MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGE3M

AVALIAÇÃO DE DERIVAÇÕES EM SISTEMAS DE TUBULAÇÕES SUJEITAS À VIBRAÇÃO

TIAGO SOARES DOCÉ

Porto Alegre
2015

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - PPGE3M

AVALIAÇÃO DE DERIVAÇÕES EM SISTEMAS DE TUBULAÇÕES SUJEITAS À VIBRAÇÃO

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia, modalidade acadêmica.

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Porto Alegre
2015

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Reitor: Carlos Alexandre Netto
Vice-Reitor: Rui Vicente Oppermann

ESCOLA DE ENGENHARIA
Diretora: Luiz Carlos Pinto da Silva Filho
Vice-Diretora: Carla Ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS, METALÚRGICA E DE MATERIAIS
Coordenador: Carlos Perez Bergmann
Vice-Coordenador: Afonso Reguly

Docé, Tiago Soares
Avaliação de derivações em sistemas de tubulações sujeitas à vibração / Tiago Soares Docé. -- 2015.
68 f.

Orientador: Telmo Roberto Strohaecker.

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, 2015.

1. tubulação. 2. pequeno diâmetro. 3. vibração. I. Strohaecker, Telmo Roberto, orient. II. Título.

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Ciência e Tecnologia dos Materiais, e aprovada em sua forma final, pelo orientador e pela Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Banca Examinadora:

Dr. Adriano Scheid - TC/DEMEC/UFPR
Dr. Antônio Fernando Burkert Bueno – IFRS
Dr. Marcio Levi Kramer de Macedo - DEMET/UFRGS

Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann
Coordenador PPGE3M

Dedico este trabalho à minha família e amigos, pelo apoio constante.

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, pela oportunidade de obter uma grande conquista na minha formação acadêmica.

Ao PPGE3M, por todo apoio e orientações.

A todos os colegas do Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF), que direta ou indiretamente ajudaram no desenvolvimento do trabalho e execução dos ensaios.

À minha família, por estar sempre do meu lado me apoiando e incentivando.

Aos colegas da Refinaria Alberto Pasqualini (REFAP), por todo apoio.

Ao professor e orientador Telmo Roberto Strohaecker, pelos conhecimentos transmitidos durante o curso.

RESUMO

Essa dissertação aborda o estudo teórico, experimental e computacional de algumas configurações usuais para derivações de pequeno diâmetro, interligadas a uma tubulação principal, sujeitas à vibração. O estudo de vibração, induzida por diversos fatores, foi a base teórica utilizada para a previsão de esforços máximos admissíveis e garantia da confiabilidade das tubulações. A confecção dos corpos-de-prova buscou a reprodução de condições típicas de uso em instalações de petróleo e gás, visando uma comparação de desempenho para as diferentes condições de montagem. Também foi realizada uma etapa de avaliação computacional, usando o programa Triflex para verificação da frequência natural e rigidez do conjunto montado. As análises de deslocamentos e esforços através dos dados obtidos pela instrumentação das peças soldadas e resultados do programa ANSYS apresentaram resultados importantes, enfatizando a resistência mecânica de determinadas configurações de menor comprimento ou com reforço vinculado à tubulação principal, as quais podem ser utilizadas em projetos de tubulações, melhorando a confiabilidade das instalações.

Palavras chave: tubulação, pequeno diâmetro, vibração.

ABSTRACT

This dissertation adresses the theoretical, experimental and computational study of some usual settings for small diameter pipe, connected to a main pipe, subject to vibration. The study of vibration induced by several factors was the theoretical basis used for predicting maximum permissible efforts and ensuring the reliability of pipes. The creation of the specimens sought to reproduce typical use conditions in the oil and gas factories aimed at comparative performance for different installation conditions. It was also performed a computational evaluation stage using software Triflex to check the natural frequency and rigidity of the mounted assembly. The displacement analysis and effort for parts by informations obtained with instrumentation of welded pipes and results of ANSYS software presented important results, emphasizing the mechanical strength of certain settings with smaller length or with reinforcement linked to a main pipe which can be used in pipe projects, improving the reliability of the facilities.

Keywords : pipe, small diameter, vibration.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Arranjo de tubulação com drenos e suspiro.....18
Figura 1.2 – Derivação de pequeno diâmetro usada para drenos e suspiros.....19
Figura 1.3 – Derivação extensa com geometria e distribuição de massa de baixa resistência.....20
Figura 1.4 – Exemplo de reforço com rigidez insuficiente e reforço com rigidez adequada.....21
Figura 2.1 - Descrição de vibração usando um exemplo simples com o sistema massa-mola 25
Figura 2.2 – Comportamento da vibração amortecida e não amortecida.....26
Figura 2.3 – Trinca ocasionada por fadiga, destacada por ensaio de líquido penetrante.....28
Figura 2.4 – Critério de análise de vibração em tubulações.....30
Figura 2.5 – Modos de vibração mostrados nas paredes das tubulações ou equipamentos 31
Figura 2.6 – Suporte do tipo abraçadeira com apoio para instalação de guia lateral.....32
Figura 2.7 – Bocal reforçado de Vaso de Pressão submetido à vibração.....33
Figura 2.8 - Curva S-N mostrando as diferentes regiões de comportamento dos metais (adaptado de SHIGLEY 2001).....35
Figura 2.9 – Exemplo de suportação sugerida na norma Petrobras N-108.....39
Figura 2.10 – Trecho da curva de fadiga do aço carbono com resistência última inferior a 552MPa.....40
Figura 3.1 – Projeto Simplificado: Protótipo sem reforço.....42
Figura 3.2 – Projeto Simplificado: Protótipo com reforço.....43
Figura 3.3 - Máquina universal de ensaios MTS.....44
Figura 3.4 – Protótipo acoplado à máquina.....45
Figura 3.5 – Extensômetro na solda do colar.....45
Figura 3.6 – Peça sem reforço, derivação de extensão 400mm.....46
Figura 3.7 – Peça sem reforço, derivação de extensão 250mm.....46
Figura 3.8 – Peça com reforço em chapa e extensão da derivação com 250mm.....47

Figura 3.9 - Recomendação de reforço.....48
Figura 3.10 – Modelo de tubulação no programa Triflex.....49
Figura 3.11 – Modelo em elementos finitos com reforço e sem reforço.....50
Figura 4.1 – Peça com derivação em 400mm, sem reforço.....51
Figura 4.2 – Peça com derivação em 250mm, sem reforço. Frequência do ensaio: 10Hz 52
Figura 4.3 – Peça com derivação em 250mm, com reforço. Frequência do ensaio: 10Hz 52
Figura 4.4 – Peça com derivação em 250mm, com reforço. Frequência do ensaio: 20Hz 53
Figura 4.5 – Peça com derivação em 250mm, com reforço. Frequência do ensaio: 30Hz 53
Figura 4.6 – Resultado da análise harmônica. Plotagem de deslocamento (zero a pico) x frequência entre 10 e 40Hz 55
Figura 4.7 – Distribuição das tensões de von Mises na região da solda da derivação sem reforço. Frequência de 30Hz.....56
Figura 4.8 – Distribuição das tensões de von Mises na região da solda da derivação com reforço. Frequência de 30Hz.....57
Figura 4.9 – Comportamento das peças.....57
Figura 4.10 – Fixação da máquina de ensaios na bancada.....59
Figura 4.11 – Peça analisada com líquido penetrante nas soldas 61

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades dos materiais empregados.....44
Tabela 4.1 – Maiores deslocamentos e acelerações dos protótipos.....54
Tabela 4.2 – Frequências naturais 54

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 2.1: Raiz do valor quadrático médio da amplitude.....24
Equação 2.2: Proporcionalidade da frequência natural.....27

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

API	American Petroleum Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	ASTM International
EI	Energy Institute
Fe	Frequência de excitação
Fn	Frequência natural
Fv	Frequência de vibração
FS	Fator de segurança
Hz	Hertz
m	Massa
MPa	MegaPascal
MTD	The Marine Technology Directorate Limited
N	Número de ciclos para falha
S	Solicitação (geralmente expressa em tensão)
SCF	Fator de concentração de tensões
TPD	Tubulação de pequeno diâmetro
WRC	Welding Research Council

LISTA DE SÍMBOLOS

E:	Módulo de Elasticidade
G	Aceleração
k	Rigidez
ω_n :	Frequência natural
σ:	Tensão
σ_e:	Tensão de escoamento
σ_r:	Tensão de ruptura

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 16
1.1 GENERALIDADES 16
1.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA 17
1.3 OBJETIVOS DA PESQUISA 21
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO 22
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA 24
2.1 FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÃO 24
2.1.1 Vibração 24
2.1.2 Partes Elementares de Sistemas Vibratórios 24
2.1.3 Classificação de Vibrações 25
2.1.4 Análise de Vibrações 26
2.2 VIBRAÇÕES EM TUBULAÇÕES 28
2.3 VIBRAÇÃO EM TUBULAÇÕES CONECTADAS A EQUIPAMENTOS 31
2.4 PROCEDIMENTOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES 34
2.5 FADIGA 34
2.6 NORMAS DE PROJETO PARA TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS 36
2.7 TUBULAÇÕES DE PEQUENO DIÂMETRO 38
2.8 ESTADO DA ARTE 39
3 MATERIAIS E MÉTODOS 42
3.1 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL 42
3.2 ANÁLISE COMPUTACIONAL 48
3.2.1 Análise das Frequências Naturais 48
3.2.2 Análise em Elementos Finitos 49
4 RESULTADOS E ANÁLISES 51
4.1 RESULTADOS 51
4.1.1 Resultados dos Protótipos em Laboratório 51
4.1.2 Frequências Naturais 54
4.1.3 Resultados para a Análise em Elementos Finitos 55
4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS 58
5 CONCLUSÕES 63
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 64
7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 65

1 INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

O projeto de uma rede ou de um sistema de tubulações pode ser um projeto isolado, ou pode ser, como é mais frequente, uma parte de um projeto integrado de uma instalação completa, que inclui também projetos de várias outras especialidades de engenharia.

O projeto de tubulações é geralmente uma parte importante do projeto global de uma instalação industrial; nas indústrias de processo, o projeto de tubulações chega a atingir 45 a 60% do total de homens-hora gastos em todo projeto global. A rede de tubulações abrange também nesse caso, toda ou quase toda área do terreno da indústria.

Como qualquer outro projeto de engenharia, o projeto de tubulação inclui sempre dois tipos de trabalhos:

- Trabalhos de traçado, detalhamento e desenho.
- Trabalhos de cálculo e dimensionamento.

Em um projeto de tubulações costumam ser sempre feitos os seguintes cálculos:

- Dimensionamento do diâmetro de cada tubulação.
- Cálculo da flexibilidade para verificar se cada tubulação é capaz de absorver, por meio de flexões e torções nos seus diversos lados, o efeito combinado das dilatações e dos movimentos de pontos extremos da tubulação. Esses cálculos podem ser dispensados em alguns casos excepcionais.
- Cálculo dos pesos, forças de atrito, esforços de ancoragem, reações das juntas de expansão, e demais cargas que a rede de tubulações esteja fazendo ou possa fazer sobre cada suporte.
- Cálculo da espessura de parede dos tubos.
- Cálculo dos vãos máximos entre suportes.

Desses cálculos, alguns dependem do traçado e detalhamento das tubulações e por isso, tem de ser feitos obrigatoriamente para cada tubulação individual e, portanto, em cada projeto. Outros cálculos, pelo contrário, independem do traçado e detalhamento das tubulações, e, por esse motivo, podem ser feitos

previamente, para vários casos típicos sendo os resultados válidos, de uma vez por todas, para todos os projetos futuros. Esse é o procedimento usual das organizações de projeto e de usuários de tubulações, que conseguem assim grande economia de tempo e de trabalho.

Os cálculos que dependem do traçado e detalhamento das tubulações são os seguintes:

- Cálculo do diâmetro, feito para cada tubulação, basicamente em função das perdas de carga, que, por sua vez, dependem do comprimento, configuração geométrica, tipo e quantidade de acidentes da tubulação, bem como da vazão e viscosidade do fluido circulante, e da rugosidade das paredes da tubulação.

- Cálculo da flexibilidade, feito também para cada tubulação, em função do comprimento e configuração da tubulação, da temperatura, e das propriedades físicas e mecânicas do material.

- Cálculo dos pesos, feito para ponto de suporte, em função dos pesos de todas as tubulações e demais cargas atuantes. (TELLES, 2001)

1.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Problemas de vibração em tubulações industriais são frequentes em plantas de processo de diversos segmentos da indústria, sendo que os prejuízos e as consequências relacionados a estes problemas podem ser graves. Estes problemas se manifestam como falhas mecânicas e operacionais em sistemas de tubulações e equipamentos de processo.

Apesar do grande número de problemas causados por vibração excessiva, o comportamento dinâmico de tubulações é poucas vezes considerado na fase de projeto. A preocupação com concentradores de tensão é ressaltada no projeto, porém enfatizando a análise estática na ligação da derivação com o tubo tronco. Estas ligações com concentradores de tensão sujeitos à vibração podem apresentar fadiga no decorrer da vida ocasionando falhas nas instalações.

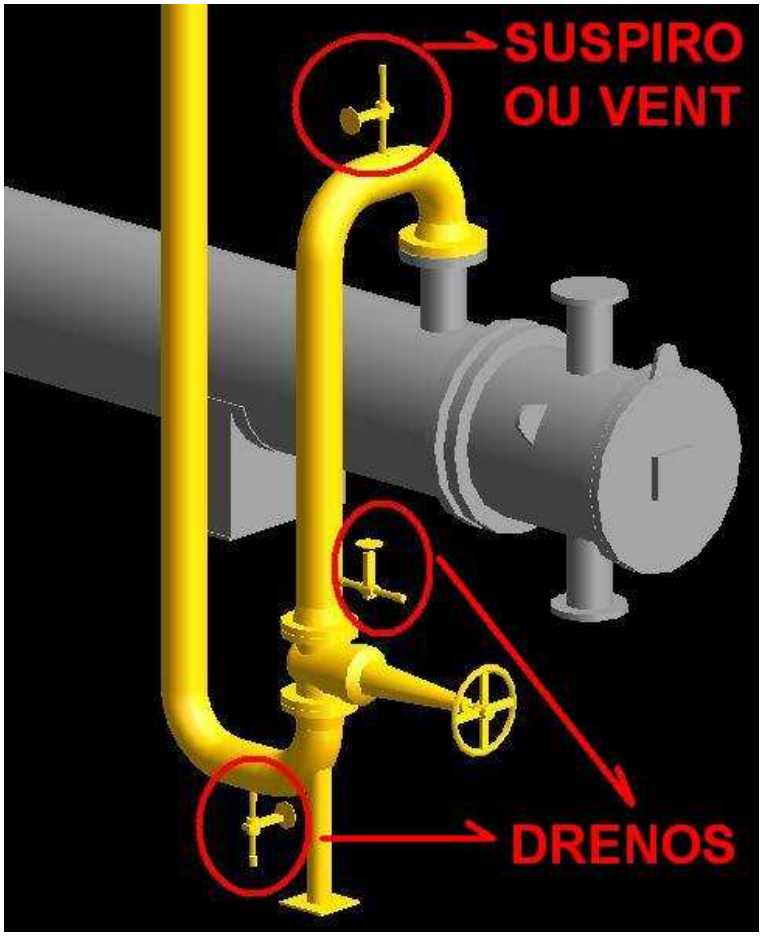
A falta de requisitos normativos específicos na indústria de processos, mais especificamente relacionada em detalhe ao fenômeno da vibração de tubulações, é uma deficiência relevante nos critérios de projeto destes componentes. Podem ser citadas como lacunas não haver uma definição clara de quais sistemas realmente

exigem análise dinâmica e qual o tipo de análise adequada para cada um deles, bem como seus requisitos. Também é observada a carência de padrões e detalhes de projeto pré-estabelecidos, como suportes, estruturas, detalhes de fabricação, juntas soldadas e outros.

A dificuldade para conhecer e controlar todas as variáveis de projeto relacionadas à vibração ocorre frequentemente nos trabalhos relacionados à tubulações, mas também ocorre na avaliação de outros sistemas, que podem conter equipamentos e estruturas metálicas.

Na rotina de detalhamento de projetos de tubulações são apresentados drenos e suspiros na maioria das linhas, prevendo as liberações para serviço e para manutenção, as necessidades de operação e montagem dos sistemas, tais como os pontos mostrados na Figura 1.1. Desta forma o cuidado com estes itens precisa ser constante e aplicado continuamente nos projetos, prevendo seu uso nas mais severas condições de trabalho.

