionada no topo. ....	24
Figura 3 - Riser em catenária livre. ....	25
Figura 4 - Riser em configuração lazy S. ....	25
Figura 5 - Teste de fadiga axial. ....	27
Figura 6 - a) Teste de flexão em quatro pontos. b) Esforços de flexão associados à aplicação de cargas nesta configuração. $L_1$ = Distância entre os pontos de aplicação de carga, $L_2$ = Distância entre os apoios do duto. ....	28
Figura 7 - Teste de flexão rotativa. $L_1$ = Distância entre os pontos de aplicação de carga, $L_2$ = Distância entre os apoios do duto. ....	30
Figura 8 - Pêndulo simples: sistema com um grau de liberdade. $L$ = Comprimento do braço do pêndulo, $\alpha$ = Ângulo formado entre o braço do pêndulo e a vertical, $m$ = Massa do pêndulo. ....	32
Figura 9 - Sistema massa-mola com dois graus de liberdade. $k_1$ = Rigidez da mola 1, $X_1$ = Deslocamento da massa $m_1$ , $k_2$ = Rigidez da mola 2, $X_2$ = Deslocamento da massa $m_2$ . ....	32
Figura 10 - Viga em balanço: sistema com infinitos graus de liberdade. $X_1$ = Deslocamento do ponto de massa 1, $X_2$ = Deslocamento do ponto de massa 2, $X_3$ = Deslocamento do ponto de massa 3. ....	33
Figura 11 - Relação de amplitude de movimento pela relação “ $r$ ” entre frequência de excitação “ $\omega$ ” e frequência natural “ $\omega_n$ ” para diferentes valores de amortecimento “ $\zeta$ ” ....	34
Figura 12 - Ponte de Tacona Narrows durante excitação forçada pelo vento. ....	35
Figura 13 – Teste de fadiga por ressonância. $m$ = Massa excêntrica. ....	36
Figura 14 - Mudança da aceleração centrípeta ao longo de uma revolução completa da massa excêntrica. $v_t$ = Velocidade tangencial, $a_{cp}$ = Aceleração centrípeta, $R$ = Amplitude do movimento. ....	37
Figura 15 - Máquina de fadiga por ressonância para dutos de pequeno comprimento. $F_1$ = Força inercial provocada pela rotação da massa excêntrica no braço esquerdo, $F_2$ = Força inercial provocada pela rotação da massa excêntrica no braço direito, $m_e$ = Massa excêntrica, $\omega$ = Velocidade angular da massa excêntrica, $R_e$ = Raio de giro da massa excêntrica. ....	39
Figura 16 - Máquina de fadiga por ressonância utilizada por VAN WITTENBERGHE et al. (2010). ....	40

Figura 17 - Sistema de massa excêntrica composta. Na figura, a fase entre as duas massas é de $0^\circ$ . $F$ = Força resultante do movimento da massa excêntrica. ....	41
Figura 18 - Junta flangeada utilizada nos testes de fadiga por ressonância de CHUAN, ZHU e WANG (2013). ....	42
Figura 19 - Estrutura básica de um extensômetro. ....	44
Figura 20 - Configuração de ligação de strain gage em 1/4 de ponte. $E1$ = Extensômetro. $R2$ = $R3$ = $R4$ = Resistências fixas, $V_o$ = Tensão de saída, $V_s$ = Tensão de entrada. ....	45
Figura 21 - Configuração de ligação de strain gages em 1/2 ponte. $E1$ = $E2$ = Extensômetro. $R3$ = $R4$ = Resistências fixas, $V_o$ = Tensão de saída, $V_s$ = Tensão de entrada. ....	47
Figura 22 - Viga instrumentada no centro em configuração de 1/2 ponte com momentos aplicados às suas extremidades. $E1$ = $E2$ = Extensômetro, $M$ = Momento fletor. ....	48
Figura 23 - Princípio de funcionamento de um acelerômetro de massa sísmica. ....	50
Figura 24 - Princípio de funcionamento de um acelerômetro piezoelétrico. $V_o$ = Tensão de saída. ....	51
Figura 25 - Bancada de ensaio de fadiga por ressonância. ....	55
Figura 26 - Detalhamento do sistema de transmissão da máquina de fadiga por ressonância. ....	56
Figura 27 - Esquema de transformação de movimento rotacional em movimento vibratório. ....	56
Figura 28 - Exemplificação do sistema de alinhamento dos contrapesos. ....	57
Figura 29 - Suportes deslizantes da máquina de fadiga por ressonância. ....	58
Figura 30 - Detalhamento do mecanismo de suporte deslizante da máquina de fadiga por ressonância. ....	58
Figura 31 - Disposição dos extensômetros de controle no centro da amostra. $SG$ = Strain Gage. ....	59
Figura 32 - Disposição dos sensores de verificação de centralização. $SG_c$ = <i>Strain Gage</i> de Controle. Observação: os extensômetros não estão em escala. ....	61
Figura 33 - Geometrias das amostras testadas. $D$ = Diâmetro externo, $t$ = Espessura, $L$ = Comprimento. ....	62
Figura 34 - Esquema de aplicação da excitação harmônica na primeira simulação por elementos finitos. ....	65
Figura 35 - Aplicação de carga no modelo dinâmico. ....	66
Figura 36 - Representação do fechamento das amostras e das furações de preenchimento de água e retirada de ar. ....	68

Figura 37 - Disposição de todos os sensores de deformação e aceleração instalados nas amostras. A - Acelerômetro. SG - <i>Strain Gage</i> . SG <sub>c</sub> - <i>Strain Gage</i> Controle.....	69
Figura 38 - Exemplo de corrosão generalizada na amostra 1.....	70
Figura 39 - Região da amostra 2 preparada para instalação dos sensores de deformação e aceleração. ....	71
Figura 40 - Detalhe da instalação dos extensômetros SG6 e SG <sub>c</sub> 6 e acelerômetro A6 na amostra 2. ....	72
Figura 41 - Ligação dos fios de cobre esmaltados aos cabos maiores por intermédio dos terminais de ligação posicionados na região do nó de vibração da amostra 2. ....	73
Figura 42 - Amostra 1 posicionada na bancada de fadiga por ressonância.....	74
Figura 43 - Amostra 2 posicionada na bancada de fadiga por ressonância.....	74
Figura 44 - Esquema de realização dos testes. ....	76
Figura 45 - Exemplificação dos patamares de deformação aplicados às amostras durante os testes. ....	76
Figura 46 - Exemplo de defasagem entre as leituras de deformação e aceleração de um conjunto de sensores.....	77
Figura 47 - Exemplo de extração dos picos das curvas de deformação e aceleração.....	78
Figura 48 - Comparação entre as frequências naturais obtidas pela análise modal efetuada nos <i>softwares Abaqus, Ansys</i> e por intermédio de cálculo analítico para as amostras 1 e 2 sem água e com água.....	79
Figura 49 - Distância entre os nós de vibração obtida por elementos finitos pelo <i>software Abaqus</i> para as amostras 1 e 2 sem água e com água.....	80
Figura 50 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 1 sem água.....	81
Figura 51 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 1 com água. ....	82
Figura 52 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 2 sem água.....	83
Figura 53 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 2 com água. ....	84
Figura 54 - Relação deformação versus aceleração obtida experimentalmente para a amostra 1 sem água. ....	86

Figura 55 - Relação deformação versus aceleração obtida numericamente para a amostra 1 sem água.....	87
Figura 56 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 1 sem água (teste 1).....	88
Figura 57 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 1 com água (teste 2). ....	89
Figura 58 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 1 com água à pressão de 200 Bar (teste 3). ....	90
Figura 59 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 sem água rotacionada em +120° (teste 5).....	92
Figura 60 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 sem água rotacionada em -120° (teste 6). ....	93
Figura 61 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água (teste 7). ....	94
Figura 62 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água rotacionada em +120° (teste 8).....	95
Figura 63 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água rotacionada em -120° (teste 9).....	96
Figura 64 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água à pressão de 200 Bar (teste 10).....	97
Figura 65 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água à pressão de 200 Bar, rotacionada em +120° (teste 11).....	98
Figura 66 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água à pressão de 200 Bar, rotacionada em -120° (teste 12).....	99

Figura 67 - Equações das retas obtidas para as amostras 1 e 2 através dos três modelos numéricos descritos no item 4.4. ....	110
Figura 68 - Equações das retas obtidas para as amostras 1 e 2 através dos testes experimentais descritos no item 4.8. ....	111

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Materiais comercialmente disponíveis usualmente empregados na construção de risers rígidos. ....	24
Tabela 2 - Matriz de testes.....	75
Tabela 3 – Diferença entre os resultados experimentais e numéricos da relação deformação versus aceleração para todos os testes executados. ....	100

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	16
<b>2. OBJETIVOS</b> .....	19
<b>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	20
3.1. PLATAFORMAS DE PETRÓLEO .....	20
3.2. <i>RISERS</i> FLEXÍVEIS .....	21
3.3. <i>RISERS</i> RÍGIDOS .....	22
3.4. CONFIGURAÇÕES DE INSTALAÇÃO DOS <i>RISERS</i> .....	24
3.5. FUNCIONALIDADE DOS <i>RISERS</i> .....	25
3.6. TESTES DE FADIGA EM TUBULAÇÕES RÍGIDAS .....	26
3.7. FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÃO .....	31
<b>3.7.1. Vibração</b> .....	31
<b>3.7.2. Partes Elementares de Sistemas Vibratórios</b> .....	31
<b>3.7.3. Tipos de Vibração</b> .....	31
<b>3.7.4. Graus de Liberdade de Um Sistema Vibratório</b> .....	32
<b>3.7.5. Frequência Natural e Modos de Vibração</b> .....	33
<b>3.7.6. Ressonância</b> .....	34
<b>3.7.7. Análise Modal</b> .....	35
3.8. TESTE DE FADIGA POR RESSONÂNCIA .....	36
3.8.1. Estudos Anteriores em Bancadas de Fadiga por Ressonância .....	38
3.9. EXTENSÔMETROS .....	43
3.10. ACELERÔMETROS .....	49
3.11. CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID) .....	53
<b>4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b> .....	55
4.1. MÁQUINA DE TESTES .....	55
<b>4.1.1. Contrapesos</b> .....	57

4.1.2.	Apoios .....	57
4.1.3.	Descrição do Sistema de Controle Atual .....	58
4.2.	DETERMINAÇÃO DAS AMOSTRAS A SEREM ENSAIADAS.....	61
4.3.	ESTIMATIVA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE CADA AMOSTRA .....	62
4.4.	MODELAGEM DO TESTE EM ELEMENTOS FINITOS.....	63
4.5.	PREPARAÇÃO DAS AMOSTRAS .....	67
4.6.	METODOLOGIA DE INSTRUMENTAÇÃO .....	68
4.7.	MONTAGEM DA AMOSTRA NA BANCADA .....	73
4.8.	SEQUÊNCIA DE REALIZAÇÃO DOS TESTES.....	75
4.9.	METODOLOGIA DE EXECUÇÃO DOS TESTES.....	76
4.10.	TRATAMENTO DE DADOS.....	77
<b>5.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>79</b>
5.1.	FREQUÊNCIAS NATURAIS.....	79
5.2.	NÓS DE VIBRAÇÃO .....	80
5.3.	COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS NUMÉRICOS .....	81
5.4.	COMPARAÇÃO DA RELAÇÃO DEFORMAÇÃO versus ACELERAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA .....	85
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>104</b>
<b>7.</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>106</b>
<b>8.</b>	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>107</b>
	<b>Apêndice A - EQUAÇÕES DAS CURVAS DEFORMAÇÃO VERSUS ACELERAÇÃO OBTIDAS PELOS MODELOS NUMÉRICOS.....</b>	<b>110</b>
	<b>Apêndice B - EQUAÇÕES DAS CURVAS DEFORMAÇÃO VERSUS ACELERAÇÃO OBTIDAS PELOS TESTES EXPERIMENTAIS .....</b>	<b>111</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Desde a descoberta da primeira jazida comercial de petróleo em 1859, nos Estados Unidos da América (EUA), a indústria do petróleo como um todo vem sofrendo um forte avanço nas tecnologias empregadas para a exploração e produção do produto. O Brasil, por sua vez, destaca-se pela produção *offshore*, a qual iniciou-se em meados de 1974 com a descoberta de poços de petróleo na costa marítima brasileira (DE MORAIS, 2013). Em virtude disso, cada vez mais se investe na pesquisa e desenvolvimento de tecnologias capazes de aumentar e otimizar a exploração e produção de petróleo. Dentre essas tecnologias, estão as estruturas tubulares conhecidas como *risers*, responsáveis pelo escoamento de petróleo da jazida, no leito marinho, até a unidade de produção (DA SILVA, 2011).

Os *risers* podem ser classificados estruturalmente como rígidos ou flexíveis, sendo que o primeiro grupo apresenta certas vantagens perante o segundo, como custo de fabricação, maior disponibilidade no mercado, bem como possibilidade de trabalhar em águas profundas à pressões elevadas, utilizando dutos de diâmetros maiores (DE ÁVILA, 2005).

Em operação, estes dutos estão constantemente submetidos a carregamentos cíclicos. Os esforços são originados principalmente pelas movimentações marítimas, como ondas e marés, aliados ao peso próprio da tubulação, bem como flutuações na pressão interna da linha. Por isso, é conveniente que os *risers* sejam qualificados em relação ao seu comportamento mecânico e a sua vida em fadiga. Este procedimento pode ser realizado por intermédio de testes mecânicos, os quais tem por objetivo aplicar condições similares às observadas em campo à amostra (CLAEYS et al., 2011; ALVES, 2012; PINTO et al., 2016).

Diversas configurações de testes para dutos rígidos podem ser encontradas na literatura como por exemplo: teste de fadiga axial, teste de flexão em quatro pontos, teste de flexão rotativa e teste de fadiga por ressonância (STRESS ENGINEERING SERVICES INC, 2010; HASEGAWA et al., 2002; VARMA; RUSSEL; WALLACE, 1997; VARMA et al., 2002; MISCOW et al., 2004; VAN WITTENBERGHE et al., 2010; CLAEYS et al., 2011; PINTO et al., 2016). Contudo, os três primeiros ensaios requerem equipamentos de alta capacidade para aplicar os carregamentos às amostras, bancadas com elevada rigidez para suportar os esforços de reação além de possuírem limitações quanto ao diâmetro suportado pelo equipamento e quanto à frequência máxima de teste. Dessa forma, estes testes dispendem de maior custo tanto em equipamentos quanto em energia necessária para o seu funcionamento. Ainda, a restrição

da frequência de operação implica o aumento de tempo de execução do teste e, portanto, os custos finais.

O ensaio de fadiga por ressonância, por sua vez, utiliza a frequência natural da amostra como forma de aplicação dos carregamentos. Esta configuração possibilita a utilização de bancadas mais simples e menos robustas, uma vez que não há transferência significativa de carregamento da amostra à bancada durante o teste. Além disso, o fato de se utilizar a frequência natural das amostras possibilita o emprego de frequências de teste maiores. Portanto, esse tipo de teste se torna economicamente atrativo, uma vez que os custos com bancada e equipamento de aplicação de força são reduzidos, além do teste ser executado em um tempo menor.

Usualmente, os testes de fadiga por ressonância são controlados por intermédio de extensômetros de resistência elétrica, os quais medem as deformações no centro do tubo e enviam a resposta a um sistema de comando PID (Proporcional Integral Derivativo) que ajusta a frequência do teste de forma a atingir os níveis de carga desejados (BERTINI et al., 2008; CLAEYS et al., 2011; CHUAN; ZHU; WANG, 2013; PINTO et al., 2016). Porém, a instalação de extensômetros requer mão-de-obra altamente qualificada, uma vez que o preparo da superfície para a colagem engloba diversas etapas de lixamento e limpeza de superfície, além de ser necessária a soldagem nos cabos de conexão. Em adição, estes sensores são muito sensíveis e acabam se danificando, descolando com certa facilidade, ou seus cabos rompendo por fadiga devido aos carregamentos cíclicos impostos na amostra durante o teste de ressonância. Portanto, apesar de se tratar de um teste de curta duração, o tempo de preparo da amostra para a realização do teste acaba tendo grande influência no tempo total do ensaio.

Este trabalho propõe um sistema de controle alternativo para o teste, visando aumentar a eficiência no preparo da amostra e diminuir as chances de falha no sistema de medição. Esta proposta é fundamentada na utilização de acelerômetros em substituição aos extensômetros para controlar os níveis de carga no centro do tubo, por apresentarem maior robustez, facilidade de instalação e manuseio.

Para o desenvolvimento do trabalho, foram utilizados dois trechos de tubos de diâmetros diferentes. Ambas amostras foram instrumentadas com extensômetros e acelerômetros em sua região central. O teste de fadiga por ressonância foi modelado numericamente em *softwares* de engenharia assistida por computador, onde foi possível obter as frequências naturais e modos vibratórios das amostras, além dos níveis de aceleração e deformação oriundos dos esforços produzidos pela ressonância. Portanto, este estudo permitiu relacionar os níveis de deformação

e aceleração no centro das amostras, de forma numérica e experimental. Os resultados experimentais foram utilizados para a validação dos resultados numéricos. Assim, é possível prever, com base na modelagem numérica, quais os níveis de aceleração devem ser impostos no centro da amostra de forma a atingir os patamares de deformação desejados. Por fim, o desenvolvimento do trabalho permitiu analisar a viabilidade de implementar o sistema de controle por aceleração no teste de fadiga por ressonância.

## 2. OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho de pesquisa foi analisar a viabilidade de substituir o sistema de controle da máquina de testes de fadiga por ressonância do Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF-UFRGS), de controle por deformação para controle por aceleração. Para tal, foram estabelecidos os objetivos específicos:

- Analisar experimentalmente a resposta mecânica de dois dutos rígidos sem costura de diferentes diâmetros submetidos a teste de fadiga por ressonância para as condições: sem água, com água e com pressão interna e verificar a influência dessas diferentes condições na correlação entre deformação e aceleração.
- Desenvolver um modelo numérico que reproduza os efeitos obtidos pelos testes experimentais;
- Estabelecer uma relação entre aceleração e deformação no centro dos tubos durante os testes de fadiga por ressonância experimentalmente e numericamente;
- Validar o modelo numérico com base na comparação dos resultados obtidos nos testes experimentais com os resultados produzidos pela simulação;
- Desenvolver um modelo numérico idêntico ao criado para comparação com os testes, porém em um *software* distinto. Utilizar o segundo *software* para o desenvolvimento de um modelo mais completo, englobando os efeitos dinâmicos do teste;
- Comparar as três abordagens numéricas.

### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em meados de 1859, foi encontrada nos Estados Unidos a primeira jazida comercial de petróleo, no estado da Pensilvânia, marcando o início da forte ascensão da indústria do petróleo no continente americano. Já no Brasil, apenas em 1939 foram descobertas jazidas no estado da Bahia, porém com pouco potencial comercial. Desta forma, grandes volumes de importação de petróleo ainda eram necessários para suprir a demanda nacional. Até meados de 1960, após inúmeras pesquisas e explorações em terra, a PETROBRAS concluiu que o volume de petróleo gerado pelas jazidas brasileiras era insuficiente para diminuir o volume de importação do produto. Desta forma, os esforços foram migrados para a costa marítima, onde foram perfurados, por volta dos anos de 1974 e 1976, os primeiros poços no Nordeste e posteriormente na bacia de Campos, com capacidade de produção suficiente para diminuir significativamente a dependência de importações. A partir de então a produção de petróleo *offshore* no Brasil ganhou força e hoje predomina sobre a exploração *onshore*. Em 2006, com a descoberta de reservas gigantes na camada do Pré-sal, a produção de petróleo nacional garantiu a autossuficiência do país, permitindo, a partir deste ano, o aumento das reservas nacionais e a exportação do produto (DE MORAIS, 2013).

Com a evolução da indústria do petróleo, a necessidade de aprimorar as tecnologias envolvidas no processo de extração alavancou a engenharia no setor de petróleo e gás. As primeiras coletas, na antiguidade, se davam por meio de exsudações na superfície terrestre. Posteriormente, poços começaram a ser perfurados em regiões com grandes exsudações de petróleo, onde um sistema de bombeamento manual era utilizado para trazer o petróleo do poço até a superfície. Com os níveis de produção crescendo, surgiu a necessidade de facilitar o transporte da matéria extraída. Desta forma, foram criados, em 1863, os primeiros oleodutos, fabricados em madeira, que transportavam petróleo do poço até uma ferrovia (YERGIN, 2010).

O avanço da tecnologia e a busca pelo aumento do volume produzido por dia, impulsionou fortemente a evolução nos mecanismos de extração e transporte de petróleo. Hoje, a exploração de petróleo conta com plataformas altamente tecnológicas, que comportam todos equipamentos de exploração e manutenção da unidade de produção.

#### 3.1. PLATAFORMAS DE PETRÓLEO

Plataformas de petróleo são estruturas destinadas à perfuração de poços e/ou produção de petróleo e gás. Designa-se por plataforma *onshore* quando em terra firme e *offshore* quando

trata-se de uma plataforma na superfície marítima, podendo ser flutuante ou fixada no solo (DA COSTA et al., 2015; DE LEÃO et al., 2014; DE MORAIS, 2013). Plataformas de perfuração têm o objetivo de perfurar os poços. Já as plataformas de produção têm por objetivo explorar a jazida (ALVES, 2012).

A configuração de produção *offshore* engloba um sistema de coleta e um sistema de exportação. O primeiro abrange os dutos e equipamentos responsáveis pela coleta do petróleo produzido e pela elevação do produto até a plataforma de produção. No sistema de exportação existem equipamentos submarinos que transportam a produção de uma ou mais unidades de produção até um terminal de recebimento (DE LEÃO et al., 2014).

Os dutos responsáveis pela elevação dos hidrocarbonetos do poço até a unidade flutuante de produção são denominados *risers* e podem ser classificados, de modo geral, pela configuração, pela funcionalidade e pela estrutura (DA SILVA, 2011).

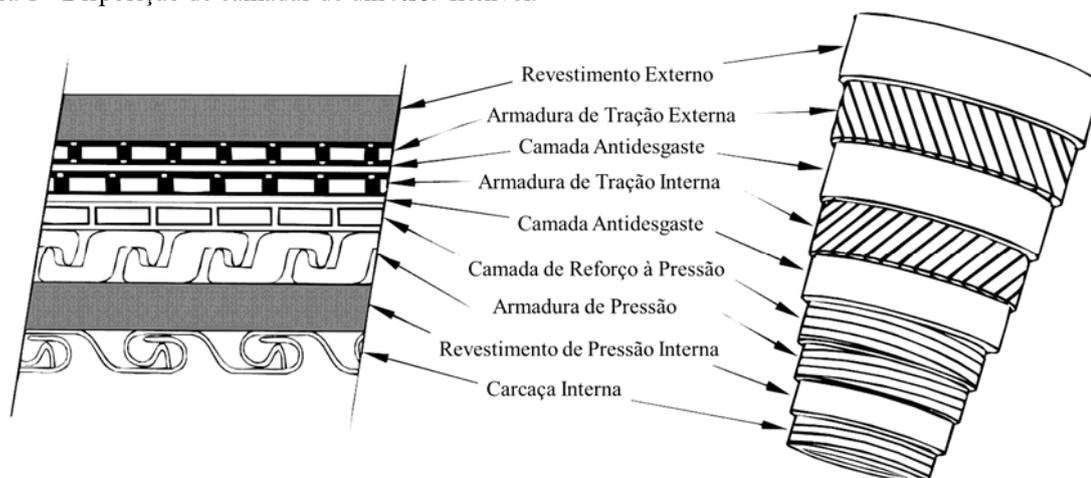
Os *risers* são classificados quanto à sua estrutura como *risers* flexíveis ou rígidos. Porém, eventualmente, é mais conveniente classificá-los segundo sua configuração de instalação/aplicação ou funcionalidade.

### 3.2. RISERS FLEXÍVEIS

São nominados *risers* flexíveis os dutos fabricados pela superposição de camadas metálicas e poliméricas, onde cada uma possui uma função específica. As camadas metálicas são montadas em configuração helicoidal, de forma a combinar baixa rigidez à flexão e elevada resistência à tração (API RECOMMENDED PRACTICE 17B, 2002). A principal função das camadas metálicas é conferir resistência mecânica à linha enquanto as camadas poliméricas promovem estanqueidade, proteção contra corrosão e evitam o contato direto entre as camadas metálicas subsequentes, bem como com o ambiente externo, preservando a integridade estrutural do *riser* (DE ÁVILA, 2005).

A Figura 1 mostra a disposição típica das camadas de um *riser* flexível (API RECOMMENDED PRACTICE 17B, 2002).

Figura 1 - Disposição de camadas de um *riser* flexível.



Fonte: Adaptado de API RECOMMENDED PRACTICE 17B, 2002.

Cada camada que compõe um *riser* flexível é projetada para um fim específico e por isso possuem geometrias e materiais distintos. A carcaça interna é uma camada metálica intertravada, que confere resistência às pressões externas, evitando o colapso da estrutura. Já o revestimento de pressão interna serve como uma barreira à passagem dos fluídos produzidos, garantindo estanqueidade. A armadura de pressão, por sua vez, caracteriza-se por uma camada intertravada metálica projetada para suportar a pressão interna do duto, transferida pelo revestimento de pressão interna. A camada de reforço à pressão é utilizada para aumentar a resistência à pressão em situações de alta pressão. Para evitar desgaste por abrasão das camadas metálicas são utilizadas camadas antidesgaste.

Os *risers* flexíveis podem apresentar duas ou quatro camadas de armadura de tração. Cada camada é montada de forma helicoidal, invertendo o sentido de revolução a cada camada, minimizando efeitos torcionais provocados por este tipo de montagem. O principal objetivo dessa estrutura é suportar os esforços trativos provocados por peso próprio e pelas movimentações marítimas. Por fim, o revestimento externo é utilizado como proteção externa, garantindo estanqueidade (API RECOMMENDED PRACTICE 17B, 2002; DE LEÃO et al., 2014).

### 3.3. RISERS RÍGIDOS

A linha rígida de escoamento é composta por tubos de aço emendados por meio de solda ou por juntas rosqueadas. Em instalações com lâminas d'água muito profundas, este tipo de *riser* pode apresentar uma camada externa que atua como um sistema de flutuação, para

diminuir o peso próprio da estrutura. Os *risers* rígidos se diferem dos flexíveis principalmente por possuírem, além de elevada resistência à tração e a cargas radiais, elevada resistência à flexão (DA SILVA, 2011; DE LEÃO et al., 2014).

Sua configuração de instalação geralmente é tracionado no topo ou em catenária. Segundo DE ÁVILA (2005), a configuração do *riser* rígido em catenária surgiu em forma de substituição ao *riser* flexível de grande diâmetro, para diminuir custos nas instalações. A principal característica dos *risers* flexíveis é a baixa rigidez à flexão, que permite grandes movimentações sem comprometimento da estrutura. Contudo, em lâminas d'água mais profundas, devido ao aumento do comprimento das linhas, os *risers* rígidos apresentam flexibilidade suficiente para permitir sua instalação em catenária (DE ÁVILA, 2005). Esta característica apresenta-se economicamente atrativa, uma vez que as linhas rígidas em lâminas d'água profundas podem trabalhar em pressões elevadas, com tubos de diâmetros maiores, além de possuírem custo menor e maior disponibilidade no mercado, em relação aos *risers* flexíveis (DE VALE, 2013). Existem, também, alguns tipos de configuração onde são instaladas linhas mistas, conectando-se *risers* rígidos e flexíveis (DE ÁVILA, 2005).

Segundo as normas API e DNV, existem inúmeras possibilidades de materiais para a fabricação de *risers* rígidos, que variam de aço carbono até aço inoxidável dúplex. Atualmente, alguns projetos levam em consideração a utilização de ligas de titânio, por apresentarem elevada resistência mecânica e baixa densidade. Outras alternativas são os materiais compósitos, como fibra de carbono e fibra de vidro. Contudo, esses materiais têm custo elevado, além de possuírem limitações nos sistemas de juntas, o que torna sua fabricação mais criteriosa (TANAKA, 2009). Desta forma, os materiais mais utilizados na fabricação das linhas rígidas estão compreendidos na classe API X. A nomenclatura desses aços é composta pela sigla API X, seguida de um número, que corresponde à tensão de escoamento do material, em ksi (DE ÁVILA, 2005). A Tabela 1 mostra os principais materiais utilizados em *risers* rígidos.

Tabela 1 - Materiais comercialmente disponíveis usualmente empregados na construção de *risers* rígidos.

Classificação	Tensão de Escoamento [ksi]	Tensão de Escoamento [MPa]	Tensão de Ruptura [MPa]
X42	42	290	414
X46	46	317	434
X52	52	359	455
X56	56	386	490
X60	60	414	517
X65	65	448	531
X70	70	483	565
X80	80	552	621

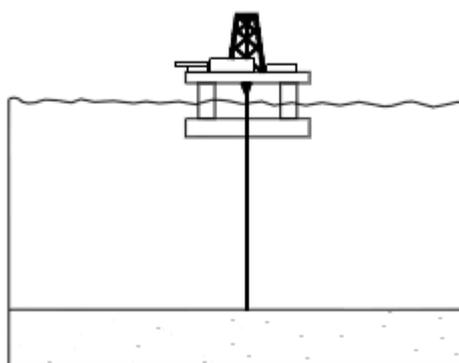
Fonte: Adaptado de TANAKA, 2009.

### 3.4. CONFIGURAÇÕES DE INSTALAÇÃO DOS *RISERS*

Quanto à configuração de instalação, os *risers* podem ser classificados como tracionados no topo, em catenária livre ou em catenária complexa (DE ÁVILA, 2005).

*Risers* tracionados no topo, como representado esquematicamente na Figura 2, geralmente são *risers* rígidos, que conectam o poço à plataforma verticalmente, em linha reta. São tracionados no topo a fim de evitar flambagem principalmente devido à mudança de nível do mar. Essa tração pode ser imposta por meio de flutuadores ou por um sistema de tração hidráulico (DA SILVA, 2011).

Figura 2 - *Riser* em configuração tracionada no topo.

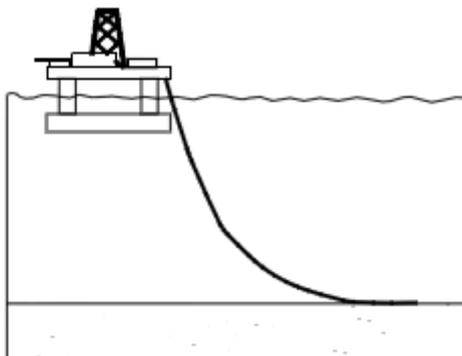


Fonte: DE ÁVILA, 2005

*Risers* em catenária livre são dutos que se conectam à plataforma com um ângulo de saída entre 5° e 20° e se apoiam no leito marinho, onde são conectados a tubulações submarinas horizontais, que se ligam à saída do poço (DA SILVA, 2011; DE LEÃO et al., 2014). Segundo

DA SILVA (2011), essa configuração é a mais encontrada no Brasil e podem ser utilizados ou *risers* rígidos ou flexíveis para essa aplicação.

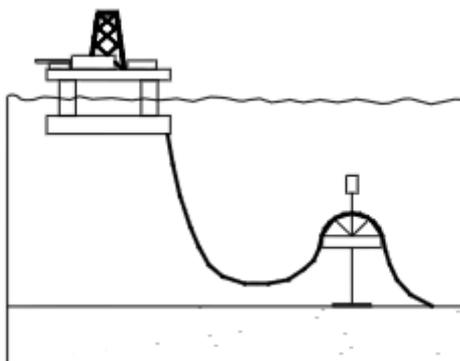
Figura 3 - *Riser* em catenária livre.



Fonte: DE ÁVILA, 2005

*Risers* em catenária complexa representam uma variação dos *risers* em catenária livre. Caracterizam-se por possuir flutuadores submersos que elevam a linha em um determinado ponto e formam uma segunda configuração de catenária, de baixo d'água. Os principais tipos dessa configuração são as configurações *lazy-S*, *lazy-wave*, *step-S* e *step-wave* (DE ÁVILA, 2005).

Figura 4 - *Riser* em configuração *lazy S*.



Fonte: DE ÁVILA, 2005

### 3.5. FUNCIONALIDADE DOS *RISERS*

De acordo com a funcionalidade, os *risers* podem ser classificados em cinco principais tipos: perfuração, completação, produção, injeção e exportação (DE ÁVILA, 2005).

*Risers* de perfuração são utilizados durante o processo de perfuração para guiar a coluna de perfuração e para escoar a matéria indesejada para a superfície durante a operação, evitando que haja o espalhamento desse material no oceano.

Os *risers* de completação, por sua vez, tem por função fornecer acesso livre ao poço, deixando-o preparado para a produção de óleo e/ou gás. Os *risers* de produção transportam os produtos do poço até a unidade estacionária de produção, na superfície do mar. *Risers* de injeção introduzem água ou gás no poço a fim de auxiliar a elevação do petróleo até a plataforma. Quando o fluido injetado é água, o principal objetivo é aumentar a pressão no reservatório. Já quando o fluido injetado é gás, ele atua diminuindo a densidade do óleo. Por fim, os *risers* de exportação são responsáveis por escoar a produção até outra unidade marítima ou terrestre.