Figura 1.1 – Arranjo de tubulação com dreno e suspiro

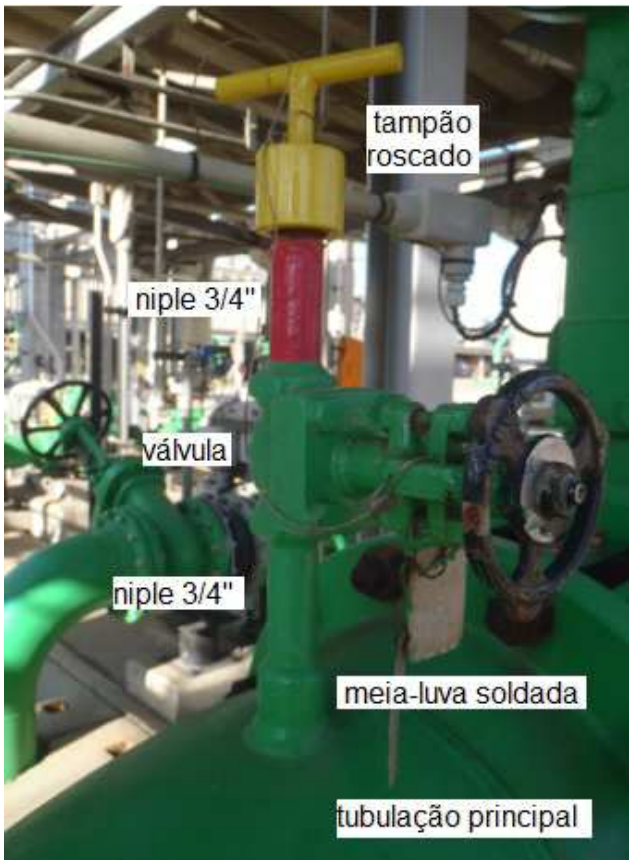


Fonte: Elaborado pelo Autor

Para o caso específico estudado, sendo foco deste trabalho, é comumente usada à disposição mostrada na Figura 1.2, composta pelos seguintes itens:

- Tubulação principal;
- Colar forjado para solda de encaixe ou meia-luva para solda de encaixe;
- Niples (pequenos trechos retos) de tubulação, com diâmetro de ¾ (três quartos) de polegada;
- Válvula de bloqueio (geralmente válvula do tipo gaveta);
- Tampão roscado com manípulo.

Figura 1.2 – Derivação de pequeno diâmetro usada para drenos e suspiros



Fonte: Elaborado pelo Autor

As dimensões dos niples são geralmente as menores possíveis, prevendo os efeitos prejudiciais de uma massa sem apoio adequado, evitando arranjos similares aos observados na Figura 1.3, destacada como configuração inadequada. Porém, no decorrer do tempo estas configurações, mesmo sendo teoricamente mais seguras, apresentam, em alguns casos, trincas na junção com a tubulação principal.

Figura 1.3 – Derivação extensa com geometria e distribuição de massa de baixa resistência

Fonte: EI - Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework.

Os critérios de projeto são mais diversificados e levam em conta os piores comportamentos que podem ocorrer na instalação. As dimensões da tubulação também influenciam diretamente na análise; desta forma, as que apresentam menor diâmetro associado a um maior trecho reto, sem qualquer vínculo, se mostram com maior amplitude de deslocamento e, consequentemente, há a possibilidade de falha.

A análise específica para tubulações de pequeno diâmetro é detalhada nas páginas seguintes, sendo que na maioria da literatura relacionada ao tema os autores buscam o entendimento do comportamento apenas da tubulação principal, não estendendo o estudo às derivações.

Alguns textos, tais como os guias na Energy Institute (2008) e o MTD (1999) abordam as considerações sobre tubulações de pequeno diâmetro ressaltando a necessidade de vincular à tubulação principal às regiões que possuam massas elevadas, enrijecendo a derivação. A partir destas leituras foi idealizado o protótipo destacado neste trabalho para testar o comportamento do sistema. Exemplos de recomendações erradas e corretas para derivações soldadas estão destacadas na figura 1.4.

Figura 1.4 – Exemplo de reforço com rigidez insuficiente e reforço com rigidez adequada

Fonte: EI - Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework.

1.3 OBJETIVOS DA PESQUISA

O projeto destas tubulações sujeitas à vibração apresenta uma série de análises e desafios aos projetistas para que a instalação final apresente adequada confiabilidade e segurança. O estudo do comportamento de configurações usuais para drenos e suspiros instaladas em indústrias de processamento de óleo e gás é a finalidade deste trabalho.

Este trabalho apresenta a investigação sobre um arranjo específico de tubulações de pequeno diâmetro (TPD), soldado a um tubo principal com ou sem reforço no ramal, caracterizado por apresentar constantes problemas relacionados à falha por fadiga associada à vibração. Em geral são considerados TPD os tubos com diâmetro igual ou menor do que 1.1/2”, sendo assim referenciados em bibliografias brasileiras e internacionais, tais como o API 570. Esse tipo de arranjo costuma ser encontrado para a função de dreno ou suspiro das linhas. Na rotina de detalhamento de projetos de tubulação estes pontos ocorrem na maioria das linhas, prevendo as liberações e as necessidades de montagem, operação e manutenção dos sistemas.

Os objetivos específicos do trabalho são:

a) Analisar premissas normativas, permitindo a discussão de critérios empregados nos projetos de tubulações;

b) Avaliação do comportamento de tubulações de pequeno diâmetro (até 1.1/2” de diâmetro), sujeitas à esforços dinâmicos, através dos resultados apresentados por corpos de prova;

c) Propor implementação de suportes, com a função de reforço, em instalações típicas para drenos e suspiros, de forma a garantir arranjos de tubulação com adequada confiabilidade;

d) Comparar o comportamento das derivações com e sem reforço;

e) Por meio de análise em laboratório e computacional, usando os programas TRIFLEX e ANSYS, buscar um aumento de segurança nas ligações de pequeno diâmetro, e redução de custo através do menor número de eventos de falha.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho está estruturado em sete capítulos, incluindo este primeiro que é composto de introdução, onde se apresenta a problemática do tema escolhido, uma breve apresentação do problema bem como sua relevância, a justificativa desse tipo de pesquisa e, por fim, os objetivos gerais e específicos com as limitações gerais da pesquisa.

O capítulo dois disponibiliza a pesquisa bibliográfica, apresentando conceitos, definições sobre vibração e fadiga mecânica, além de algumas citações sobre outros trabalhos relacionados ao tema.

O capítulo três apresenta os materiais e a metodologia utilizada neste trabalho contendo uma descrição das fases da pesquisa, de como foi formulado o problema, a construção de protótipos e modelos computacionais, bem como uma descrição detalhada das atividades vinculadas a este trabalho.

O capítulo quatro apresenta os resultados obtidos no modelo computacional e nos protótipos sobre arranjos específicos de tubulações industriais de pequeno diâmetro.

O capítulo cinco apresenta as principais conclusões sobre alternativas para o desenvolvimento de um projeto adequado para algumas configurações de tubos, baseado em um conjunto de diretrizes e nos resultados do estudo apresentado no capítulo quatro.

O capítulo seis apresenta uma série de sugestões para continuidade de trabalhos futuros vinculados ao tema.

E, por fim, o capítulo sete lista as referências bibliográficas utilizadas no trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FUNDAMENTOS DE VIBRAÇÃO

2.1.1 Vibração

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

Em engenharia, estes movimentos ocorrem em elementos de máquinas, tubulações e nas estruturas, dentre outros, quando estes estão submetidos a ações dinâmicas.

2.1.2 Partes Elementares de Sistemas Vibratórios

Em geral, um sistema vibratório inclui um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor).

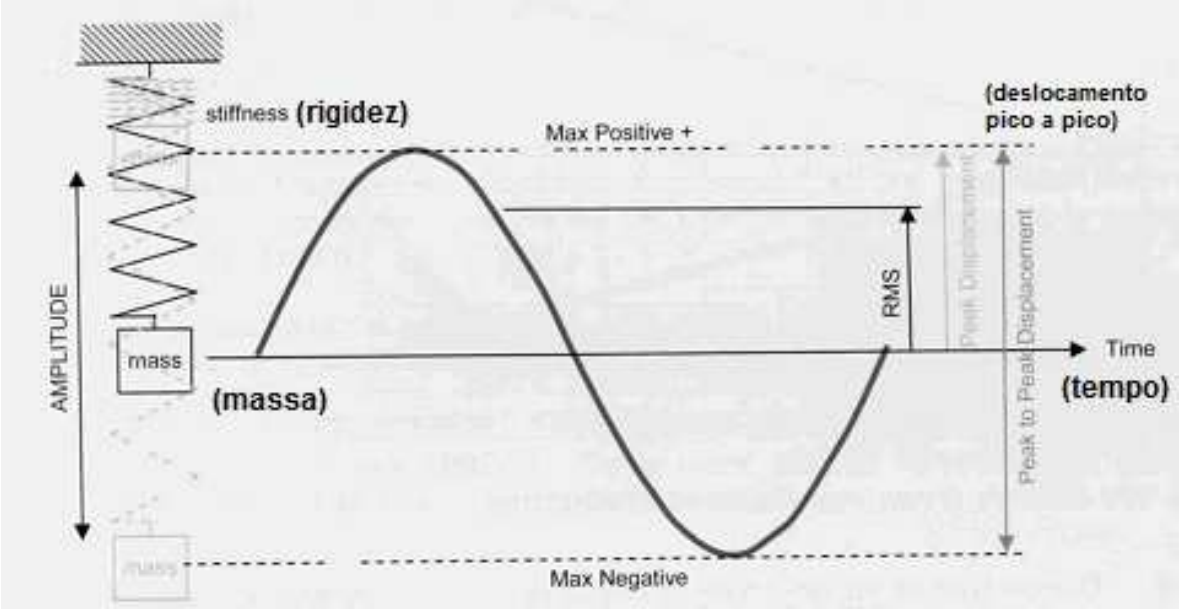
A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e de energia cinética para energia potencial. Consiste em um movimento oscilatório em torno de uma posição de equilíbrio. Considerando uma simples massa pendurada por uma mola, têm-se o comportamento demonstrado na Figura 2.1. Onde RMS é a raiz do valor quadrático médio, neste caso dada pela Equação 2.1.

$$RMS = a / \sqrt{2} \qquad \text{Equação 2.1}$$

a = pico do movimento (amplitude)

Quando a massa é solta, a mola é estendida e contraída e continua a se movimentar ao longo de um certo tempo. A frequência resultante da oscilação é conhecida como frequência natural do sistema e é controlada pelo sistema governado pela massa e rigidez.

Figura 2.1: Descrição de vibração usando um exemplo simples com o sistema massa-mola



Fonte: EI - Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework (2008)

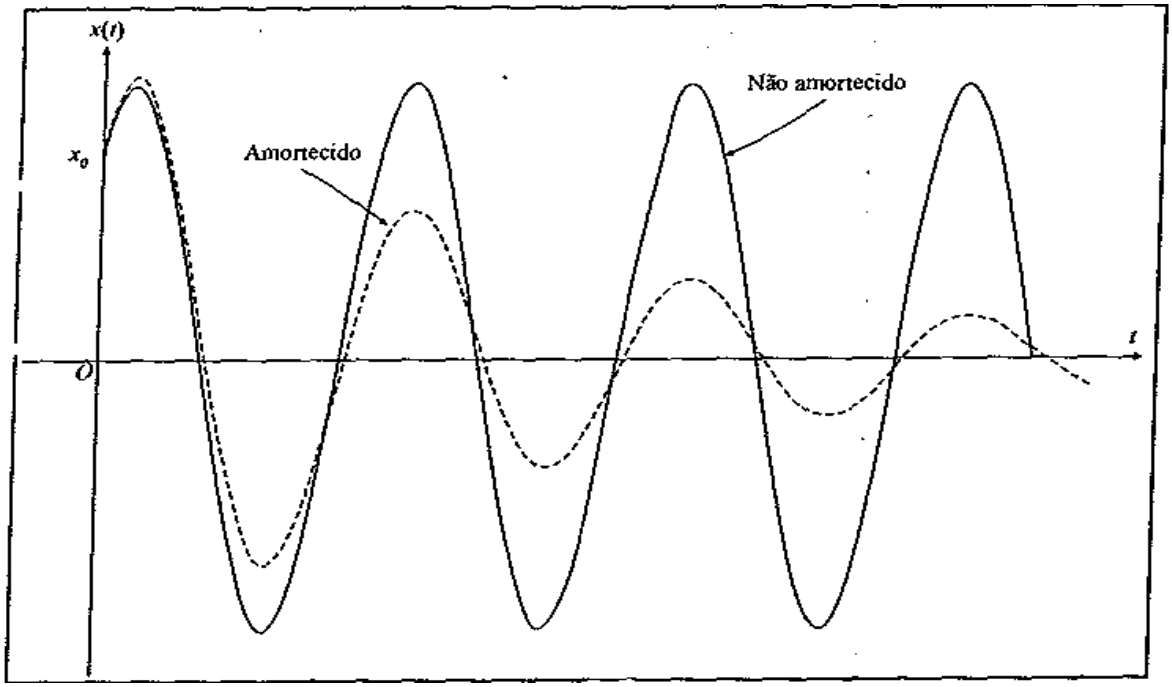
2.1.3 Classificação de Vibrações

- Vibração livre: Se um sistema, após uma perturbação inicial, continuar a vibrar por conta própria, a vibração resultante é conhecida como vibração livre. Nenhuma força externa age sobre o sistema. A oscilação de um pêndulo simples é um exemplo de vibração livre.
- Vibração forçada: Se um sistema estiver sujeito a uma força externa (muitas vezes, uma força repetitiva), a vibração resultante é conhecida como vibração forçada. O movimento de um rotor desbalanceado é um exemplo de vibração forçada.
- Vibração amortecida: é aquela em que alguma energia é perdida ou dissipada durante a oscilação.

• Vibração não amortecida: é aquela em que nenhuma energia é perdida ou dissipada durante a oscilação (RAO 2008).

O comportamento da vibração amortecida e não amortecida podem ser vistos na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Comportamento da vibração amortecida e não amortecida



Fonte: SOEIRO, 2008

2.1.4 Análise de Vibrações

Um sistema vibratório é um sistema dinâmico para o qual as variáveis como as excitações (entradas) e respostas (saídas) são dependentes do tempo. Em geral, a resposta de um sistema vibratório depende das condições iniciais, bem como das excitações externas. A maioria dos sistemas vibratórios encontrados na prática são muito complexos, e é praticamente impossível considerar todos os detalhes para uma análise matemática. Somente as características mais importantes são consideradas na análise para prever o comportamento do sistema sob condições de entradas especificadas. Muitas vezes, o comportamento global do sistema pode ser determinado considerando até mesmo um modelo simples do sistema físico complexo. Assim, a análise de um sistema vibratório normalmente envolve

modelagem matemática, obtenção de equações governantes, solução das equações e interpretação dos resultados (RAO 2008).

Para que o movimento oscilatório se constitua numa vibração, ele deverá percorrer uma trajetória completa ou ciclo, conhecida pelo nome de período de oscilação.

O deslocamento pode ser definido como a medida do grau de distanciamento instantâneo que experimenta um ponto no espaço, em relação à sua posição de repouso. O deslocamento deste ponto implica a existência de uma velocidade que poderá ser variável. Se a velocidade for variável, existirá uma certa aceleração no movimento

Sempre que a frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura coincidir com a frequência de excitação externa, ocorre um fenômeno conhecido como ressonância, que resulta em deflexões excessivas e falha.

Frequência natural (Fn): É intrínseca à estrutura e depende da sua forma, distribuição de massa, rigidez e condições de contorno.

$$Fn \propto \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad \text{Equação 2.2}$$

Frequência de excitação (Fe): É a frequência de excitação de cada fonte excitadora externa. Proveniente de uma fonte externa à estrutura, como por exemplo: fluxo, vento, terremoto, máquinas rotativas, etc.

Frequência de vibração (Fv): É a consequência de uma excitação qualquer sobre a estrutura. É o inverso do período (número de ciclos no tempo). Só há vibração se houver excitação.

Se Fe=Fn → ocorre ressonância, ou seja, a vibração é mais intensa. Se, por outro lado, Fe > 1,2 x Fn ou Fe < 0,8 x Fn não há ressonância e a vibração é de menor intensidade, mas ocorre na mesma frequência da excitação e é denominado apenas forçamento (vibração forçada) (TINOCO 2009).

Na figura 2.3 é destacada uma falha por fadiga citada no Guia de recomendações do Energy Institute (2008).

Figura 2.3 – Trinca ocasionada por fadiga, destacada por ensaio de líquido penetrante

Fonte: EI - Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework (2008)

2.2 VIBRAÇÕES EM TUBULAÇÕES

O problema de vibrações em tubulações é relevante na maioria das aplicações industriais, visto que há muita dificuldade em se projetar apoios e suportes eficientes devido às complexas geometrias e aos longos comprimentos de tubulações encontrados na prática. Este problema se agrava ao se utilizar elementos de medição e de controle (medidores de vazão, medidores de pressão, válvulas de fluxo e de retenção, entre outros) que interferem no escoamento do fluido. Esta interferência, na maioria das vezes, gera a emissão de vórtices alternados e zonas de recirculação de fluido, os quais produzem efeitos de forças periódicas nas tubulações. Surge, então, o problema de vibrações induzidas por escoamentos. Outras fontes de vibração em tubulação são:

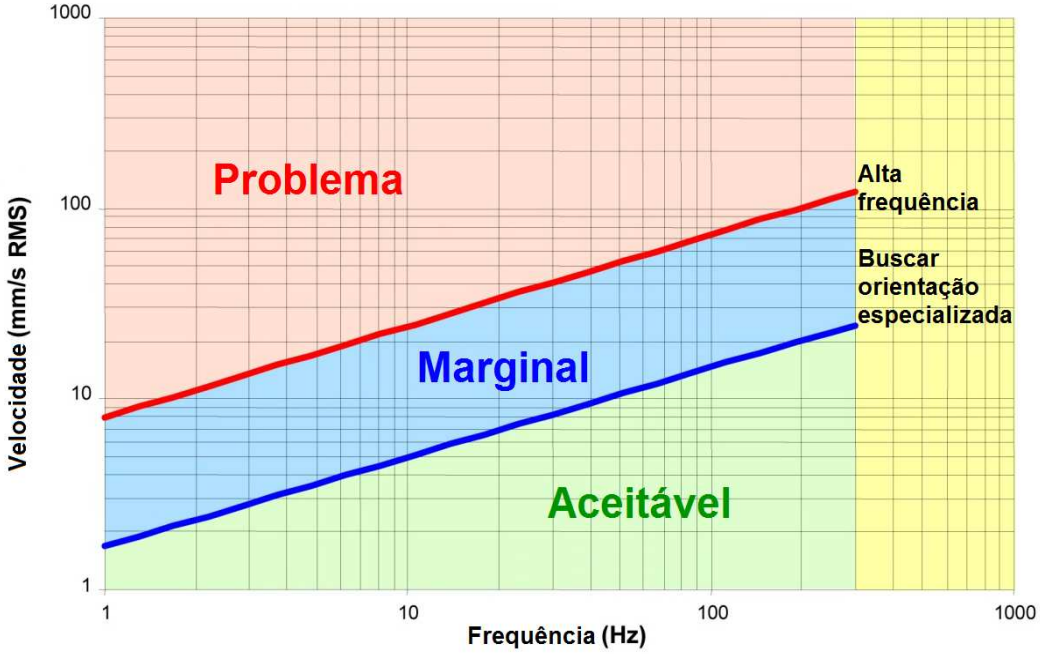
- Linhas de entrada e saída de equipamentos dinâmicos, onde as frequências de vibração das tubulações apresentam ressonância nas proximidades das frequências de trabalho das máquinas;

- Linhas com fluxo bifásico, criando turbulência induzida por este fluxo e sendo tipicamente menor do que 100Hz. Esta excitação em alguns casos pode ser visível, causando deslocamento das tubulações e até de suportes;
- Linhas sujeitas a pulsos de pressão, provocados por ressonância acústica do sistema. Em baixas frequências (menos de 100Hz) a frequência natural acústica é dependente do comprimento do tubo. Para elevadas frequências a frequência natural acústica são geralmente associadas com pequenas seções do tubo e são extremamente dependentes do diâmetro do tubo e parâmetros de processo.
- Cavitação, através do colapso das bolhas de vapor aumentando a pressão em pontos localizados e resultando em ruído e dano a componentes.
- Flasheamento, onde a transformação de fase de líquido para vapor apresenta forças de elevada intensidade transmitidas aos sistemas adjacentes.

Um dos critérios para análise de vibração em tubulações, tanto as principais quanto as derivações, é dado pela Figura 2.4, utilizando a velocidade RMS e a frequência como dados de verificação. Os sistemas que trabalham acima da linha vermelha, possuem risco eminente de falha por fadiga. Já as linhas que trabalham na região de cor azul possuem potencial para apresentar falha por fadiga, desta forma é necessário algum controle adicional ou melhoria nas condições de operação. Análises de integridade nas soldas principais podem ser usadas neste estágio, para avaliar se existem trincas iniciadas ou não.

As vibrações de alta frequência (tipicamente maiores do que 300Hz) envolvem equipamentos, seus periféricos e tubulações que apresentam diversos modos de vibração ao longo do seu perímetro. Técnicas específicas e mais apuradas de análise são utilizadas nestas situações.

Figura 2.4 – Critério de análise de vibração em tubulações



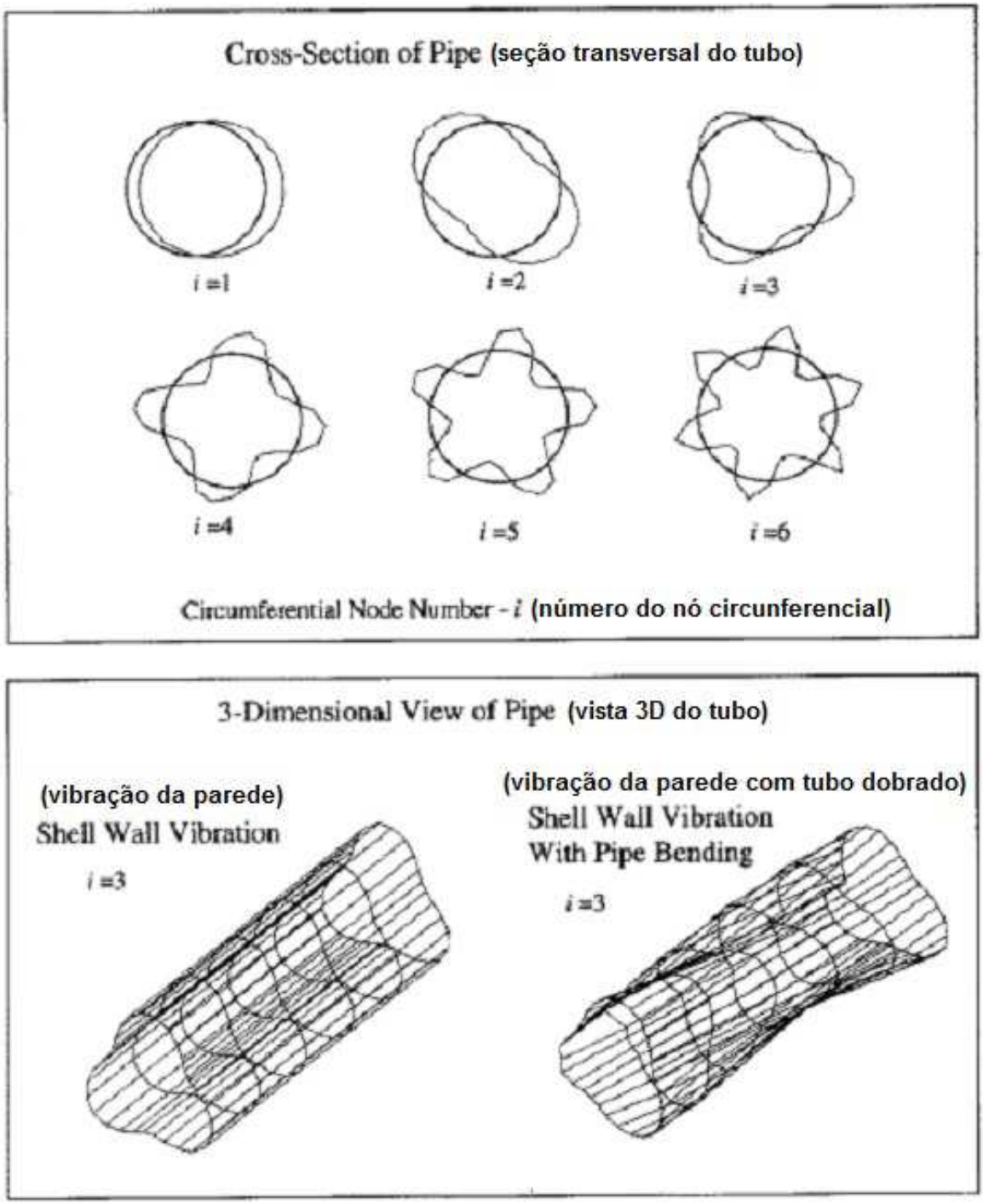
Fonte: EI - Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework (2008)

Normalmente, o controle dos fenômenos vibratórios pode ser conseguido por três procedimentos diferenciados (BENAC, 2001):

- Eliminação das fontes: balanceamento, alinhamento, substituição de peças defeituosas, aperto de bases soltas, etc.
- Isolamento das partes: colocação de um meio elástico amortecedor de modo a reduzir a transmissão da vibração a níveis toleráveis.
- Atenuação da resposta: alteração da estrutura (reforços, massas auxiliares, mudança de frequência natural).

Em baixas frequências, a vibração de tubulações ocorre lateralmente ao longo do comprimento (como uma viga). Em altas frequências, a parede da tubulação (ou equipamento) começa a vibrar radialmente ao longo de sua seção transversal. Este comportamento pode ser visto como um modo de “pulsação” caso todos os pontos estejam vibrando em fase. Progressivamente com o aumento da frequência, trechos adjacentes do costado podem vibrar em discordância de fase, produzindo uma onda senoidal ao longo da circunferência. Exemplos destes modos de vibração são mostrados na Figura 2.5 (PRICE, 1989).

Figura 2.5 – Modos de vibração mostrados nas paredes das tubulações ou equipamentos



Fonte: Sources and Remedies of High-Frequency Piping Vibration and Noise (1989)

2.3 VIBRAÇÃO EM TUBULAÇÕES CONECTADAS A EQUIPAMENTOS

Geralmente as vibrações que ocorrem em equipamentos são de alta frequência, acima de 100Hz, provocadas por compressores alternativos, de

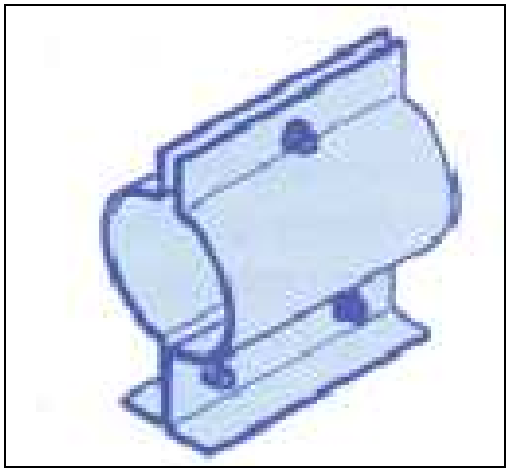
deslocamento positivo ou por bombas. Normalmente elevados níveis de vibração e falhas em conexões ocorrem quando o sistema de tubulações possui uma frequência natural múltipla das frequências de rotação da máquina. Estas vibrações acima de 100Hz estão associadas a grandes acelerações e pequenas amplitudes de deslocamento, impondo em alguns casos, falhas nas derivações de pequenos diâmetros. Acelerações elevadas em altas frequências também são responsáveis por falhas em suportes.

Existem diversas técnicas adequadas para a redução da energia no comportamento deste tipo de vibração. Os mecanismos de geração de energia podem ser reduzidos ou eliminados. Adicionalmente, é algumas vezes possível simplificar o controle da vibração usando amortecedores, ou reduzindo a energia da pulsação usando algum material para absorção acústica dentro do equipamento.

As recomendações da norma API 674 podem ser aplicadas nos casos de elevada frequência nas proximidades de bombas. Segundo o apêndice C do API 674, item C.1.8, o sistema de tubulação deve ser dimensionado para que a primeira frequência natural seja pelo menos 20% maior que o segundo harmônico de excitação.

Esse requisito da norma API também leva a alteração do projeto do sistema de tubulação. Outra recomendação importante é o uso de suportes mais rígidos abraçando a tubulação. A suportação adequada é do tipo “clamp” ou abraçadeira, restringindo as vibrações transversais, mas permitindo a dilatação térmica axial, como mostrado na Figura 2.6.

Figura 2.6 – Suporte do tipo abraçadeira com apoio para instalação de guia lateral



Fonte: MTD Guidelines for the Avoidance of Pipework Fatigue

Em alguns casos, não é possível a redução da energia de pulsação ou atenuação da vibração acústica. Adicionalmente, é geralmente impraticável substituir a tubulação existente por outra de maior espessura. Nestes casos, adicionando amortecimento em alguns pontos do equipamento e ao redor de estruturas é possível reduzir a amplitude das vibrações do costado. Existem dois tipos básicos de tratamentos para amortecimento estrutural: ao longo do comprimento através da parede externa ou através de camadas de amortecimento (PRICE, 1989).

Vasos de pressão pertencentes a sistemas de compressão geralmente apresentam bocais submetidos à vibrações de níveis não toleráveis, desta forma é comum o enrijecimento destes componentes. Na Figura 2.7 pode ser visto um exemplo de reforço adequado.

Figura 2.7 – Bocal reforçado de Vaso de Pressão submetido à vibração

2.4 PROCEDIMENTOS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Para que possamos analisar o espectro de vibrações obtido em um equipamento, é necessário que conheçamos de antemão os sinais inerentes ao funcionamento do equipamento (frequência natural).

É esperado que todo equipamento apresente vibrações em determinadas frequências durante seu funcionamento. Estas vibrações são decorrentes da própria vibração do equipamento e de seus elementos, sendo considerados normais desde que mantidos dentro de um limite aceitável de amplitude de vibração, velocidade e aceleração.

Segundo a ASME Standard OM-3 (2002), para análise de vibração em tubulações, a combinação dos fatores de concentração de tensão e de segurança situa-se em torno de 9,0. Para o aço carbono, a tensão limite de fadiga para vida infinita, segundo a norma ASME sec VIII div.2, é igual a 90 MPa (pico). Assim sendo, a tensão dinâmica numa tubulação não deve ultrapassar o valor de 10 MPa (pico). Essa afirmação corrobora a informação constante na referência de Wachel (1995) de que raramente há falhas em tubulações quando a amplitude zero a pico de deformação é inferior a 50 $\mu\varepsilon$, que corresponde a uma tensão de 10,5 MPa nos aços. Com isso, esse valor de 10 MPa deve ser empregado como limite de tensão dinâmica para tubulações (amplitude zero a pico) de aço carbono até 288ºC (VAN DER SLUYS, 2001), já considerando fator de concentração de tensão adequado e fator de segurança (TINOCO, 2003).

2.5 FADIGA

Fadiga é um dano estrutural, localizado, progressivo e permanente que ocorre quando o material é submetido a deformações cíclicas ou flutuantes, geralmente a uma tensão nominal abaixo da tensão de escoamento. Três condições devem ser simultaneamente satisfeitas para a sua ocorrência: tensões cíclicas, tensões trativas e deformação plástica. As tensões trativas assim como as deformações podem ser apenas locais (FINE 1996).

Uma possível divisão dos estágios de fadiga é a seguinte:

1. Nucleação (iniciação de trincas de fadiga);
2. Propagação de trincas;

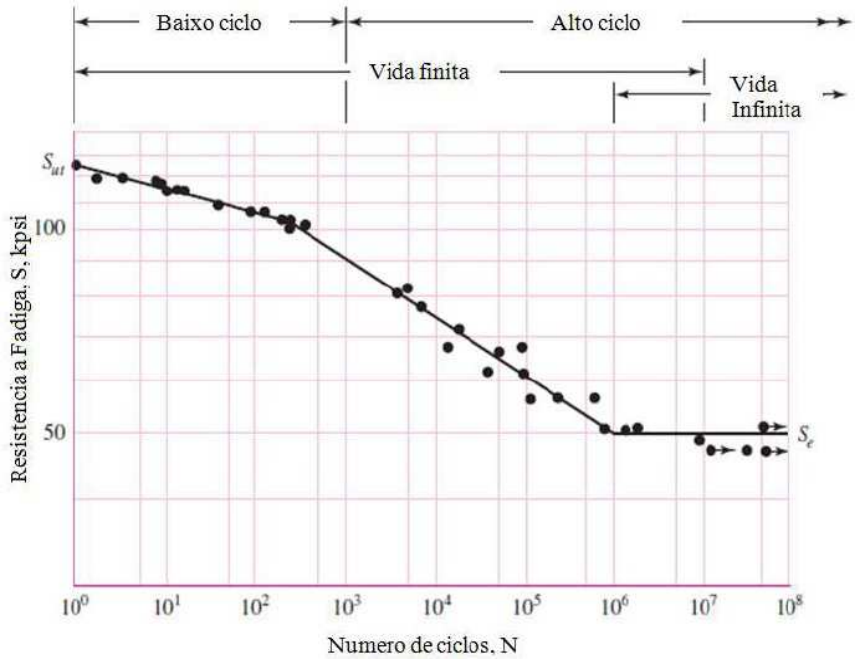
3. Fratura final.