### 3.6. TESTES DE FADIGA EM TUBULAÇÕES RÍGIDAS

Na extração de petróleo *offshore*, os *risers* são submetidos a diversos tipos de esforços. Existe o esforço trativo originado pela movimentação marítima ou por flutuadores, nos casos das instalações TTR (*top tensioned riser*). Há também a pressão do fluido no interior do duto e a pressão da lâmina d'água que age radialmente na face externa do *riser*. Esforços de flexão são impressos nas tubulações pela movimentação relativa entre o poço e a unidade flutuante de produção. Em algumas configurações de instalação, podem ser observados, também, esforços de compressão (API RECOMMENDED PRACTICE 2RD, 1998). Existem, contudo, no ambiente marítimo, outras formas de esforços que podem ocasionar falhas por fadiga nas linhas rígidas de escoamento de óleo, como vibrações induzidas por vórtices (VIV) em estruturas de pequeno diâmetro e movimentos induzidos por vórtices (VIM) em estruturas de grande diâmetro (ALVES, 2012; TSUKADA, 2009). Outras situações também devem ser levadas em consideração no projeto de *risers*, como a corrosão interna e externa, temperatura de operação e erosão interna (API RECOMMENDED PRACTICE 2RD, 1998). Por isso, deve-se fazer o dimensionamento dos *risers* e avaliar qual o material mais adequado para cada aplicação.

Antes da aplicação no ambiente marítimo, é altamente recomendado qualificar a estrutura em relação a sua vida em fadiga, de forma a prever a vida útil do duto e validar o projeto mecânico do produto. Este tipo de qualificação é amplamente realizado em todos os ramos da indústria, para evitar que um possível defeito ocasionado por erros de projeto se propague em uma linha de produção em massa. No caso de *risers* rígidos, este procedimento torna-se imprescindível, devido às consequências financeiras e ambientais que podem ser

provocadas pela instalação de linhas frágeis às condições de extração de petróleo *offshore* (CLAEYS et al., 2011; PINTO et al., 2016).

A qualificação de *risers* pode ser feita por intermédio de testes mecânicos, que têm por objetivo reproduzir condições similares de carregamento observadas em campo. Existem diversos tipos de testes de fadiga que podem ser empregados em *risers* rígidos, dentre os quais se destacam o de fadiga axial (STRESS ENGINEERING SERVICES INC, 2010), flexão em quatro pontos (HASEGAWA et al., 2002), flexão rotativa (VARMA; RUSSEL; WALLACE, 1997; VARMA et al., 2002; MISCOW et al., 2004) e fadiga por ressonância (VAN WITTENBERGHE et al., 2010; CLAEYS et al., 2011; PINTO et al., 2016).

O teste de fadiga axial se destaca por ser o mais simples dentre os quatro. Seu princípio de funcionamento baseia-se na aplicação de uma carga axial cíclica nas extremidades do duto, conforme ilustra a Figura 5. Este tipo de carregamento resulta em uma distribuição de tensões uniforme ao longo da seção transversal do *riser*. A razão entre o carregamento máximo e o carregamento mínimo geralmente é superior ou igual a zero. Neste teste, um elevado nível de carga deve ser aplicado para gerar tensões significativamente baixas. Isto é devido ao fato de se utilizar apenas esforços normais para solicitar a estrutura, que levam em consideração apenas a área da seção transversal e a força aplicada, sem utilização de esforços de flexão, que amplificam a tensão pelo braço de alavanca de aplicação de carga. O cálculo da tensão aplicada está apresentado na Equação 1 (CLAEYS et al., 2011).

Figura 5 - Teste de fadiga axial.



Fonte: Adaptado de CLAEYS et al., 2011.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot t(D - t)} \quad (1)$$

Onde:

$\sigma$  = Tensão Normal ao Duto

$F$  = Força Aplicada

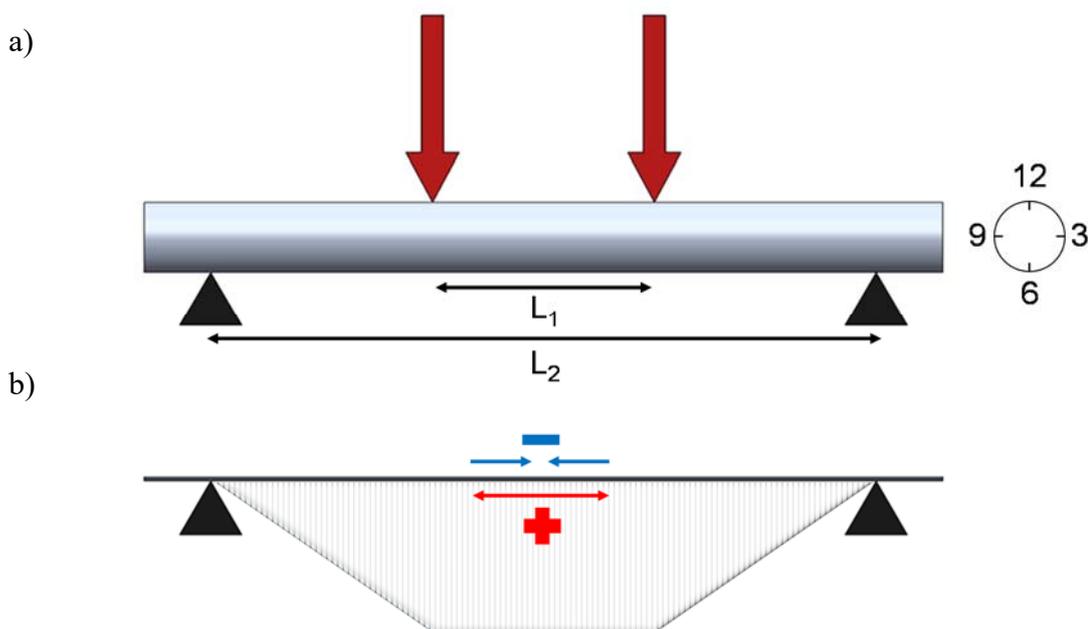
$A$  = Área da Seção Transversal do Duto

$D$  = Diâmetro Externo do Duto

$t = \text{Espessura de Parede do Duto}$

No teste de flexão em quatro pontos a amostra é biapoiada e a carga cíclica é aplicada em dois pontos equidistantes do centro da amostra, conforme exemplifica a Figura 6a. Este tipo de aplicação de carga resulta em uma região de momento constante no centro da amostra, como pode ser visto no diagrama da Figura 6b.

Figura 6 - a) Teste de flexão em quatro pontos. b) Esforços de flexão associados à aplicação de cargas nesta configuração.  $L_1$  = Distância entre os pontos de aplicação de carga,  $L_2$  = Distância entre os apoios do duto.



Fonte: Adaptado de CLAEYS et al., 2011.

Neste teste, a parte superior do tubo (>9, 12 e <3) sofrerá esforços de compressão, enquanto que a parte inferior (>3, 6 e <9) sofrerá esforços de tração. Desta forma, pode-se prever, em um primeiro momento, que o fenômeno de fadiga ocorrerá na região mais inferior da amostra (posição 6), entre os pontos de aplicação carga. Casos inesperados de ruptura fora desta região podem ocorrer devido a defeitos de corrosão severa, presença de trincas na amostra ou defeitos consideráveis no material externos à região mencionada.

Os esforços induzidos pela flexão são máximos na face externa inferior do tubo (posição 6) e diminuem até zero na linha neutra da amostra (posições 3 e 9), onde invertem de sinal e aumentam em módulo até obter valor compressivo máximo na face externa superior (posição 12). A equação que descreve a tensão máxima provocada pela flexão no centro do tubo, na posição 6 é descrita a seguir (CLAEYS et al., 2011; HIBBELER, 2005; POPOV, 2000):

$$\sigma = \frac{M \left(\frac{D}{2}\right)}{I} = \frac{\frac{F(L_2 - L_1)}{4} \left(\frac{D}{2}\right)}{\frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}} = \frac{FD(L_2 - L_1)}{8\pi(D^4 - d^4)} \quad (2)$$

Onde:

$\sigma$  = Tensão Normal ao Duto

$M$  = Momento Fletor

$I$  = Momento de Inércia de Área

$F$  = Força Aplicada

$L_1$  = Distância Entre os Pontos de Aplicação de Força

$L_2$  = Distância Entre os Apoios do Duto

$D$  = Diâmetro Externo do Duto

$d$  = Diâmetro Interno do Duto

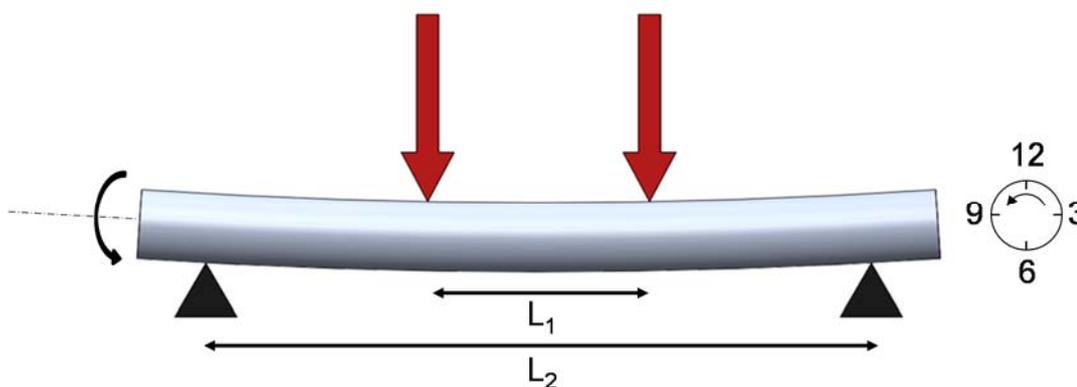
CLAEYS et al. (2011) descrevem dois testes encontrados na literatura com esta configuração. Um deles opera com tubos de pequeno diâmetro (114,3 mm de diâmetro externo com parede de 8,6 mm) e utiliza razão de carregamento igual a  $R = -1$ . O outro é utilizado em tubos de diâmetro um pouco maiores (273,1 mm de diâmetro externo e parede de 14,3 mm) (HASEGAWA et al., 2002; STRESS ENGINEERING SERVICES INC, 2010).

A principal diferença deste teste para o teste de fadiga axial é a distribuição de carga ao longo da seção transversal do tubo. Neste teste não há distribuição uniforme ao longo da seção transversal e cada ponto ao longo da circunferência da estrutura é submetido a um nível de carga diferente (CLAEYS et al., 2011).

A Figura 7 apresenta, esquematicamente, o princípio de funcionamento do teste de flexão rotativa, que se assemelha ao teste anterior. Porém, neste caso, as forças são mantidas e o duto é rotacionado ao redor do seu eixo. Desta forma, todos os pontos do duto na região central sofrem os mesmos níveis de tensão ao longo de uma revolução completa da amostra. Conseqüentemente, a razão de carregamento deste teste ( $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ ) é  $R = -1$ , pois as cargas máximas são iguais em módulo, porém com sentidos opostos. Contudo, segundo CLAEYS et al. (2011), este teste é executado na COPPE, na PETROBRAS, na STRESS ENGINEERING SERVICES e por HASEGAWA et al. (2002), em uma bancada que possibilita

a adição de uma força axial em uma das extremidades da amostra. Desta forma, a razão de carregamento é  $R > -1$  e a carga média é diferente de zero. Ainda assim, cada ponto da região central do duto será submetido às mesmas variações de carga ao longo de uma revolução completa da amostra. Em relação ao teste anterior, este tipo de ensaio comporta dutos de diâmetro maior (até 610 mm de diâmetro externo e 25,4 mm de parede) (MISCOW et al., 2004; VARMA et al., 2002; VARMA; RUSSEL; WALLACE, 1997).

Figura 7 - Teste de flexão rotativa.  $L_1$  = Distância entre os pontos de aplicação de carga,  $L_2$  = Distância entre os apoios do duto.



Fonte: Adaptado de CLAEYS et al., 2011.

O principal fator limitante dos três primeiros testes supracitados é que devido à necessidade de impor esforços elevados que resultem em níveis de tensões efetivos para levar as amostras à falha por fadiga, são necessários equipamentos muito robustos. Em outras palavras, são necessários dispositivos de alta capacidade de aplicação de carga e bancadas de teste rígidas o suficiente para suportar os esforços cíclicos do teste. Em adição, as frequências nas quais esses testes são executados variam entre 0,1 Hz para o teste de fadiga axial até, no máximo, 15 Hz, para o teste de flexão rotativa (CLAEYS et al., 2011). Assim, são necessários equipamentos e bancadas de alto custo, que demandam elevado gasto energético e que consumirão um tempo considerável para a execução do teste.

Porém, existem técnicas mais simples para executar testes nestas tubulações. Como exemplo, pode ser citado o teste de fadiga por ressonância. Este teste utiliza uma massa desbalanceada acoplada a uma das extremidades da amostra, que é responsável por produzir uma vibração no duto próxima à sua frequência natural e acaba por originar um carregamento cíclico que apresenta amplitude máxima no centro da amostra. Entretanto, para o completo entendimento do funcionamento deste tipo de teste, faz-se necessária uma breve introdução a respeito de vibrações.

## 3.7. FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÃO

### 3.7.1. Vibração

Qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação. O balançar de um pêndulo e o movimento de uma corda dedilhada são exemplos típicos de vibração. A teoria da vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles (RAO, 2008, p. 6).

### 3.7.2. Partes Elementares de Sistemas Vibratórios

Pode-se dizer, segundo RAO (2011), que um movimento vibratório é composto por energia potencial (elasticidade), energia cinética (inércia) e amortecimento. Em um sistema vibratório há a transferência alternada de energia cinética para energia potencial de forma que, a cada ciclo, parte dessa energia é perdida pelo amortecimento. Como este amortecimento tende a frear gradualmente o movimento vibratório a cada ciclo, para a manutenção da vibração com a mesma intensidade é necessária a aplicação de uma força externa.

### 3.7.3. Tipos de Vibração

Se um sistema, após uma excitação, entra em movimento vibratório e é deixado vibrar sem ação de forças externas, a vibração resultante é conhecida como vibração livre. Um exemplo de vibração livre é o movimento de um pêndulo, após ter sido afastado de seu ponto de equilíbrio.

Por outro lado, quando um sistema é excitado constantemente por meio de uma força externa, de forma a entrar em movimento vibratório, a vibração resultante é conhecida como vibração forçada. As oscilações geradas por um motor diesel são um exemplo de vibração forçada.

Vibrações não-amortecidas ocorrem quando um sistema vibratório não dissipa energia durante o movimento oscilatório e vibrações amortecidas quando há perda de energia em um movimento vibratório.

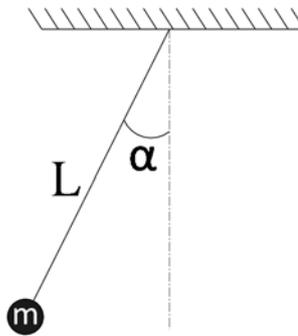
Em grande parte dos problemas de vibrações em engenharia, as perdas de energia são tão pequenas que exercem pouca influência no sistema e podem ser desprezadas para fins de

modelamento do problema. Contudo, quando o sistema oscila próximo à frequência de ressonância, o amortecimento exerce um papel importante no problema (RAO, 2011).

### 3.7.4. Graus de Liberdade de Um Sistema Vibratório

O número de graus de liberdade de um sistema vibratório pode ser definido como o número mínimo de coordenadas independentes necessárias para determinar a posição de todas as partes do sistema em qualquer instante de tempo (RAO, 2011). O pêndulo da Figura 8 exemplifica um sistema com apenas um grau de liberdade. Desta forma, apenas o ângulo  $\alpha$  é necessário para definir a sua posição.

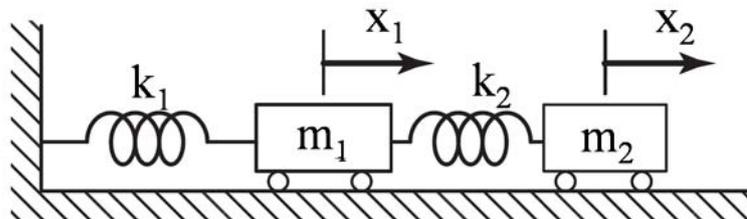
Figura 8 - Pêndulo simples: sistema com um grau de liberdade.  $L$  = Comprimento do braço do pêndulo,  $\alpha$  = Ângulo formado entre o braço do pêndulo e a vertical,  $m$  = Massa do pêndulo.



Fonte: Adaptado de MIGUEL, 2006.

O sistema apresentado na Figura 9 apresenta dois graus de liberdade. Os valores de  $X_1$  e  $X_2$  são necessários para se conhecer completamente a posição do sistema (MIGUEL, 2006).

Figura 9 - Sistema massa-mola com dois graus de liberdade.  $k_1$  = Rigidez da mola 1,  $X_1$  = Deslocamento da massa  $m_1$ ,  $k_2$  = Rigidez da mola 2,  $X_2$  = Deslocamento da massa  $m_2$ .



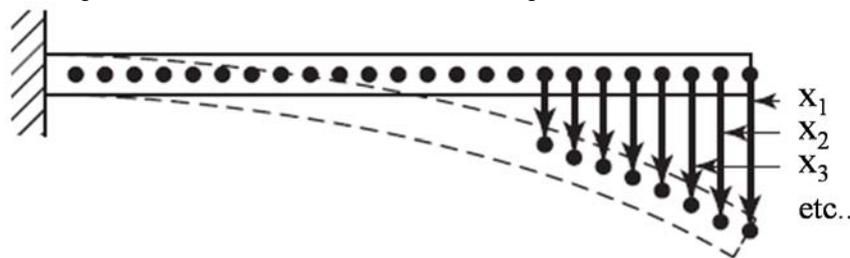
Fonte: Adaptado de RAO, 2011.

Sistemas vibratórios discretos são caracterizados por possuírem um número finito de graus de liberdade, como nos exemplos apresentados pela Figura 8 e pela Figura 9. Já os sistemas contínuos são aqueles em que existem infinitos graus de liberdade. Uma viga em balanço, conforme mostra a Figura 10, é um exemplo de sistema contínuo. Como a estrutura

possui infinitos pontos de massa, são necessárias infinitas coordenadas para definir a configuração deformada da viga (RAO, 2011).

Para estudar sistemas com infinitos graus de liberdade, pode-se simplificar a estrutura dividindo-a em um número finito de elementos. Assim, pode-se obter uma solução aproximada do sistema. Quanto maior o número de elementos em que o sistema é discretizado, maior o número de graus de liberdade, mais próximo do sistema real e, portanto, mais preciso é o resultado obtido (MIGUEL, 2006; RAO, 2011).

Figura 10 - Viga em balanço: sistema com infinitos graus de liberdade.  $X_1$  = Deslocamento do ponto de massa 1,  $X_2$  = Deslocamento do ponto de massa 2,  $X_3$  = Deslocamento do ponto de massa 3.



Fonte: Adaptado de RAO, 2011.

### 3.7.5. Frequência Natural e Modos de Vibração

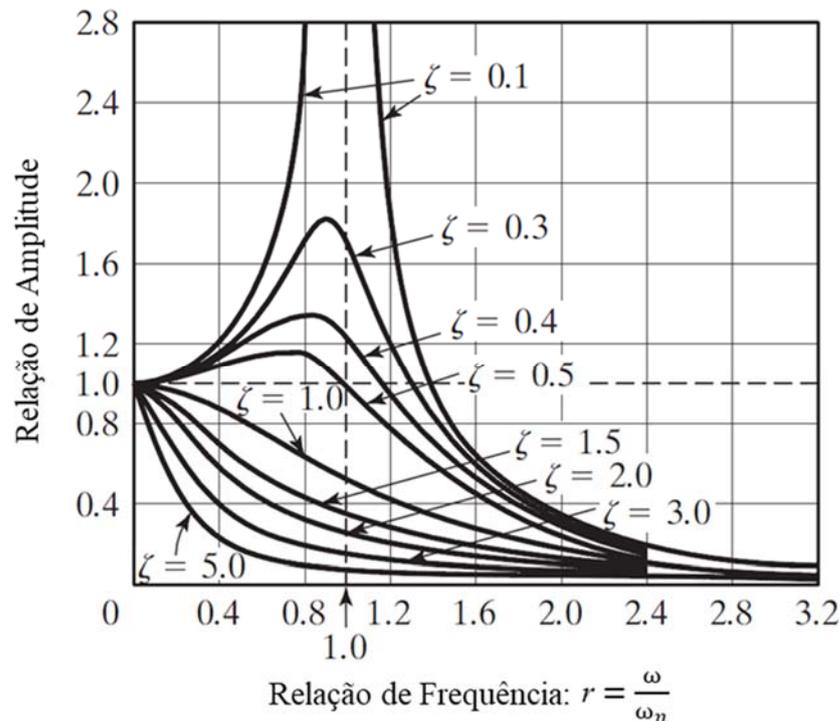
Quando um sistema sofre um estímulo e segue vibrando, sem auxílio de forças externas, pode-se dizer que o sistema está vibrando em sua frequência natural. Cada sistema vibratório possui um número de frequências naturais distintas igual ao número de graus de liberdade do sistema. Um sistema massa-mola simples, por exemplo, possui apenas um grau de liberdade. Dessa forma, existe apenas uma frequência natural para esse sistema. Uma viga biapoiada, ligada a um motor desbalanceado, por outro lado, representa um sistema contínuo, onde o número de graus de liberdade é infinito. Portanto, este sistema possui infinitas frequências naturais.

A cada frequência natural está ligado um modo de vibração, que representa a configuração deformada da estrutura quando em uma de suas frequências naturais. Desta forma, pode-se dizer que, um sistema com “n” graus de liberdade possuirá “n” frequências naturais e, portanto, “n” modos de vibração (DIMAROGONAS, 1976; LUNDKVIST, 2010).

### 3.7.6. Ressonância

Quando um sistema é excitado por uma força externa periódica ele vibrará de acordo com a frequência de excitação. À medida em que a frequência de excitação aproxima-se da frequência natural do sistema, as ondas de vibração começam a se sobrepor e aumentar exponencialmente a amplitude do movimento do sistema. Quando a frequência de excitação se iguala à uma frequência natural do sistema, ocorre o fenômeno chamado de ressonância, onde a amplitude do movimento chega ao nível máximo. Na teoria, um sistema sem amortecimento teria um crescimento infinito da amplitude na região de ressonância. Contudo, em sistemas reais, existem fatores, como o atrito, por exemplo, que amortecem o sistema e reduzem a amplitude do movimento nesta frequência. A Figura 11 mostra o crescimento da amplitude com a aproximação da frequência natural ( $r = 1$ ;  $\omega = \omega_n$ ), onde  $r$  é a relação de frequência,  $\omega$  é a frequência aplicada e  $\omega_n$  a frequência natural de vibração do sistema.

Figura 11 - Relação de amplitude de movimento pela relação “r” entre frequência de excitação “ $\omega$ ” e frequência natural “ $\omega_n$ ” para diferentes valores de amortecimento “ $\zeta$ ”.



Fonte: Adaptado de RAO, 2011.

Ainda assim, se o amortecimento do sistema for baixo, a amplitude do movimento pode ser elevada o suficiente para induzir a falha da estrutura, conforme exemplificado acima para o caso de amortecimento de  $\zeta = 0,1$ .

Como exemplo, há o famoso caso de falha catastrófica da ponte de Tacoma Narrows, nos Estados Unidos, nos anos 1940. O vento que soprava na região excitou a ponte com esforços periódicos a uma frequência muito próxima da frequência natural da ponte (Figura 12). Desta forma, a amplitude do movimento aumentou cada vez mais, até que a estrutura não suportou os esforços gerados pela ressonância e rompeu (MIGUEL, 2006; RAO, 2011).

Figura 12 - Ponte de Tacoma Narrows durante excitação forçada pelo vento.



Fonte: Adaptado de RAO, 2011.

### 3.7.7. Análise Modal

A análise modal é uma ferramenta utilizada para determinar e estudar os parâmetros e características modais de um sistema através de suas propriedades dinâmicas. Este processo se baseia nas propriedades intrínsecas de cada estrutura, como as propriedades de massa, rigidez e amortecimento dos materiais que a compõem, bem como as condições de contorno do sistema. Desta forma, é possível determinar as frequências naturais, os modos e os nós de vibração e taxas de amortecimento de um sistema vibratório (CHUVAS, 2012; LEME, 2014; SCHWARZ; RICHARDSON, 1999).

Segundo LUNDKVIST (2010), algumas suposições devem ser levadas em consideração para a realização da análise modal de um sistema:

Linearidade: a resposta é proporcional à força e o nível de excitação não deve afetar o comportamento do sistema;

Reciprocidade: ao trocar a força e a resposta de lugar deve-se produzir o mesmo resultado;

Tempo invariante: as propriedades do sistema não devem mudar ao longo do tempo;

Causal: a estrutura não deve ser influenciada por vibração antes da excitação;

Estabilidade: as vibrações devem extinguir-se após a remoção das excitações externas.

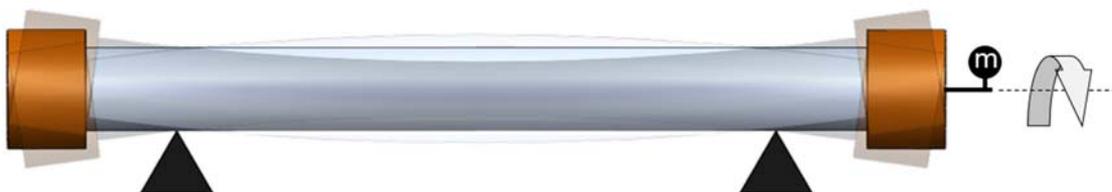
Para reproduzir os efeitos da análise modal, pode-se utilizar o método dos elementos finitos, onde a geometria, as propriedades de massa, a rigidez e as condições de contorno são modeladas através de um *software* de engenharia assistida por computador (CAE – *Computer Aided Engineering*). Este modelo é fundamentado por um conjunto de equações diferenciais, que são aplicadas a cada elemento em que a estrutura foi discretizada e posteriormente interpolados e propagados aos seus elementos adjacentes (LUNDKVIST, 2010).

A análise modal, portanto, pode ser utilizada como forma de prever as frequências naturais, os modos de vibração e a posição dos nós de vibração de um trecho de *riser* rígido. Assim, é possível dimensionar os parâmetros necessários para execução do teste de fadiga por ressonância para uma determinada geometria de tubo.

### 3.8. TESTE DE FADIGA POR RESSONÂNCIA

Este tipo de teste utiliza a frequência natural da amostra para aplicar carga dinâmica ao longo da estrutura tubular durante o teste. O princípio de funcionamento deste teste é esquematizado na Figura 13. É sabido que o primeiro modo de vibração de um duto possui forma parabólica, com dois nós de vibração equidistantes do centro da amostra (BERTINI et al., 2008; CLAEYS et al., 2011). Portanto, apoia-se a amostra nesses pontos para que a transferência de carga vibratória para a bancada de testes durante o teste seja praticamente nula. Em uma das extremidades da amostra, é instalado um eixo com uma massa desbalanceada, que é acionado por intermédio de um motor elétrico. Conforme o motor aumenta sua velocidade de rotação, a excentricidade da massa em movimento circular gera um esforço vibratório que é transmitido para o tubo. Quando a frequência de excitação se aproxima da primeira frequência natural do tubo, ocorre o fenômeno de ressonância (STAPASOLLA et al., 2017).

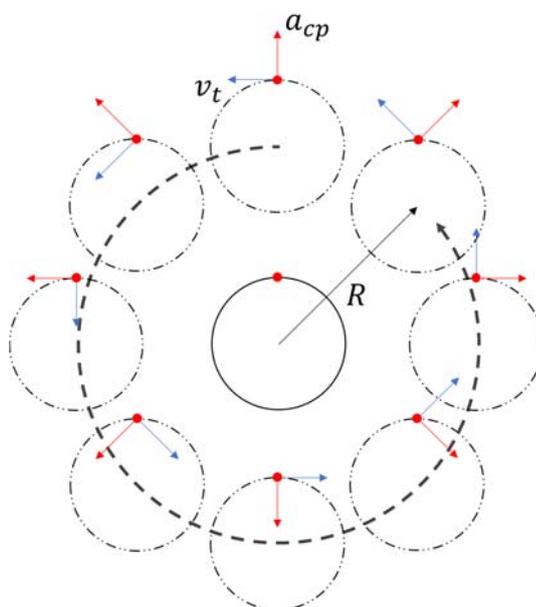
Figura 13 – Teste de fadiga por ressonância. m = Massa excêntrica.



Fonte: Adaptado de CLAEYS et al., 2011.

A Figura 14 ilustra o movimento da amostra durante o teste, do ponto de vista normal ao eixo central do duto. “R” simboliza a amplitude do movimento, sendo “ $v_t$ ” e “ $a_{cp}$ ” a velocidade tangencial e a aceleração centrípeta da amostra, respectivamente. A rotação da massa desbalanceada produz uma força de excitação radial que varia sua direção ao longo de uma revolução completa. Portanto, cada ponto ao redor da circunferência da amostra é submetido aos mesmos níveis de tensão.

Figura 14 - Mudança da aceleração centrípeta ao longo de uma revolução completa da massa excêntrica.  $v_t$  = Velocidade tangencial,  $a_{cp}$  = Aceleração centrípeta, R = Amplitude do movimento.



Fonte: O autor.

A grande vantagem deste tipo de teste em relação aos demais é a simplicidade da bancada de testes e dos equipamentos de aplicação de carga e o tempo de execução. Em relação aos três primeiros métodos de ensaio, os esforços aos quais a bancada é submetida são muito menores, pois a carga não é transmitida diretamente à bancada por efeitos de ação e reação. Para submeter a amostra à elevadas cargas é necessário aplicar uma rotação na massa excêntrica próxima à frequência natural da amostra. Isso requer apenas um motor elétrico. Ainda, o fato de se utilizar a frequência natural da amostra contribui para a diminuição do tempo de teste, uma vez que a maioria dos testes de ressonância encontrados na literatura utilizam frequências acima de 20 Hz (CLAEYS et al., 2011). Se comparado com o teste de fadiga axial, que foi executado pela STRESS ENGINEERING SERVICES INC (2010) a uma frequência de 0,1 Hz, o teste de fadiga por ressonância possui um tempo de teste 200 vezes menor. Estabelecendo a mesma comparação, para o teste de flexão rotativa, com frequência máxima atingida por MISCOW et al. (2004), de 15 Hz, ainda assim, o tempo de execução do teste por ressonância é

1,3 vezes menor. Estes fatores tornam o teste de fadiga por ressonância economicamente mais atrativo, em virtude do baixo custo dos equipamentos, bancadas de teste e devido ao tempo de execução do teste ser menor que os demais.

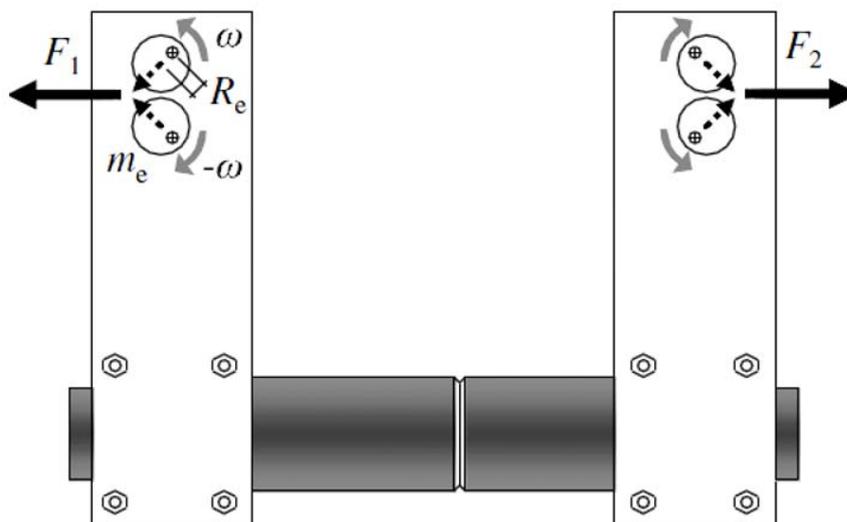
### **3.8.1. Estudos Anteriores em Bancadas de Fadiga por Ressonância**

Desde os anos 2000, alguns estudos vêm sendo realizados com base nesse conceito. Todos têm por objetivo executar testes de fadiga em tubulações rígidas (M. POPE et al., 2005; MADDOX; ZHANG, 2008; BERTINI et al., 2008; CLAEYS et al., 2011, 2011; CHUAN; ZHU; WANG, 2013; ZHANG; MADDOX, 2014; PINTO et al., 2016).

M. POPE et al. (2005) testaram tubos de X-65 com união central por solda helicoidal em uma máquina de ressonância. Dezesesseis (16) testes foram conduzidos; dez (10) com um carregamento de pré deformação para simular os esforços de bobinamento e seis (6) sem pré deformação plástica. Foi constatado que o desempenho em fadiga das amostras que não sofreram carregamento de pré deformação é superior àquelas com pré deformação. Contudo, nenhuma das trincas que levaram os dutos à falha dinâmica teve início na região soldada; todas as falhas tiveram início em defeitos superficiais ou pites de corrosão. Ainda, os tubos com solda helicoidal apresentaram resultados em fadiga superiores aos tubos com solda circunferencial, quando comparados com os trabalhos de outros autores. Todos os testes foram realizados em tubos com 115 mm de diâmetro externo e espessura de parede de 8 mm a uma frequência de 27 Hz.

BERTINI et al. (2008) utilizaram o conceito do teste de fadiga por ressonância para ensaiar uniões roscadas em colunas de perfuração. A ocorrência de algumas falhas nestas juntas durante serviço motivou esta investigação. Dois tipos de conexões foram testados: a primeira corresponde a uma conexão de aço e a segunda a uma conexão alumínio-aço. Por se tratar de uma amostra menor, a conexão de aço foi testada em uma bancada com uma configuração um pouco diferente do conceito descrito acima. Este conceito pode ser visto na Figura 15.