O estudo do fenômeno de fadiga é de grande importância uma vez que a maioria das falhas em serviço são causadas por esse processo. Também é de se destacar que uma grande quantidade de parâmetros tanto mecânicos quanto metalúrgicos afetam o desempenho em fadiga dos materiais e componentes em geral. (COSTA 2010).

Wohler, apesar de não ter sido o primeiro a observar o fenômeno, foi o primeiro a desenvolver uma metodologia de estudo do mesmo entre 1852 e 1869. Ele criou a agora denominada curva S-N (Solicitação x Número de ciclos). Tais curvas são construídas graficando-se a solicitação aplicada contra o número de ciclos para fratura em escala logarítmica. Tendo como base essas curvas pode-se comparar o desempenho de diferentes materiais para diversos níveis de carga (SCHUTZ 1996).

O comportamento dos metais pode ser dividido em duas regiões: baixo ciclo e alto ciclo, sendo geralmente considerado alto ciclo acima de mil ciclos e baixo ciclo abaixo disto. Nota-se, ainda, a existência de um limite de fadiga (tensão abaixo da qual o material não rompe por fadiga) para alguns materiais, principalmente os ferrosos (SHIGLEY 2001). A Figura 2.8 apresenta uma curva S-N apresentando as diferentes regiões.

Figura 2.8: Curva S-N mostrando as diferentes regiões de comportamento dos metais. (adaptado de SHIGLEY 2001)



Fonte: SHIGLEY 2001

A fadiga mecânica ocorre nas seguintes condições:

- Esforços cíclicos devido a tração ou flexão alternada, resultante do regime de fluxo turbulento do processo ou outra solicitação dinâmica;
- Presença de um entalhe mecânico ou metalúrgico que possibilite a nucleação de um defeito microscópico.

O defeito microscópico se propaga, mesmo com tensões abaixo do limite de escoamento do material, devido à presença dos esforços cíclicos.

A atenuação do processo de fadiga se dá pela eliminação dos entalhes superficiais ou pela redução das tensões de tração e do momento fletor. Para o caso de derivações soldadas, esta melhoria no comportamento pode ser obtida pela redução do trecho sem suportação, vinculado à tubulação principal.

2.6 NORMAS DE PROJETO PARA TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

Existem muitos códigos e normas, de diversos países, regulando o projeto, fabricação, montagem e utilização de tubulações industriais para as mais diversas finalidades, detalhando materiais, condições de trabalho, procedimentos de cálculo etc., bem como padronizando dimensões de tubos, válvulas e conexões de tubulação (TELES, 2001).

O projeto e construção de linhas de tubulações industriais, pressurizadas e/ou aquecidas, têm na norma ASME série B31 e já de longa data um conjunto de procedimentos que orientam requisitos para os materiais empregados, controle de qualidade de fabricação e também seu projeto, em especial, uma parte dirigida à análise de flexibilidade de tubulações.

A norma ASME B31 *Code for Pressure Piping* é a mais completa e abrangente sobre tubulação industrial e está subdividida nas seguintes áreas:

- B31.1 – Centrais de Vapor e Produção de Energia;
- B31.2 – Gás Combustível;
- B31.3 – Refinarias de Petróleo e Indústrias Químicas:
- B31.4 – Sistemas de Transporte de Petróleo Líquido;
- B31.5 – Refrigeração;

- B31.8 – Sistemas de Transporte e Distribuição de Gás;
- B.31.9 – Construção Civil.

As instalações com tubulações focadas neste trabalho serão as cobertas pela norma ASME B31.3. No caso de projeto de tubulações de plantas da PETROBRAS, tem-se também a norma interna N-57 – Projeto de Tubulações.

Pela norma ASME B31.3, os parâmetros que devem ser considerados no projeto de tubulações são: pressão, pesos (próprio e sobrecargas), impactos, vento, forças horizontais produzidas por terremotos, vibração, reações de descarga, expansão térmica e contração, gradientes de temperatura e movimentos de ancoragem.

Conforme Nayyar (1999), os carregamentos primários (que originam tensões primárias) são classificados em duas categorias baseadas na duração do carregamento. A primeira categoria é a dos carregamentos constantes no tempo. Espera-se que tais carregamentos estejam presentes durante a operação normal de uma planta, sendo exemplos de carregamentos constantes no tempo a pressão e os pesos considerados durante as condições normais de operação.

A segunda categoria é a dos carregamentos ocasionais. Tais carregamentos estão presentes em intervalos não frequentes durante a operação de uma planta. Exemplos de carregamentos ocasionais são terremotos, vento e transientes de fluidos, tais como golpes de aríete e descargas de válvulas de alívio.

Além dos carregamentos primários, existem ainda os carregamentos de expansão (que originam tensões secundárias). Tais carregamentos são provenientes dos deslocamentos ocorridos em tubulações. Exemplos de carregamentos de expansão são a dilatação térmica e movimentos de ancoragem causados por sismos ou dilatação térmica dos equipamentos.

Nas tensões secundárias, observa-se e demonstra-se também, que as forças desenvolvidas na distribuição das parcelas de dilatação térmica entre trechos da tubulação estão associadas com a flexibilidade, ou melhor, nível de restrição do trecho que irá receber essa parcela de deslocamento imposto. Essa rigidez é caracterizada, em linhas gerais, pelo comprimento ao cubo dos trechos ortogonais “absorvedores” da dilatação, a partir das forças decorrentes que produzirão os deslocamentos, geram-se uma série de esforços internos.

Como há uma relação deslocamento por expansão térmica, flexibilidade e consequente força desenvolvida, a mudança apenas da espessura do tubo (para um

determinado diâmetro), ou seja, a rigidez própria da secção desse tubo não altera o nível das tensões secundárias, mas sim as reações nos vínculos externos.

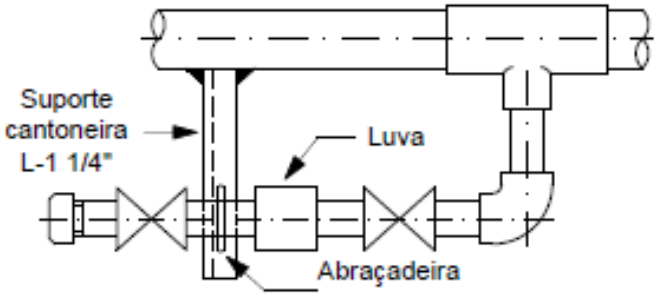
Tanto para as tensões primárias quanto secundárias deve haver a correta quantificação de todos os esforços internos, gerados e refletidos tanto por pressões, pesos próprios, carregamentos etc., quanto pelo efeito produzido e transferido aos elementos da tubulação pelas dilatações térmicas. Para isso existem métodos que auxiliam nesses cálculos, que tem seu embasamento em teorias de vigas da resistência ou em *softwares* auxiliares de análise, tais como CAESAR e TRIFLEX.

Um aspecto muito importante que pode ser notado na própria formulação bem como na visão do mecanismo estrutural (a frio e a quente) é que a suportação de uma tubulação, obviamente, produz diferentes esforços internos. Por sua vez a rigidez das linhas (seções e comprimentos) influencia fortemente na resposta às dilatações axiais e ortogonais. Toda essa análise busca configurações geométricas (arranjos e *layouts*) que produzam esforços internos, reações sob suportação e bocais, dentro dos valores admissíveis. Este trabalho é denominado como Análise de Flexibilidade de Tubulações *(piping stress)* (DOMINGUEZ, 2008).

2.7 TUBULAÇÕES DE PEQUENO DIÂMETRO

Tubulações de pequeno diâmetro possuem diâmetro nominal inferior ou igual a 1.1/2", compreendendo as mais variadas aplicações, tais como: linhas de processo, auxiliares de máquinas e de instrumentação. Os drenos, suspiros e linhas de instrumentos conectados a equipamentos também são considerados como TPDs. Em instalações de petróleo e gás, os drenos e suspiros instalados em tubulações devem obedecer às especificações da Norma Petrobras N-108 – Suspiros e Drenos, porém esta norma apenas expõe referências de montagem para tubulações sujeitas a carregamentos estáticos (peso, pressão e temperatura). Esta norma apresenta recomendações de suportação para o caso específico de duplo bloqueio, porém podendo ser adaptadas para outros casos similares. A orientação para duplo bloqueio está mostrada na Figura 2.9.

Figura 2.9 – Exemplo de suportação sugerida na norma Petrobras N-108



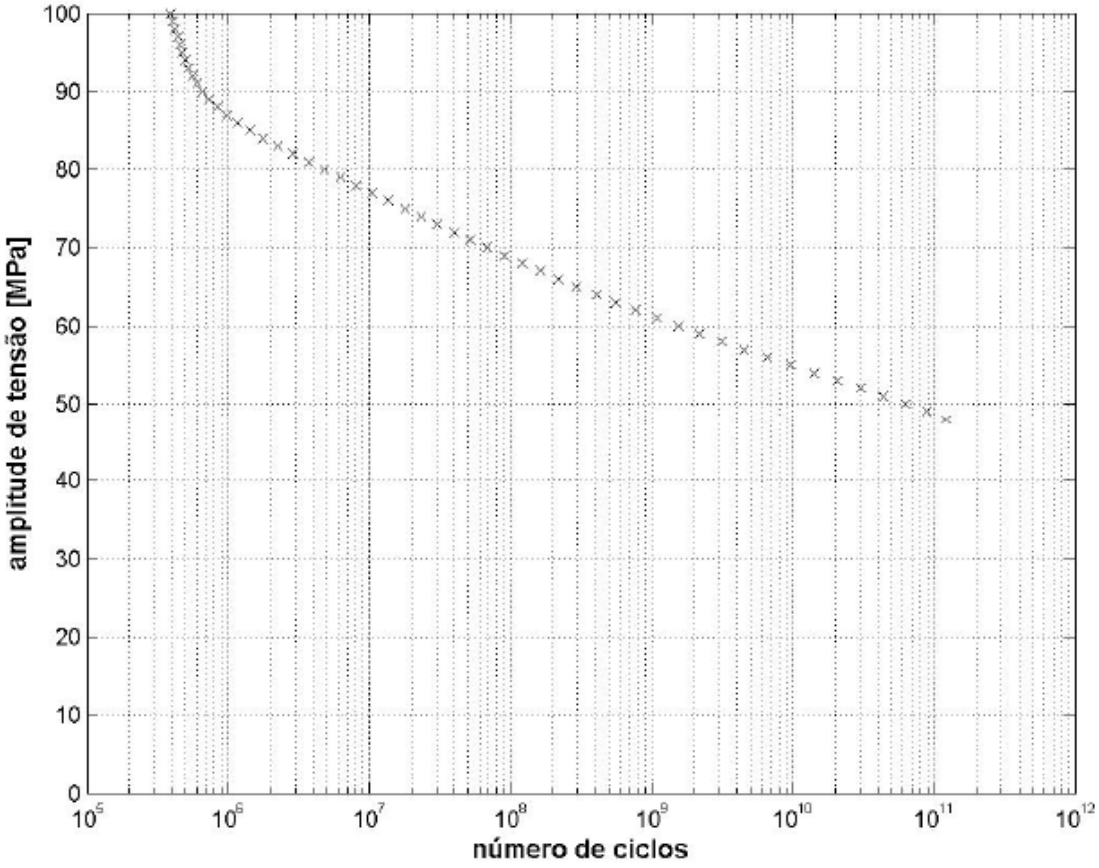
2.8 ESTADO DA ARTE

Na literatura sobre o tema são apresentadas diversas metodologias para avaliação de comportamento de tubulações sujeitas à vibração e, desta forma, é possível confrontá-las e refinar o estudo. A maioria dos trabalhos não apresenta nenhum destaque para as tubulações de pequeno diâmetro, ressaltando apenas parâmetros e premissas aplicáveis para as tubulações principais.

No trabalho de Heloui (2008), são analisadas as vibrações em Tubulações induzidas pelo escoamento bifásico, onde foi observado que altos níveis de vibração ocorrem devido a um fenômeno de ressonância entre as variações de quantidade de movimento do escoamento e os primeiros modos de vibração da tubulação.

No presente trabalho é ressaltada a avaliação das tensões dinâmicas, também analisada no trabalho de Tinoco (2003), onde a associação com a tensão limite de fadiga através da deformação permite a obtenção de uma instalação confiável com fator de segurança (FS) adequado. As curvas de fadiga são destacadas na norma ASME VIII div.2 a partir de tabelas e, na Figura 2.10 são destacadas as tensões limite de resistência à fadiga para o aço carbono.

Figura 2.10 – Trecho da curva de fadiga do aço carbono com resistência última inferior a 552MPa.



Fonte: Tabela 3-F.1 do ASME VIII div.2.

No artigo de Benac (2001) são destacados inúmeros problemas em tubulações de pequeno diâmetro ocorridas em indústrias de Energia Nuclear, a frequência das ocorrências, localização das falhas e as principais causas.

Outro trabalho que destaca o estudo de fadiga relacionada às vibrações em linhas de pequeno diâmetro foi elaborado por Moussou (2003), onde o autor busca critérios para avaliar as derivações tendo como base a norma ASME OM-3, a qual é relacionada a Plantas de Energia Nuclear e trabalha com os limites de vibração em termos de velocidade e aceleração.

Em diversas referências, tais como as citadas em BARROS (2003) e GAMA (2006), relacionadas ao tema, o tratamento das tubulações sujeitas à vibração ocorre com maior rigor somente após a montagem e implementação do Projeto, desta forma é inserido um risco para as Unidades Industriais na partida dos sistemas. Para os casos mencionados, ocorrem as medições das amplitudes de vibração através de acelerômetro, as simulações computacionais e verificações

adicionais sobre o sistema montado. Após uma análise rigorosa, e algumas vezes demorada, é verificada uma forma de minimizar os esforços no conjunto adequando algumas condições do Processo ou partindo para algum enrijecimento localizado, o qual pode ser de difícil implementação após a partida do sistema. Esta análise posterior à partida do sistema de tubulação insere na análise a precisão do acompanhamento rigoroso do comportamento da vibração, porém em alguns casos esta análise posterior pode provocar nas plantas industriais falhas consideráveis.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são descritos os procedimentos experimentais e a análise computacional realizada durante o trabalho.

A técnica de controle passivo para redução de vibrações através de elementos enrijecedores da derivação soldada foi escolhida para ser examinada por simulação e ensaio experimental devido ao fato de ter uma simples implementação.

3.1 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A parte experimental do trabalho consistiu em ensaiar alguns arranjos de TPD, sendo 2 conjuntos sem reforço e 1 peça com reforço, buscando simular o comportamento das derivações soldadas em condições próximas às encontradas nas plantas industriais petroquímicas. A figura 3.1 mostra um projeto simplificado de um protótipo sem reforço e na figura 3.2 temos um projeto de derivação de tubulação reforçada pelo vínculo com a tubulação principal.

Figura 3.1 – Projeto Simplificado: Protótipo sem reforço

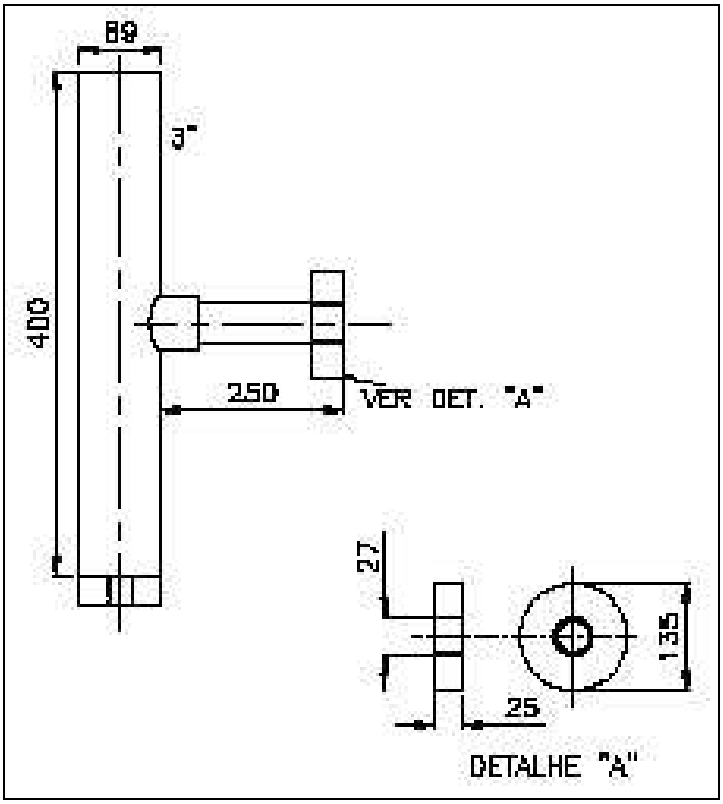
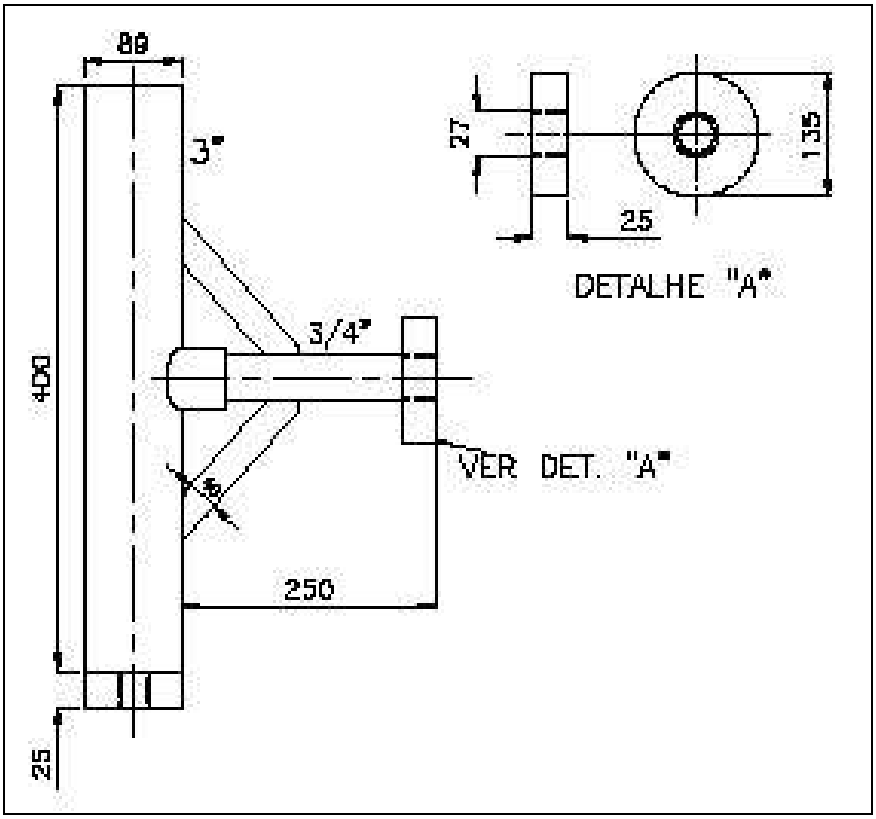


Figura 3.2 – Projeto Simplificado: Protótipo com reforço



Foram construídos protótipos compostos de uma tubulação principal de maior diâmetro e derivações com colar de encaixe soldado, empregando os materiais descritos abaixo:

- Tubo principal com diâmetro 3”, espessura schedule 40;
- Derivação com diâmetro 3/4”, espessura schedule 160;
- Colar de encaixe, diâmetro 3/4”, classe de pressão 6000 libras;
- Chapa com espessura de 1”, para acoplamento da peça na máquina de ensaio;
- Chapa com espessura de 1”, para simular peso de válvula, niple e tampão roscado (na extremidade da derivação);
- Material dos tubos: aço carbono API 5L Gr B;
- Material do colar: aço carbono forjado ASTM A105;
- Material da chapa: aço carbono ASTM A36.

Tabela 3.1 - Propriedades dos materiais empregados.

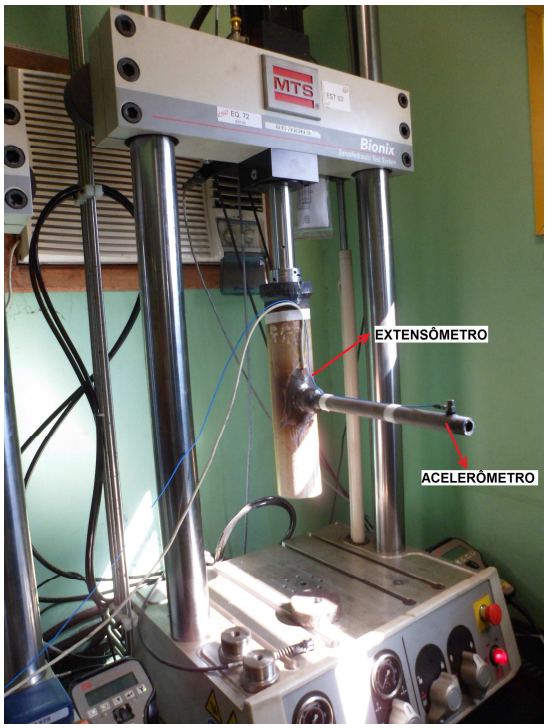
Propriedade do Material	Valor	Unidades
Tensão de escoamento (σ_e)	210	MPa
Tensão de ruptura (σ_r)	380	MPa
Módulo de Elasticidade (E)	207000	MPa

Fonte: Beer, 1995

Os materiais descritos foram trabalhados em 3 arranjos tipicamente usados para a função de dreno ou suspiro. Visando simular os carregamentos que esses apêndices podem ser submetidos, foram utilizadas máquinas de ensaios servocontroladas que permitem excitar a peça com frequências de até 80Hz. Uma das máquinas utilizadas foi uma máquina universal de ensaios MTS (capacidade de 25 kN em compressão, tração ou fadiga) com atuadores servocontrolados. A peça que apresenta uma derivação de maior comprimento foi ensaiada na MTS de 100kN. A Figura 3.3 apresenta a máquina utilizada nos ensaios e a Figura 3.4 mostra a ligação dos protótipos com a máquina e a posição de montagem do extensômetro e acelerômetro.

Figura 3.3 - Máquina universal de ensaios MTS

Figura 3.4 – Protótipo acoplado à máquina



Foram utilizados extensômetros tipo roseta para determinação das tensões na região soldada, conforme mostrado na Figura 3.5. Todas as peças ensaiadas estão mostradas nas Figuras 3.6, 3.7 e 3.8.

Figura 3.5 – Extensômetro na solda do colar

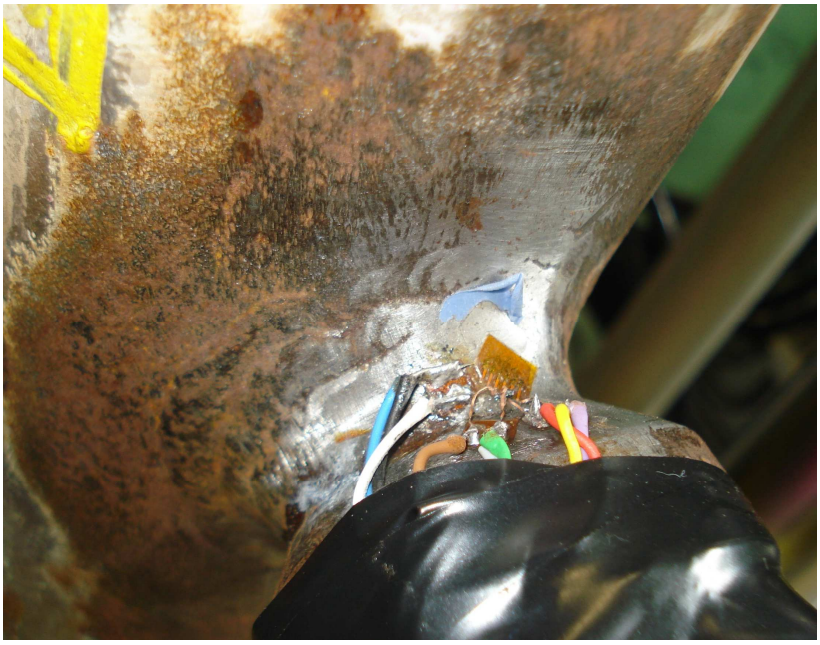


Figura 3.6 – Peça sem reforço, derivação de extensão 400mm

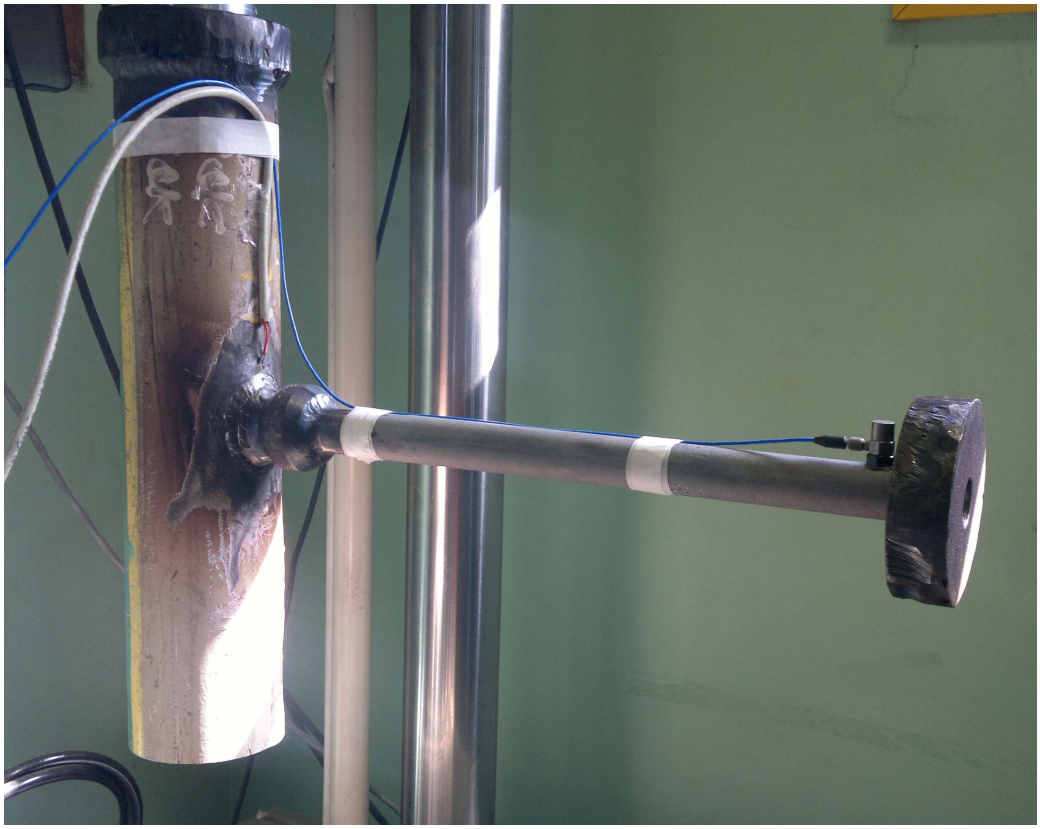


Figura 3.7 – Peça sem reforço, derivação de extensão 250mm

Figura 3.8 – Peça com reforço em chapa e extensão da derivação com 250mm

Estas peças foram submetidas a ciclos de deslocamentos verticais nas frequências de 10, 20 e 30Hz, sendo valores usuais em instalações industriais. Tais deslocamentos são, portanto, aplicados no tubo tronco, que por sua vez excita a derivação, causando a vibração.

Os ensaios foram executados nas instalações do LAMEF (Laboratório de Metalurgia Física) da UFRGS (Universidade Federal do Rio Grande do Sul).

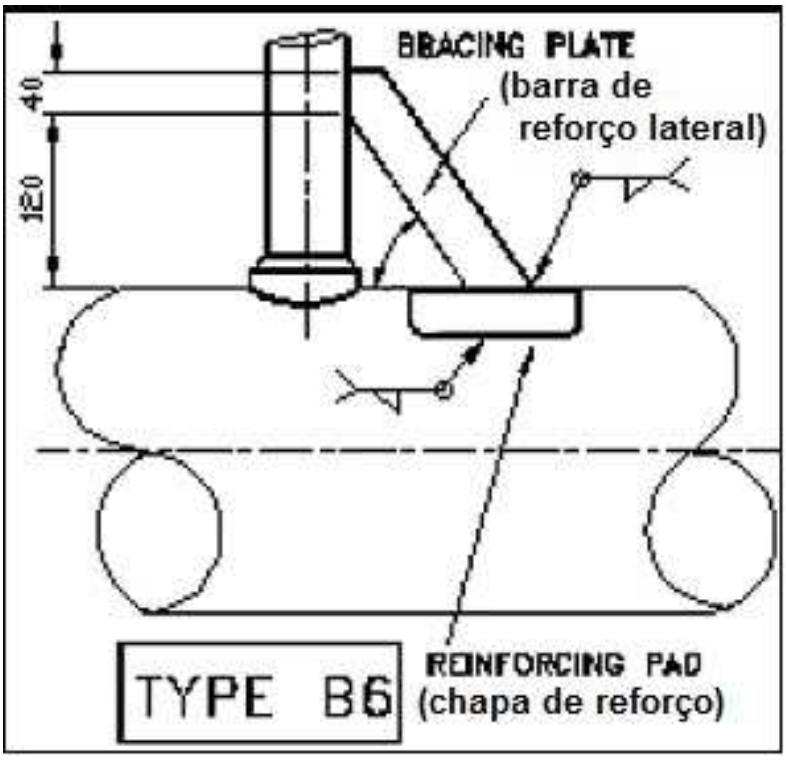
As medições sobre as peças testadas foram realizadas com acelerômetros e extensômetros e, desta forma, foram obtidos os espectros de aceleração e deformação.

Os ensaios permitem a verificação das tensões dinâmicas através da respectiva deformação. Foram executados ensaios em 3 conjuntos distintos, variando a configuração de frequência e amplitude, totalizando 5 ensaios válidos e confiáveis do ponto de vista do comportamento das peças. A amplitude de deslocamento aplicada nos ensaios foi com os valores de 1mm e 3mm (pico a pico).

O ensaio não foi realizado na condição de ressonância das peças, pois o equipamento não possui rigidez suficiente para resistir a este comportamento. Em um caso prolongado de ressonância, a peça em teste poderia proporcionar algum dano ao equipamento.

A configuração mostrada na Figura 3.9 foi usada como base para construção do reforço soldado nas peças ensaiadas. Esta disposição de chapas e soldas citada no MTD (1999) garante a proteção da tubulação principal pelos critérios de resistência mecânica e corrosão, e também aumenta a rigidez da derivação.