Figura 15 - Máquina de fadiga por ressonância para dutos de pequeno comprimento.  $F_1$  = Força inercial provocada pela rotação da massa excêntrica no braço esquerdo,  $F_2$  = Força inercial provocada pela rotação da massa excêntrica no braço direito,  $m_e$  = Massa excêntrica,  $\omega$  = Velocidade angular da massa excêntrica,  $R_e$  = Raio de giro da massa excêntrica.



Fonte: BERTINI et al., 2008.

Dois braços rígidos são acoplados à amostra. Na extremidade de cada braço há duas massas excêntricas que giram em sentidos opostos, induzindo esforços inerciais e gerando vibração na amostra.

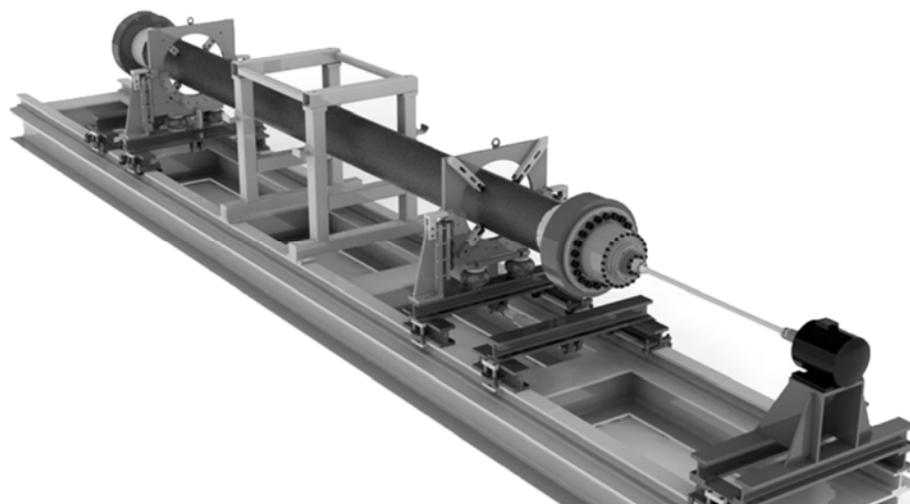
O teste efetuado nas conexões de alumínio-aço correspondem à abordagem convencional de teste de fadiga por ressonância. BERTINI et al. (2008) modelaram matematicamente o teste para determinar a frequência de ressonância levando em consideração a aplicação de contrapesos nas extremidades da amostra. A fim de validar os resultados obtidos, executaram uma abordagem numérica por elementos finitos e compararam com as deformações obtidas durante o teste, apresentando boa concordância entre os dois métodos.

Um estudo de comparação de desempenho em fadiga entre amostras em escala real e amostras em pequena escala foi desenvolvido por MADDOX e ZHANG (2008). Foram utilizados para os testes de fadiga por ressonância em escala real dutos costurados do aço API 5L-X65 com 508 mm de diâmetro externo e 22 mm de espessura de parede, com união central por solda circunferencial. As amostras em escala pequena foram retiradas dessas tubulações, na região da solda circunferencial, de forma que o centro do corpo de prova comportasse a solda. As duas configurações de teste foram executadas com uma carga média de 125 MPa, sendo que o teste em escala real foi realizado com frequência entre 25 e 30 Hz e o teste em pequena escala com frequência entre 3 e 8 Hz.

Nos testes realizados, o autor identifica que há discrepância entre os resultados de escala real e escala reduzida. Para deltas de carregamento elevados o número de ciclos de vida em fadiga é semelhante. Porém, para elevados números de ciclos os corpos de prova em pequena escala apresentaram vida superior em fadiga. A amplitude de carregamento para vida máxima em fadiga dessas amostras foi de aproximadamente duas vezes a amplitude de carregamento que representa o limite de fadiga nas amostras em escala real. Logo, foram levantadas hipóteses de que a junção entre a solda circunferencial e a solda longitudinal do processo de fabricação dos dutos poderia influenciar nessa diferença de resultado. Outro fator levantado por MADDOX e ZHANG (2008) é de que o processo de soldagem induz tensões residuais e que, ao retirar os corpos de prova para os testes em pequena escala, há um alívio dessas tensões. Isto posto, os testes em escala real estariam sendo executados com amplitudes de tensão superiores na região da solda. A fim de resolver esta questão, MADDOX e ZHANG (2008) executaram testes em pequena escala com amostras extraídas da região onde há união entre as soldas longitudinal e circunferencial. Porém, não chegaram a uma conclusão definitiva do porquê das amostras em pequena escala estarem apresentando desempenho superior ao das amostras em escala real.

VAN WITTENBERGHE et al. (2010) desenvolveram uma configuração de teste com capacidade de testar dutos de diâmetros entre 6 e 20 polegadas a uma frequência entre 20 e 40 Hz a fim de verificar o comportamento em fadiga de uniões entre tubulações, sejam elas soldas, roscas, ou outro tipo de conexão. A bancada de teste utilizada por VAN WITTENBERGHE et al. (2010) é apresentada na Figura 16.

Figura 16 - Máquina de fadiga por ressonância utilizada por VAN WITTENBERGHE et al. (2010).

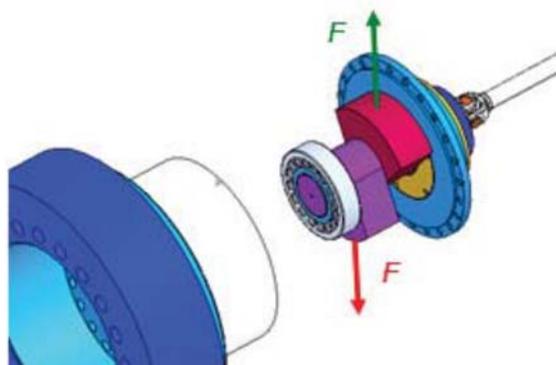


Fonte: Adaptado de VAN WITTENBERGHE et al., 2010.

Na região central da amostra é posicionado um sensor ótico de medição de deslocamento para monitorar a amplitude máxima do movimento durante o teste. Os apoios são posicionados nos nós de vibração da amostra e podem ser ajustados por intermédio de atuadores hidráulicos durante o teste. VAN WITTENBERGHE et al. (2010) fizeram uma abordagem puramente analítica e outra semianalítica do comportamento da amostra durante o teste. A primeira foi utilizada para estimar a frequência natural e os modos de vibração da amostra, enquanto que a segunda permitiu um estudo mais aprofundado da amostra durante o teste. O modelo matemático apresentou resultados muito próximos aos resultados do teste executado em termos de frequência natural, modos de vibração e deflexão do duto durante o teste. VAN WITTENBERGHE et al. (2010) fizeram a análise da posição dos apoios em relação aos nós de vibração calculados e descobriram que, no teste que executaram, para erros de posicionamento da amostra sobre os nós de vibração de até 40 mm, a força nos suportes não ultrapassa 100 N.

CLAEYS et al. (2011) executaram testes em tubos de aço API X65 a fim de caracterizar a máquina de fadiga por ressonância desenvolvida no laboratório Soete, na Universidade de Ghent. Validaram analiticamente os resultados dos testes, conforme proposto por VAN WITTENBERGHE et al. (2010). Através de *strain gages* instalados ao longo do duto, identificaram que o movimento da amostra durante o teste possui certa assimetria, devido à presença do motor acoplado à uma das extremidades da máquina. Fizeram, também, um segundo estudo utilizando uma massa excêntrica dupla, onde se pode variar o ângulo de fase entre elas e constataram que quanto maior a excentricidade, maiores os níveis de tensão impostos na estrutura (ver Figura 17).

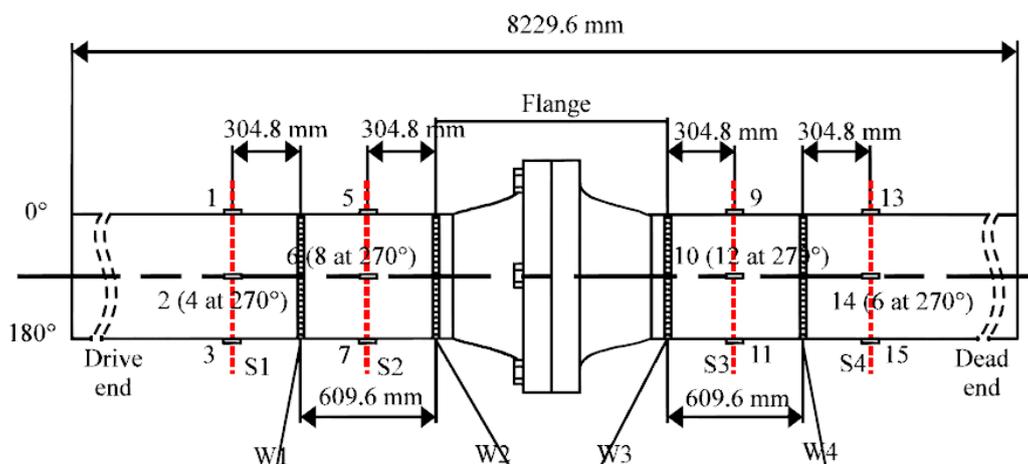
Figura 17 - Sistema de massa excêntrica composta. Na figura, a fase entre as duas massas é de  $0^\circ$ .  $F$  = Força resultante do movimento da massa excêntrica.



Fonte: CLAEYS et al., 2011.

CHUAN, ZHU e WANG (2013) verificaram o comportamento em fadiga por ressonância de dutos unidos por uma junta flangeada, conforme exemplifica a Figura 18.

Figura 18 - Junta flangeada utilizada nos testes de fadiga por ressonância de CHUAN, ZHU e WANG (2013).



Fonte: CHUAN, ZHU e WANG, 2013.

A união é composta por um flange soldado a um trecho de tubo que posteriormente é soldado à tubulação. Foi utilizado um tubo de diâmetro externo de 533,4 mm e 15,9 mm de espessura de parede, com comprimento de 8229,6 mm. O monitoramento do teste foi feito por intermédio de dezesseis *strain gages* posicionados em quatro posições ao longo do comprimento da tubulação. Cada ponto de aquisição continha quatro extensômetros, igualmente espaçados ao redor da circunferência. CHUAN, ZHU e WANG (2013) estudaram matematicamente a influência dos contrapesos na posição dos nós de vibração antes de submeter a amostra ao teste e chegaram à conclusão de que a variação de massa dos contrapesos não influencia significativamente a posição dos nós. Por fim, o modelo analítico apresentou discrepância máxima de apenas 4,93% nos níveis de tensão em relação aos valores obtidos pelos sensores durante o teste.

Testes de fadiga por ressonância utilizando cargas constante, variável sequencial e variável aleatória foram desenvolvidos por ZHANG e MADDOX (2014). Esta abordagem foi proposta a fim de verificar a regra de Miner de dano e estabelecer limites de fadiga para dutos rígidos com solda circunferencial. Verificaram que, a aplicação de carga variável aleatória não representa uma situação real de sollicitação mecânica. Isto ocorre porque, neste método, ocorrem picos de carregamento adjacentes a cargas baixas, desconsiderando a inércia do sistema. Constataram que esta característica do carregamento aleatório reduz em até 30% a vida em fadiga das amostras em comparação aos testes realizados com aplicação de carga variável sequencial.

Como complemento, amostras padrão foram retiradas de dutos novos na região soldada, a fim de realizar testes de fadiga com os mesmos carregamentos dos testes em escala real e estabelecer um comparativo entre as duas abordagens. Os autores concluíram que, para amplitudes constantes de carregamento, o comportamento em fadiga dos dutos e das amostras padrão se mostrou semelhante para cargas superiores a 110 MPa. Contudo, o limite de fadiga obtido para os corpos de prova padrão foi de aproximadamente o dobro do limite de fadiga das amostras em escala real.

PINTO et al. (2016) desenvolveram uma bancada para ensaiar dutos rígidos por ressonância baseada em um conceito inovador, onde os apoios da amostra são livres para deslizar. Assim, no decorrer do teste, os apoios se ajustam automaticamente à posição dos nós de vibração. O teste é monitorado por extensômetros instalados no centro do duto, por um *encoder*, por um sensor de pressão e por dois termopares. Dessa forma, é possível monitorar a deformação, a rotação da massa excêntrica, a pressão interna, a temperatura interna do duto e a temperatura ambiente. O teste foi realizado com uma amostra de tubo em aço API X-65 com 219,1 mm de diâmetro externo, 20,6 mm de espessura de parede e comprimento de 6 m. Aplicaram uma pressão interna de 200 MPa na amostra que se manteve constante durante o teste. Esta pressão origina uma tensão axial no duto de aproximadamente 53 MPa. O ensaio foi conduzido a uma amplitude de tensão de  $\pm 150$  MPa, em uma frequência de aproximadamente 20 Hz. Após 905.000 ciclos, PINTO et al. (2016) constataram a presença de uma trinca passante, detectada pelo decaimento de pressão interna do tubo ocasionado pelo vazamento de fluido pela trinca. Verificaram, por intermédio de análise de falha, que a trinca foi originada em um pite de corrosão na face externa da amostra que propagou para outros pites.

Grande parte dos testes apresentados neste capítulo são controlados por intermédio de extensômetros instalados no centro do tubo. A bancada de testes do LAMEF, a qual foi utilizada para executar o último teste supracitado possui um sistema de controle proporcional integral derivativo (PID) com base nas deformações máximas médias lidas por um conjunto de sensores de deformação em configuração de meia ponte posicionados na região central da amostra.

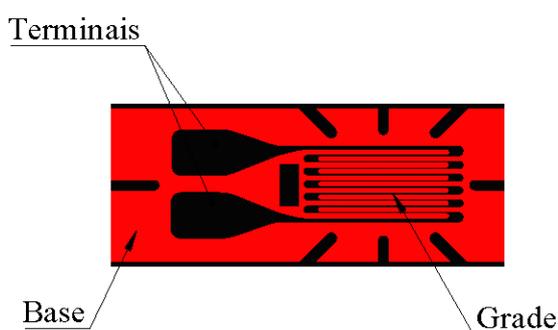
### 3.9. EXTENSÔMETROS

Em 1843, *Charles Wheatstone* publicou um artigo sobre um circuito em ponte, no qual mencionou uma importante característica de materiais condutores: a variação da resistência elétrica com a aplicação de tensões. Contudo, essa variação é extremamente pequena, de forma

que sua medição utilizando galvanômetros tradicionais era inviável em aplicações reais. Mais tarde, por volta de 1938, *Edward E. Simmons* desenvolveu um equipamento experimental para utilizar essa propriedade dos condutores em medições de deformação. Porém, *Arthur Claude Ruge* necessitava medir a deformação nas paredes finas de um tanque de água submetido a um ensaio de simulação de terremotos. Os sistemas desenvolvidos até o momento não eram adaptáveis a este caso específico, por se tratar de um problema mais delicado. *Ruge*, então, decidiu realizar um teste: moldou um fino filamento de metal em uma espécie de grade e colocou sobre um lenço de papel. Colou este dispositivo em uma viga e comparou as medições obtidas por sua invenção com as medidas obtidas por um equipamento comercial. Verificou que sua criação apresentou resultados com consistência tanto para esforços trativos quanto compressivos. Este episódio marca a criação dos *strain gages* (HOFFMANN, 1989).

Ao longo dos anos, esses transdutores sofreram pequenas alterações até a consolidação do projeto. Atualmente, o formato mais comum de extensômetros comerciais pode ser visto na Figura 19 (HOFFMANN, 1989).

Figura 19 - Estrutura básica de um extensômetro.

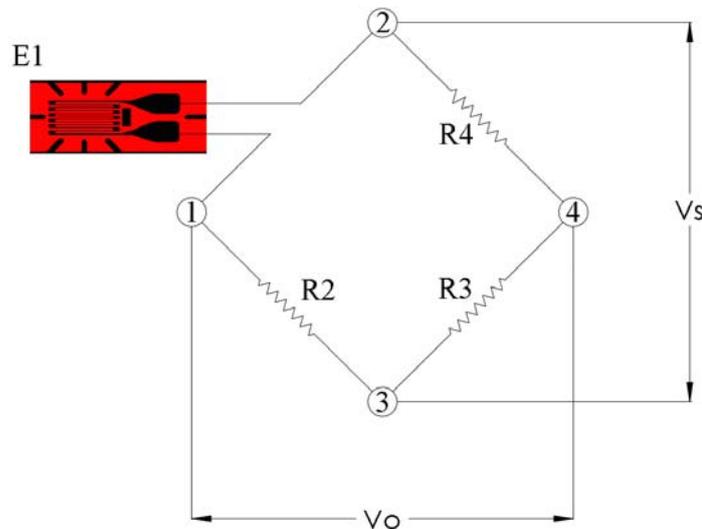


Fonte: O autor.

Os sensores são basicamente compostos por uma base polimérica, onde é fixada uma fina grade de um material condutor. A base tem por objetivo fazer o isolamento elétrico do *strain gage*, evitando o contato direto da grade com a peça. A grade é formada por finos filamentos metálicos, que alteram sua resistência elétrica com a aplicação de deformações. Os terminais são regiões metálicas conectadas eletricamente à cada extremidade da grade e representam os pontos de medição do extensômetro. Possuem uma área maior para que seja possível soldar o cabeamento e conectá-lo ao condicionador de sinais (BOYES, 2003).

Conforme mencionado anteriormente, *Ruge* simplificou o projeto de *Simmons*, o que tornou a sensibilidade e versatilidade do sensor muito maior. Porém, mesmo nos extensômetros atuais, a variação da resistência elétrica com a deformação é muito pequena e inviabiliza o uso do sensor isolado. Para contornar esse problema, utiliza-se o extensômetro como parte de um circuito em ponte de *Wheatstone*, conforme ilustra a Figura 20 (CIONE, 2012; HOFFMANN, 1989).

Figura 20 - Configuração de ligação de *strain gage* em 1/4 de ponte. E1 = Extensômetro. R2 = R3 = R4 = Resistências fixas, V<sub>o</sub> = Tensão de saída, V<sub>s</sub> = Tensão de entrada.



Fonte: Adaptado de HOFFMANN, 1989.

Neste caso, o circuito é formado por três resistências conhecidas mais o *strain gage* conectado em um dos braços da ponte. A ponte é alimentada nos pontos 2 e 3 por uma fonte de energia que fornece tensão constante (V<sub>s</sub>). Como saída tem-se a diferença de potencial entre os pontos 1 e 4 (V<sub>o</sub>). Quando o extensômetro sofre uma deformação, sua resistência elétrica E1 varia e desestabiliza a ponte gerando uma tensão de saída. Como as resistências de R2, R3 e R4 são conhecidas, é possível determinar a variação de resistência sofrida pela deformação aplicada no *strain gage* (HOFFMANN, 1989).

A ligação mostrada na Figura 20 representa a configuração de ligação chamada de um quarto de ponte pois apenas um dos quatro braços da ponte está ligado a um *strain gage*. Considerando que a variação de cada resistência é muito menor que sua resistência nominal, a formulação do circuito pode ser representada pelas Equações 3 a 5 (HOFFMANN, 1989).

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta E_1}{E_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (3)$$

Mas neste caso:

$$\Delta R_2 = \Delta R_3 = \Delta R_4 = 0 \quad (4)$$

Portanto:

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta E_1}{E_1} \right) \quad (5)$$

A relação entre a resistência " $E$ " e a deformação " $\varepsilon$ " pode ser descrita da seguinte forma:

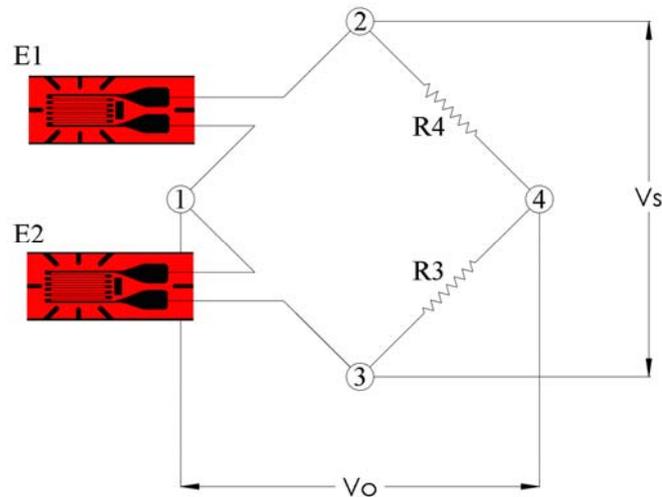
$$\frac{\Delta E}{E} = k \cdot \varepsilon \quad (6)$$

Onde " $k$ " representa um fator de correção (*gage fator*) do *strain gage*, que leva em consideração as características do material da grade. Grande parte dos extensômetros metálicos comerciais possuem  $k \approx 2$ . Desta forma, pode-se simplificar a Equação 5 e colocá-la em termos da deformação:

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1) \quad (7)$$

Existem outros tipos de ligação como, por exemplo, circuito em meia ponte e em ponte completa. No circuito em meia ponte, dois braços adjacentes da ponte são compostos por extensômetros, como mostra a Figura 21 (BOYES, 2003; HOFFMANN, 1989).

Figura 21 - Configuração de ligação de *strain gages* em 1/2 ponte. E1 = E2 = Extensômetro. R3 = R4 = Resistências fixas,  $V_o$  = Tensão de saída,  $V_s$  = Tensão de entrada.



Fonte: Adaptado de HOFFMANN, 1989.

Utilizando as Equações 8 e 9 para o caso acima é possível obter a deformação percebida pelos sensores E1 e E2:

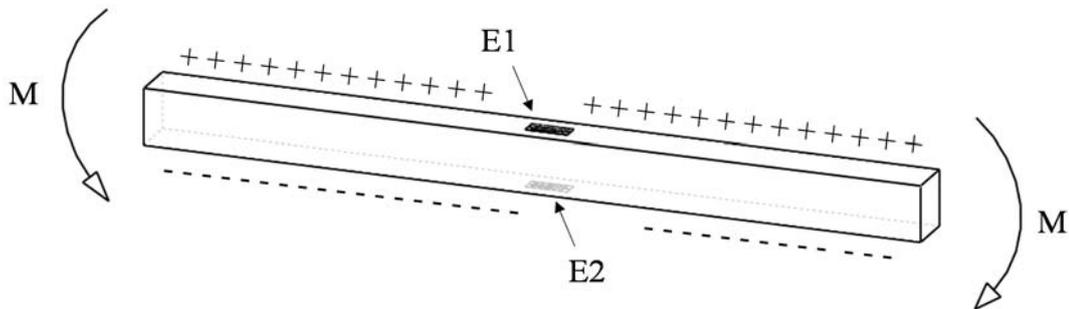
$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta E_1}{E_1} - \frac{\Delta E_2}{E_2} \right) \quad (8)$$

Ou:

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \quad (9)$$

Uma das vantagens deste tipo de ligação é a amplificação do sinal em algumas aplicações. No caso de uma viga que sofre um esforço puro de flexão, por exemplo, pode-se instalar um *strain gage* na face onde há esforço trativo e outro simetricamente posicionado na face onde os esforços são de compressão (ver Figura 22) (HOFFMANN, 1989; POPOV, 2000).

Figura 22 - Viga instrumentada no centro em configuração de 1/2 ponte com momentos aplicados às suas extremidades. E1 = E2 = Extensômetro, M = Momento fletor.



Fonte: O autor.

As deformações em E1 e E2 tem o mesmo módulo, porém, sentidos opostos:

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \varepsilon \quad (10)$$

Substituindo a Equação 10 na Equação 9 tem-se:

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} (2\varepsilon) \quad (11)$$

Assim, amplifica-se o sinal em até duas vezes ao se utilizar a configuração de meia ponte, dependendo da aplicação.

Outra vantagem da ligação em meia ponte é que, devido à subtração das deformações de braços adjacentes da ponte de *Wheatstone* os efeitos de dilatação/contração pela variação térmica são cancelados. Analisando o caso da Figura 22, supondo que haja uma variação de temperatura positiva, a deformação lida pelos *strain gages* será a deformação imposta pelo momento aplicado somada à deformação imposta pela dilatação térmica (HOFFMANN, 1989):

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_1 + \varepsilon_{Dilatação} = -\varepsilon_2 + \varepsilon_{Dilatação} \quad (12)$$

Sendo “ $\varepsilon_{Dilatação}$ ” a deformação devido aos efeitos térmicos.

Substituindo (12) em (9):

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 + \varepsilon_{Dilatação} - (-\varepsilon_2 + \varepsilon_{Dilatação})) \quad (13)$$

$$\frac{V_o}{V_s} = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 + \varepsilon_{Dilatação} + \varepsilon_2 - \varepsilon_{Dilatação}) \quad (14)$$

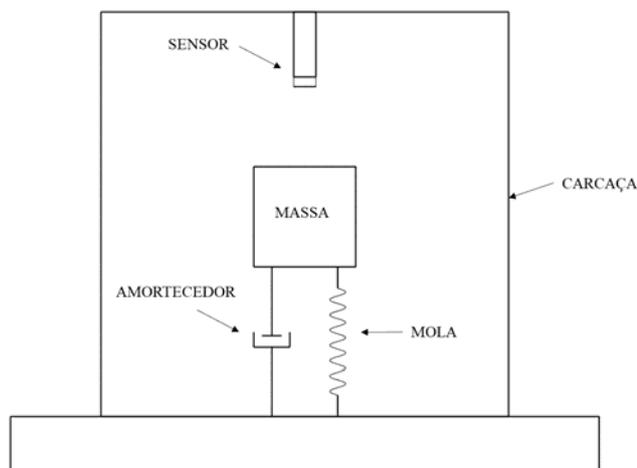
No circuito em ponte completa substituem-se todos os resistores da ponte de *Wheatstone* por *strain gages*. Essa configuração é usualmente utilizada na fabricação de células de carga. Neste caso, a instalação dos sensores é feita de tal forma que todos os sinais da ponte se somam, obtendo-se assim, um sinal amplificado em quatro vezes. Além disso, os efeitos térmicos podem ser eliminados da mesma maneira que na configuração de meia ponte (BOYES, 2003; CIONE, 2012).

Contudo, esses sensores requerem mão de obra altamente qualificada para instalação. A superfície deve ser preparada rigorosamente para que o extensômetro seja colado e obtenha a fixação máxima na peça a qual deseja-se obter a leitura de deformação. Além disso, o sensor deve estar perfeitamente alinhado ao sentido de leitura desejado para obtenção dos valores corretos de deformação. Sua utilização no teste de fadiga por ressonância pode apresentar alguns problemas como, por exemplo, descolamento do sensor, interferência elétrica e rompimento dos cabos por fadiga. Outro fator que deve ser levado em consideração é o tempo de instalação devido ao preparo da superfície, além de ser necessário a conexão por intermédio de soldas de estanho. Dessa forma, surge a ideia de instalar sensores de aceleração juntamente com os extensômetros, monitorar os níveis de deformação e aceleração durante o teste e estabelecer uma relação entre eles. Assim, o sistema de controle do teste pode ser substituído de controle por deformação para controle por aceleração. As vantagens dessa mudança estão basicamente na instalação dos acelerômetros, que requer pouco preparo da superfície, além dos sensores não sofrerem interferência elétrica significativa e não necessitarem de soldas para sua conexão ao condicionador de sinais.

### 3.10. ACELERÔMETROS

Acelerômetros são sensores capazes de captar a aceleração de um corpo mediante a esforços inerciais. Podem ser aplicados para perceber inclinações, vibrações ou impacto. A construção elementar de um acelerômetro pode ser vista na Figura 23 (TOMCZYK, 2016).

Figura 23 - Princípio de funcionamento de um acelerômetro de massa sísmica.



Fonte: Adaptado de WEBSTER, 1999.

À base do sensor é acoplada uma mola ligada a uma massa chamada de massa sísmica ou massa de prova. Utiliza-se, também, um amortecedor ligado à massa de prova para auxiliar na estabilização do sistema e evitar que este entre em ressonância. Quando o sensor é afastado do seu ponto de equilíbrio, ou seja, quando há uma variação de velocidade agindo sobre ele, a massa sísmica sofrerá essa aceleração e a transmitirá em forma de força, conforme a segunda lei de *Newton* ( $F = m \cdot a$ ), causando deflexão na mola e no amortecedor. Essa deflexão então é medida por um sensor e transformada em sinal elétrico (KANNAN, 2008; NORTHROP, 2005; TOMCZYK, 2016; WEBSTER, 1999).

A configuração apresentada acima demonstra o princípio básico de funcionamento de um acelerômetro de massa sísmica (NORTHROP, 2005). Entretanto, existem outros tipos de acelerômetros como, por exemplo, capacitivo, piezoresistivo, piezoelétrico, entre outros.

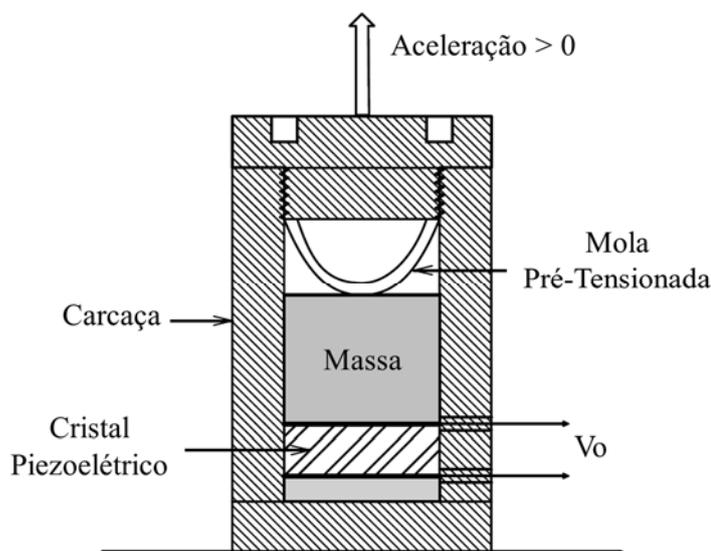
Acelerômetros capacitivos tem esse nome pois sua estrutura interna é composta por um sistema de placas paralelas, assemelhando-se a um capacitor. Quando o acelerômetro sofre uma aceleração, a inércia do sistema provoca uma alteração na abertura entre as placas, levando a uma variação na capacitância do sistema (BAO, 2000).

O segundo grupo de sensores utiliza a propriedade piezoresistiva de certos materiais como forma de captar a aceleração do sistema. Sua construção pode ser, por exemplo, em forma de viga em balanço com uma massa de prova em uma de suas extremidades. Como parte de sua composição, utiliza-se um material piezoresistivo (silício e germânio, por exemplo) ligado à uma ponte de *Wheatstone*. A aplicação de uma aceleração ao sensor provocará um efeito

inercial na viga que sofrerá uma pequena deformação. Essa pequena deformação altera a resistência elétrica do material piezoresistivo, o que desbalanceia o circuito elétrico, gerando uma tensão de saída proporcional ao efeito da aceleração (BAO, 2000; PATSKO, 2006).

O fenômeno da piezoelectricidade pode ser descrito como a capacidade de um material gerar uma carga elétrica ao ser submetido a um esforço mecânico. A reação inversa também ocorre: a aplicação de um campo elétrico provocará uma deformação nesses materiais. Este efeito deve-se à disposição cristalina de certos materiais como por exemplo o quartzo, o titanato de bário e o titanato zirconato de chumbo (NORTHROP, 2005; WEBSTER, 1999). Essa propriedade pode ser utilizada na fabricação de diversos sensores (WEBSTER, 1999). Em alguns tipos de acelerômetro, a configuração massa-mola-amortecedor da Figura 23 é substituída por um sistema mola-massa-cristal piezoelétrico, originando um acelerômetro piezoelétrico, que comporta um mecanismo de funcionamento similar ao acelerômetro elementar (ver Figura 24) (NORTHROP, 2005).

Figura 24 - Princípio de funcionamento de um acelerômetro piezoelétrico.  $V_o$  = Tensão de saída.



Fonte: adaptado de (NORTHROP, 2005).

Este sensor tem como base um cristal piezoelétrico, sobre o qual uma massa de prova é apoiada e mantida pressionada por intermédio de uma mola com elevada rigidez.

Uma das grandes vantagens desse tipo de sensor é que praticamente não há movimento relativo entre os componentes e a carcaça. Isso diminui consideravelmente erros ocasionados por deslocamentos internos excessivos e atrito (NORTHROP, 2005). Desta forma, caracterizam-se por serem transdutores pequenos e com elevadas frequências naturais, o que

significa que podem ser utilizados em altas frequências sem perder precisão (WEBSTER, 1999).

Para determinar qual acelerômetro utilizar em cada aplicação, pode-se seguir alguns passos básicos: intervalo de alcance de frequência, sensibilidade, massa e intervalo de resposta dinâmica e condições ambientais como, por exemplo, variação de temperatura.

Em termos de frequência, deve-se analisar a folha de dados/especificação técnica do sensor para verificar a faixa de frequência na qual o sensor acelerômetro possui linearidade de resposta. Em geral, tratando-se de altas frequências, pode-se dizer que um acelerômetro tem uma resposta com boa confiabilidade até um terço de frequência natural. Para baixas frequências deve-se analisar o ponto de corte dos amplificadores e se os efeitos de variação térmica podem afetar a medição (NORTHROP, 2005).

A sensibilidade do sensor deve ser determinada pelo propósito ao qual o acelerômetro será destinado. Se o objetivo for apenas detectar, por exemplo, alguma anomalia em uma determinada máquina, que gere uma aceleração diferente da habitual, pode-se utilizar um sensor com menor precisão.

Tratando-se de medições em objetos pequenos, a massa do sensor deve ser levada em consideração. O peso do acelerômetro não pode ocasionar solicitação mecânica significativa na estrutura a ser estudada. Como regra geral, pode-se utilizar acelerômetros com até um décimo da massa da peça de interesse.

Se a aplicação na qual o acelerômetro será utilizado não ultrapassar os limites superiores e inferiores de aceleração informados nas especificações técnicas a resposta dinâmica apresentará boa linearidade.