Figura 3.9 - Recomendação de reforço



Fonte: MTD Guidelines for the Avoidance of Pipework Fatigue

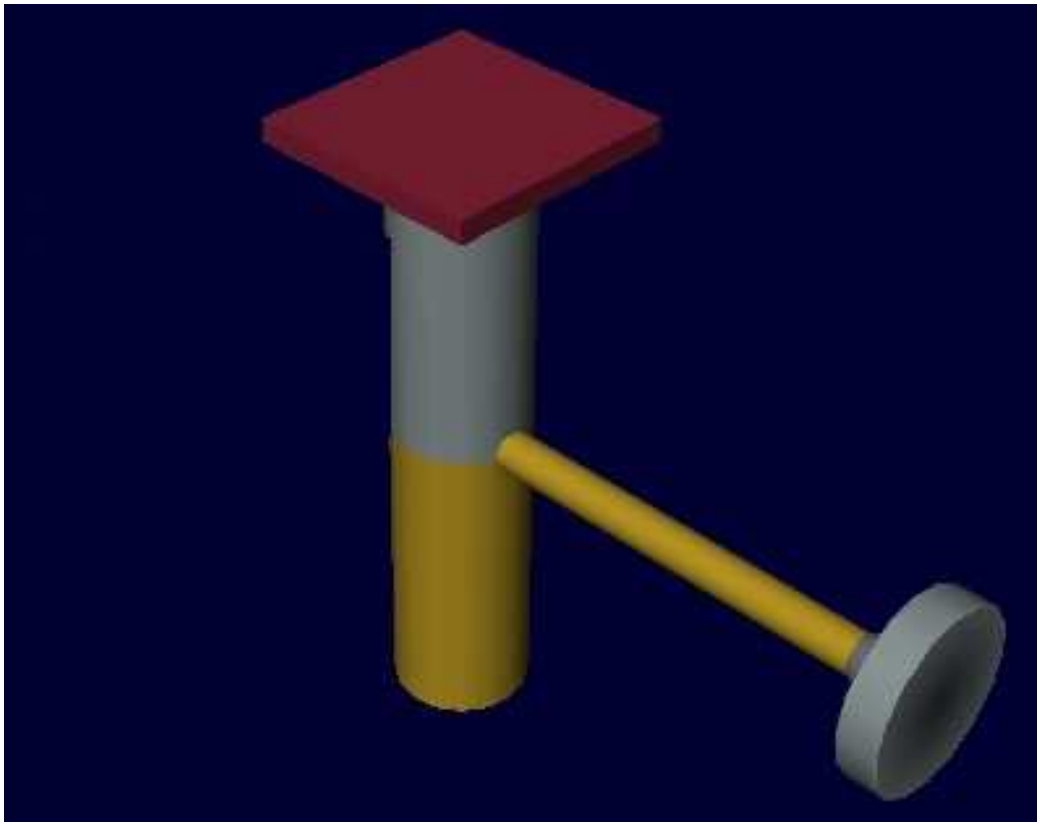
3.2 ANÁLISE COMPUTACIONAL

3.2.1 Análise das Frequências Naturais

Através da modelagem dos protótipos de maior e menor comprimento da derivação de pequeno diâmetro no programa Triflex versão 3.3.5, foi possível

estimar as frequências naturais das peças. Não foi possível modelar neste programa o reforço em chapa, pois os elementos que são apresentados no mesmo são apenas os convencionais para tubulações, tais como: tubos, curvas, flanges e válvulas. O modelo genérico é mostrado na figura 3.10.

Figura 3.10 – Modelo de tubulação no programa Triflex



3.2.2 Análise em Elementos Finitos

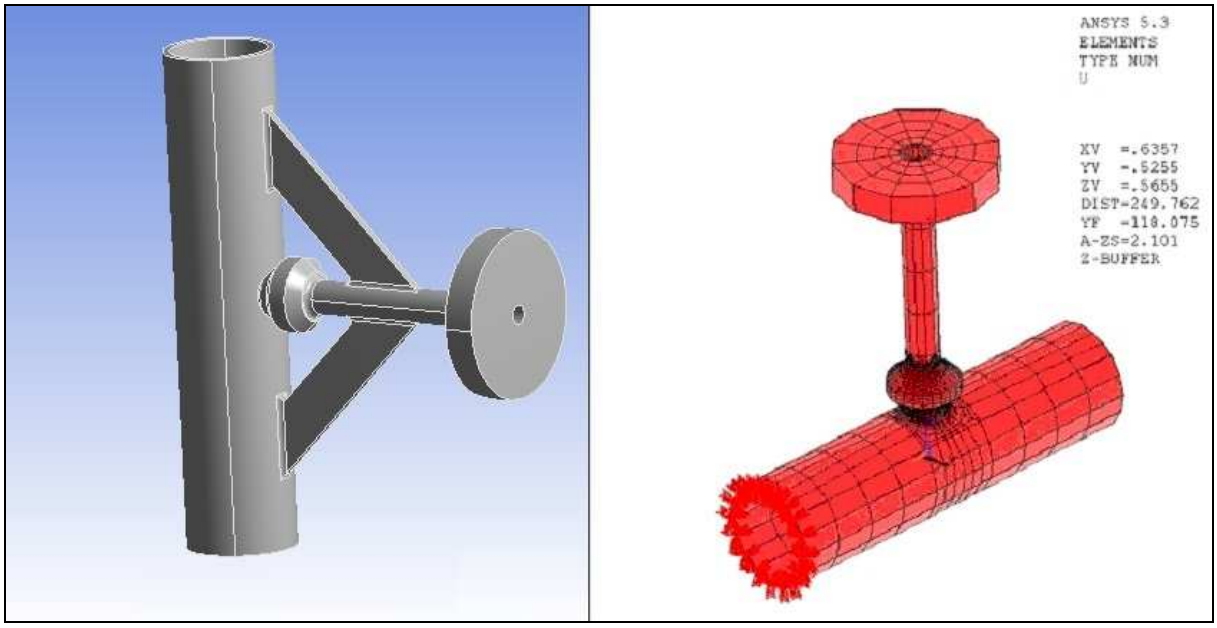
Buscando obter melhores resultados, além dos ensaios com os protótipos em laboratório, foram elaborados 2 modelos para o estudo em elementos finitos (Figura 3.11) com o programa ANSYS versão 5.3, que demonstram os pontos onde ocorrem os maiores esforços na peça e maiores deslocamentos. Trata-se de modelo com elemento sólido estrutural de 8 nós (SOLID 45). Foi empregada uma estação de

trabalho com processador Intel Core i5, 4 Gb de memória RAM e 500 Gb de memória em disco rígido.

Foram realizadas análise modal e, após, análise harmônica (na faixa de 5 a 100Hz), de forma a obter respostas em deslocamentos e frequências comparáveis às respostas experimentais. No modelo, foram aplicadas condições de contorno correspondentes aos deslocamentos impostos pela máquina universal de ensaios. Foi utilizado deslocamento de 2mm (zero a pico) para deslocamento linear do tubo tronco.

Considerou-se a tubulação principal, com deslocamentos axiais impostos e aplicados na extremidade esquerda e o restante do conjunto se movimentando livremente, assim como o experimento em laboratório.

Figura 3.11 – Modelo em elementos finitos com reforço e sem reforço



4 RESULTADOS E ANÁLISES

4.1 RESULTADOS

4.1.1 Resultados dos Protótipos em Laboratório

Os resultados apresentados pelos ensaios em laboratório são mostrados da Figura 4.1 à Figura 4.5. Os gráficos demonstram o comportamento dos protótipos em termos de aceleração (G) e deformação (µm/m), de acordo com a variação da frequência (Hz).

Figura 4.1 – Peça com derivação em 400mm, sem reforço

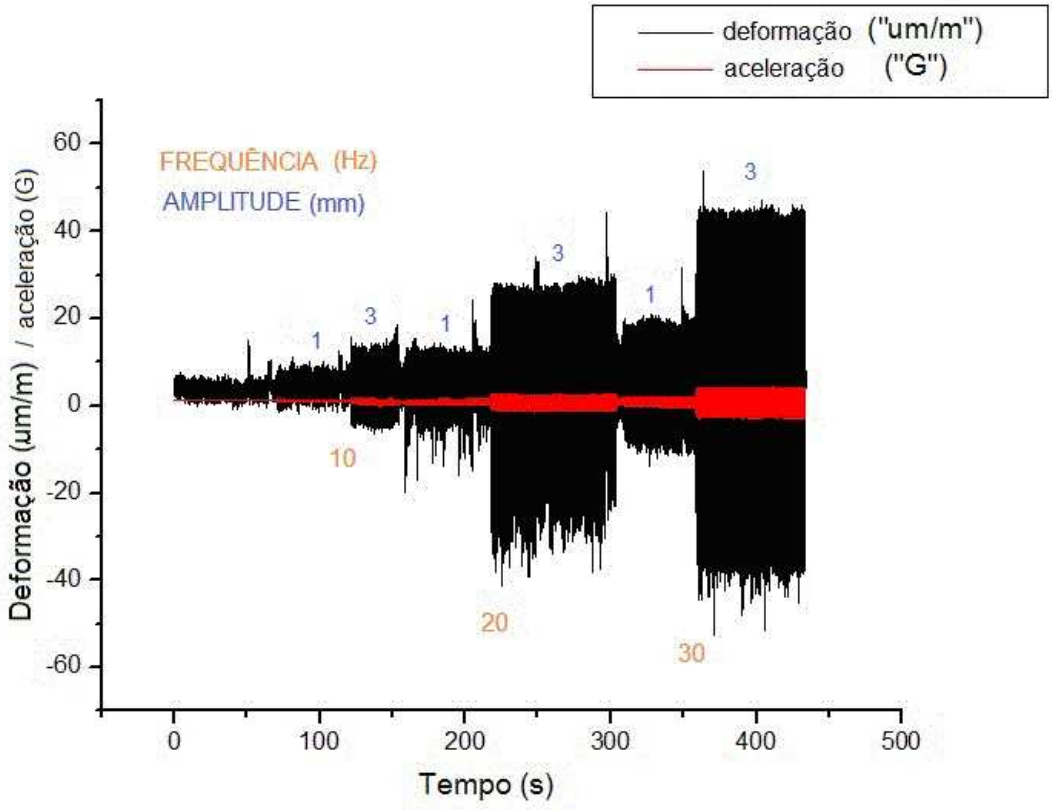


Figura 4.2 – Peça com derivação em 250mm, sem reforço. Frequência do ensaio:10Hz

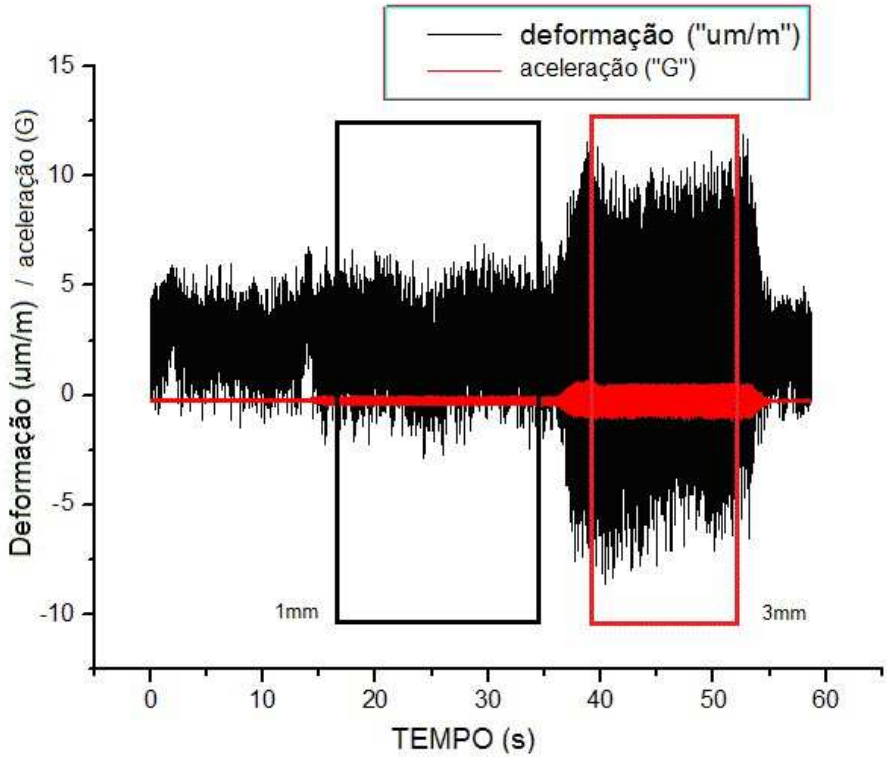


Figura 4.3 – Peça com derivação em 250mm, com reforço. Frequência do ensaio:10Hz

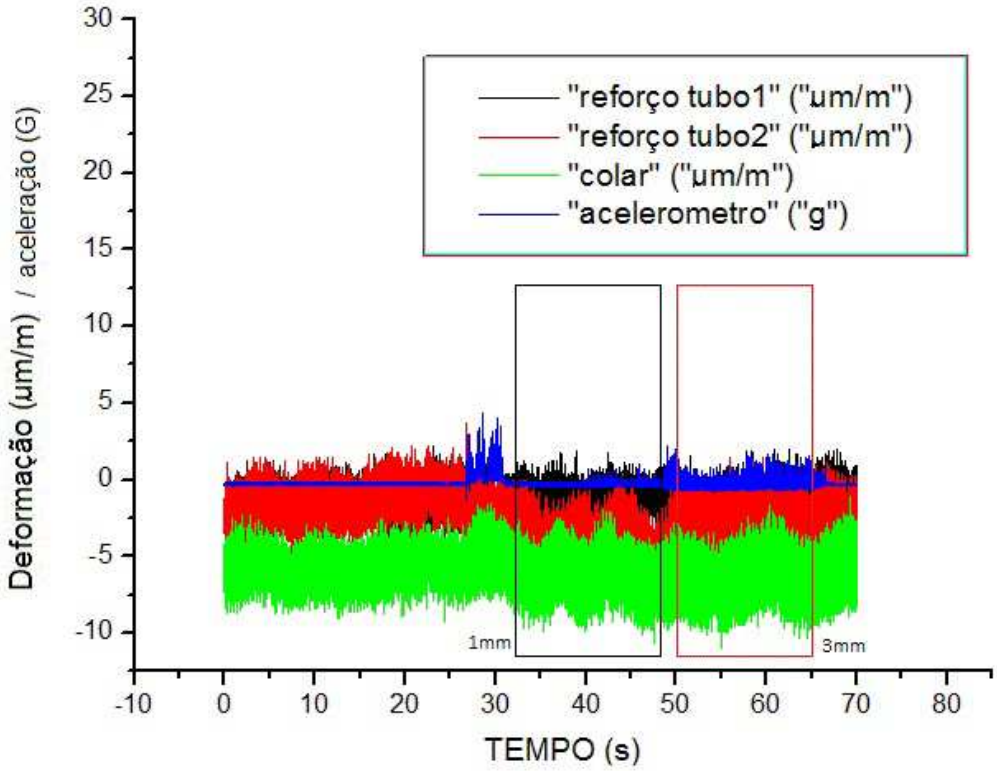


Figura 4.4 – Peça com derivação em 250mm, com reforço. Frequência do ensaio:20Hz

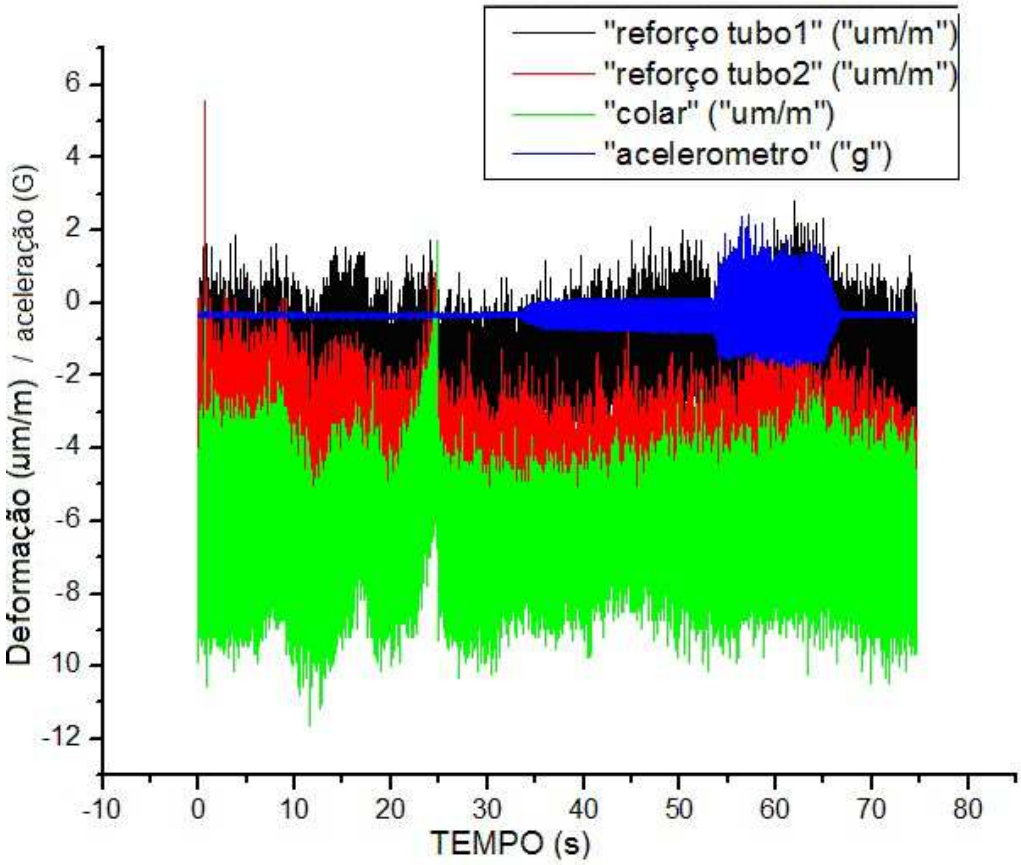
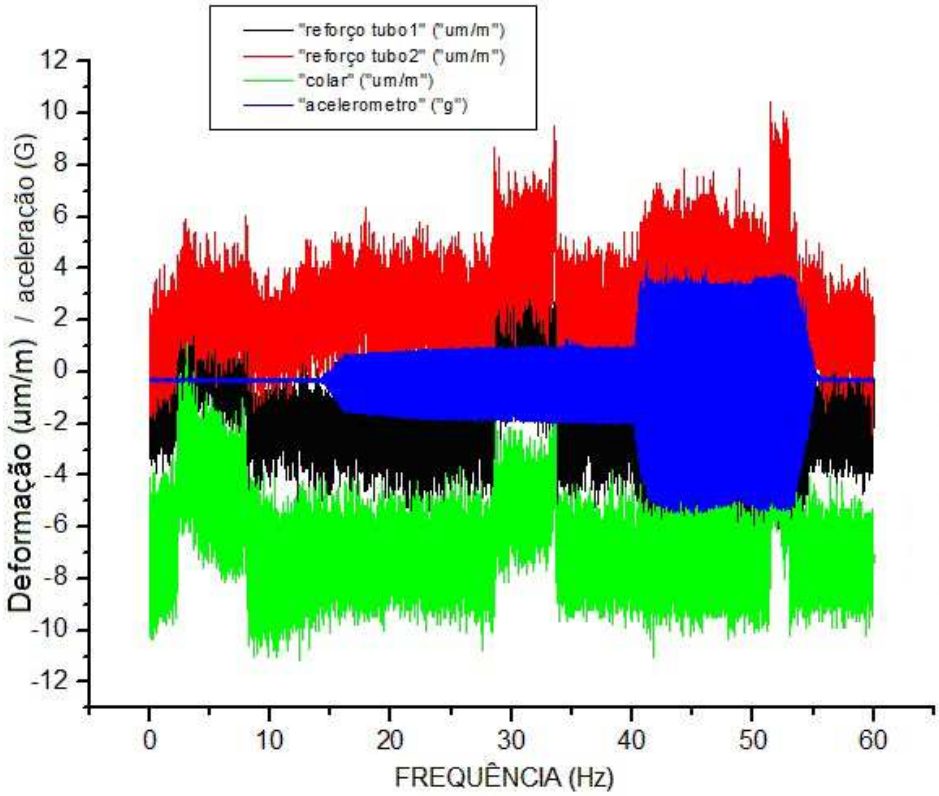


Figura 4.5 – Peça com derivação em 250mm, com reforço. Frequência do ensaio:30Hz



Na figura 4.1, que mostra o comportamento da peça com derivação de 400mm, temos deformações em uma faixa crítica próxima de 50µm/m de deformação linear (zero a pico). As demais figuras mostram deformações bem menores com índices aceitáveis de acordo com comparativos de tensões do código ASME Sec VIII div. 2. Os protótipos com reforço apresentaram deformações ainda menores, demonstrando maior rigidez dos conjuntos. Os maiores valores de deformação e aceleração estão destacados na Tabela 4.1, citada abaixo:

Tabela 4.1: – Maiores deslocamentos e acelerações dos protótipos

Variáveis	Características das derivações				
	400mm (sem reforço)	250mm (sem reforço)	250mm (com reforço)	250mm (com reforço)	250mm (com reforço)
deformação (µm/m)	45	8	2,5	3	2
aceleração (G)	5	1	1	1	4
frequência (Hz)	30	10	10	20	30

4.1.2 Frequências Naturais

As frequências naturais encontradas nas peças, até a faixa de 100Hz (limitação da máquina de ensaio) estão destacadas na tabela 4.2. Podemos verificar uma frequência maior para as peças de menor tamanho de derivação, destacando a maior rigidez da mesma.

Tabela 4.2 – Frequências naturais

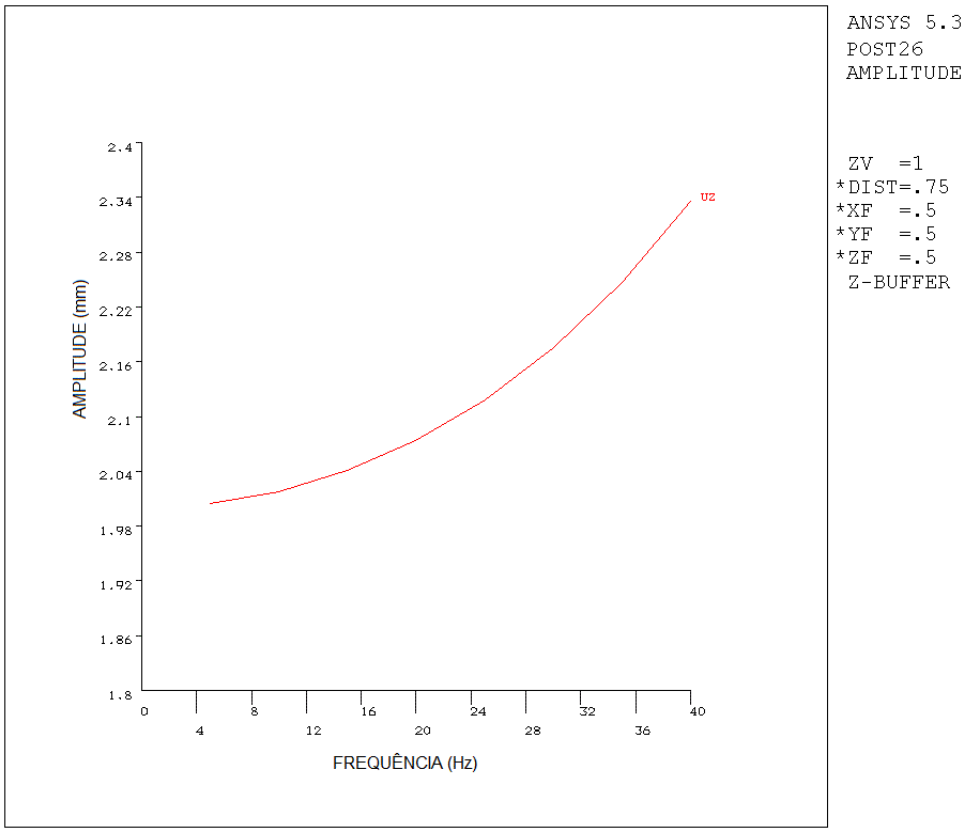
Modos	**Frequência – 250mm (Hz)**	**Frequência – 400mm (Hz)**
1º	52,052	33,386
2º	52,497	33,532
3º	53,892	-
4º	54,184	-

4.1.3 Resultados para a Análise em Elementos Finitos

A análise em elementos finitos mostrou os resultados que estão destacados nas Figuras 4.6, 4.7, 4.8 e 4.9.

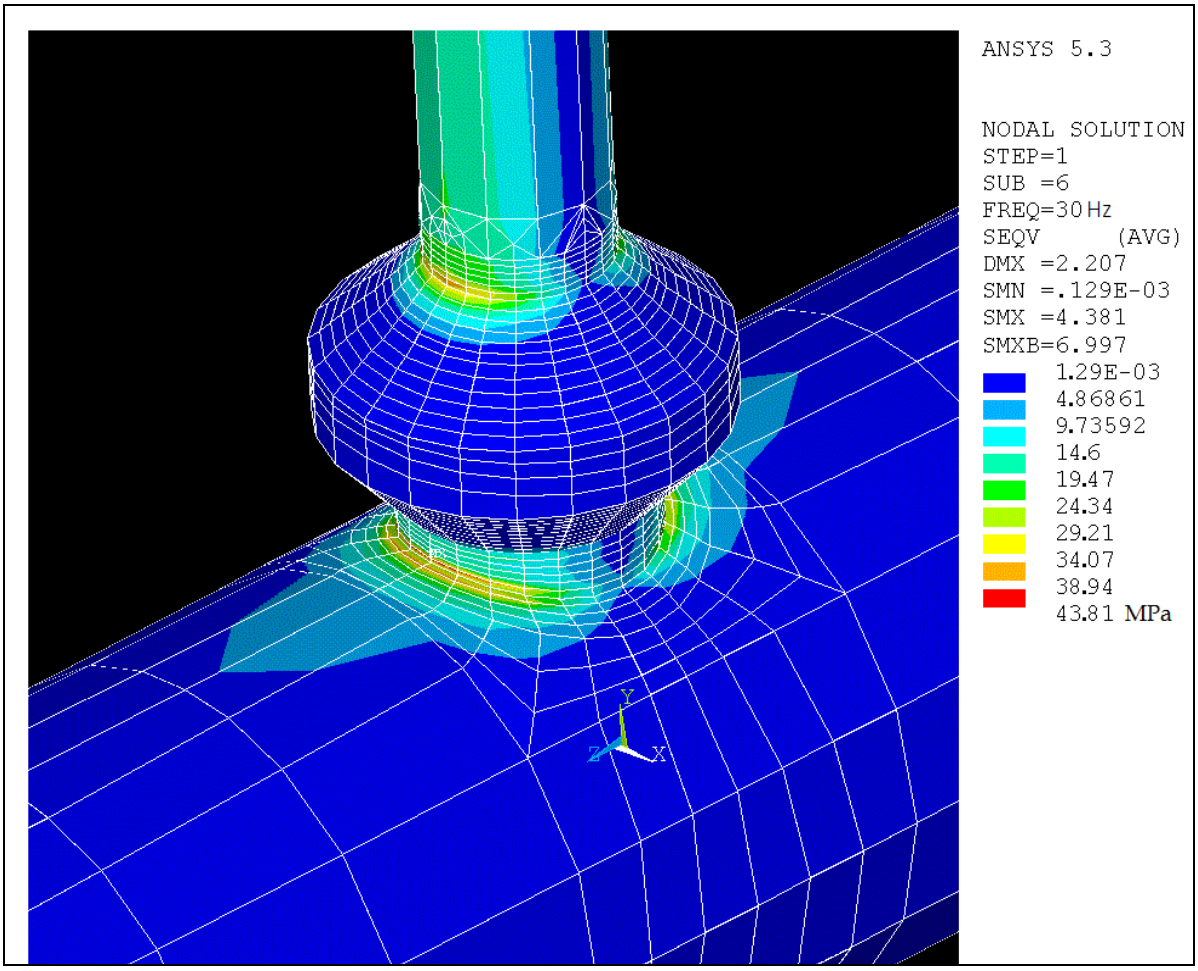
A Figura 4.6 mostra a curva representativa da amplitude de deslocamento na extremidade da derivação (peça sem reforço), a qual foi simulada através de uma análise harmônica impondo um deslocamento inicial de 2mm, para verificação dos deslocamentos em função do aumento da frequência.

Figura 4.6 – Resultado da análise harmônica. Plotagem de deslocamento (zero a pico) x frequência entre 10 e 40Hz



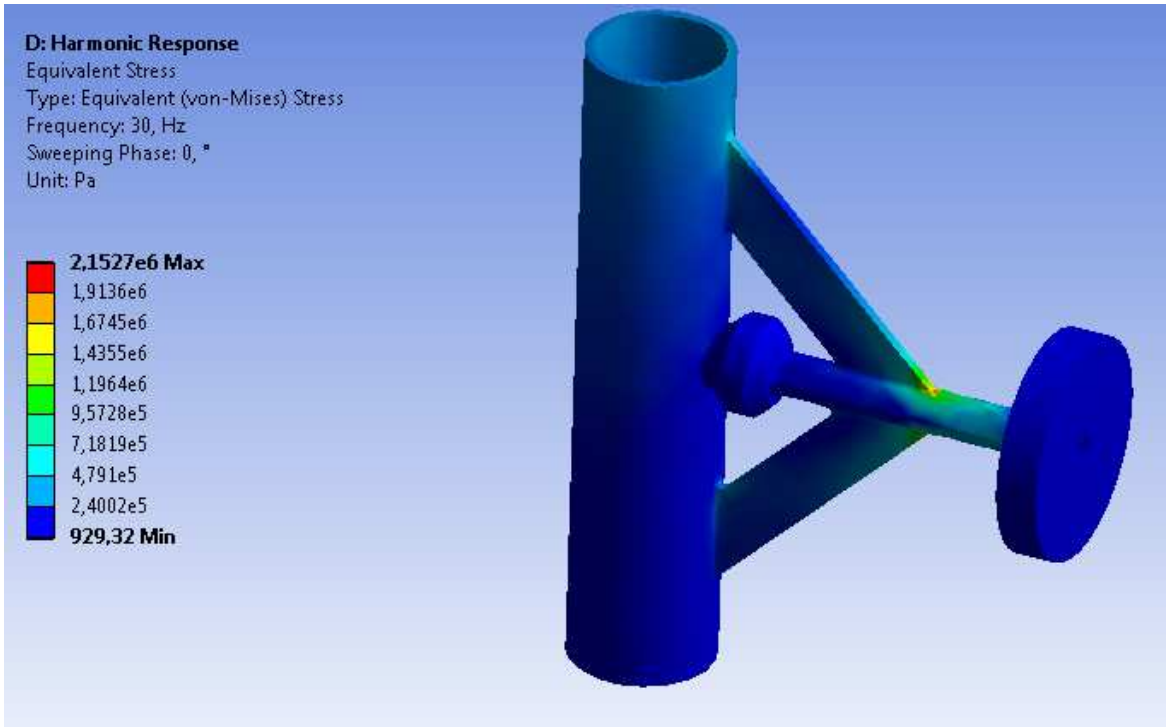
As regiões que apresentam maiores tensões dinâmicas, para a peça sem reforço, segundo análise em elementos finitos, são localizadas na solda de ligação com o tubo tronco e na solda de ligação da luva ou colar com o restante da derivação. Estas regiões estão destacadas na Figura 4.7.

Figura 4.7 – Distribuição das tensões de von Mises na região da solda da derivação sem reforço. Frequência de 30Hz



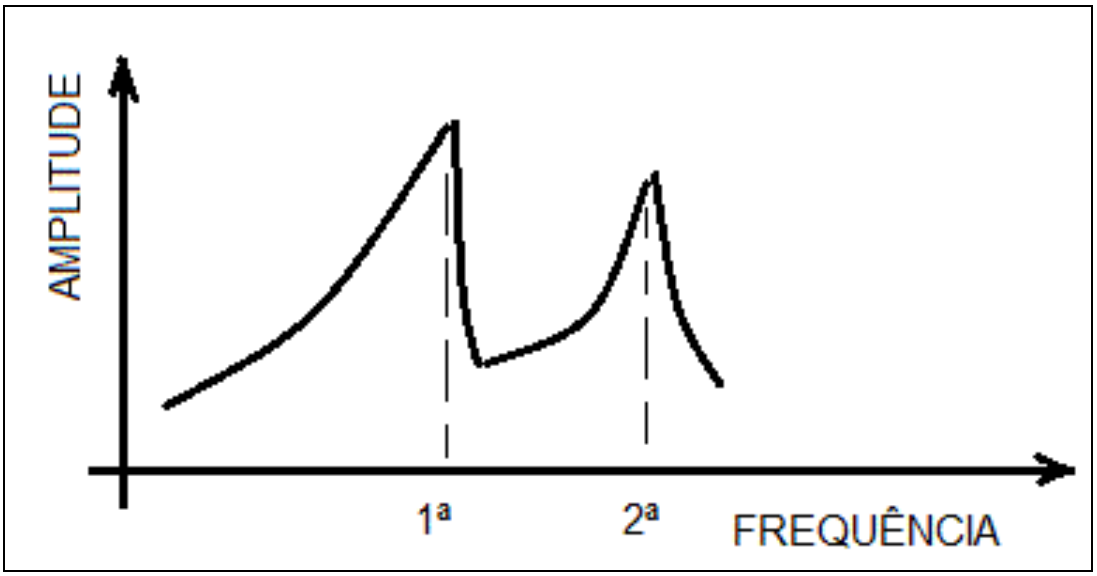
Na Figura 4.8 está destacado o resultado para a análise harmônica da peça com reforço soldado nos 2 lados da derivação. Verifica-se a região de maior esforço na ligação da chapa de reforço com a linha de pequeno diâmetro nas proximidades na maior massa suportada. Desta forma a região do colar soldado entre as tubulações é preservada, sendo submetida a menores tensões.

Figura 4.8 – Distribuição das tensões de von Mises na região da solda da derivação com reforço. Frequência de 30Hz



Segundo o gráfico abaixo, a amplitude de deslocamento cresce exponencialmente com o aumento da frequência de trabalho. Este comportamento ocorre até a proximidade da 1ª frequência natural da peça, onde há um pico.