Por último, variações de temperatura, umidade, campo magnético, interferência elétrica, ruídos sonoros, etc. também devem ser considerados na seleção dos sensores (NORTHROP, 2005).

Ainda que futuramente sejam utilizados os níveis de aceleração como dados de entrada para o controle do teste de fadiga por ressonância, a estabilização dos níveis de carga continuaria sendo obtida através do sistema de controle PID.

### 3.11. CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID)

O PID é um algoritmo de controle que compara os valores de saída e entrada de um processo, obtendo assim, um erro entre essas variáveis. Este erro é utilizado para corrigir a alimentação do sistema de controle a fim de torná-lo estável e atingir o valor de saída desejado. Mais de 95% dos sistemas industriais em malha fechada utilizam controle PID em seus processos. Sua notoriedade pode ser justificada por se tratar de um método robusto, com alta eficiência e de simples aplicação (ÅSTRÖM, 2002).

De modo geral, a formulação do sistema de controle PID pode ser expressada na forma da Equação 15 (ÅSTRÖM, 2002):

$$u(t) = K \left( e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (15)$$

Onde:

$K = \text{Ganho}$

$e = \text{Erro}$

$T_i = \text{Tempo Integral}$

$T_d = \text{Tempo Derivativo}$

A função descrita acima é composta pela soma de três termos, os quais representam, respectivamente, a ação proporcional, a ação integral e a ação derivativa. A parcela proporcional do erro é utilizada para minimizá-lo, a parcela integral para zerá-lo e a parcela derivativa indica a taxa com a qual o erro varia (BAZANELLA; SILVA JÚNIOR, 2005).

A ação proporcional pode ser comparada com o momento presente, pois simplesmente multiplica o erro pelo ganho. A ação integral pode ser comparada com o passado, pois utiliza o histórico do erro para verificar a tendência do sinal. A derivativa, por sua vez, compara-se com o futuro, pois expressa a taxa de mudança e pode ser utilizada para prever o valor do sinal por extrapolação linear. Portanto, cada termo complementa o outro (ÅSTRÖM, 2002).

A estabilização do sistema pode ser atingida por intermédio do método do ponto crítico. Primeiramente, utiliza-se o sistema em malha fechada apenas com ação proporcional, zerando as parcelas integral e derivativa da Equação 15. O ganho é gradualmente aumentado até que o sistema comece a oscilar em torno do valor desejado. Dessa forma determina-se o ganho crítico

$K_c$  e o período de oscilação nesse estado, que pode ser chamado de tempo crítico  $T_c$ . A partir desse ponto, os valores de tempo integral  $T_i$  e tempo derivativo  $T_d$  podem ser ajustados para o controle PID seguindo as relações abaixo (CAMPESTRINI, 2006):

$$K = 0,6.K_c \quad (16)$$

$$T_i = 0,5.T_c \quad (17)$$

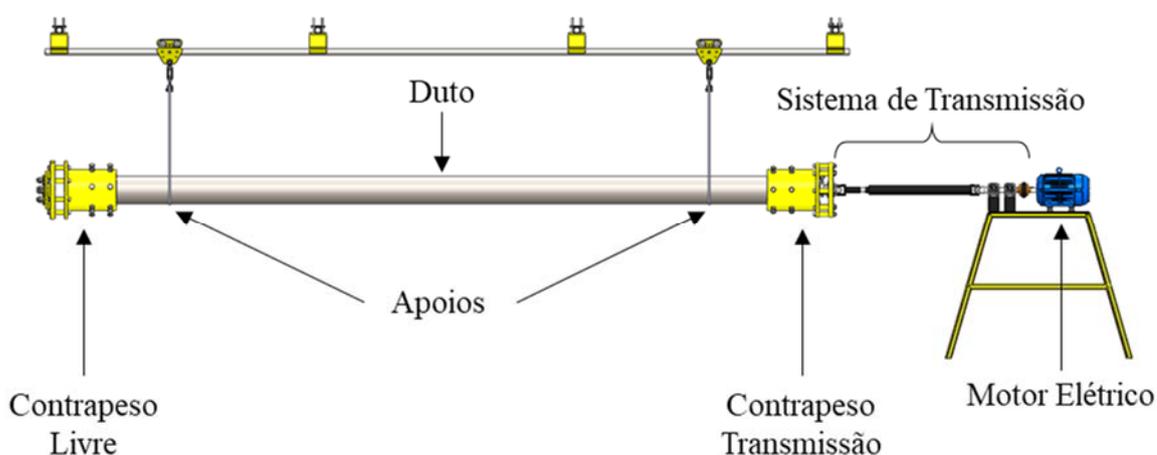
$$T_d = 0,125.T_c \quad (18)$$

## 4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 4.1. MÁQUINA DE TESTES

No presente trabalho, os testes foram realizados utilizando uma máquina de fadiga por ressonância, desenvolvida no Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF) por PINTO et al. (2015), patenteada sob registro BR1020150081979 (MOSQUEN et al., 2015). A bancada foi construída nos moldes clássicos dos equipamentos de testes por ressonância. Sua estrutura pode ser vista na Figura 25.

Figura 25 - Bancada de ensaio de fadiga por ressonância.

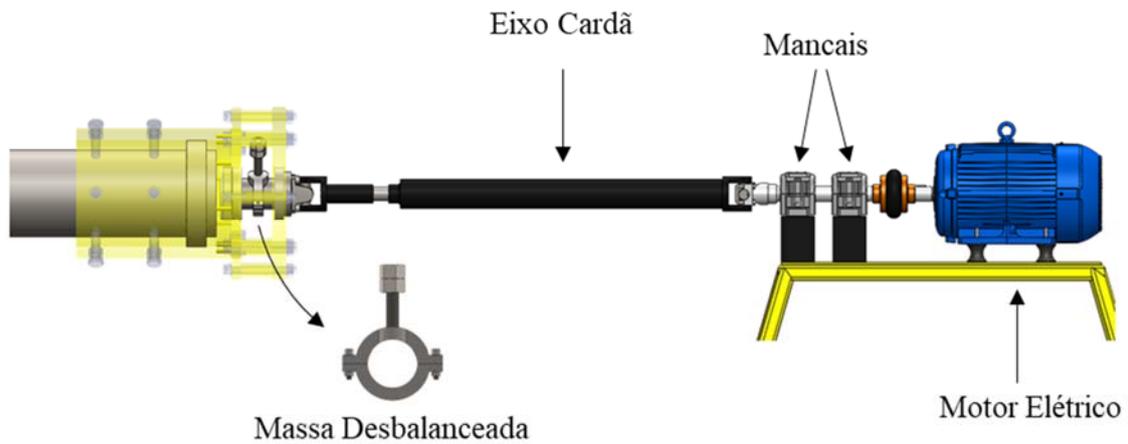


Fonte: O autor.

O duto é apoiado em dois pontos, geralmente equidistantes do centro e, em suas extremidades, são instalados contrapesos, que tem por objetivo principal diminuir a frequência de ressonância da amostra. Em um dos contrapesos existem dois mancais, por onde passa um eixo no qual uma massa desbalanceada é fixada. Desta forma o conjunto pode girar livremente sem produzir efeitos rotacionais na amostra. No eixo da massa excêntrica é acoplada uma junta universal, responsável por minimizar efeitos de assimetria entre os posicionamentos da amostra e do sistema de acionamento da máquina. O eixo cardã é, então, ligado a um eixo que passa por dois mancais a fim de manter a transmissão pura de rotação e evitar transmissão de movimentos laterais. Por fim, este eixo é ligado a um motor elétrico<sup>1</sup>. O sistema de transmissão descrito acima é detalhado a seguir (Figura 26).

<sup>1</sup> Motor elétrico trifásico de 15 HP de potência.

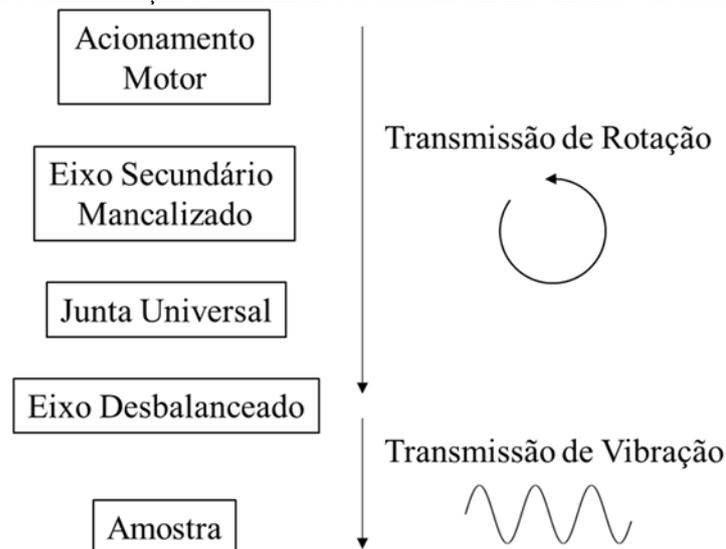
Figura 26 - Detalhamento do sistema de transmissão da máquina de fadiga por ressonância.



Fonte: O autor.

A sequência de funcionamento da máquina ocorre em ordem inversa: o motor elétrico é acionado e transmite a rotação a um eixo secundário que mantém a rotação pura do motor. Este eixo transmite o movimento ao eixo da massa excêntrica por intermédio de uma junta universal. A massa excêntrica começa a rotacionar em torno do eixo. Devido à característica geométrica deste conjunto, o aumento da velocidade de rotação provoca vibração no sistema, a qual é transmitida diretamente à amostra. A Figura 27 esquematiza a transformação pura do movimento rotacional em vibração.

Figura 27 - Esquema de transformação de movimento rotacional em movimento vibratório.

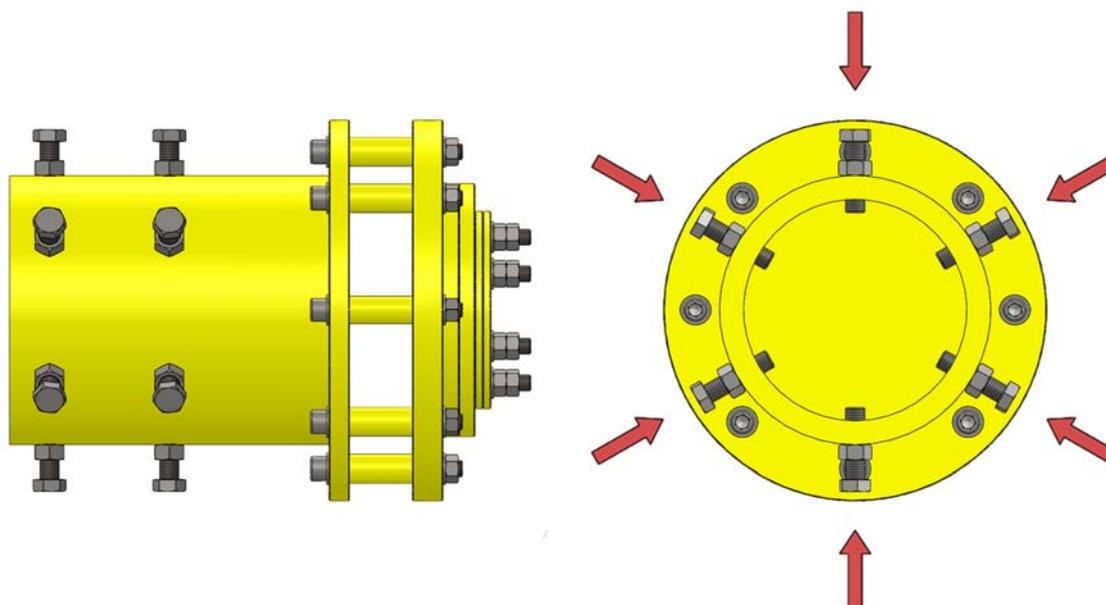


Fonte: O autor.

#### 4.1.1. Contrapesos

Os contrapesos livre e de transmissão, posicionados nas extremidades do duto, possuem massa de 245 kg e 220 kg, respectivamente. Estes são alinhados à amostra por um sistema de centralização composto por dois conjuntos de seis parafusos igualmente espaçados ao redor do contrapeso. O conjunto pode ser visto na Figura 28.

Figura 28 - Exemplificação do sistema de alinhamento dos contrapesos.



Fonte: O autor.

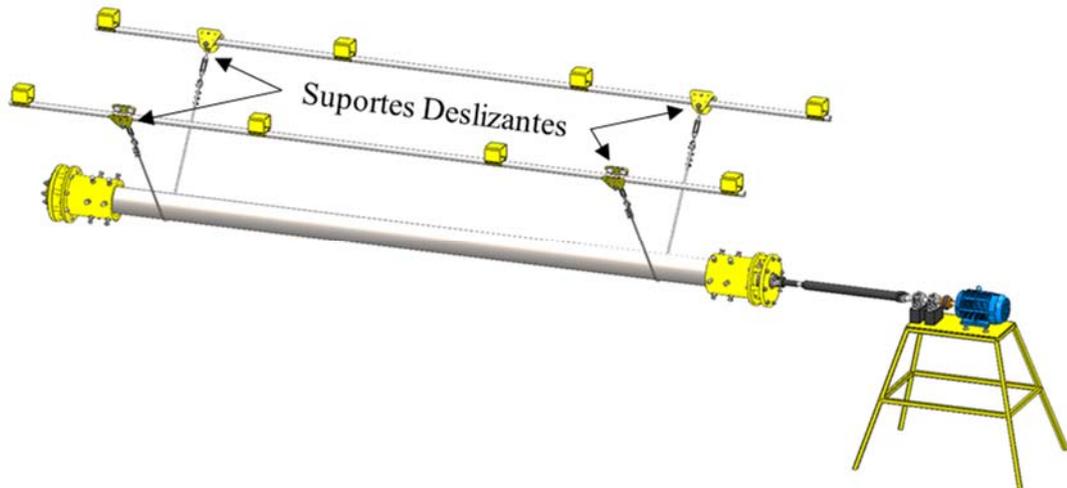
A concentricidade é obtida ajustando-se os parafusos circunferencialmente espaçados, enquanto que o nivelamento se dá através da correta regulagem entre os dois conjuntos de parafusos de cada contrapeso.

#### 4.1.2. Apoios

O grande diferencial da máquina de testes comissionada no Laboratório de Metalurgia Física (PINTO et al., 2015) são os apoios da amostra. Neste projeto, dois cabos de aço são responsáveis pela sustentação do corpo de prova. Estes cabos estão ligados a carros mecânicos (troles) que permitem o deslizamento durante o teste. Conforme a frequência de rotação se eleva, a amostra começa a vibrar. A composição do primeiro modo vibratório de um duto estabelece dois nós de vibração, os quais caracterizam-se por apresentarem deslocamentos radiais nulos (ver Subcapítulo 3.8 TESTE DE FADIGA POR RESSONÂNCIA). Caso o tubo não esteja adequadamente posicionado sobre os nós de vibração, a composição dos pequenos

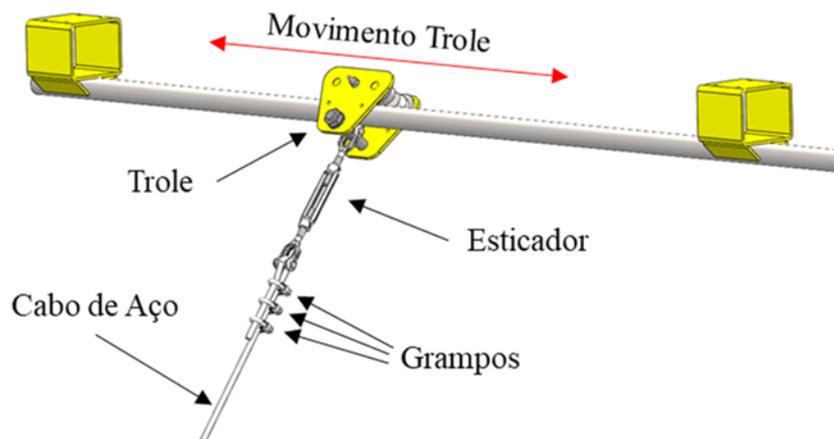
esforços presentes fora da região de deslocamento nulo tendem a impulsionar a amostra para a posição de equilíbrio. Como os apoios são livres para deslizar, ocorre o ajuste automático dos apoios na posição dos nós de vibração da amostra (MOSQUEN et al., 2015). A Figura 29 mostra uma visão geral da bancada indicando o sistema de suportes deslizantes e a Figura 30 detalha o mecanismo descrito acima.

Figura 29 - Suportes deslizantes da máquina de fadiga por ressonância.



Fonte: O autor.

Figura 30 - Detalhamento do mecanismo de suporte deslizante da máquina de fadiga por ressonância.



Fonte: O autor.

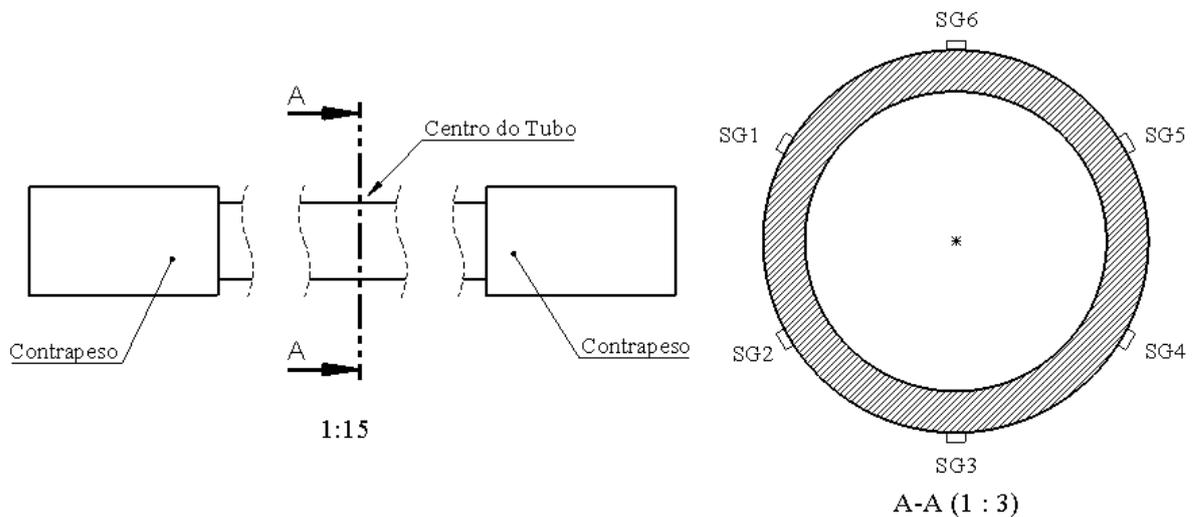
#### 4.1.3. Descrição do Sistema de Controle Atual

Atualmente, a bancada de testes utilizada no LAMEF possui um sistema de controle de teste baseado em deformações. Para tal, admite-se a perfeita simetria da amostra na bancada, a

transmissão ideal de movimento e o efeito dos contrapesos igual no lado livre e no lado de acoplamento com o motor. Assim, pode-se dizer que a amplitude máxima do movimento se concentra ao centro do tubo. Por conseguinte, as tensões e deformações máximas se darão nesta região.

Isto posto, seis extensômetros<sup>2</sup> são instalados com espaçamento igual ao longo da circunferência da amostra, na região central. Estes sensores são divididos em três pares, onde cada qual representa uma configuração em meia ponte. A Figura 31 apresenta a configuração de instalação dos *strain gages* centrais.

Figura 31 - Disposição dos extensômetros de controle no centro da amostra. SG = *Strain Gage*.



Fonte: O autor.

Considerando que o tubo é uma viga que recebe esforços ao longo de seu comprimento, obtendo modo flexural simétrico, pode-se dizer que pontos diametralmente opostos ao longo da circunferência do corpo de prova apresentam esforços de igual módulo, porém com sentidos opostos. Para este caso, a configuração em meia ponte auxilia na amplificação do sinal, além de eliminar efeitos térmicos no sistema. Esta característica foi apresentada no Item 3.9 EXTENSÔMETROS.

A relação entre a tensão e a deformação é obtida por intermédio da lei de Hooke (POPOV, 2000):

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (19)$$

<sup>2</sup> Todos os extensômetros utilizados neste estudo são extensômetros uniaxiais de resistência elétrica de 120  $\Omega$  com compensação de temperatura para aplicação em aços, da marca Kyowa.

Onde:

$\varepsilon = \text{Deformação}$

$\sigma = \text{Tensão}$

$E = \text{Módulo de elasticidade do material}$

Assim, é possível saber qual o nível de deformação ao qual o duto deve ser submetido para que apresente a tensão desejada na região de interesse.

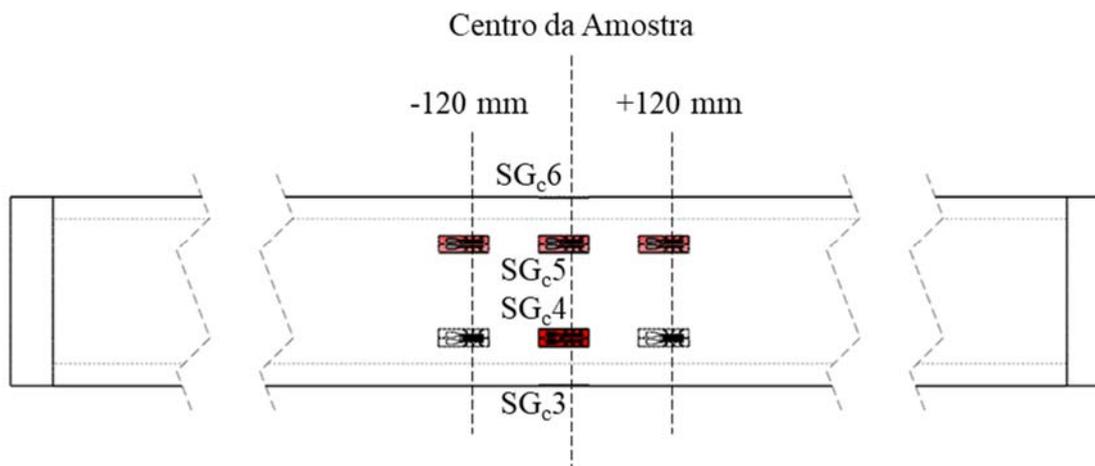
Os dados de deformação lidos são enviados em tempo real a um condicionador de sinais<sup>3</sup> que possui um módulo de controle PID. Um valor alvo de deformação média é determinado e inserido no sistema. Ao ligar o sistema de controle, com um ganho baixo, o motor começa a operar. Conforme a frequência é aumentada, a excentricidade da massa desbalanceada provoca vibração no duto. O ganho é, então, incrementado gradualmente até que a rotação do motor seja suficiente para produzir a deformação desejada no centro do tubo. A partir desse ponto, haverá oscilação da rotação e conseqüentemente da deformação em torno do valor de deformação alvo. Portanto, conforme apresentado no Item 3.11 CONTROLE PROPORCIONAL INTEGRAL DERIVATIVO (PID), os valores de tempo integral e derivativo são ajustados para que haja estabilização do nível médio de deformação na região central da amostra. Os ajustes do sistema se dão através da comparação entre o valor alvo de deformação e a média aritmética entre os sinais de deformação obtidos pelos três pares de extensômetros ao longo de um ciclo completo. Este sistema pode apresentar diferença entre a deformação lida por cada sensor e a média das deformações de até 15%.

Quatro *strain gages* adicionais são utilizados para verificar se a carga máxima durante o teste se localiza ao centro da amostra. Os sensores são divididos em dois pares diametralmente opostos. Cada par contempla um sensor alinhado a um extensômetro central, defasado em +120 mm e outro em -120 mm ao longo do comprimento do duto. A Figura 32 mostra o posicionamento desses extensômetros.

---

<sup>3</sup> Condicionador de sinais modelo PMX da marca HBM.

Figura 32 - Disposição dos sensores de verificação de centralização. SG<sub>C</sub> = *Strain Gage* de Controle. Observação: os extensômetros não estão em escala.



Fonte: O autor.

Em grande parte dos testes executados, a amostra é preenchida com água para que sua frequência natural seja reduzida. Também, é usual aplicar pressão internamente na tubulação para que a média entre os carregamentos máximos e mínimos aumente e para detectar falhas. Quando um defeito é produzido e propagado entre as paredes interna e externa da amostra, há um decaimento da pressão pelo vazamento do fluido interno por essa região. Este é um indício que há uma trinca passante e que a tubulação atingiu seu limite de ciclos.

A pressão é medida por intermédio de uma célula de pressão<sup>4</sup> posicionada próxima a um dos nós de vibração da amostra, para que haja o mínimo de oscilação possível durante o teste. Este sensor é ligado juntamente ao sistema de controle do teste.

É comum que a pressão varie ao longo do dia em virtude da variação térmica. Contudo, se essa variação ultrapassar  $\pm 10\%$  o teste é automaticamente interrompido pelo sistema, pois existe grandes chances de a amostra apresentar uma trinca passante. Assim, é realizada uma inspeção na amostra para verificar vazamentos.

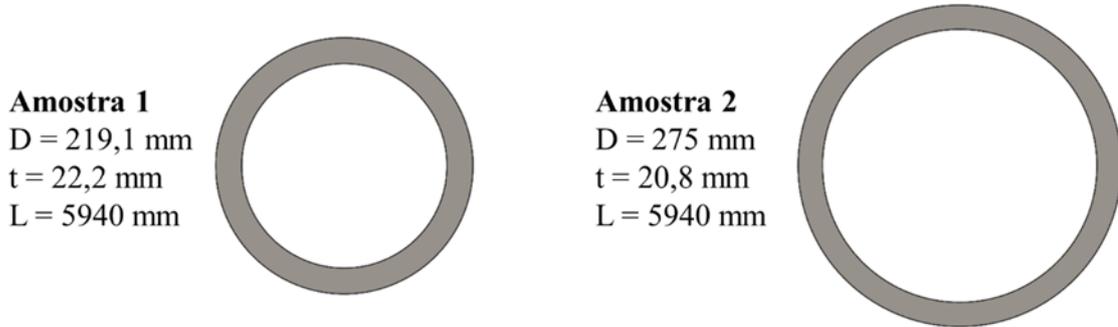
#### 4.2. DETERMINAÇÃO DAS AMOSTRAS A SEREM ENSAIADAS

Para realização dos testes, foram utilizados dois diâmetros diferentes de dutos, conforme disponibilidade de amostras no Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF). No primeiro teste, uma seção de duto sem costura, de aço API X-65, com diâmetro externo “D” de 219,1 mm, espessura de parede “t” de 22,2 mm e comprimento “L” de 5940 mm foi submetida ao teste. O

<sup>4</sup> Célula de pressão da marca Huba Control, modelo 511.

segundo teste foi realizado com uma amostra de duto sem costura, de aço API X-65, com diâmetro externo de 275 mm, espessura de parede de 20,8 mm e comprimento de 5940 mm. A Figura 33 exemplifica as dimensões das amostras lado a lado.

Figura 33 - Geometrias das amostras testadas. D = Diâmetro externo, t = Espessura, L = Comprimento.



Fonte: O autor.

#### 4.3. ESTIMATIVA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS DE CADA AMOSTRA

BERTINI et al. (2008) apresentaram uma formulação matemática para determinação das frequências de ressonância de amostras em teste de fadiga por ressonância, considerando massas extras acopladas às extremidades da amostra como condição de contorno. As frequências naturais do sistema são representadas pelos zeros da equação característica (21).

$$\chi^2 = \omega \sqrt{\frac{\rho A}{EJ}} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} & \cosh(\chi L) \left( \cos(\chi L) - 2 \frac{m_f}{m} (\chi L) \operatorname{sen}(\chi L) \right) \\ & - 2 \frac{m_f}{m} \left( \frac{L m_f}{EJ} \sqrt{\frac{EJ}{\rho A}} \omega \operatorname{sen}(\chi L) - (\chi L) \cos(\chi L) \right) \operatorname{senh}(\chi L) - 1 = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

Onde:

$\chi$  = Frequência de comprimento

$L$  = Comprimento da amostra

$m_f$  = Massa de cada contrapeso

$m$  = Massa da amostra

$E =$  Módulo de elasticidade do material do duto

$J =$  Momento polar de inércia da seção transversal do duto

$\rho =$  Densidade do material do duto

$A =$  Área da seção transversal do duto

Desta forma foi possível estimar a frequência natural de cada amostra, considerando a aplicação de um contrapeso em cada extremidade.

Adicionalmente, os conjuntos tubo-contrapesos foram modelados em *software* de desenho assistido por computador (CAD – *Computer Aided Design*) e inseridos em um *software* de engenharia assistida por computador (CAE – *Computer Aided Engineering*). Logo, foi possível realizar uma análise modal pelo método dos elementos finitos em cada amostra. Como resultado, foi possível obter as frequências naturais para cada duto e comparar com os resultados obtidos pelo método analítico. Além disso, a análise modal origina informações a respeito dos modos de vibração do sistema. Portanto, as configurações deformadas dos tubos puderam ser analisadas e os nós de vibração estimados.

Este estudo inicial é de suma importância para a configuração do teste. Através dele, pode-se ter uma estimativa das frequências necessárias para a realização dos testes e da posição dos nós de vibração. Assim, caso a frequência de ressonância da amostra se mostre superior à capacidade do equipamento, é possível tomar uma ação preventiva de forma a adequar a máquina à realização do ensaio. Uma maneira simples de corrigir um problema de sobrefrequência é adicionar massa aos contrapesos, o que implica na redução da frequência natural do conjunto. A predição da posição dos nós também é essencial para que a amostra possa ser suportada por esses pontos, evitando o máximo possível de transferência de carga, originada pela movimentação do duto durante o teste, para a bancada. Este é um dos principais motivos pelo qual a bancada de fadiga por ressonância se destaca por ser menos robusta que as demais bancadas de testes de tubulações em escala real.

#### 4.4. MODELAGEM DO TESTE EM ELEMENTOS FINITOS

Três modelos numéricos representando o teste de fadiga por ressonância para cada amostra foram desenvolvidos. Cada um utiliza uma abordagem diferente e, portanto, foi possível comparar os resultados obtidos entre estas. Todas as simulações consideram a

geometria exata das amostras, o posicionamento dos contrapesos e os esforços originados pela rotação da massa excêntrica.

A primeira abordagem foi realizada pelo *software Abaqus*. Neste modelo, partiu-se da geometria da amostra já com os contrapesos instalados e foi realizada uma análise modal para a verificação da frequência de ressonância da amostra. O carregamento imposto pela massa excêntrica foi calculado relacionando a frequência de rotação com a força centrípeta:

$$\omega = 2. \pi. f \quad (22)$$

Onde:

$\omega =$  Frequencia de rotação em rad/s

$f =$  Frequência de rotação em Hz

$$v_t = \omega. R \quad (23)$$

Onde:

$v_t =$  Velocidade tangencial da massa excêntrica

$R =$  Raio de giro da massa excêntrica

Assim, calcula-se a aceleração centrípeta  $a_c$ :

$$a_c = \frac{v_t^2}{R} \quad (24)$$

Pela segunda lei de Newton:

$$F_c = m_e. a_c \quad (25)$$

Sendo  $F_c$  a força centrípeta e  $m_e$  a massa excêntrica.

Substituindo 22 em 23, 23 em 24 e 24 em 25:

$$F_c = m_e. \frac{v_t^2}{R} = m_e. \frac{(\omega. R)^2}{R} = m_e. \omega. R = m_e. (2. \pi. f)^2. R = 4. m_e. R. (\pi. f)^2 \quad (26)$$

Por fim, tem-se a:

$$F_c = 4. m_e. R. (\pi. f)^2 \quad (27)$$

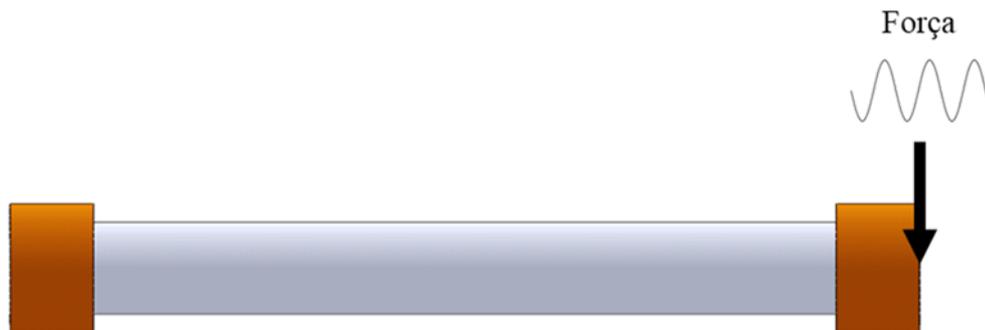
Portanto, para cada frequência de rotação da massa excêntrica existe uma força centrípeta associada, uma vez que a massa e o raio de giro são constantes.

Para simular a configuração do teste, foi realizada uma simplificação, onde o *software* utiliza os dados de massa, amortecimento e matriz de rigidez do sistema para calcular a resposta harmônica em regime estacionário.

Neste módulo, determinam-se as frequências nas quais se deseja obter a resposta harmônica. Porém, como visto acima, no presente estudo existe uma relação direta entre carga e frequência, pois a medida que a massa excêntrica aumenta sua velocidade de rotação, a força centrípeta também aumenta.

Assim, foram definidos alguns valores de frequência a serem testados para cada amostra em termos de suas frequências naturais calculadas anteriormente por cálculo analítico e pela própria simulação numérica e, então, foi feita uma simulação para cada frequência desejada. Entre uma simulação e outra da mesma amostra, os parâmetros se mantêm constantes, exceto pela frequência de teste e pela força aplicada à extremidade do duto. A carga foi modelada como sendo uma força aplicada verticalmente para baixo na extremidade do duto que é ligada ao motor elétrico, conforme ilustra a Figura 34.

Figura 34 - Esquema de aplicação da excitação harmônica na primeira simulação por elementos finitos.

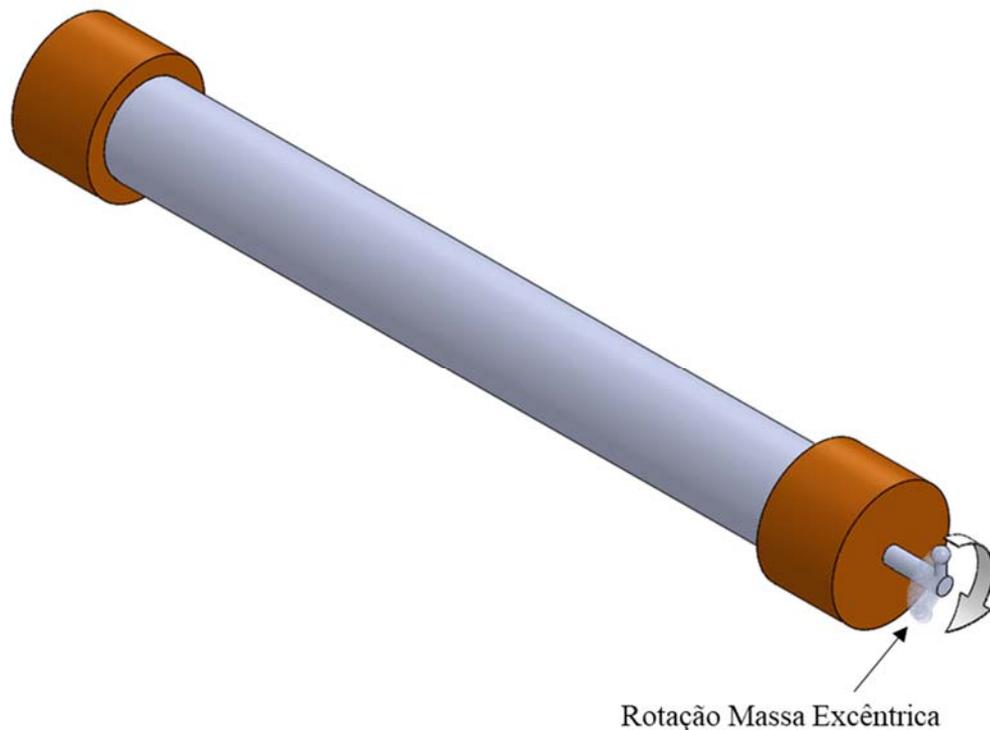


Fonte: O autor.

Partindo-se da relação  $\omega/\omega_n = 0,9400$  até  $\omega/\omega_n = 0,9987$  a força correspondente a cada nível de frequência foi calculada pela Equação 27 e aplicada. Como resultado, foi obtida uma simulação contendo a resposta harmônica para cada frequência de teste. Esses dados contemplam os valores dos níveis de deformação e aceleração na região central do tubo. Por fim, foi possível estabelecer uma correlação entre a aceleração e a deformação nesta região e comparar com os resultados obtidos nos testes experimentais.

O segundo modelo contemplou duas etapas. A primeira seguiu exatamente os passos do primeiro modelo, porém foi desenvolvido no *software Ansys* para fins de comparação entre os dois métodos numéricos. A segunda etapa, também desenvolvida no *software Ansys* possui caráter mais realista, onde se partiu para uma análise dinâmica, mantendo a mesma modelagem geométrica do duto com os contrapesos. A diferença deste modelo é o método de aplicação de carga, já que no modelo anterior se utilizou uma força unidirecional pré-estabelecida, aplicada a uma determinada frequência. Nessa abordagem mais completa, a massa excêntrica foi modelada e acoplada a uma das extremidades do duto. Como condição de contorno foi empregada uma rotação no eixo da massa excêntrica, produzindo os efeitos inerciais como acontece no teste experimental. A simulação foi configurada para produzir resultados em uma faixa de frequência iniciando em frequências um pouco menores até frequências um pouco maiores que a frequência natural da amostra. A Figura 35 exemplifica a configuração do modelo dinâmico completo executado no *software Ansys*.

Figura 35 - Aplicação de carga no modelo dinâmico.



Fonte: O autor.

Todos os modelos foram executados considerando as amostras 1 e 2, com e sem preenchimento por água. Desta forma, quatro simulações numéricas foram realizadas para cada abordagem citada acima, totalizando doze simulações.

Nos modelos apresentados, apenas o regime elástico do material do duto foi considerado, uma vez que as tensões máximas não devem atingir o limite de escoamento para os testes executados neste estudo. A água foi modelada de maneira simplificada como sendo um corpo sólido com módulo de elasticidade desprezível e os contrapesos como pontos inerciais de massa. Em relação às condições de contorno, o duto ficou livre para vibrar conforme excitação imposta, possibilitando assim a determinação das posições dos nós de vibração. Apesar de os modelos apresentarem praticamente as mesmas características mesmo em *softwares* distintos, uma das principais diferenças está na malha. Enquanto a malha utilizada no *Abaqus* é composta em sua totalidade por elementos hexaédricos, a malha utilizada nos modelos do *Ansys* é formada por elementos tetraédricos. Esta diferença, aliada à metodologia de resolução intrínseca de cada programa, pode gerar uma certa variação entre os resultados, mesmo que os modelos tenham sido construídos da mesma maneira.

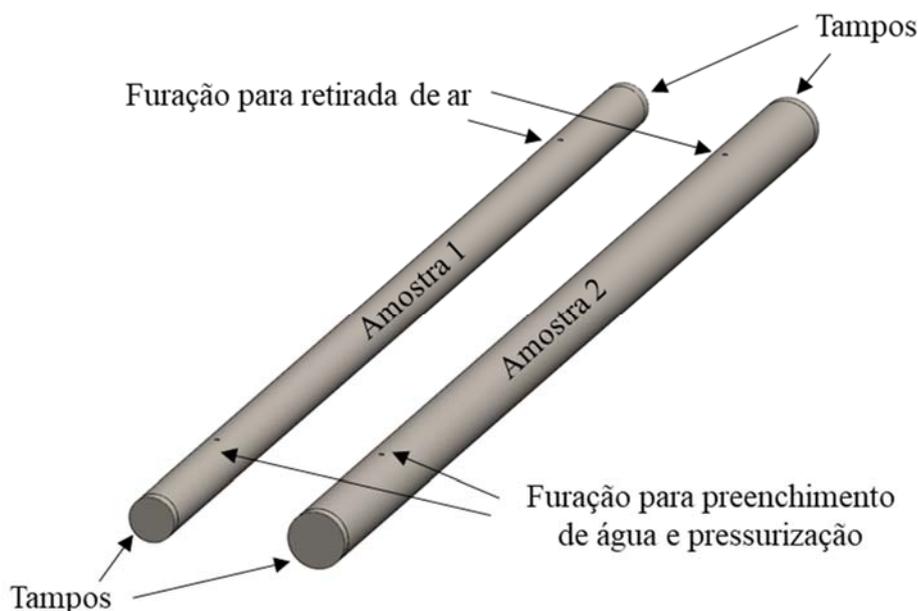
Por fim, as relações entre deformação e aceleração obtidas pelos testes experimentais foram comparadas apenas com os resultados da primeira abordagem, uma vez que o LAMEF possui somente a licença do produto *Abaqus*. Como a utilização do *Ansys* se restringiu aos recursos disponibilizados pela versão estudantil, os demais modelos serviram apenas como título de comparação entre os *softwares* e também para verificar a coerência entre os resultados provenientes dos modelos simplificados em relação aos resultados do modelo completo.

#### 4.5. PREPARAÇÃO DAS AMOSTRAS

Para execução dos testes experimentais, duas amostras, conforme descrito no Item 4.2, foram utilizadas. Em cada extremidade, foram soldados tampos de 2" de espessura de forma a tornar o tubo estanque e evitar vazamentos nos testes já que as amostras foram preenchidas com água.

Foram usinados dois furos em cada tubo, um para preencher com água e outro para saída de ar durante o preenchimento. Uma das furações foi tampada durante o teste e a outra serviu para aplicação de pressão e para conectar a célula de pressão, responsável pela medição da pressão interna do duto durante o teste. Optou-se por realizar as furações próximas aos nós de vibração pré-determinados em cada amostra, de forma que houvesse o mínimo de movimento transferido ao sensor de pressão e à mangueira durante o teste. A Figura 36 representa esquematicamente as amostras fechadas com as furações de tomada de pressão e retirada de ar.

Figura 36 - Representação do fechamento das amostras e das furações de preenchimento de água e retirada de ar.



Fonte: O autor.

#### 4.6. METODOLOGIA DE INSTRUMENTAÇÃO

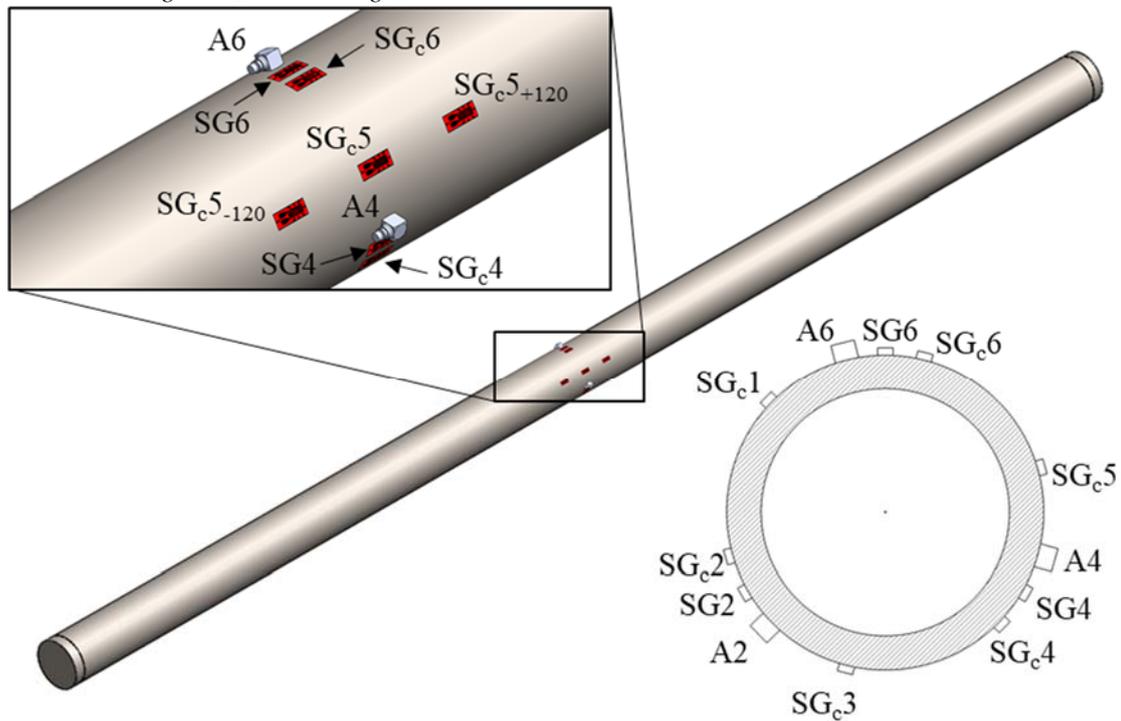
Esta seção descreve todos os sensores que foram utilizados para a execução dos testes, sejam eles responsáveis pelo controle ou apenas pela obtenção de dados experimentais. A seleção dos posicionamentos de cada transdutor também é discutida, bem como a logística de preparação da amostra para a instalação dos sensores.

Conforme abordado na Seção 4.1.3, o sistema de controle contempla seis extensômetros posicionados ao centro do tubo, espaçados igualmente em torno da circunferência, formando três pares em configuração de meia ponte e quatro extensômetros utilizados para verificação da centralização dos esforços máximos no centro do tubo. Todos os sensores de deformação utilizados neste estudo são *strain gages* uniaxiais de resistência elétrica de 120  $\Omega$  com compensação de temperatura para aplicação em aços da marca Kyowa. Além disso, o sistema de controle conta com uma célula de pressão da marca Huba Control, modelo 511, posicionada próximo a um dos nós de vibração da amostra.

O presente estudo objetiva estabelecer uma relação entre deformação e aceleração no centro do duto. Para tal, ademais dos sensores de controle do teste, três *strain gages* foram instalados na região central do duto, igualmente espaçados em torno da circunferência da amostra e 10 mm distantes dos sensores de controle mais próximos. Portanto, a defasagem entre estes sensores é de 120°. A 10 mm de cada um, para medição da aceleração, foi instalado um acelerômetro piezoelétrico, marca Endevco modelo 7259B. Cada par composto por um

extensômetro e um acelerômetro adjacente forma um conjunto. Os sinais desses conjuntos foram monitorados separadamente do sistema de controle do teste a uma frequência de 300 Hz. A disposição de todos os sensores de deformação e aceleração presentes na amostra é ilustrada na Figura 37.

Figura 37 - Disposição de todos os sensores de deformação e aceleração instalados nas amostras. A - Acelerômetro. SG - *Strain Gage*. SG<sub>c</sub> - *Strain Gage Controle*.



Fonte: O autor.

Foram utilizados três conjuntos de sensores igualmente espaçados ao redor da amostra para monitoramento da relação deformação versus aceleração para que, caso houvesse algum problema ou interferência em algum sensor, ainda seria possível obter a relação para duas posições. Ainda, obtendo esses dados em três posições distintas ao centro do tubo, foi possível verificar a presença de desalinhamentos e possíveis excentricidades no movimento da amostra.

As amostras utilizadas para os testes deste trabalho foram recebidas em um estado superficial de corrosão generalizada, como ilustra a Figura 38.

Figura 38 - Exemplo de corrosão generalizada na amostra 1.



Fonte: O autor.

Desta forma os sensores não puderam ser instalados na amostra como recebida, uma vez que tanto os extensômetros quanto os acelerômetros exigem a fixação por adesivos e/ou resinas, os quais requerem acabamento superficial e limpeza adequada da superfície para obter máxima adesão.

Portanto, foi realizada uma preparação na superfície da amostra, nas regiões de aplicação dos sensores de deformação e aceleração apresentadas na Figura 37. O primeiro passo consistiu em marcar as posições de cada sensor em cada amostra. A partir desse ponto, foram utilizadas lixas rotativas de granulometria 80# para a retirada da camada de óxido de ferro e para garantir uma uniformização da superfície em regiões que apresentaram pites de corrosão. Porém, a fixação dos extensômetros exige um acabamento superficial mais fino. Assim, foi realizado um procedimento para lixar a superfície já livre de óxido. Este procedimento consistiu em lixar a região seguindo uma sequência de lixas, partindo de uma lixa mais grosseira e finalizando com uma lixa mais fina. Utilizaram-se as lixas na seguinte ordem de granulometria: 220#, 320#, 400#. Entre uma lixa e outra, o sentido de lixamento foi defasado em 90° de forma

que a lixa seguinte apagasse as marcas deixadas pela lixa anterior. A Figura 39 ilustra a superfície da amostra após preparo para instalação dos sensores.

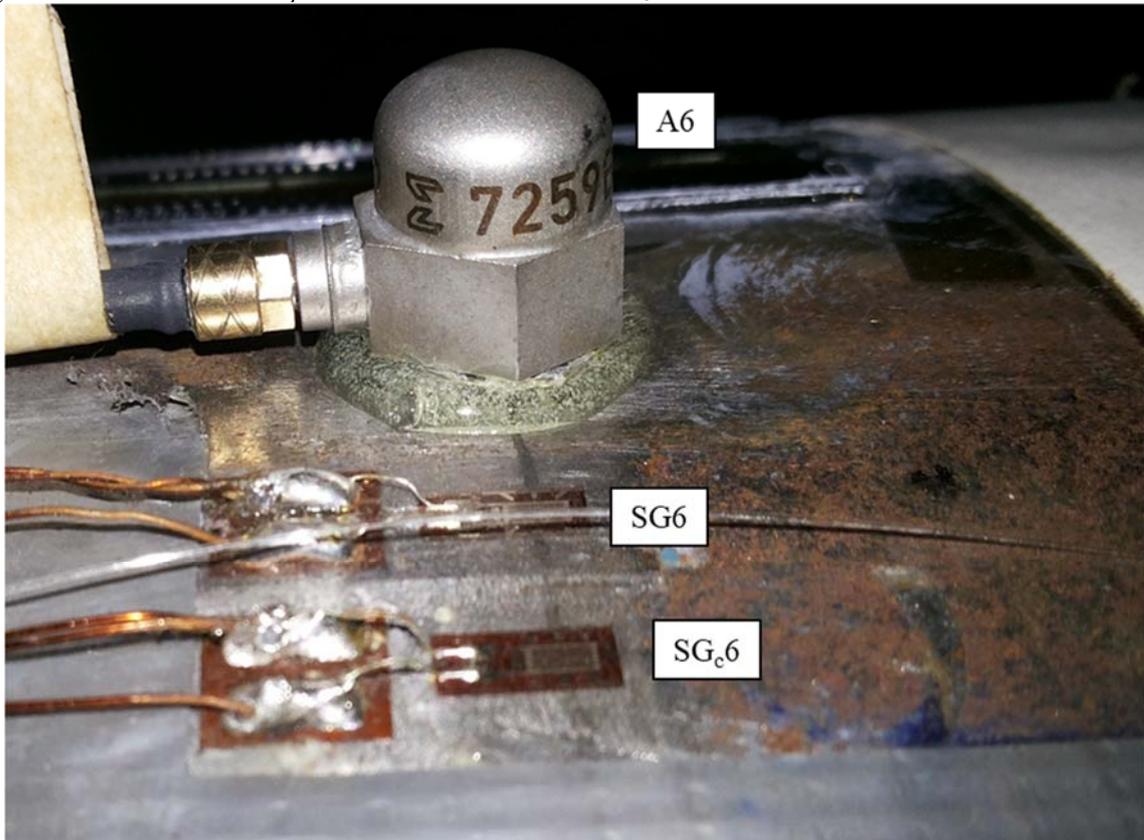
Figura 39 - Região da amostra 2 preparada para instalação dos sensores de deformação e aceleração.



Fonte: O autor.

Após o processo de lixamento, foi feita a limpeza da superfície com Acetona PA, a fim de garantir a adesão entre a cola e o sensor. Assim, os extensômetros foram preparados e colados à superfície da amostra com um adesivo instantâneo Loctite 496 e os acelerômetros foram instalados aplicando-se uma camada de resina epóxi bi componente Araldite Hobby (ver Figura 40).

Figura 40 - Detalhe da instalação dos extensômetros SG6 e SG<sub>c</sub>6 e acelerômetro A6 na amostra 2.

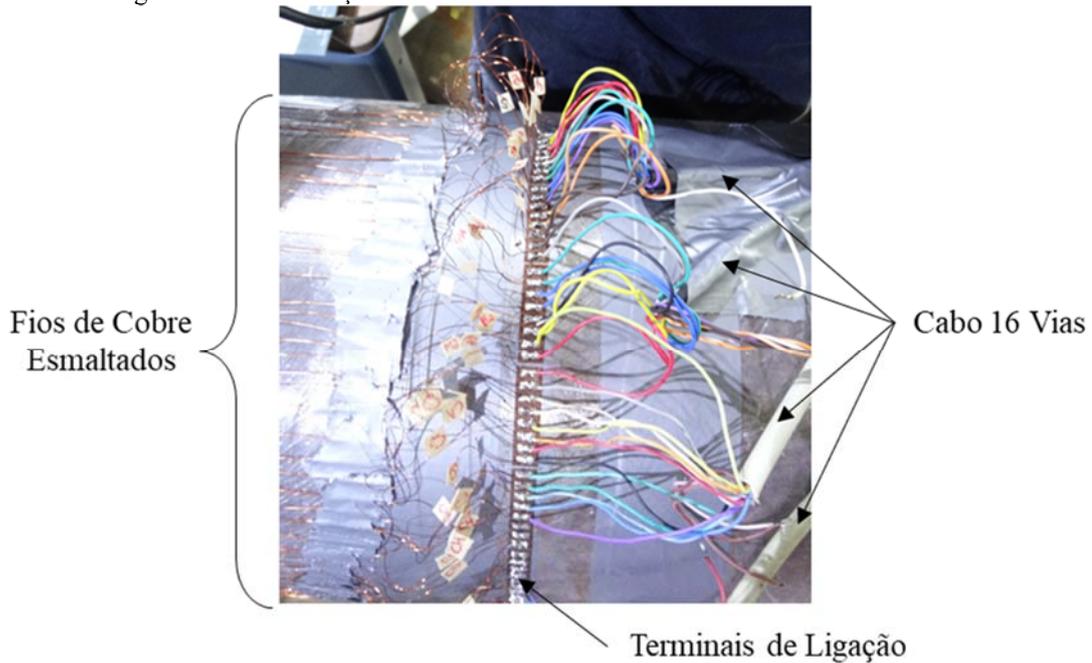


Fonte: O autor.

Os fios foram ligados aos *strain gages* por solda de estanho e fixados ao longo do comprimento da amostra com fita adesiva até a região do nó de vibração da extremidade livre do corpo de prova. Isso evita a movimentação relativa entre os fios e o duto, o que poderia provocar a ruptura dos fios por fadiga, falha na região da solda ou até mesmo descolamento do sensor. Optou-se por utilizar fios de cobre esmaltados de pequeno diâmetro por possuírem pouca massa e, portanto, pouca inércia.

Terminais adicionais foram instalados na região do nó de vibração mais próximo à extremidade livre da amostra. Assim, estes fios foram soldados ao terminal no nó de vibração juntamente com os cabos maiores que são conectados ao condicionador de sinais. A Figura 41 exemplifica esta ligação.

Figura 41 - Ligação dos fios de cobre esmaltados aos cabos maiores por intermédio dos terminais de ligação posicionados na região do nó de vibração da amostra 2.



Fonte:O autor.

Como pode ser visto acima, caso os cabos maiores se desprendam da fita adesiva durante o teste, o peso é parcialmente suportado pelo terminal, protegendo, desta forma, a fiação diretamente ligada aos sensores.

Os cabos dos acelerômetros também foram fixados ao longo do duto até o nó de vibração, onde foi conectado ao cabo de maior diâmetro ligado ao condicionador de sinais. Esta conexão foi fixada ao tubo com fita adesiva, pelo mesmo motivo mencionado para o caso dos extensômetros: proteger o cabo de pequeno diâmetro do peso exercido pelo cabo maior.

#### 4.7. MONTAGEM DA AMOSTRA NA BANCADA

Após a instrumentação, a amostra é posicionada na bancada para execução dos testes. Nesta etapa, os contrapesos são adicionados às extremidades da amostra e alinhados conforme descrito no Item 4.1.1. Na sequência a amostra é apoiada nos nós de vibração previamente estimados pela análise modal em elementos finitos. A altura da amostra é ajustada por intermédio dos esticadores dos cabos de aço para que fique verticalmente alinhada ao eixo do motor e nivelada. A mesa de apoio do motor é, então, ajustada de forma a obter o melhor alinhamento entre o eixo do motor e o eixo onde a massa excêntrica é acoplada. Posteriormente, é fixada no chão. Então, o eixo cardan é acoplado ao eixo da massa excêntrica. Por fim, os

cabos da instrumentação são conectados ao condicionador de sinais e cintas de segurança são adicionadas um pouco abaixo do nível da amostra, de forma a permitir que o tubo repouse sobre elas em casos de falha do sistema de sustentação. A Figura 42 e a Figura 43 mostram as amostras 1 e 2 montadas na bancada de fadiga por ressonância antes da execução dos testes.

Figura 42 - Amostra 1 posicionada na bancada de fadiga por ressonância.



Fonte: O autor.

Figura 43 - Amostra 2 posicionada na bancada de fadiga por ressonância.



Fonte: O autor.

#### 4.8. SEQUÊNCIA DE REALIZAÇÃO DOS TESTES

No presente estudo optou-se por realizar três tipos de testes distintos em cada uma das amostras, com o intuito de comparar o comportamento das amostras em termos de aceleração e deformação para diferentes condições.

O primeiro consistiu em submeter a amostra vazia ao teste. Para a segunda configuração, a amostra foi simplesmente preenchida com água, sem aplicação de pressão. Por fim, o terceiro teste foi realizado com uma pressão de 200 Bar no interior da amostra.

Em relação à amostra 2, optou-se por realizar dois testes adicionais para cada condição. Estes testes foram executados com a amostra rotacionada em torno do seu próprio eixo em  $+120^\circ$  e  $-120^\circ$ , respectivamente. Dessa forma, os sensores que ocupavam as posições de  $\pm 120^\circ$  puderam ser posicionados na parte superior do tubo. Estes testes adicionais foram importantes para verificar quaisquer discrepâncias entre as medições dos sensores de deformação e aceleração, uma vez que foram executados testes nos quais todos estiveram na mesma posição geométrica em relação à bancada.

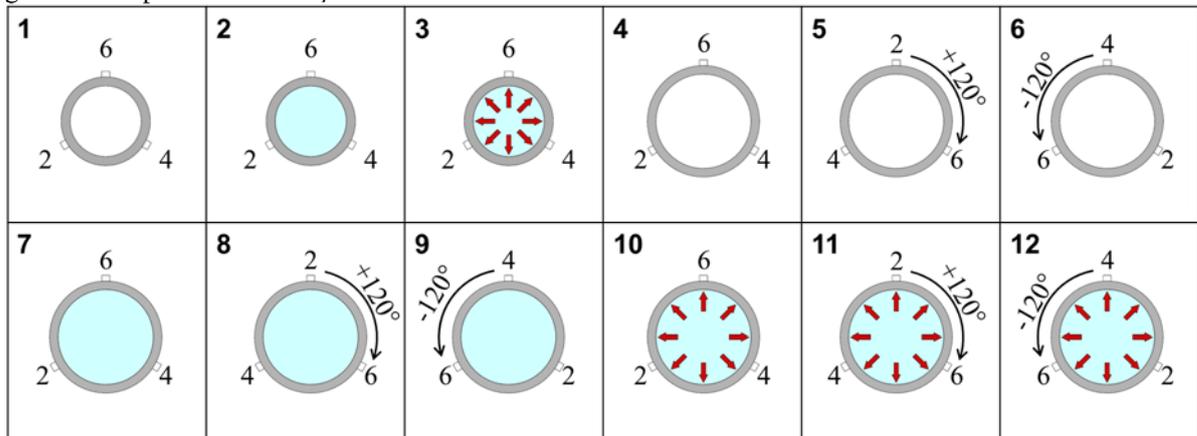
A Tabela 2 e a Figura 44 resumem e esquematizam, de forma sucinta, todos os testes realizados no presente trabalho.

Tabela 2 - Matriz de testes.

	Nº Teste	Diâmetro Externo Duto [mm]	Parede Duto [mm]	Preenchimento Amostra	Rotação Amostra
Amostra 1	1	219,1	22,2	-	$0^\circ$
	2	219,1	22,2	Água (1 Bar)	$0^\circ$
	3	219,1	22,2	Água (200 Bar)	$0^\circ$
	4	275	20,8	-	$0^\circ$
	5	275	20,8	-	$+120^\circ$
	6	275	20,8	-	$-120^\circ$
Amostra 2	7	275	20,8	Água (1 Bar)	$0^\circ$
	8	275	20,8	Água (1 Bar)	$+120^\circ$
	9	275	20,8	Água (1 Bar)	$-120^\circ$
	10	275	20,8	Água (200 Bar)	$0^\circ$
	11	275	20,8	Água (200 Bar)	$+120^\circ$
	12	275	20,8	Água (200 Bar)	$-120^\circ$

Fonte: O autor.

Figura 44 - Esquema de realização dos testes.

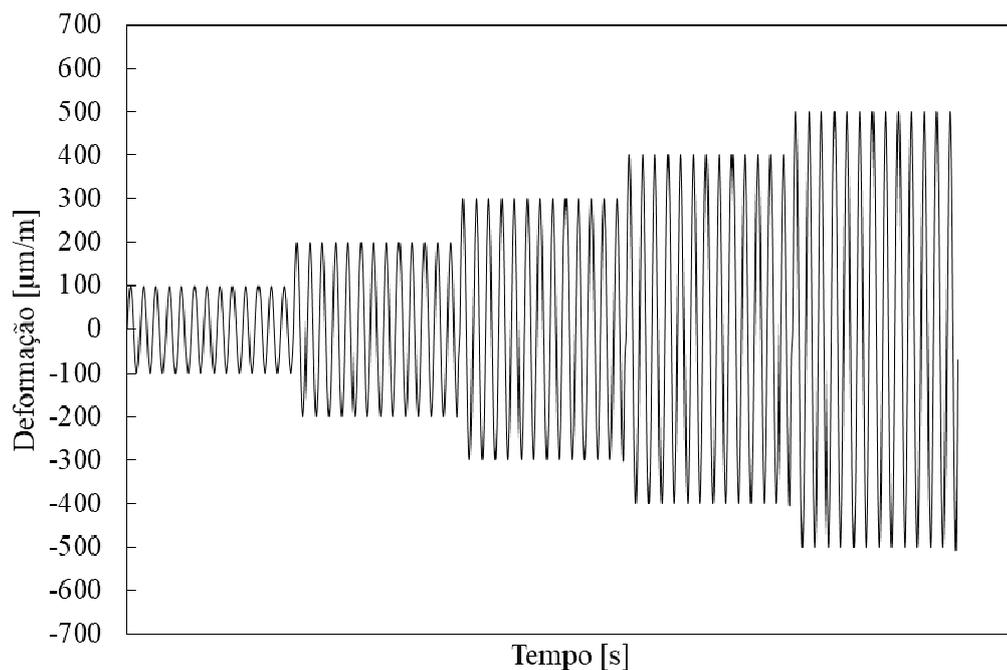


Fonte. O autor.

#### 4.9. METODOLOGIA DE EXECUÇÃO DOS TESTES

Cada teste foi composto pela aplicação de cinco amplitudes de deformação diferentes. O primeiro patamar iniciou-se em  $100 \mu\text{m}/\text{m}$ , seguido dos patamares subsequentes de 200, 300, 400 e  $500 \mu\text{m}/\text{m}$ . O último patamar representa um carregamento de aproximadamente 23% da tensão de escoamento do material (STAPASOLLA et al., 2017). Em cada nível de carga, aguardou-se a estabilização do nível médio de deformação dos *strain gages* de controle e a rotação foi mantida de forma a produzir um patamar de deformação regular. A Figura 45 ilustra, de forma representativa, os patamares de deformação média aplicados nos testes deste estudo (STAPASOLLA et al., 2017).

Figura 45 - Exemplificação dos patamares de deformação aplicados às amostras durante os testes.



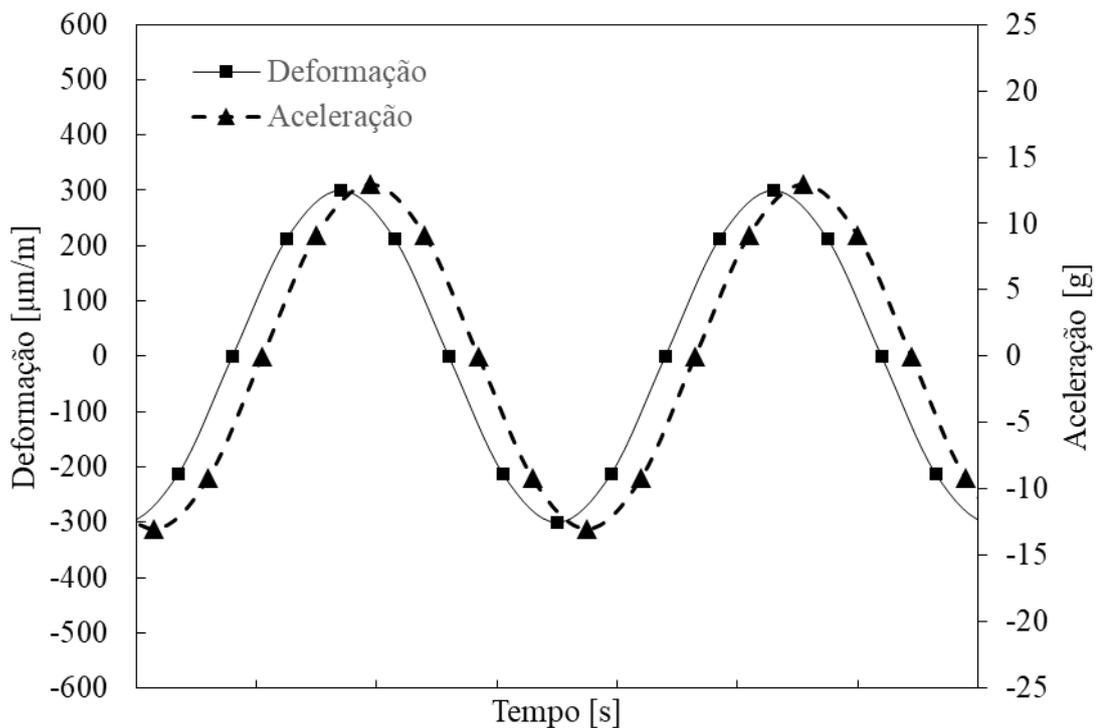
Fonte: O autor.

É importante ressaltar que se trata de um ensaio dinâmico onde a rotação da massa excêntrica provoca uma força radial que varia sua direção ao longo de uma rotação completa. Portanto, as cargas experimentadas por cada ponto do duto possuem razão  $R = \epsilon_{\text{máx}}/\epsilon_{\text{mín}} = -1$ . Por isso, ao aplicar um patamar de carregamento de  $100 \mu\text{m/m}$ , o qual é baseado apenas na média das cargas máximas dos sensores de controle, por exemplo, obtemos uma deformação que varia de  $100 \mu\text{m/m}$  a  $-100 \mu\text{m/m}$ .