Figura 4.9 – Comportamento das peças



4.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS

A deformação dinâmica é um parâmetro de relevante importância a partir do qual se pode avaliar com maior exatidão o risco de falha por fadiga de uma tubulação apresentando vibrações excessivas.

Foram constatados nos ensaios em Laboratório grandes diferenças de comportamento para cada peça em geometrias diferentes. Não foi atingido o valor limite de 50µm/m em nenhuma configuração trabalhada, porém foi obtido o valor de 45µm/m com a peça de derivação com 400mm e sem reforço. A interpretação dos resultados da medição de tensões, com extensômetro do tipo roseta, indicou valores inferiores à 10MPa. Com o aumento da flexibilidade do conjunto e de parâmetros do esforço dinâmico foi observado o acréscimo de valores, podendo atingir uma situação suscetível à fadiga, principalmente em condições reais de trabalho associadas à temperatura, corrosão e outros componentes relacionados ao comportamento do conjunto.

Existiu neste trabalho a dificuldade de colagem e soldagem dos extensômetros, desta forma alguns ensaios necessitaram de repetição para que os resultados fossem apresentados de maneira correta.

Segundo a análise em elementos finitos, as maiores tensões ocorrem na base da solda de encaixe mostrando a baixa resistência à fadiga para a região do concentrador de tensões, reforçando os conceitos e premissas ressaltadas nas literaturas sobre o tema. Os valores de tensão são significativos para fadiga nas regiões dos concentradores de tensão, levando em consideração que a configuração para derivação soldada foi modelada com niples de tamanho reduzido. O valor máximo encontrado para a base do colar na frequência de 30Hz foi de 43,8 MPa, inferior ao limite de 90 MPa delimitado para tensões dinâmicas conforme ASME VIII div.2. O uso de colar de encaixe para as derivações soldadas sujeitas à vibração alivia as tensões localizadas na junção com o tubo principal, pois nesta região ocorre solda de penetração e maior enchimento de solda.

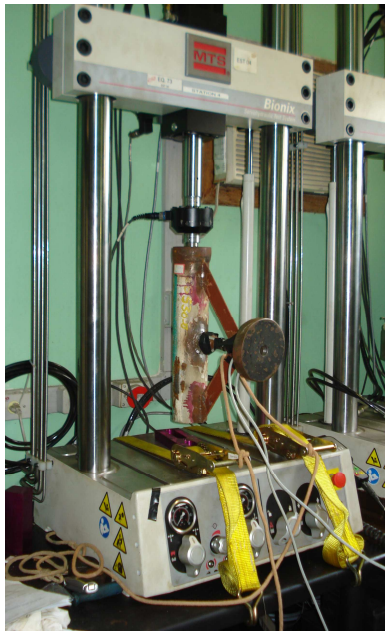
As diferenças de comportamento das peças com e sem reforço foram evidenciadas pelos ensaios, que mostraram sensível redução da excitação da derivação e as pequenas tensões da solda do reforço com a tubulação principal, ressaltando a confiabilidade do reforço nas peças. Na análise de elementos finitos,

as tensões foram bem menores para as peças com reforço e as regiões de maior solicitação não estavam situação nas proximidades do colar soldado. As maiores deformações para os protótipos com reforço foram na faixa de 3µm/m, e mesmo com a variação da frequência da excitação a presença do reforço impediu o aumento das deformações no colar de encaixe soldado.

A finalidade desta ligação é fazer que os componentes da tubulação auxiliar que possuam massas elevadas fiquem solidários à tubulação principal, evitando qualquer movimento relativo. O reforço colocado nas proximidades das maiores massas da derivação são mais efetivos para o enrijecimento do conjunto.

Realizando um comparativo entre as peças com diferentes comprimentos de derivação, verificou-se o acréscimo elevado da deformação com o aumento do trecho de tubulação que apresenta uma massa considerável na extremidade. Não foi possível uma análise com um maior número de ensaios a diferentes frequências, pois a peça construída para o trabalho, quando acoplada à máquina dos testes, demonstrou vibração de amplitude elevada deixando instável o comportamento do conjunto e da bancada de testes. A máquina mesmo tendo uma massa considerável e estando nivelada com a bancada, demonstrou a perda de contato com a mesma em algumas situações de maior vibração do conjunto peça – máquina. Na Figura 4.10 pode ser vista a máquina de ensaio fixada na bancada de testes por meio de uma cinta de amarração.

Figura 4.10 – Fixação da máquina de ensaios na bancada



As peças ensaiadas apresentaram elevada rigidez no tubo tronco devido à pequena extensão e, desta forma, a flexibilidade da peça ficou restrita à região da derivação. Extrapolando a geometria considerada no ensaio para alguma condição real de trabalho seria constatada menor rigidez no conjunto e consequentemente maiores amplitudes de deslocamento e maior possibilidade de falha na ligação soldada.

As frequências naturais encontradas demonstram a faixa que pode ocorrer ressonância abaixo dos 100Hz. Abaixo de 300Hz são consideradas vibrações de baixa frequência, segundo WACHEL (1995).

O comparativo entre os ensaios em laboratório e a modelagem em elementos finitos pode ser ressaltado apenas no aspecto do comportamento das peças, pois os valores de tensão e deformação dos protótipos testados apresentam um erro associado ao fator de concentração de tensões que mostram valores nas proximidades dos concentradores e não um valor fixo pontual para a região crítica, como é mostrado na análise em elementos finitos.

A dispersão dos resultados também pode ser atribuída a fatores internos (variações na microestrutura e composição química) e outros pertencentes ao processo de fabricação dos materiais e das juntas soldadas.

A rugosidade do corpo de prova influencia o processo de nucleação de trincas de fadiga, além disso o processo de soldagem poderia também introduzir trincas nas peças. Desta forma foram avaliados os pontos de ligação por solda de todas as peças, mesmo sem a realização de ensaio de fadiga específico, apenas para verificação da integridade das ligações. Nestes ensaios não foram encontradas trincas nucleadas por meio da inspeção por líquido penetrante, que ocorreu nas regiões soldadas entre o tubo e o colar, o colar e o niple da derivação e as junções do reforço com o tubo tronco (peças reforçadas). Estão mostrados na Figura 4.11 os pontos de aplicação do líquido penetrante com cor vermelha.

Figura 4.11 – Peça analisada com líquido penetrante nas soldas

O critério de falha para ensaios de fadiga pode ser através do surgimento de trincas na amostra ou pela ruptura do corpo de prova, que praticamente não incorpora incerteza ao resultado. No primeiro critério o corpo de prova é inspecionado a cada quantidade de ciclos pré-definida, verificando a existência de trincas, procedimento que leva a uma incerteza quanto ao número de ciclos.

Foi considerado que os materiais metálicos quando ensaiados à temperatura ambiente não apresentam diferenças de comportamento mecânico para a vibração.

Outro agravante relacionado à análise de derivações de pequeno diâmetro é o uso de conexões com solda em ângulo, apresentando intensificadores de tensão em pontos localizados dificultando a precisão das análise dos esforços resultantes sobre o conjunto. A boa prática de engenharia enfatiza o uso de derivações com solda de topo também para as conexões de menor diâmetro, aumentando a resistência e vida útil das instalações.

Outra questão a ser levada em conta é que falhas por fadiga são causadas por tensões de tração. Uma estrutura soldada apresenta, na superfície, tensões

residuais de tração originadas na solidificação da poça de fusão. As tensões residuais atuam de forma a aumentar as tensões médias de tração e, por conseguinte, reduzir a vida à fadiga. Diante disso recomenda-se o martelamento das soldas, já que este procedimento introduz tensões de compressão que atuam de forma a aumentar a vida à fadiga.

Não foram efetuados trabalhos de medição e análise de tensões residuais para correlacionar com o desempenho em fadiga das peças.

5 CONCLUSÕES

Com base nos resultados dos ensaios, na análise computacional e nas considerações das normas, verifica-se a necessidade de reforço em boa parte das conexões de pequeno diâmetro submetidas à vibração, considerando o uso de drenos e suspiros em indústrias de Petróleo e Gás. Verificou-se que as instalações típicas de tubulações de pequeno diâmetro, as quais apresentam as menores dimensões possíveis, apresentam resistência adequada para algumas situações submetidas à vibrações de baixa frequência. Porém com o aumento dos comprimentos e massas distantes da derivação, o conjunto apresenta comportamento de baixa confiabilidade.

No caso de arranjos com derivações de pequeno diâmetro aplicadas com grandes comprimentos e grandes massas na extremidade, é recomendado que o projeto considere sustentação mecânica adicional ou reforço vinculado à tubulação principal, pois desta forma o conjunto possuirá maior rigidez e maior frequência natural.

Os resultados mostram que a diminuição do comprimento das derivações e o uso de chapas para reforço da tubulação de pequeno diâmetro podem aumentar significativamente as frequências naturais da tubulação, o que pode torná-la imune a determinadas fontes de excitação, além de reduzir significativamente as tensões.

Embora seja o critério do WRC 417 específico para área Nuclear com fatores de segurança mais elevados que para a Indústria do Petróleo, é conveniente que se atue no sentido de reduzir os níveis de vibração dos pontos de maior tensão visando reduzir risco de falha por fadiga.

A vinculação da chapa de reforço ao tubo tronco deve ser avaliada em cada projeto desenvolvido, pois o uso de abraçadeira em tubulações sujeitas à condensação pode desenvolver corrosão por frestas na interface dos metais.

Considerando de maneira adequada as recomendações de projeto e os métodos de avaliação apresentados, arranjos de tubulação podem ser criados ou corrigidos com o aspecto de segurança avaliado e evitando uma possível falha no sistema estudado.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como proposta para novos trabalhos relativos ao estudo do comportamento de tubulações de pequeno diâmetro sujeitas à vibração, sugere-se as seguintes orientações:

- Análise, em laboratório, de configurações de projeto que apresentem menor rigidez, apresentando por consequência menores frequências naturais, maiores tensões e deformações. Desta forma existe maior facilidade para atingir os limites de fadiga da peça testada;
- Alteração dos corpos de prova, buscando simetria, com acréscimo de curvas e maior massa na extremidade das derivações, buscando atingir maiores tensões nas ligações soldadas;
- Melhoria no processo de colagem, soldagem e localização dos pontos de contato dos extensômetros com as peças;
- Utilizar máquinas de ensaio com maior rigidez, se possível, ancoradas no piso para absorver com maior resistência a vibração do conjunto testado;
- Análise, em laboratório, de outras configurações de tubos, tais como: desvios, tomadas de instrumentos, tomadas para válvulas de alívio;
- Alteração do material dos corpos de prova, comparando o comportamento de diferentes materiais e espessuras;
- Ensaio a temperatura elevada, investigando o efeito da temperatura sobre as peças.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 570: Piping Inspection Code: In-service Inspection, Rating, Repair, and Alteration of Piping Systems**, 2009.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 674: Positive Displacement Pumps - Reciprocating**, 2010.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME: Standards and Guides for Operational and Maintenance of Nuclear Power Plants – OM-S/G", parte 3, "Requirements for Pre-operational and Initial Startup Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems**, edição 2000, atualizada até 07/2002.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, **Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2 – Alternatives Rules**, Appendix 5, 2001

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B31.3: Process Piping**, 2010.

ANSYS – **Documentation for ANSYS revision 5.3. Houston**. EUA, 1996.

BARROS, V.M e outros**, Análise de Vibração de Tubulações a partir de Dados de Campo**. CONFERÊNCIA INTERNACIONAL SOBRE TECNOLOGIA DE EQUIPAMENTOS, 7, 2003, Florianópolis. São Paulo, ABENDE: 2003.

BEER, F., JOHNSTON, R. **Resistência dos Materiais**. Makron Books, 3ª Ed. 1995

BENAC, D. J.; HOPKINS, D. N. **Investigation of Fatigue-Induced Socket-Welded Joint Failures for Small-Bore Piping Used in Power Plants.** Practical Failure Analysis, ASM International, EUA, 2001.

COSTA, L. P. **Avaliação da incerteza de medição no levantamento de curvas de fadiga S-N de materiais metálicos a temperatura ambiente**. 2010. 64 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Programa de

Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais. Porto Alegre, 2010.

DOMINGUEZ, F. R., **Análise estrutural direcionada à redução de espessuras em tubulações industriais**. 2008. 149 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de São Paulo. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. São Paulo, 2008.

ENERGY INSTITUTE. **Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework.** London, 2008.

FINE, M. E., CHUNG, Y.W. **Fatigue Failure in Metals**. ASM Handbook Volume 19: Fatigue and Fracture, Estados Unidos: ASM International, 1996.

GAMA, A. L., OLIVEIRA, F. N., MOREIRA, R. M., **Procedimentos para Avaliação e Inspeção de Tubulações Apresentando Vibração Excessiva**, 1º Congresso de Confiabilidade, Manutenção e Inspeção - CIM - Petrobras, Rio de Janeiro, RJ, 2006.

HELOUI, I.X.A. **Vibrações e esforços dinâmicos em tubulações induzidos pelo escoamento bifásico.** 2008. 70 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2008.

LIN, C.W. **Design Guide to Reduce Potential for Vibration Caused by Fluid Flow Inside Pipes - Review and Survey, Welding Research Council, boletim 417**, Nova Iorque, EUA, 1996.

MARINE TECHNOLOGY DIRECTORATE. **MTD Publication 99/100**: Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue in process pipework, 1999.

MOUSSOU, P. **An excitation spectrum criterion for the vibration-induced fatigue of small bore pipes**. Journal of Fluids and Structures, Volume 18, Issue 2, 2003.

NAYYAR, M. L. **Piping Handbook: Seventh Edition**, McGraw-Hill, 1999.

PETROBRAS. N-57. **Projeto Mecânico de Tubulações Industriais**. Rio de Janeiro, 2014

PETROBRAS. N-108. **Suspiros e Drenos para Tubulações e Equipamentos**. Rio de Janeiro, 2010

PRICE, S. M., SMITH, D. R. **Sources and Remedies of High-Frequency Piping Vibration and Noise**. Proceedings of 18th Turbomachinery Symposium Engineering Dynamics Inc. San Antonio, Texas, USA, 1989.

RAEDER, T. S. A. **Estudo experimental de esforços dinâmicos em tubulações com escoamento bifásico.** 2012. 79 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2012.

RAO, S. S., **Vibrações Mecânicas**. 4ª Ed., Pearson, 2008.

SCHUTZ, W. **A History of fatigue**. Engineering Fracture Mechanics, Elsevier, 1996.

SHIGLEY, J. E.,MISCHKE, C.R. **Mechanical Engineering Design**, 8ª Ed., Estados Unidos: Mc Graw Hill, 2001.

SOEIRO, N. S. **Curso de fundamentos de vibrações e balanceamento de rotores**. Belém: UFPA, Instituto de Tecnologia, 2008.

TELES, P. C. S. **Tubulações Industriais – Materiais, Projeto, Montagem,** 10ª Ed., LTC, Rio de Janeiro, 2001.

TINOCO, E. B. **Método de avaliação de vibração em tubulação Industrial e Dicas para Projeto**. In: CONFERÊNCIA INTERNACIONAL SOBRE TECNOLOGIA DE EQUIPAMENTOS, 7, 2003, Florianópolis. São Paulo, ABENDE: 2003.

TINOCO, E. B. **Análise dinâmica de tubulações**. 2009. 67 p. Notas de aula. Apresentação em Power Point.

TRIFLEX . **Análise de Flexibilidade em Tubulação versão 3.3.5.** Piping Solution Inc., Houston, 2012

VAN DER SLUYS, W.A. YUKAWA, S., **Assessment of Environmental Effects on Fatigue Life LWR Nuclear Applications.** Pressure Vessel Research Council, and the ASME Board on Nuclear Codes and Standards, 2001.

WACHEL, J. C., **Displacement Method for Determining Acceptable Piping Vibration Amplitudes,** PVP-Vol. 313-2, ASME, 1995.

WACHEL, J. C., **Piping Vibration Analysis,** Proceedings of 19th Turbomachinery Symposium. San Antonio, Texas, EUA, 1990.

WACHEL, J. C., **Piping Vibration and Stress,** Vibration Institute Machinery Vibration and Analysis Seminar, Nova Orleans, EUA, 1981.

WELD RESEARCH COUNCIL BULLETIN. WRC 417 — **Design Guide to Reduce Potential For Vibration Caused by Fluid Flow Inside Pipes** – Review and Surveys – New York, December 1996.