#### 4.10. TRATAMENTO DE DADOS

O principal objeto de estudo do presente trabalho se concentra na análise e comparação dos níveis de deformação e aceleração obtidos no centro das amostras durante os testes. Porém, existe uma defasagem circunferencial de 10 mm entre cada *strain gage* e acelerômetro que compõem o mesmo par. Portanto, o primeiro passo do tratamento de dados foi sincronizar as curvas de aceleração e deformação de cada par de forma que as curvas coincidissem (ver Figura 46).

Figura 46 - Exemplo de defasagem entre as leituras de deformação e aceleração de um conjunto de sensores.

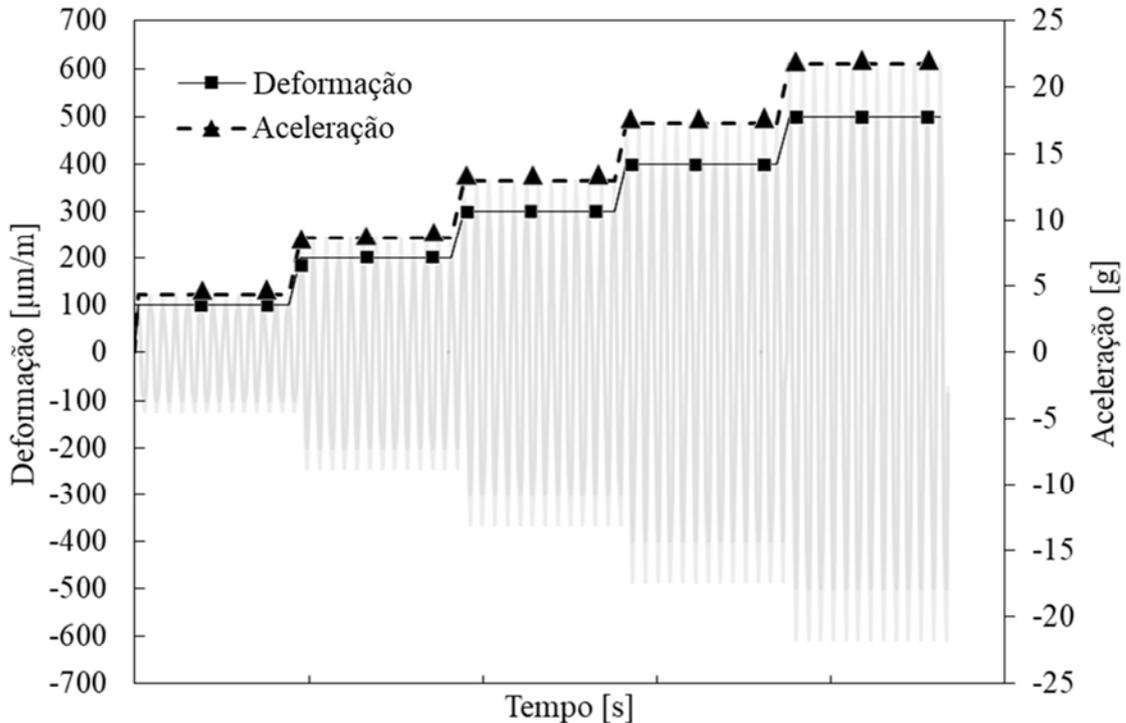


Fonte: O autor.

Após a sincronização dos dados, foram extraídos de cada curva apenas os valores máximos de aceleração e deformação. A Figura 47 exemplifica o procedimento descrito,

mostrando uma curva qualitativa da extração dos picos, onde a curva completa aparece esmaecida e os picos ficam mais evidentes.

Figura 47 - Exemplo de extração dos picos das curvas de deformação e aceleração.



Fonte: O autor.

Partindo-se dos valores de pico de aceleração e deformação, apenas as regiões estáveis de cada patamar foram mantidas, ou seja, as transições entre patamares e as regiões de estabilização do controle PID foram descartadas. Com base nesses valores, foi obtida a média de aceleração e a média de deformação para cada patamar. Logo, os valores de deformação e aceleração foram comparados. Os dados foram utilizados para criação de uma curva de tendência adequada aos pontos obtidos.

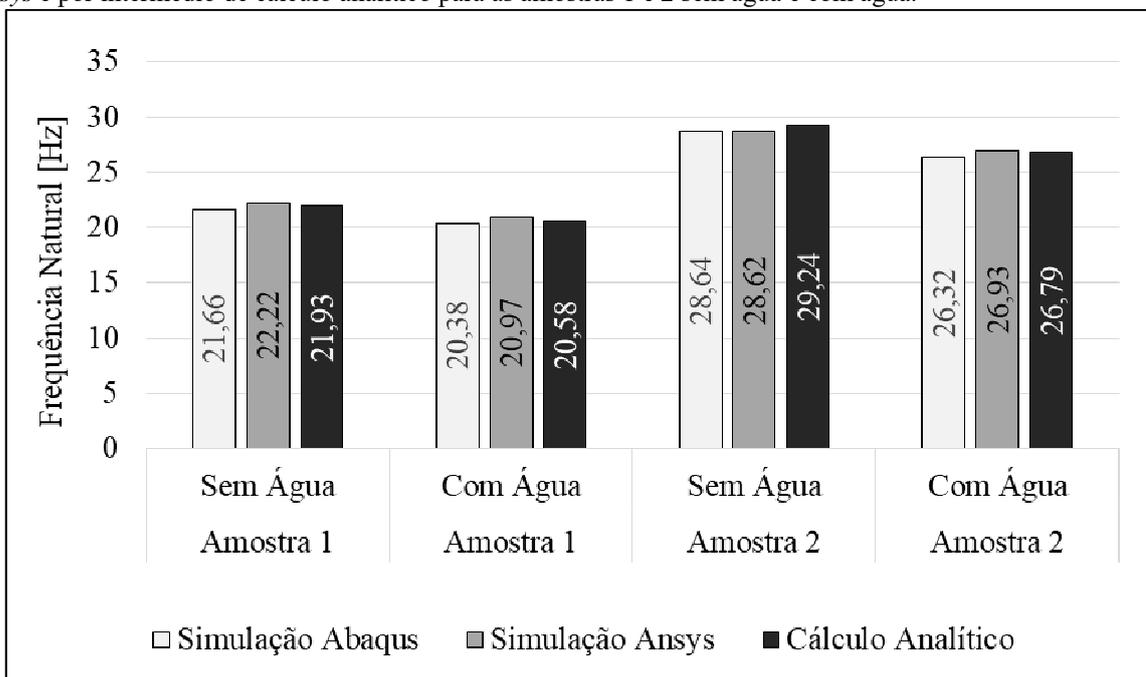
Nesta etapa, os valores de tensão e deformação obtidos nos modelos numéricos também foram relacionados e foi estabelecida uma curva de tendência. Por fim, os resultados obtidos nos testes experimentais foram comparados com as curvas geradas pelos modelos numéricos, a fim de validar as simulações.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1. FREQUÊNCIAS NATURAIS

As frequências naturais das duas amostras foram estimadas analiticamente conforme metodologia proposta por BERTINI et al. (2008) e também através de simulações pelo método dos elementos finitos nos *softwares* Abaqus e Ansys. Os resultados obtidos podem ser vistos na Figura 48.

Figura 48 - Comparação entre as frequências naturais obtidas pela análise modal efetuada nos *softwares* Abaqus, Ansys e por intermédio de cálculo analítico para as amostras 1 e 2 sem água e com água.



Fonte: O autor.

É possível notar que as três abordagens apresentaram resultados semelhantes no que tange as frequências naturais das amostras 1 e 2, considerando o duto sem e com água. A diferença máxima em termos de frequência foi de 0,59 Hz (2,8%) entre os resultados de simulação efetuada no *software* Abaqus e Ansys, para a amostra 1 preenchida com água. Esta pequena discrepância pode ser reflexo de fatores como metodologia de cálculo intrínseca de cada *software*, formação da malha e número de elementos, por exemplo.

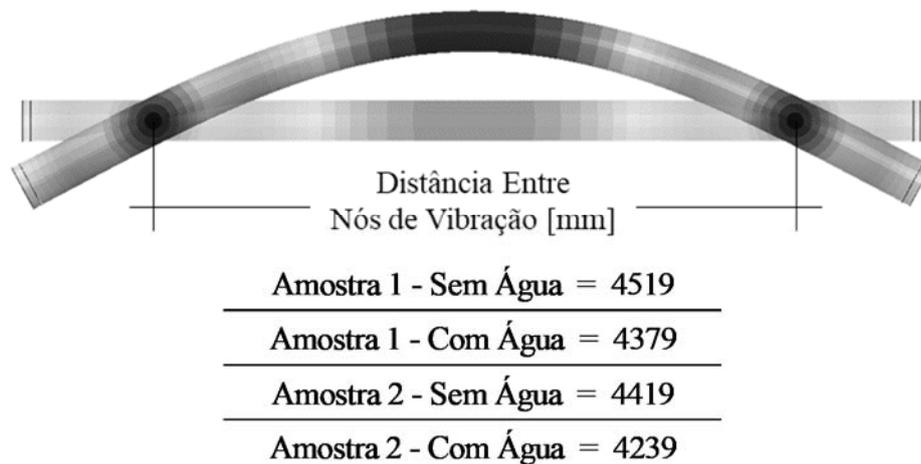
O gráfico acima (Figura 48) também evidencia que o preenchimento da amostra com água provoca a diminuição da frequência natural das amostras em virtude do aumento de massa do sistema, uma vez que são grandezas inversamente proporcionais.

## 5.2. NÓS DE VIBRAÇÃO

A Figura 49 representa esquematicamente o primeiro modo de vibração de um tubo genérico. É possível observar a posição do duto em repouso e a configuração do duto deformado sobreposta. As regiões de interseção entre as duas configurações apresentam deslocamento nulo e, portanto, caracterizam os nós de vibração.

A análise modal executada para a determinação das frequências naturais foi utilizada também para obter uma estimativa da posição desses nós para as duas amostras nas condições sem e com água. Na Figura 49, abaixo do tubo esquemático, são apresentadas as distâncias entre os nós obtidas pelos modelos numéricos executados no *software Abaqus*.

Figura 49 - Distância entre os nós de vibração obtida por elementos finitos pelo *software Abaqus* para as amostras 1 e 2 sem água e com água.



Fonte: O autor.

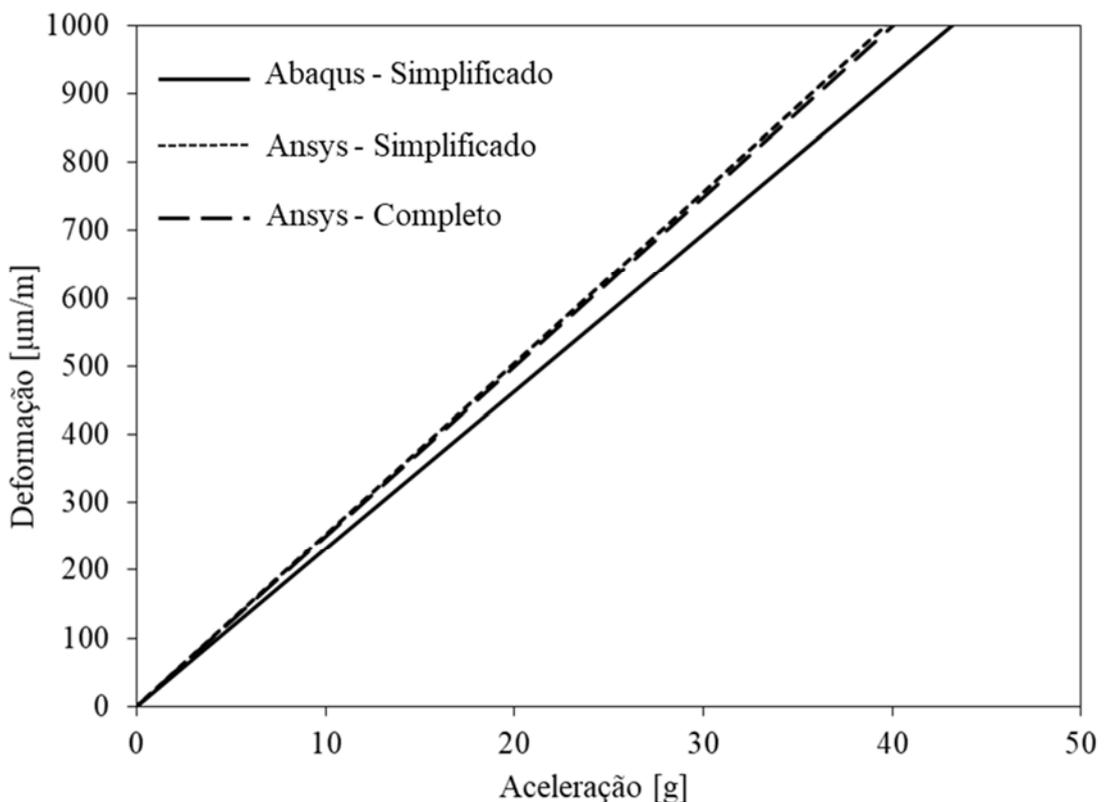
A presente análise reporta que o preenchimento com água acarreta em uma aproximação dos nós de vibração para ambas as amostras. No duto de menor diâmetro existe uma aproximação de 140 mm, enquanto que para o duto de maior diâmetro esta aproximação é de 180 mm. Esta diferença se deve provavelmente à mudança de massa do sistema. Ainda, o duto de maior diâmetro, por ter mais massa também, possui nós de vibração mais próximos. Estes resultados foram utilizados para posicionamento das amostras na bancada antes da execução dos testes.

### 5.3. COMPARAÇÃO ENTRE OS MÉTODOS NUMÉRICOS

Três abordagens numéricas diferentes foram utilizadas para modelar o teste de fadiga por ressonância e obter a relação deformação versus aceleração no centro da amostra, sendo que apenas a primeira foi utilizada para comparação com os dados experimentais. Em resumo, a primeira e a segunda abordagem possuem caráter mais simples. Uma excitação harmônica foi aplicada na extremidade do duto em diversas frequências próximas à frequência de ressonância da amostra, sendo que para cada frequência foi aplicada uma força equivalente à excitação provocada pela massa excêntrica no duto. A diferença entre as duas simulações é que a primeira foi executada no *software Abaqus* e a segunda no *software Ansys*. Na terceira abordagem, executada no *software Ansys*, foi acoplada à extremidade do duto uma massa desbalanceada e a ela foram impostas frequências de rotação próximas à frequência natural da amostra, caracterizando uma representação mais completa do teste experimental.

As simulações foram realizadas para as duas amostras, contemplando as condições de amostra sem água e com água. Os resultados obtidos para a amostra 1, sem água, são apresentados na Figura 50.

Figura 50 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 1 sem água.

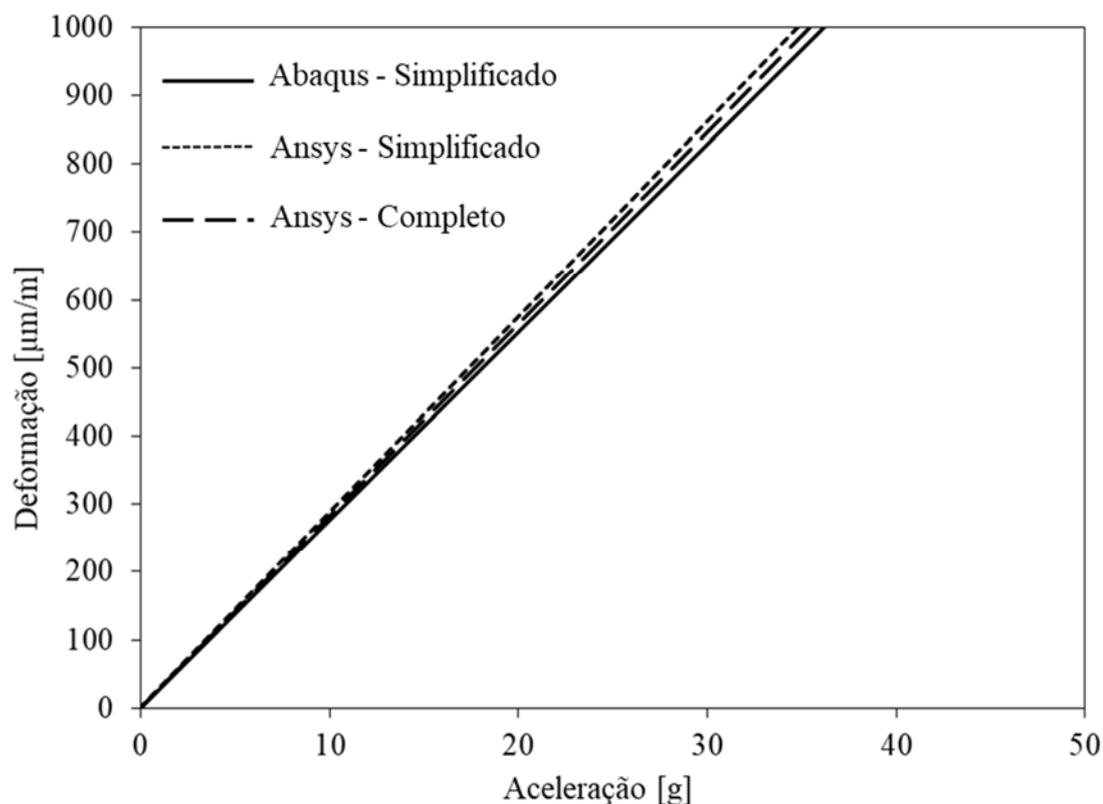


Fonte: O autor.

Como primeiro resultado das simulações, o gráfico acima (Figura 50) evidencia o comportamento linear presente na relação entre a deformação e a aceleração. Neste, é possível perceber que os resultados obtidos pelo *software Abaqus* apresentaram certa discrepância em relação aos resultados obtidos pelas demais abordagens, no *software Ansys*. Como forma de comparação entre as distintas abordagens foram utilizadas as inclinações das retas. As diferenças da segunda e terceira abordagens em relação à primeira foram de 8,88% e 7,71%. Portanto, os modelos construídos no *Ansys* apresentaram diferença de apenas 1,17% entre si, o que indica consistência entre o modelo simplificado e o modelo completo. Como mencionado no item 5.1 estas diferenças podem estar associadas às metodologias de cálculo e à formação da malha intrínsecas de cada *software*, bem como número e tipo de elementos utilizados, por exemplo.

A segunda simulação, realizada ainda para a amostra 1, preenchida com água, apresentou os seguintes resultados para as três abordagens distintas (ver Figura 51).

Figura 51 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 1 com água.



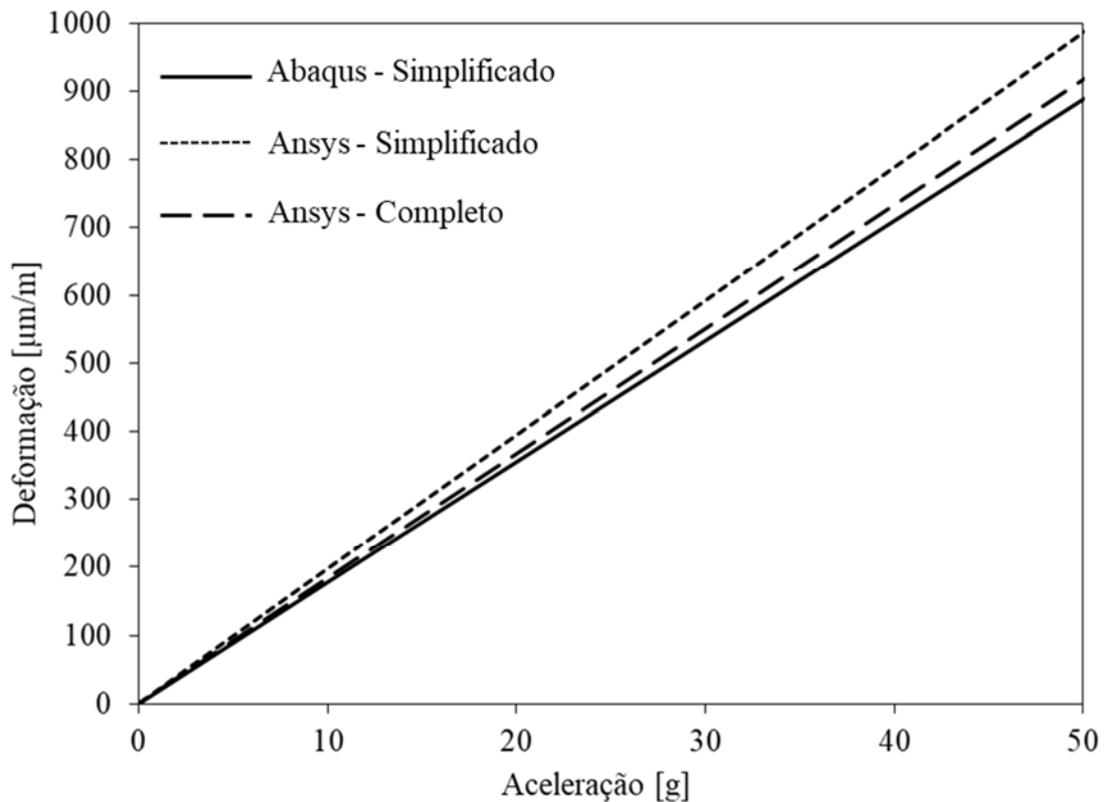
Fonte: O autor.

É possível perceber que o preenchimento do duto com água ajudou na aproximação dos resultados entre as três abordagens, além de não mostrar alteração na linearidade da relação

deformação versus aceleração. Desta vez, em relação à simulação realizada no *Abaqus*, as abordagens simplificada e completa, executadas no *Ansys*, apresentaram diferenças menores (3,95% e 2,05%, respectivamente).

As simulações foram repetidas para a amostra 2 sem e com preenchimento por água. Os resultados da terceira simulação são apresentados na Figura 52.

Figura 52 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 2 sem água.

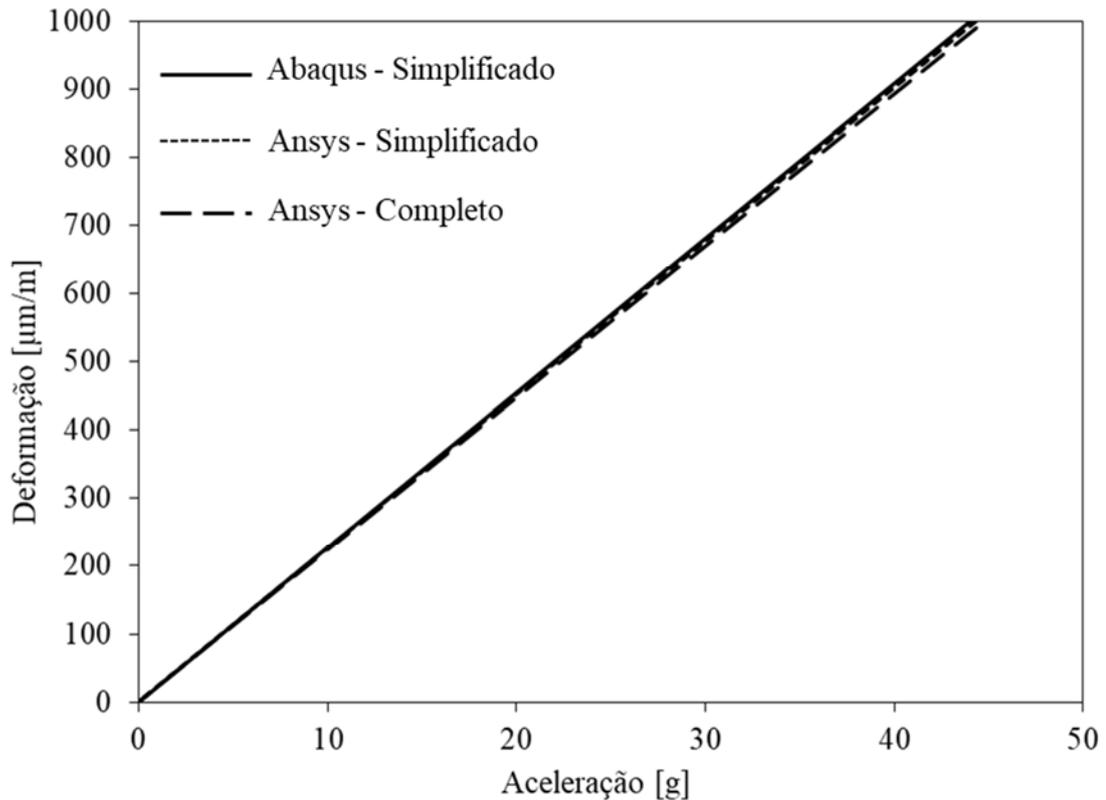


Fonte: O autor.

Desta vez, as diferenças obtidas entre os resultados da segunda e terceira abordagem, em relação à abordagem executada no *Abaqus* foram de 11,00% e 3,20%, respectivamente. Portanto, o modelo completo apresentou maior concordância em relação ao modelo executado no *Abaqus* do que em relação ao modelo executado no próprio *Ansys*.

A Figura 53 mostra os resultados da última simulação, para a amostra 2 preenchida com água.

Figura 53 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas numericamente por três abordagens numéricas distintas para a amostra 2 com água.



Fonte: O autor.

Novamente, é possível perceber que para o duto com água existe uma diferença menor entre os resultados obtidos pelas três abordagens. Assim, a discrepância apresentada pelos resultados da segunda e terceira abordagens em relação à primeira foi de 0,76% e 1,67%.

Comparando todas as simulações, é possível perceber que diferenças de até 11% foram encontradas entre as simulações executadas com parâmetros idênticos, porém em *softwares* distintos. A execução da simulação completa serviu para validar a utilização do método simplificado, uma vez que em todos os casos não se mostrou isolada, apresentando resultados semelhantes a uma das demais abordagens. Ainda, para as amostras preenchidas com água, as três abordagens apresentaram resultados muito semelhantes, com diferença máxima de 3,95%. Como os testes realizados no LAMEF utilizam a amostra com preenchimento por água e pressurização, a fim de aumentar a carga média imposta à amostra durante o teste e para facilitar a detecção de defeitos passantes, as três abordagens mostraram resultados semelhantes, podendo ser utilizados como ponto de partida para a validação do modelo. Apesar de apresentarem resultados com menor convergência, os modelos utilizados para as amostras sem

água são passíveis de ajustes a fim de se obter uma maior aproximação de resultados, caso necessário.

Todas as equações das curvas de ajuste linear apresentadas neste subcapítulo podem ser encontradas no Apêndice A.

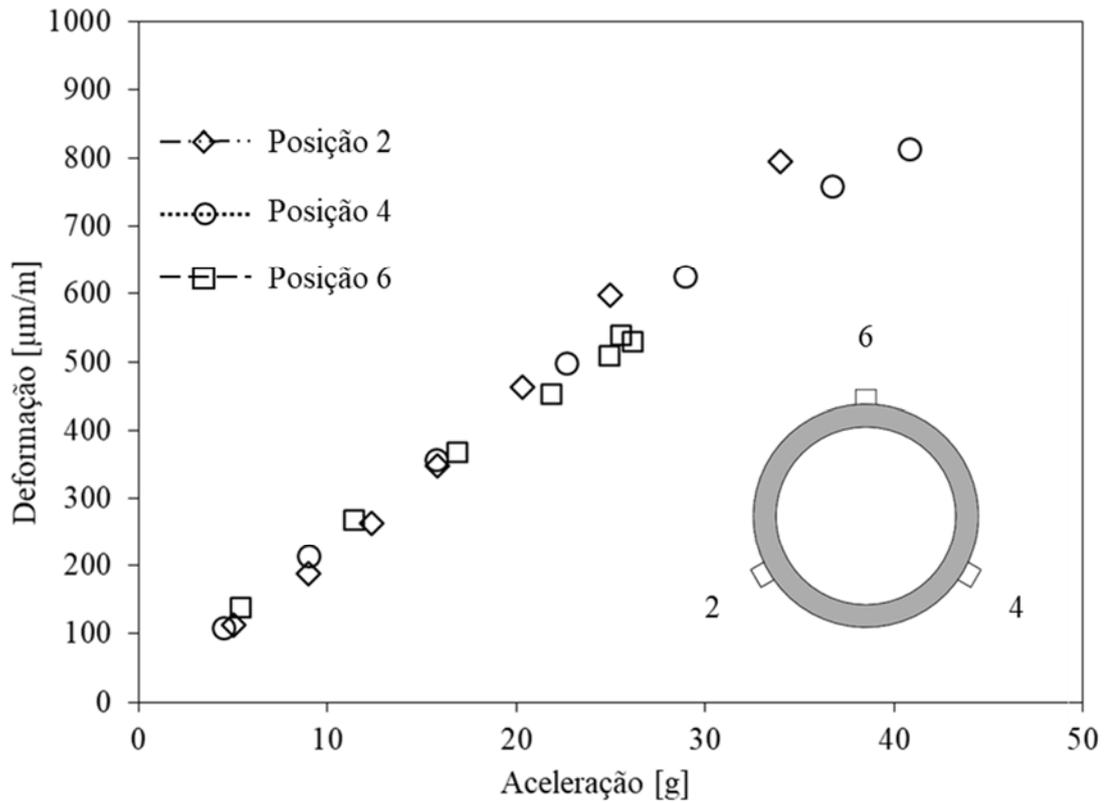
#### 5.4. COMPARAÇÃO DA RELAÇÃO DEFORMAÇÃO VERSUS ACELERAÇÃO EXPERIMENTAL E NUMÉRICA

Os testes de fadiga por ressonância foram monitorados através de extensômetros e acelerômetros, de forma a permitir a geração de uma correlação entre os níveis de aceleração e deformação no centro das amostras. Conforme mencionado no Item 4.9, cinco níveis de deformação foram aplicados aos dutos, partindo de 100  $\mu\text{m/m}$  até 500  $\mu\text{m/m}$  com incremento constante de 100  $\mu\text{m/m}$  entre cada patamar. Entretanto, em grande parte dos testes o sistema apresentou boa estabilidade até o último nível de carregamento. Assim, sempre que possível foram adicionados patamares superiores a 500  $\mu\text{m/m}$  a fim de se obter dados complementares para a presente análise.

Os valores médios dos picos de deformação e aceleração de cada patamar foram utilizados para que se pudesse fazer comparações entre os dois métodos de controle.

A Figura 54 apresenta a relação entre a aceleração e a deformação obtida para cada conjunto de sensores no teste de número 1, com a amostra 1, sem água.

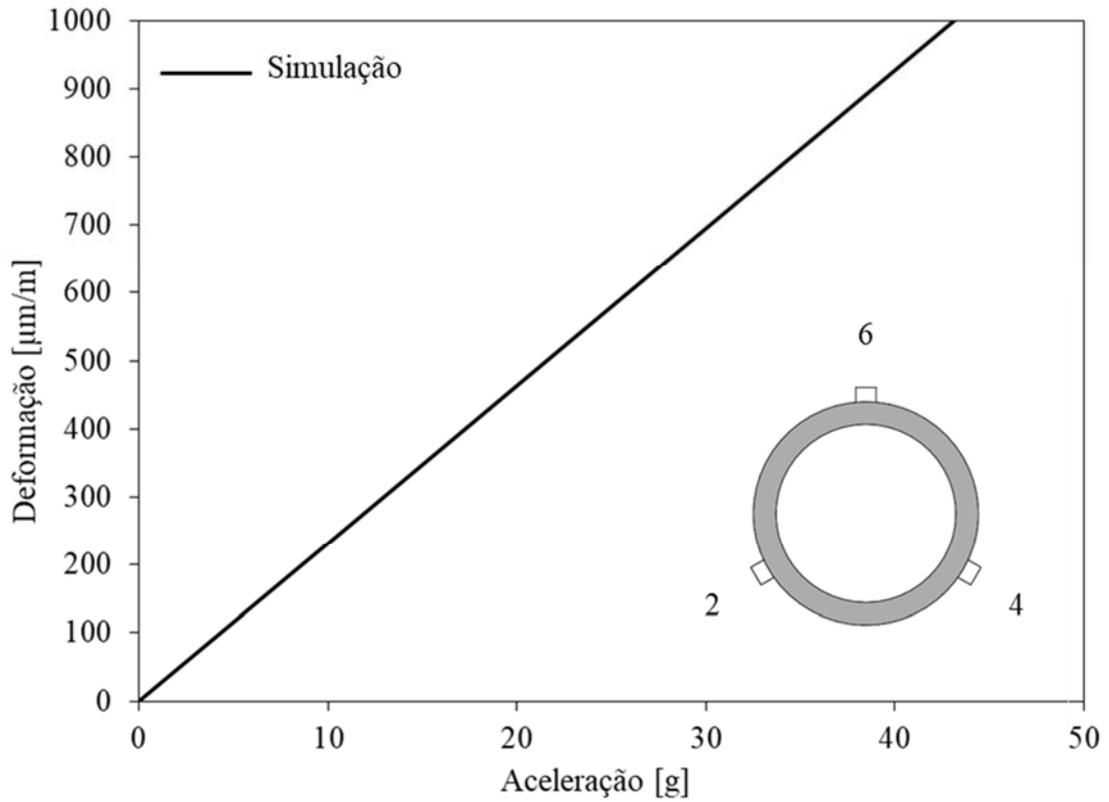
Figura 54 - Relação deformação versus aceleração obtida experimentalmente para a amostra 1 sem água.



Fonte: O autor.

Este primeiro teste foi efetuado com o intuito de se analisar a viabilidade de realização deste estudo, bem como para verificar qual o comportamento da curva deformação versus aceleração experimental. No canto direito inferior de cada figura deste subcapítulo, foi adicionada uma representação da condição do teste, com a indicação das posições dos conjuntos de sensores apresentados no gráfico. Os resultados obtidos confirmam a tendência linear prevista pelas simulações para a relação entre as duas grandezas. A Figura 55 representa os resultados da modelagem numérica do teste 1 por elementos finitos no *software Abaqus*.

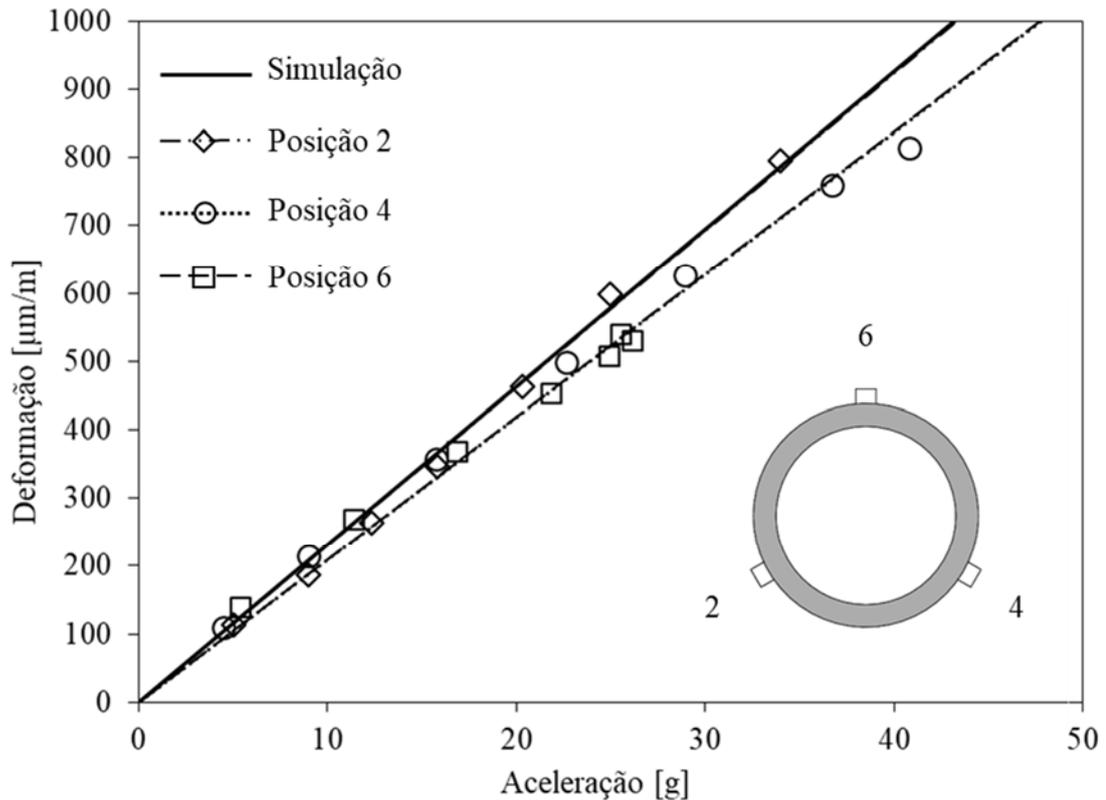
Figura 55 - Relação deformação versus aceleração obtida numericamente para a amostra 1 sem água.



Fonte: O autor.

Assim, confirma-se a tendência linear da presente correlação. Portanto, para cada conjunto de sensores foi criada uma curva de tendência linear entre os pontos obtidos no teste. Estes resultados gráficos foram mesclados com os resultados da simulação simplificada executada no *software Abaqus*, conforme ilustra a Figura 56.

Figura 56 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 1 sem água (teste 1).



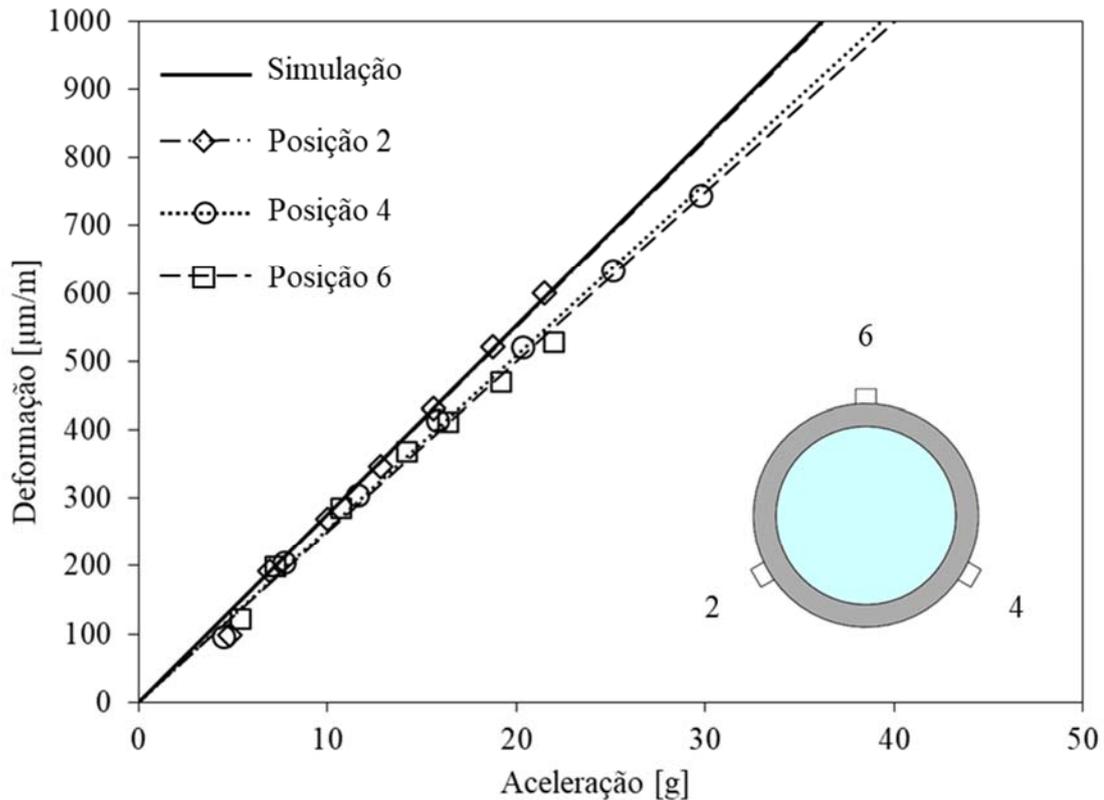
Fonte: O autor.

Em comparação à simulação, os resultados obtidos pelo conjunto de sensores da posição 2 apresentaram uma diferença de apenas 0,28% na inclinação das retas. Já para as posições 4 e 6 houve uma diferença de 9,67% e 9,53%, respectivamente. É possível notar, também, que os sensores das posições 4 e 6 apresentaram comportamento irregular para valores de deformação acima de 500  $\mu\text{m/m}$ . Ainda, como o controle é feito pela média dos valores de deformação dos *strain gages* de controle, pode-se perceber que a diferença de deformação lida pelos sensores aumenta significativamente após esse patamar.

Fatores como o comprimento e a fixação do cabeamento, interferência elétrica, eficiência do método de fixação, alinhamento dos extensômetros, bem como erros de leitura intrínsecos de cada sensor podem ter sido responsáveis pela diferença entre as medições.

O segundo teste foi realizado com o tubo preenchido por água. Os resultados são apresentados na Figura 57.

Figura 57 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 1 com água (teste 2).



Fonte: O autor.

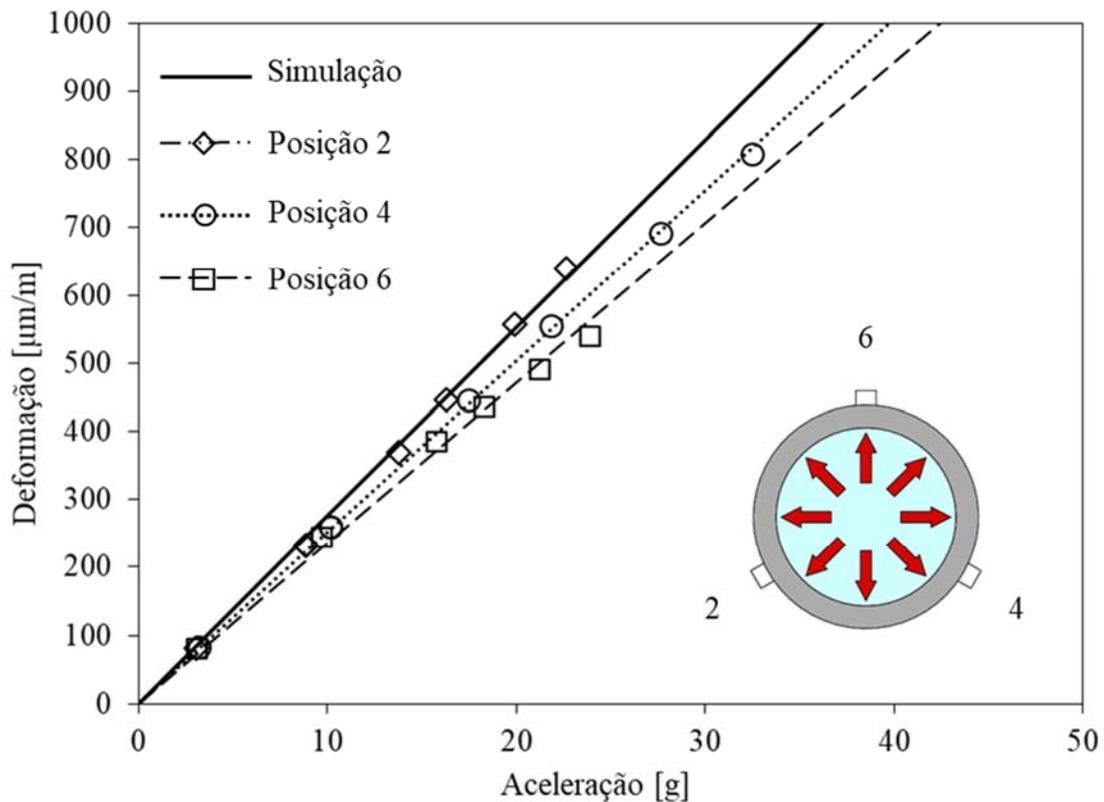
Novamente, o conjunto de sensores da posição 2 apresentou resultados mais próximos em relação ao modelo numérico. As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos para os sensores das posições 2, 4 e 6 foram respectivamente 0,40%, 8,06% e 9,70%. É possível notar que ainda existe uma diferença entre os níveis de deformação para as três posições, sendo que o comportamento dos conjuntos de sensores em relação aos patamares é semelhante ao do teste anterior.

No terceiro teste, além de preencher o tubo com água, foi efetuada a pressurização do fluido até uma pressão de 200 Bar. Esta pressão foi mantida por 24 horas, caracterizando um ensaio hidrostático. A deformação lida pelos extensômetros em virtude da pressurização foi zerada, de forma que a relação entre a deformação e a aceleração fosse puramente proveniente dos esforços produzidos pela vibração do duto. Esta prática é necessária pelo fato da pressurização interna poder ser considerada uma implementação de esforço estática, o que não reflete na medição dos acelerômetros. Ainda, os esforços de interesse do teste são limitados à direção do eixo do tubo e os acelerômetros utilizados nos testes são unidirecionais, sendo que somente são capazes de ler a aceleração radial do tubo. Contudo, para a realização do teste de

fadiga por ressonância utilizando o controle por aceleração, um incremento adicional de tensão provocada pela pressão interna deve ser levado em consideração no cálculo dos carregamentos totais desejados no teste.

Assim, os resultados de deformação e aceleração para o terceiro teste, considerando apenas as deformações obtidas por vibração, são apresentados na Figura 58.

Figura 58 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 1 com água à pressão de 200 Bar (teste 3).



Fonte: O autor.

O comportamento dos sensores seguiu o mesmo padrão dos testes anteriores. Os resultados dos sensores da posição 2 apresentaram pouca dispersão em relação ao modelo numérico (0,13%), enquanto que os sensores das posições 4 e 6 apresentaram uma diferença maior (8,96% e 14,73%, respectivamente).

Comparando os resultados obtidos nos três primeiros testes é possível observar que os sensores da posição 2 apresentaram resultados muito próximos aos obtidos numericamente. A maior diferença se deu para o segundo teste (0,40%). Em relação aos sensores da posição 4, houve uma discrepância menor com a adição de água na amostra e essa diferença voltou a aumentar para o tubo pressurizado. Já os sensores da posição 6, no primeiro teste apresentaram

resultados muito próximos aos sensores da posição 4 e se afastaram progressivamente dos resultados numéricos para os testes subsequentes.

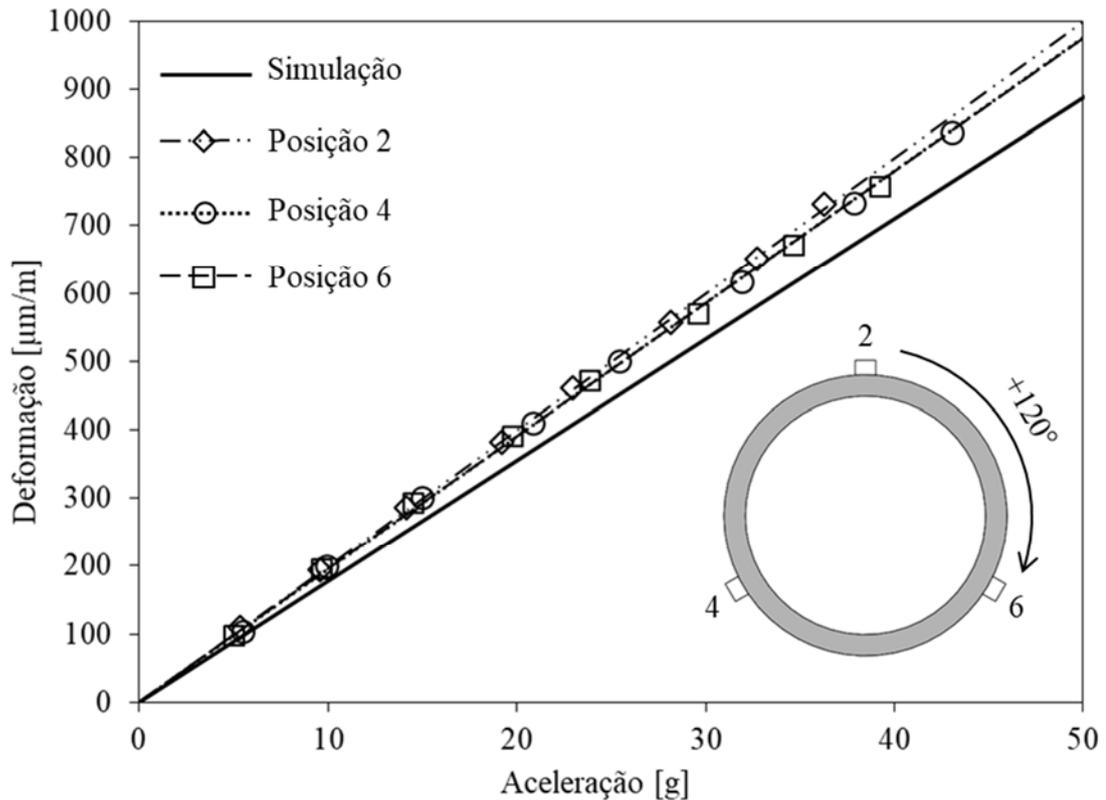
Ademais dos fatores mencionados acima que poderiam levar a discrepâncias entre as medições dos sensores, é possível considerar que a aceleração da gravidade pudesse, também, estar contribuindo para a diferença entre os resultados das três posições. Porém, as medições dos pontos 2 e 4 estão geometricamente opostas em relação ao eixo vertical, no qual a aceleração da gravidade atua.

Em virtude dessa diferença de resultado entre os sensores de cada posição, optou-se por realizar dois testes extras para cada condição no tubo de maior diâmetro (amostra 2) de forma que a influência de fatores geométricos pudesse ser verificada. Nesses testes adicionais o tubo foi rotacionado em  $+120^\circ$  (sentido horário) e  $-120^\circ$  (sentido anti-horário) de forma que cada conjunto de sensores ocupasse a posição superior. Portanto, para o tubo maior foram executados nove testes, sendo três sem água, três com água, e três com pressão interna.

O quarto teste, representando o primeiro ensaio do tubo de 275 mm de diâmetro externo, sem preenchimento com água, com os sensores da posição 6 em  $0^\circ$ , apresentou dados inconclusivos, com elevado nível de ruído e, portanto, não serão apresentados no presente trabalho.

Os resultados do teste de número cinco, realizado para a amostra 2, sem preenchimento com água e com o tubo girado em  $+120^\circ$ , podem ser vistos na Figura 59.

Figura 59 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 sem água rotacionada em  $+120^\circ$  (teste 5).

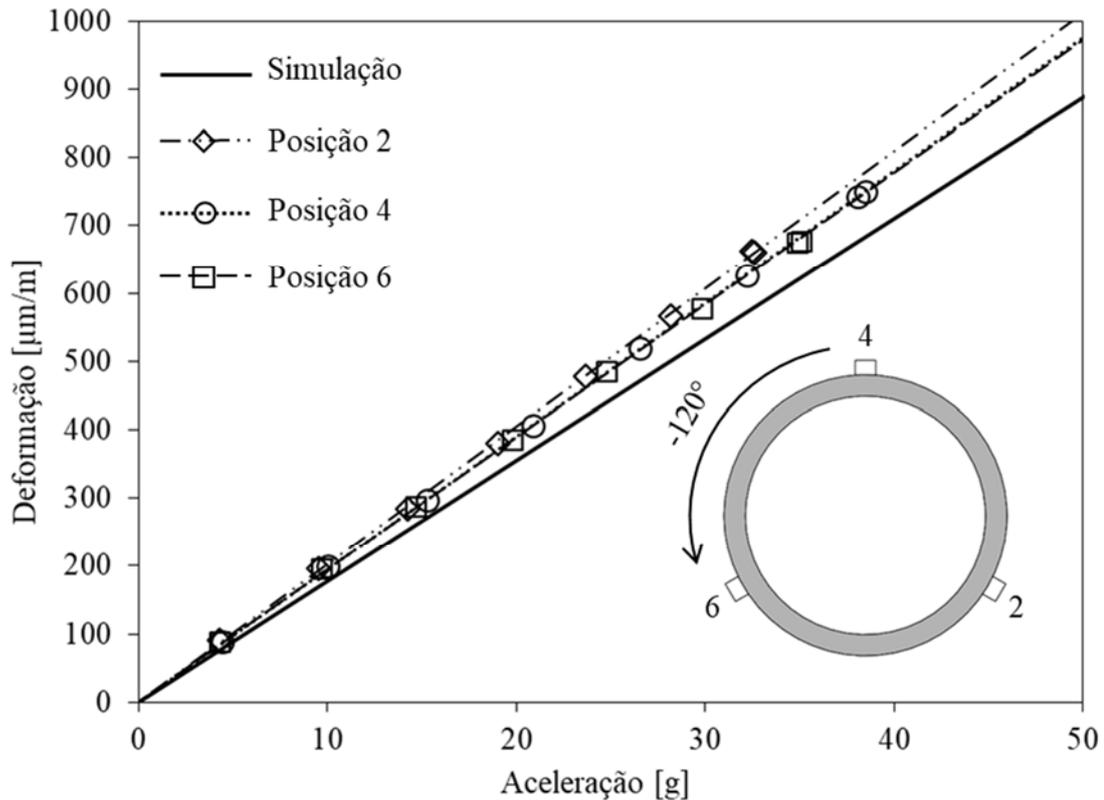


Fonte: O autor.

Os resultados obtidos para os três conjuntos de sensores apresentaram pouca dispersão entre eles. É possível notar que os dados experimentais são mais próximos entre si em comparação aos ensaios para o duto menor. Contudo, ainda existe uma dispersão maior na medida em que os níveis de deformação são intensificados. As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos, para os conjuntos de sensores das posições 2, 4 e 6 foi de 12,60%, 9,91% e 9,75%, respectivamente. Novamente, os resultados obtidos para as posições 4 e 6 foram muito próximos e a reta gerada pelos resultados da posição 2 apresentou inclinação maior.

Para o teste seguinte (teste de número 6), o tubo foi rotacionado de sua posição inicial em  $-120^\circ$ . Os resultados de deformação versus aceleração podem ser vistos na Figura 60.

Figura 60 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 sem água rotacionada em  $-120^\circ$  (teste 6).



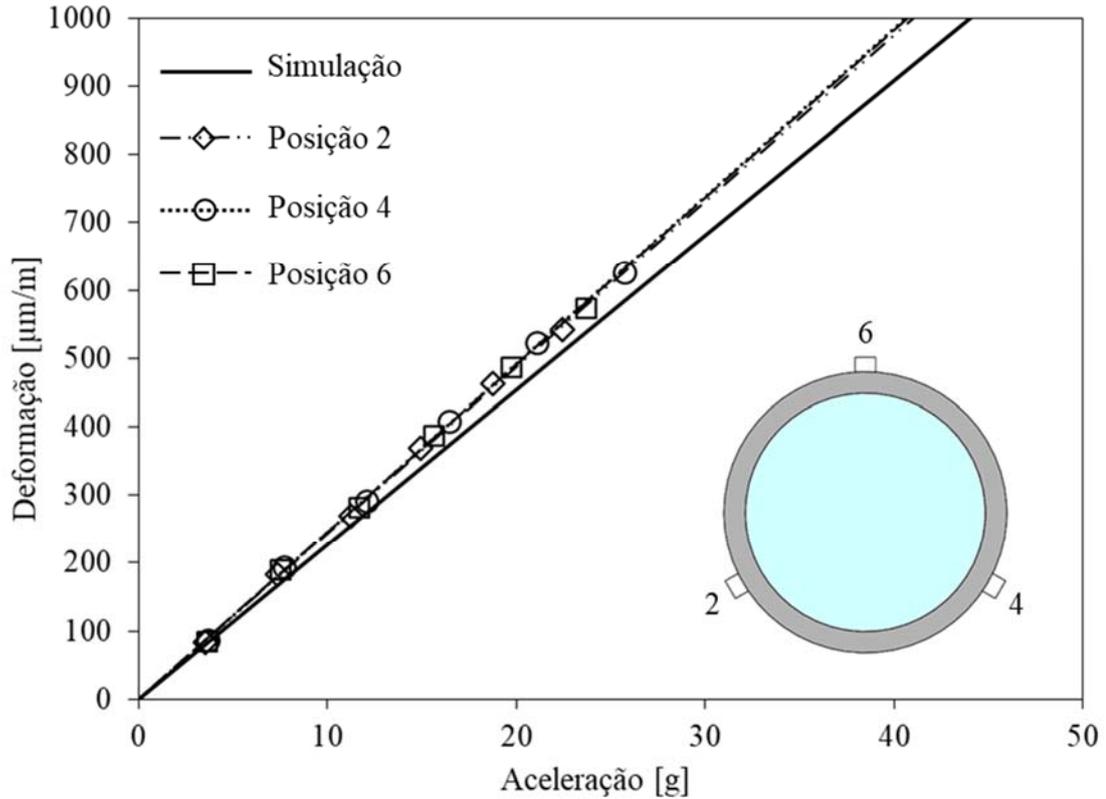
Fonte: O autor.

Os resultados referentes aos sensores das posições 4 e 6 mantêm sua concordância, enquanto que a curva de tendência que passa pelos pontos extraídos da posição 2 apresenta inclinação mais acentuada. As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos para as posições 2, 4 e 6 foram de 13,91%, 9,84% e 9,41%, respectivamente.

Contudo, os resultados entre os dois testes do tubo maior, sem água, foram semelhantes, apresentando diferença máxima de 1,31%, o que pode ser devido aos fatores mencionados anteriormente, bem como a alguma variação na posição da amostra devido ao procedimento de posicionamento da posição 4 em  $0^\circ$ .

Na sequência, o tubo foi preenchido com água e os testes de número sete, oito e nove foram executados. Os resultados do sétimo teste, com a amostra 2 preenchida com água são apresentados na Figura 61.

Figura 61 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água (teste 7).

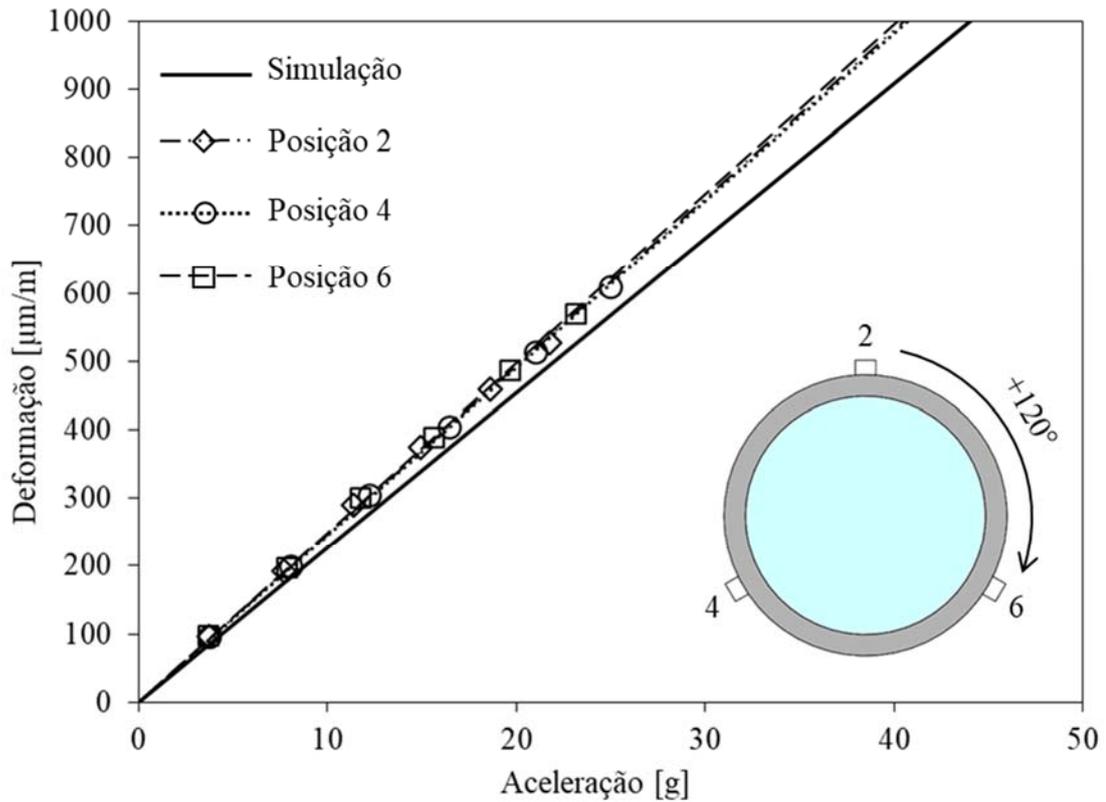


Fonte: O autor.

É possível perceber que os resultados experimentais apresentaram valores mais próximos entre si que para os testes sem água. Neste teste, as diferenças entre os resultados experimentais e a simulação foram de 7,30% para o conjunto de sensores da posição 2 e de 8,37% e 8,14% para as posições 4 e 6, respectivamente. A dispersão entre os resultados dos sensores em cada patamar manteve o incremento com o aumento dos níveis de deformação/aceleração.

Posteriormente, o tubo foi rotacionado em  $+120^\circ$  e o teste foi repetido, dando origem aos resultados apresentados na Figura 62 (teste 8).

Figura 62 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água rotacionada em  $+120^\circ$  (teste 8).

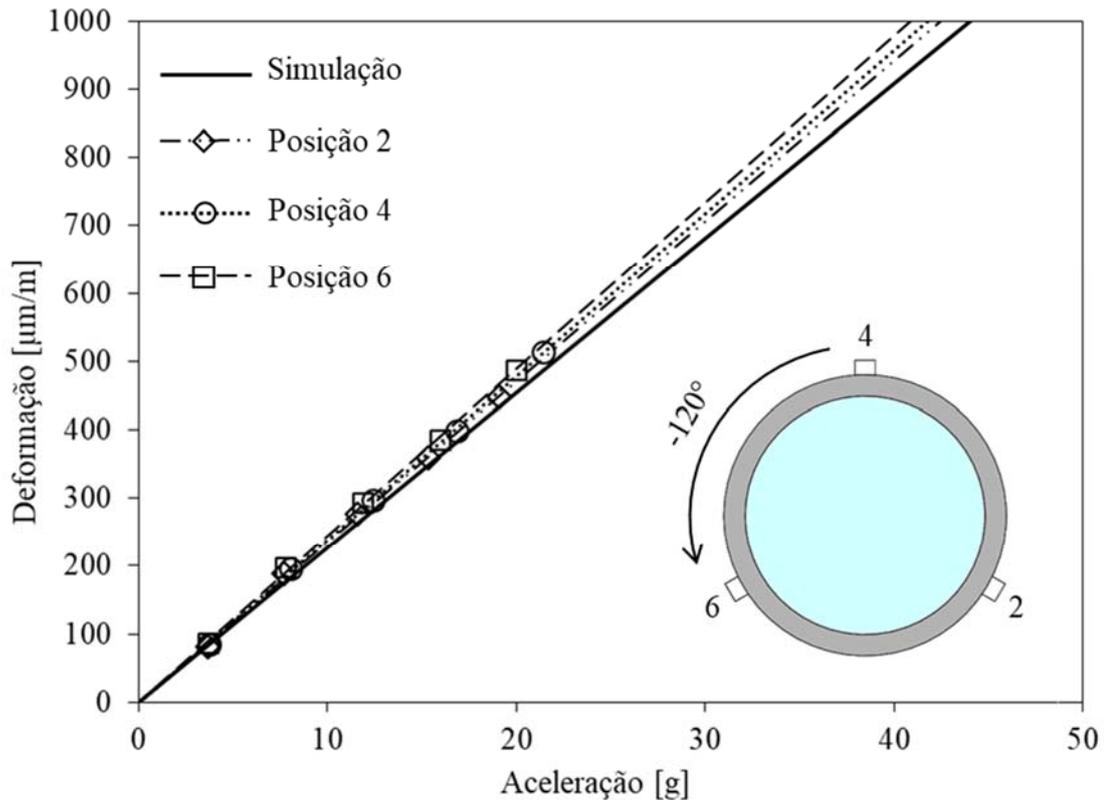


Fonte: O autor.

Como no teste anterior, a relação entre a deformação e a aceleração para os três conjuntos de sensores se manteve próxima. Em comparação com os resultados numéricos, as curvas de tendência apresentaram diferenças de 8,65%, 8,06% e 9,59% para as posições 2, 4 e 6, respectivamente.

O último teste do duto (teste 9) com água e sem pressão interna foi realizado com a amostra rotacionada em  $-120^\circ$  em relação a posição inicial. Os resultados são apresentados na Figura 63.

Figura 63 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água rotacionada em  $-120^\circ$  (teste 9).



Fonte: O autor.

Neste teste, as três curvas geradas pelos sensores das posições 2, 4 e 6 apresentaram comportamento semelhante e resultados próximos aos obtidos pela simulação numérica. Contudo, comparando-se com os testes anteriores para o duto de maior diâmetro preenchido com água é possível notar que este último teste apresentou maior dispersão para a relação deformação versus aceleração obtida pelos três conjuntos de sensores. Porém, as diferenças dos resultados experimentais para os numéricos referentes às posições 2, 4 e 6 foram de 3,74%, 5,40% e 7,79%, respectivamente, o que representa uma concordância maior entre os resultados experimentais e numéricos.

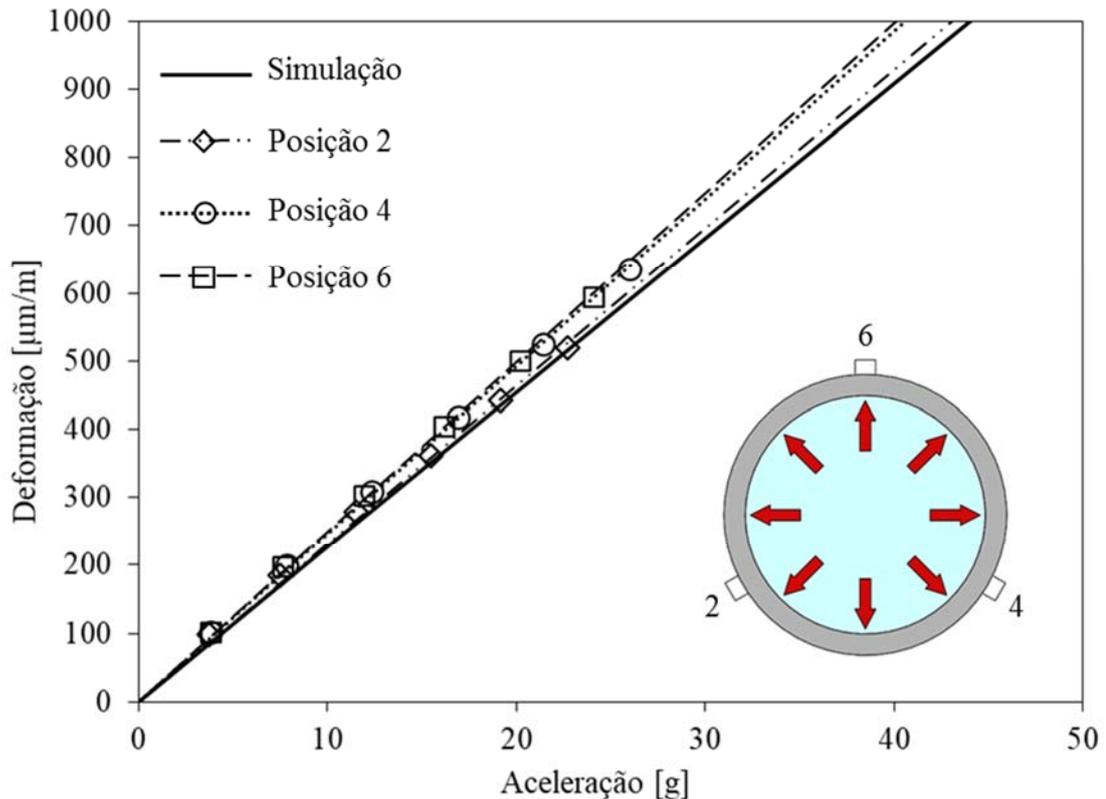
Após a execução dos testes com preenchimento do duto, a amostra foi submetida ao teste hidrostático, onde a amostra foi mantida a uma pressão de 200 Bar por 24 horas.

Com a amostra pressurizada, os testes de número dez, onze e doze foram executados variando-se a posição dos sensores por intermédio da rotação do duto. Vale ressaltar, conforme abordado anteriormente, que os dados de deformação apresentados a seguir estão puramente

relacionados à vibração do duto durante o teste, desconsiderando as deformações provenientes do processo de pressurização.

Os resultados do teste da amostra pressurizada com o duto na posição inicial (conjunto de sensores da posição 6 em 0°) podem ser vistos na Figura 64 (teste 10).

Figura 64 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água à pressão de 200 Bar (teste 10).

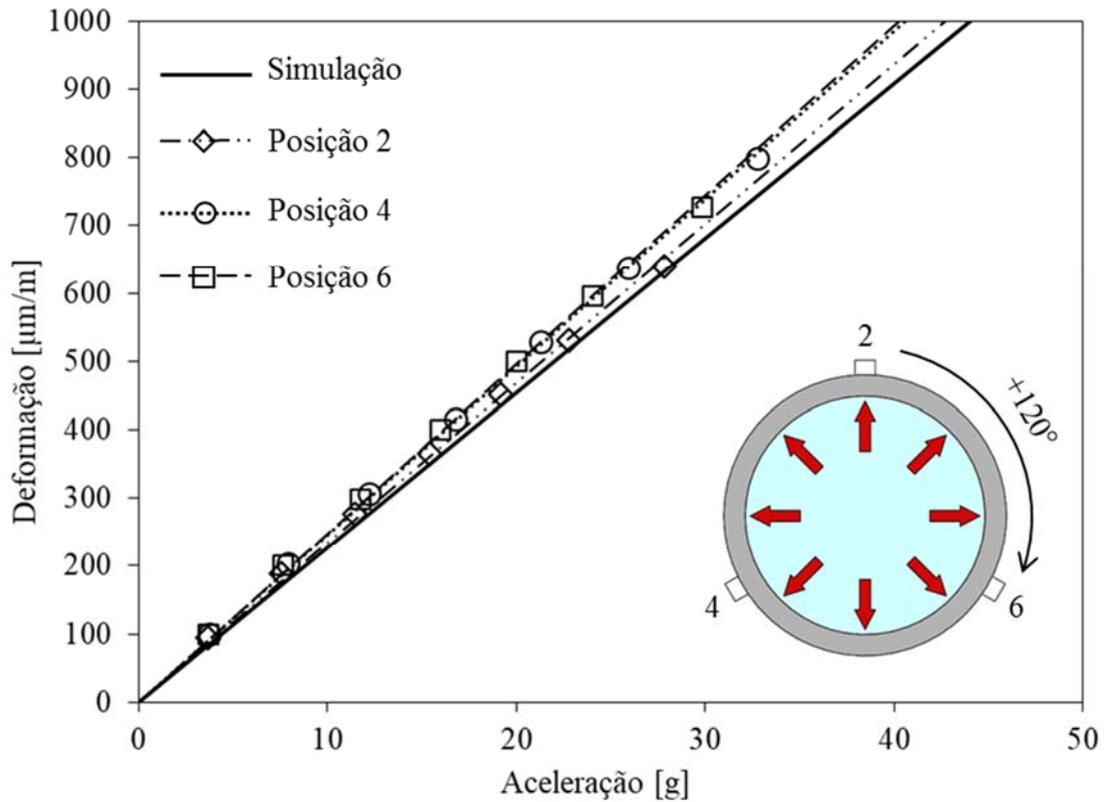


Fonte: O autor.

Acima, na Figura 64, se pode notar que a relação deformação versus aceleração obtida pelo conjunto de sensores da posição 2 apresentou maior proximidade em relação aos resultados da simulação (2,34%). As curvas obtidas para as posições 4 e 6 apresentaram boa concordância entre si, porém, mostraram uma diferença maior em relação aos resultados numéricos (8,53% e 9,75%, respectivamente).

A seguir, o duto foi rotacionado em +120°, produzindo os resultados mostrados na Figura 65 (teste 11).

Figura 65 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água à pressão de 200 Bar, rotacionada em  $+120^\circ$  (teste 11).

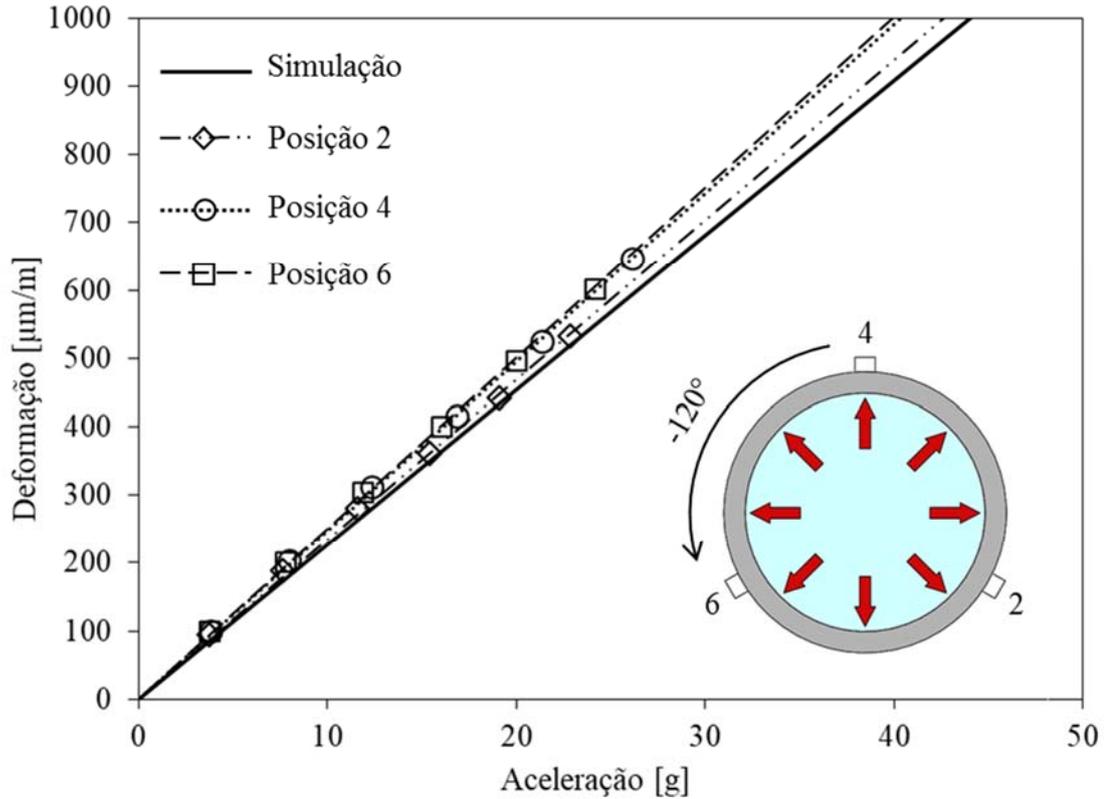


Fonte: O autor.

As curvas obtidas para essa condição se mostraram muito semelhantes aos dados do teste anterior. As diferenças entre os resultados experimentais e numéricos, para os conjuntos de sensores das posições 2, 4 e 6 foram de 3,07%, 8,55% e 9,45%, respectivamente, o que demonstra uma variação máxima de 0,72% entre ambos os testes.

O último teste (teste 12) foi realizado partindo-se da posição inicial e com uma rotação de  $-120^\circ$  na amostra. Os resultados deste teste podem ser vistos na Figura 66.

Figura 66 - Comparação entre as relações deformação versus aceleração obtidas experimentalmente e numericamente para a amostra 2 com água à pressão de 200 Bar, rotacionada em  $-120^\circ$  (teste 12).



Fonte: O autor.

Novamente a curva obtida para posição 2 apresentou maior compatibilidade em relação ao modelo numérico (3,31%) e os resultados obtidos para as posições 4 e 6 mostraram maior proximidade entre si e um maior afastamento em relação à simulação (9,18% e 10,31%, respectivamente).

Além dos gráficos que ilustram este subcapítulo, todas as equações das curvas de ajuste linear apresentadas podem ser encontradas no Apêndice B. A Tabela 3, a seguir, resume as diferenças entre o modelo numérico e os testes experimentais para a relação deformação versus aceleração.

Tabela 3 – Diferença entre os resultados experimentais e numéricos da relação deformação versus aceleração para todos os testes executados.

N° Teste	Amostra	Preenchimento Amostra	Rotação Amostra	Diferença Experimental x Numérico		
				Posição 2	Posição 4	Posição 6
1	1	-	0°	0,28%	9,67%	9,53%
2	1	Água (1 Bar)	0°	0,40%	8,06%	9,70%
3	1	Água (200 Bar)	0°	0,13%	8,96%	14,73%
4	2	-	0°	—————	Descartado	—————
5	2	-	+120°	12,60%	9,91%	9,75%
6	2	-	-120°	13,91%	9,84%	9,41%
7	2	Água (1 Bar)	0°	7,30%	8,37%	9,41%
8	2	Água (1 Bar)	+120°	8,65%	8,06%	9,59%
9	2	Água (1 Bar)	-120°	3,74%	5,40%	7,79%
10	2	Água (200 Bar)	0°	2,34%	8,53%	9,75%
11	2	Água (200 Bar)	+120°	3,07%	8,55%	9,45%
12	2	Água (200 Bar)	-120°	3,31%	9,18%	10,31%

Fonte: O autor.

Com base nos testes da amostra 2 foi possível observar que o preenchimento da amostra com água aumentou a inclinação da curva deformação versus aceleração, da mesma forma como ocorreu na amostra 1. A aplicação de pressão interna em alguns casos implicou em um pequeno aumento na inclinação da curva deformação versus aceleração, enquanto que para os demais casos houve uma pequena diminuição na inclinação. Entretanto, de modo geral, a pressurização não mostrou exercer grande influência em termos de inclinação da curva deformação versus aceleração.

A execução dos testes, realizando a rotação na amostra 2, de forma que cada conjunto de sensores ocupasse todas as posições, de 0°, +120° e -120° em relação ao topo da amostra, permitiu verificar se fatores geométricos poderiam estar influenciando na diferença entre os valores lidos por cada conjunto de sensores. Os resultados para as três condições de rotação, tanto para o duto sem água, quanto para os casos com preenchimento de água e com pressão interna mostraram que a posição ocupada por cada par de sensores não influencia

significativamente na relação entre deformação e aceleração, eliminando a hipótese citada acima. A proximidade de resultados se mostrou mais evidente entre os testes 10, 11 e 12, realizados com a amostra de maior diâmetro, com pressão interna de 200 Bar. A maior diferença de resultados lida entre estes testes foi de 0,98%.

Exceto para os testes de número 5 e 6, com a amostra 2 sem preenchimento com água, as medições produzidas pelos sensores na posição de número 2 apresentaram maior concordância quando comparadas aos resultados obtidos pelo método dos elementos finitos. O presente estudo aborda testes com elevado grau de complexidade no que diz respeito às variáveis envolvidas. Portanto, como mencionado anteriormente, as discrepâncias entre as leituras podem ter como origem fatores como comprimento dos cabos de extensometria, vibração dos cabos durante o teste, alinhamento dos sensores, além dos erros associados às leituras de cada sensor.

Em adição, foi possível observar que o duto apresentou uma certa instabilidade no comportamento em teste para ambas as amostras sem preenchimento com água. O sistema PID se mostrou eficiente na busca pela estabilização dos patamares de deformação. Contudo, em alguns casos, o incremento da velocidade de rotação necessário para obter o patamar desejado era inferior à variação mínima suportada pelo inversor de frequência. Ainda, a instabilidade citada acima gerou oscilações bruscas nas deformações, de forma que o sistema de controle perdia a referência e iniciava novamente a busca pela manutenção do patamar. O preenchimento da tubulação com água e a pressurização da amostra favoreceram o teste neste aspecto, melhorando significativamente a permanência da amostra em patamares bem definidos de deformação.

Durante a realização dos ensaios, foram observados erros de leitura nos extensômetros, invalidando alguns testes. Estes erros foram ocasionados por três principais fatores, a saber: rompimento dos cabos por fadiga, descolamento do extensômetro e interferência elétrica proveniente do motor. Os dois primeiros foram resolvidos substituindo-se o cabeamento e/ou o *strain gage*. O terceiro foi solucionado pela ampliação e pelo isolamento dos pontos de aterramento do motor. Outra forma de resolver o problema de interferência seria utilizar cabos blindados para conectar os sensores de deformação ao longo do tubo. Todavia este método já foi utilizado em testes anteriores e os cabos falharam por fadiga. Por apresentarem um maior número de vias, a substituição apenas do cabo rompido era inviável. Desta forma, optou-se pela

utilização de cabos de cobre esmaltados individuais devido a sua massa reduzida e a possibilidade de substituição apenas do cabo defeituoso, se necessário.

Os acelerômetros não tiveram problemas de leitura referentes à interferência elétrica. Porém, um fator que prejudicou a leitura de aceleração em alguns ensaios foi a união entre o cabeamento instalado na amostra e o cabeamento ligado ao sistema de condicionamento de sinais por intermédio de conectores do tipo BNC-LM-1. Este problema foi solucionado fixando-se ambos os conectores ao duto, evitando vibrações relativas entre os conectores e a amostra e estabelecendo uma conexão mais estável entre os tramos.

Ademais dos problemas de leitura dos sensores apresentados acima, outros fatores importantes foram observados na execução dos testes. A mesa que suporta o motor elétrico não possui fixação permanente no chão, de forma a permitir o livre ajuste e alinhamento do sistema de transmissão em relação à máquina para cada teste. Sua fixação se dá por intermédio de cintas catracas após o alinhamento com a amostra. Porém, em grande parte dos testes do duto de maior diâmetro foi constatada uma pequena movimentação lateral nesta mesa. Em adição, outra adversidade encontrada foi que após a execução de alguns ensaios com o duto de maior diâmetro, a amostra encontrava-se alinhada ao sistema de transmissão no plano horizontal, porém mais baixa que no início do teste, produzindo desalinhamento vertical. Uma câmera de vídeo foi utilizada para identificar a causa do problema. Foi constatado que os esticadores dos cabos de aço que sustentam a amostra, responsáveis pelo ajuste de altura, apesar da pequena vibração sofrida durante o teste, desparafusaram alguns filetes de rosca, reduzindo a altura da amostra em relação à mesa que suporta o motor. Apesar de o sistema de transmissão ser composto por uma junta universal, estes pequenos desalinhamentos, somados à inércia do sistema em vibração forçada, podem ter originado vibrações indesejadas na amostra, afastando-se do conceito de que a vibração deve ser proveniente puramente de esforços radiais.

Os contrapesos, por sua vez, são fixados à amostra de forma manual, ajustando-se os parafusos e executando a medição do espaçamento entre a face interna do contrapeso e a face externa da amostra e nivelando o contrapeso e o duto, conforme descrito no Item 4.1.1. Porém, por se tratar de um processo puramente manual, por comparação de medidas, esse procedimento de alinhamento pode originar certa excentricidade do contrapeso em relação à amostra, divergindo em parte do conceito do teste.

Assim, avaliando as considerações apontadas acima para a configuração do teste como um todo, existe uma superposição de efeitos indesejados, os quais estão diretamente aliados aos

erros intrínsecos de cada sensor e de sua instalação. Portanto, é possível que estes fatores possam ter influenciado significativamente na diferença entre os resultados obtidos pelos três conjuntos de sensores.

Por fim, o modelo numérico foi validado em termos da relação entre deformação e aceleração, podendo apresentar diferenças de no máximo 15% para a inclinação da curva. Sugere-se, como forma de melhoria da acurácia do modelo, a realização de estudos adicionais, visando obter uma distribuição mais uniforme dos valores de deformação e aceleração entre sensores distintos.

## 6. CONCLUSÕES

Neste estudo, foi investigado o comportamento mecânico em termos das frequências naturais e dos níveis máximos de deformação e aceleração de dois dutos de aço API –X65 sem costura, ambos com comprimento de 6 m, com diâmetros externos de 219,1 mm e 275 mm e espessuras de parede de 22,2 mm e 20,8 mm, respectivamente, submetidos a teste de fadiga por ressonância. Desta forma, foi obtida uma relação entre deformação e aceleração para ambas amostras sem água, com água, e com pressão interna. O teste foi modelado numericamente pelo método dos elementos finitos e os resultados obtidos pela simulação foram comparados aos resultados experimentais, a fim de se validar o modelo numérico para as geometrias estudadas. Assim, analisou-se a concordância entre os resultados obtidos e foi possível verificar a viabilidade de se substituir o sistema de controle do teste de deformação para aceleração, sendo que as seguintes conclusões podem ser apresentadas:

- Os métodos de cálculo da frequência natural das amostras por elementos finitos nos *softwares Abaqus e Ansys* mostraram boa concordância com os cálculos analíticos. A maior diferença observada entre os resultados foi de 0,59 Hz (2,8%).
- A análise modal efetuada no *software Abaqus* permitiu observar que o preenchimento da amostra com água diminui sua frequência natural e diminui a distância entre os nós de vibração para o primeiro modo vibratório.
- A relação deformação versus aceleração obtida experimentalmente para cada teste foi comparada com os resultados das simulações por elementos finitos e constatou-se que o comportamento da curva possui caráter linear.
- Os resultados experimentais de deformação versus aceleração apresentaram diferença máxima de 14,73% e mínima de 0,13% em relação aos resultados numéricos. Contudo a maior diferença observada entre resultados de conjuntos de sensores distintos em um mesmo teste foi de 14,6%. Desta forma, o modelo numérico apresentado se mostra válido na predição dos níveis de deformação com base nas acelerações medidas, podendo apresentar variações de até 15%.
- Os resultados experimentais dos três conjuntos de sensores não se mostraram muito próximos na maioria dos testes e os sensores da posição 2 apresentaram maior concordância com os resultados numéricos. Foram constatados desalinhamentos amostra-máquina após a execução de cada teste, o que pode ter gerado vibrações indesejadas e

provocado diferenças nas leituras dos sensores, juntamente com fatores como comprimento dos cabos de extensometria, vibração dos cabos durante o teste, alinhamento dos sensores, além dos erros associados às leituras de cada sensor.

- Foi possível observar que o preenchimento da amostra com água provocou um aumento da inclinação na curva deformação versus aceleração para as duas amostras.
- A pressurização das amostras não mostrou influência significativa em relação aos resultados das amostras apenas preenchidas com água.
- A posição geométrica dos sensores não mostrou influência nos resultados da relação deformação versus aceleração.
- Os três métodos numéricos utilizados para reproduzir o teste de fadiga por ressonância apresentaram boa concordância entre si, com diferença máxima de 11% e mínima de 0,76%. Em todas as comparações a simulação mais detalhada apresentou resultados próximos a uma das demais simulações, evidenciando que a simulação simplificada é eficaz na representação do teste de fadiga por ressonância.

## 7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Perante as conclusões obtidas através da análise dos resultados alcançados no presente estudo, destacam-se como possíveis estudos a serem realizados como contribuição para continuação deste trabalho no que tange testes de fadiga por ressonância em dutos metálicos:

- Avaliar a influência da variação de espessura de dutos sem costura nos resultados de aceleração e deformação ao longo da circunferência de dutos metálicos submetidos à ensaios de fadiga por ressonância.
- Estudar a amplitude de deslocamento no centro de dutos metálicos submetidos a teste de fadiga por ressonância e comparar com as curvas deformação versus aceleração obtidas neste trabalho.

## 8. BIBLIOGRAFIA

ALVES, M. C. **Análise de Fadiga em Risers Rígidos Tipo Catenária Submetidos a Carregamentos de Onda e Corrente**. Rio de Janeiro, RJ - Brasil: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.

API RECOMMENDED PRACTICE 2RD. **Design of Risers for Floating Production Systems (FPSs) and Tension-Leg Platforms (TLPs)**. Washington D.C. - United States: American Petroleum Institute, 1998.

API RECOMMENDED PRACTICE 17B. **Recommended Practice for Flexible Pipe**. Washington D.C. - United States: American Petroleum Institute, 2002.

ÅSTRÖM, K. J. **Control System Design**. Santa Barbara: University of California, 2002.

BAO, M.-H. **Handbook of Sensors and Actuators: Micro Mechanical Transducers**. 1. ed. Shangai, China: Elsevier Science, 2000. v. 8

BAZANELLA, A. S.; SILVA JÚNIOR, J. M. G. **Sistema de Controle: Princípios e Métodos de Projeto**. 1. ed. Porto Alegre: UFRGS Editora, 2005.

BERTINI, L. et al. Test Rigs for Fatigue Full Scale Testing of oil Drill String. **International Journal of Fatigue**, v. 30, n. 6, p. 978–988, jun. 2008.

BOYES, W. (ED.). **Instrumentation Reference Book**. 3. ed. Boston: Butterworth-Heinemann, 2003.

CAMPESTRINI, L. **Sintonia de Controladores PID Descentralizados Baseada no Método do Ponto Crítico**. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

CHUAN, W.; ZHU, H.; WANG, D. Journal of Applied Sciences. **Test System and Model for Fatigue Performance Evaluation of Marine Riser**, v. 13, n. 6, p. 854–861, 2013.

CHUVAS, T. DE C. **Estudo da Influência dos Parâmetros de Tratamento de Alívio das Tensões Residuais por Vibração Mecânica em Juntas Soldadas a Plasma**. Niterói, RJ - Brasil: Universidade Federal Fluminense, 16 mar. 2012.

CIONE, F. C. **Medidas de Tensões Residuais por Extensometria em Componentes Usados no Setor da Mobilidade**. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2012.

CLAEYS, J. et al. Characterisation of a Resonant Bending Fatigue Test Setup for Pipes. **Sustainable Construction and Design**, 2011.

DA COSTA, D. G. et al. **Produção de Água a Bordo de Navios e Plataformas**. Barra Mansa - RJ: Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial, 2015.

DA SILVA, V. R. M. **Análise de Riser Rígido Vertical Tractionado no Topo para Águas Ultra Profundas**. Rio de Janeiro, RJ - Brasil: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2011.

DE ÁVILA, G. G. **Cálculo de Fadiga de Risers Rígidos Através da Mecânica da Fratura**. Rio de Janeiro, RJ - Brasil: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005.

DE LEÃO, A. P. et al. Análise dos Sistemas de Risers Utilizados na Produção de Óleo em Sistemas Submarinos. **Caderno de Graduação-Ciências Exatas e Tecnológicas-UNIT**, v. 2, n. 2, p. 23–36, 2014.

DE MORAIS, J. M. **Petróleo em Águas Profundas: Uma História Tecnológica da PETROBRAS na Exploração e Produção Offshore**. Brasília: Ipea, 2013.

DE VALE, L. M. **Análise Global de Duto Sanduíche na Configuração de Riser Híbrido**. Rio de Janeiro, RJ - Brasil: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.

DIMAROGONAS, A. D. **Vibrations for Engineers**. 2. ed. St. Paul, Minn: West Publishing, 1976.

HASEGAWA, K. et al. International Journal of Pressure Vessels and Piping. **Fatigue strength for pipes with allowable flaws and design fatigue curve**, v. 79, p. 37–44, 2002.

HIBBELER, R. C. **Estática: Mecânica Para Engenharia**. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2005.

HOFFMANN, K. **An Introduction to Measurements using Strain Gages**. Darmstadt: Drach Print Media GmbH, 1989.

KANNAN, A. **Design and Modeling of a MEMS-Based Accelerometer With Pull in Analysis**. Vancouver - Canada: University of British Columbia, 2008.

LEME, L. M. M. **Estudo Comparativo de Técnicas de Análise Modal Experimental no Domínio da Frequência em Uma Barra na Condição de Contorno Livre-Livre**. B.S. thesis—Pato Branco, PR - Brasil: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2014.

LUNDKVIST, A. **Modal Analysis Project**. Luleå, Suécia: Luleå University of Technology, 2010.

M. POPE, A. et al. **Comportamento à Fadiga e Fratura de Tubos Bobinados**. . In: RIO PIPELINE CONFERENCE & EXPO. 2005

MADDOX, S. J.; ZHANG, Y.-H. **Comparison of Fatigue of Girth-Welds in Full-Scale Pipes and Small-Scale Strip Specimens**. Estoril - Portugal: ASME, 2008. Acesso em: 13 jun. 2017

MIGUEL, L. F. F. **Introdução ao Estudo de Vibrações - Notas de Aula de ENG03374 - Vibrações I**. Porto Alegre: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006. v. 1

MISCOW, G. F. et al. International Journal of Fatigue. **Techniques to characterize fatigue behaviour of full size drill pipes and small scale samples**, v. 26, p. 575–584, 2004.

MOSQUEN, A. et al. **Máquina para a Realização de Ensaios de Fadiga em Flexão por Ressonância de Dutos**. BR1020150081979, 13 abr. 2015. . Acesso em: 24 jan. 2018

NORTHROP, R. B. **Introduction to Instrumentation and Measurements**. Boca Raton - United States: Taylor & Francis Ltd, 2005.

PATSKO, L. F. **Aplicações, Funcionamento e Utilização de Sensores**. Londrina, PR - Brasil: Maxwell Bohr Instrumentação Eletrônica, 2006. v. 1

PINTO, O. O. et al. **Resonant Bending Fatigue Test Rig**. . In: RIO PIPELINE CONFERENCE & EXPOSITION. Rio de Janeiro, RJ - Brasil: 2015

PINTO, O. O. et al. **Avaliação da Vida em Fadiga de Duto X-65 Através de Ensaio de Fadiga por Ressonância**. . In: RIO OIL & GAS EXPO AND CONFERENCE. Rio de Janeiro - Brasil: 2016

POPOV, E. P. **Mecânica de Sólidos**. 2. ed. México: Addison Wesley Longman, 2000.

- RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4. ed. São Paulo, SP - Brasil: Pearson Prentice Hall, 2008.
- RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 5th ed ed. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall, 2011.
- SCHWARZ, B. J.; RICHARDSON, M. H. Experimental Modal Analysis. **CSI Reliability week**, v. 35, n. 1, p. 1–12, 1999.
- STAPASOLLA, T. Z. et al. **Mechanical Behavior of X-65 Seamless Rigid Pipe during Resonant Fatigue Testing: a Numerical and Experimental Approach**. . In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE. Rio de Janeiro, RJ - Brasil: 2017
- STRESS ENGINEERING SERVICES INC. **Fatigue Testing**. Houston - United States: Stress Engineering Services INC, 2010. v. 2010
- TANAKA, R. L. **Otimização da Configuração de Risers Rígidos**. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2009.
- TOMCZYK, K. Problems in Modelling Charge Output Accelerometers. **Metrology and Measurement Systems**, v. 23, n. 4, 1 jan. 2016.
- TSUKADA, R. I. **Comportamento Dinamico de Riser rígido em Catenaria Devido a Vibração Induzida por Vortices em Águas Profundas**. Campinas, SP - Brasil: Universidade Estadual de Campinas, 2009.
- VAN WITTENBERGHE, J. et al. **Pipe Resonant Bending Fatigue Test Setup with Optical Measuring System**. Proceedings of the 8th International Pipeline Conference, IPC. **Anais...**2010. Acesso em: 13 jun. 2017
- VARMA, A. H. et al. Experimental Mechanics. **Flexural fatigue behavior of threaded connections for large diameter pipes**, v. 44, p. 1–7, 2002.
- VARMA, A. H.; RUSSEL, B. W.; WALLACE, B. Experimental Mechanics. **Large-scale rotating bending fatigue tests for offshore pipe connections**, v. 37, p. 147–153, 1997.
- WEBSTER, J. G. **The Measurement Instrumentation and Sensors Handbook**. 1. ed. Boca Raton - United States: CRC Press LCC, 1999. v. 1
- YERGIN, D. **O Petróleo - Uma História Mundial de Conquistas, Poder e Dinheiro**. São Paulo: Paz e Terra, 2010.
- ZHANG, Y.-H.; MADDOX, S. J. Fatigue Testing of Full Scale Girth Welded Pipes Under Variable Amplitude Loading. **Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, v. 136, n. 2, p. 021401, 2014.

## Apêndice A - EQUAÇÕES DAS CURVAS DEFORMAÇÃO VERSUS ACELERAÇÃO OBTIDAS PELOS MODELOS NUMÉRICOS

A Figura 67 apresenta as equações resultantes das simulações realizadas para as amostras 1 e 2.

Figura 67 - Equações das retas obtidas para as amostras 1 e 2 através dos três modelos numéricos descritos no item 4.4.

Condição	Simulação	Equação da Reta
<b>Amostra 1 Sem Água</b>	Abaqus - Modelo Simplificado	$\epsilon = 23,16.a$
	Ansys - Modelo Simplificado	$\epsilon = 25,22.a$
	Ansys - Modelo Completo	$\epsilon = 24,95.a$
<b>Amostra 1 Com Água</b>	Abaqus - Modelo Simplificado	$\epsilon = 27,63.a$
	Ansys - Modelo Simplificado	$\epsilon = 28,72.a$
	Ansys - Modelo Completo	$\epsilon = 28,20.a$
<b>Amostra 2 Sem Água</b>	Abaqus - Modelo Simplificado	$\epsilon = 17,76.a$
	Ansys - Modelo Simplificado	$\epsilon = 19,71.a$
	Ansys - Modelo Completo	$\epsilon = 18,33.a$
<b>Amostra 2 Com Água</b>	Abaqus - Modelo Simplificado	$\epsilon = 22,71.a$
	Ansys - Modelo Simplificado	$\epsilon = 22,54.a$
	Ansys - Modelo Completo	$\epsilon = 22,33.a$

$\epsilon$  = Deformação [ $\mu\text{m}/\text{m}$ ]

a = Aceleração [g]

Fonte: O autor.

## Apêndice B - EQUAÇÕES DAS CURVAS DEFORMAÇÃO VERSUS ACELERAÇÃO OBTIDAS PELOS TESTES EXPERIMENTAIS

A Figura 68 apresenta as equações resultantes dos testes experimentais realizados para as amostras 1 e 2.

Figura 68 - Equações das retas obtidas para as amostras 1 e 2 através dos testes experimentais descritos no item 4.8.

	Identificação	Equação da Reta		Identificação	Equação da Reta
<b>Teste 1</b>	Simulação	$\epsilon = 23,16.a$	<b>Teste 8</b>	Simulação	$\epsilon = 22,71.a$
	SG2	$\epsilon = 23,09.a$		SG2	$\epsilon = 24,67.a$
	SG4	$\epsilon = 20,92.a$		SG4	$\epsilon = 24,54.a$
	SG6	$\epsilon = 20,95.a$		SG6	$\epsilon = 24,89.a$
<b>Teste 2</b>	Simulação	$\epsilon = 27,63.a$	<b>Teste 9</b>	Simulação	$\epsilon = 22,71.a$
	SG2	$\epsilon = 27,52.a$		SG2	$\epsilon = 23,56.a$
	SG4	$\epsilon = 25,40.a$		SG4	$\epsilon = 23,94.a$
	SG6	$\epsilon = 24,95.a$		SG6	$\epsilon = 24,48.a$
<b>Teste 3</b>	Simulação	$\epsilon = 27,63.a$	<b>Teste 10</b>	Simulação	$\epsilon = 22,71.a$
	SG4	$\epsilon = 25,15.a$		SG2	$\epsilon = 23,24.a$
	SG2	$\epsilon = 27,60.a$		SG4	$\epsilon = 24,65.a$
	SG6	$\epsilon = 23,56.a$		SG6	$\epsilon = 24,92.a$
<b>Teste 5</b>	Simulação	$\epsilon = 17,76.a$	<b>Teste 11</b>	Simulação	$\epsilon = 22,71.a$
	SG2	$\epsilon = 27,60.a$		SG2	$\epsilon = 23,41.a$
	SG4	$\epsilon = 25,15.a$		SG4	$\epsilon = 24,65.a$
	SG6	$\epsilon = 19,49.a$		SG6	$\epsilon = 24,85.a$
<b>Teste 6</b>	Simulação	$\epsilon = 17,76.a$	<b>Teste 12</b>	Simulação	$\epsilon = 22,71.a$
	SG2	$\epsilon = 20,23.a$		SG2	$\epsilon = 23,46.a$
	SG4	$\epsilon = 19,51.a$		SG4	$\epsilon = 24,79.a$
	SG6	$\epsilon = 19,43.a$		SG6	$\epsilon = 25,05.a$
<b>Teste 7</b>	Simulação	$\epsilon = 22,71.a$			
	SG2	$\epsilon = 24,37.a$			
	SG4	$\epsilon = 24,61.a$			
	SG6	$\epsilon = 24,56.a$			

$\epsilon$  = Deformação [ $\mu\text{m/m}$ ]

a = Aceleração [g]

Fonte: O autor.