

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Escola de Engenharia

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

**VALIDAÇÃO ESTRUTURAL DE UM ATUADOR DE FREIO
PNEUMÁTICO USANDO MÉTODO PARA CÁLCULO DE VIDA EM
FADIGA DE ALTO CICLO**

Vagner do Nascimento

TESE DE DOUTORADO

Porto Alegre - RS

2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e
de Materiais – PPGE3M

**VALIDAÇÃO ESTRUTURAL DE UM ATUADOR DE FREIO
PNEUMÁTICO USANDO MÉTODO PARA CÁLCULO DE VIDA EM
FADIGA DE ALTO CICLO**

Vagner do Nascimento

Tese de Doutorado apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGE3M, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia.

Área de concentração: Ciência e Tecnologia de Materiais

Porto Alegre - RS

2020

TESE DE DOUTORADO

Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Alexandre Vieceli – UCS

Prof. Dr. Márcio Walber – UPF

Prof. Dr. Toni Roger Schifelhain De Lima – UFRGS

Prof. Dr. Afonso Reguly

Coordenador do PPGE3M

AGRADECIMENTOS

Gostaria de registrar meus sinceros agradecimentos as pessoas que tiveram contribuição fundamental para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Thomas Clarke, pela orientação, ensinamentos e pela confiança em mim depositada.

A Empresa Master Sistemas Automotivos Ltda., por ceder seus recursos para realização dos ensaios experimentais e numéricos, e pelo interesse demonstrado durante a realização do estudo.

Ao meu grande amigo e mentor em fadiga, Giovanni Teixeira, pelos ensinamentos, orientações, troca de experiência e trabalho em conjunto deste e outros trabalhos ao qual me deram base científica para poder desenvolver um trabalho de qualidade e inovador.

A minha mãe, Elenir e ao meu irmão, Sander, pelos valores e motivação que me ensinaram e foram fundamentais para que eu não desistisse em momento algum dessa caminhada.

A minha esposa Carolina pelo incentivo, paciência, e amor incondicional durante muitos momentos de ausência.

A minha filha Giulia, que mesmo não entendendo todo o trabalho pesado que eu fazia em casa muitas vezes com ela ao meu lado, um dia entenderá que os momentos de ausência foram por uma boa razão.

A todas as pessoas que auxiliaram direta ou indiretamente no desenvolvimento deste trabalho.

Se o engenheiro não sabe modelar o problema
sem ter o computador, ele não deve fazê-lo
tendo o computador.

Avelino Alves Filho

RESUMO

No campo da integridade estrutural, a precisão do julgamento de engenharia é limitada pela forma como as cargas são avaliadas, os modelos matemáticos são construídos e as respostas materiais são idealizadas. Em vibração aleatória, as cargas são melhor descritas em termos de PSDs (*Power Spectrum Density*) da variável que excita o sistema, enquanto que se as cargas são determinísticas, as abordagens baseadas no domínio do tempo são geralmente preferidas. Como o Método dos Elementos Finitos (MEF) já é consolidado como uma das ferramentas mais populares para a modelagem de materiais, na dinâmica estrutural as análises modal e harmônica são o ponto de partida para estudar as propriedades do sistema e derivar funções de transferência (FRF). As funções de transferência são fundamentais para avaliar os momentos espectrais de PSD de tensão ou deformação e construir funções de densidade de probabilidade (PDF) para avaliar danos. O método de Dirlik tem sido muito bem-sucedido na modelagem de processos de banda estreita e de banda larga. Pesquisas recentes têm se esforçado para resolver tensão residual no domínio da frequência e cobrir as lacunas na abordagem de Dirlik, como Tovo e Benasciutti, método usado nesta tese. Um estudo de caso é apresentado onde uma Câmara de Freio foi analisada, onde o objetivo é ter um método numérico de validação estrutural de durabilidade baseado em um procedimento experimental. A câmara de freio tem ambas as funções de um atuador pneumático de freio e freio de estacionamento, portanto, desempenhando um papel vital na segurança. Os resultados numéricos são comparados com testes de laboratório e de campo, onde teve-se um erro em vida de 43%, justificável pelas inúmeras complexidades do modelo numérico. Os erros numéricos experimentais da análise modal, ficaram com 0%, 4% e -8%, respectivamente, em relação ao teste experimental em shaker.

Palavras-chave: Cálculo Estrutural, Predição de Vida em Fadiga, Vibrações, Análise Harmônica e Modal, Método Elementos Finitos, Atuador Pneumático, Testes Experimentais em Shaker.

ABSTRACT

In the field of structural integrity the accuracy of engineering judgment is bounded by the way the loadings are evaluated, the mathematical models are built and the material responses are idealized. In random vibration the loads are best described in terms of the PSDs (Power Spectrum Density) of the variable exciting the system, whereas if the loads are deterministic the time domain based approaches are usually preferred. As the Finite Element Method (FEM) is already consolidated as one of the most popular tools for material modeling, in structural dynamics the modal and harmonic analyses are the starting point for studying system properties and deriving transfer functions (FRF). The transfer functions are key to evaluating the spectral moments of Stress or Strain PSDs and building probability density functions (PDF) to evaluate damage. Dirlik's Method has been very successful in modelling both narrow and broad band processes. Recent researches have endeavored to address residual stresses in the frequency domain and cover the gaps in Dirlik's approach, like Tovo and Benasciutti, method used in this thesis. A case study is presented where a Brake Chamber has been analyzed, where the objective is to have a numerical method of structural validation of durability based on an experimental procedure. The brake chamber has both functions of a brake pneumatic actuator and parking brake, therefore playing a vital role in Safety. The numerical results are compared to laboratory and off-road field tests, where it had a life error of 43%, justified by the numerous complexities of the numerical model. The experimental numerical errors of the modal analysis, were 0%, 4% and -8%, respectively, in relation to the experimental test in shaker.

Key-words: Structural Calculus, Fatigue Life Prediction, Vibrations, Modal and Harmonic Analysis, Finite Element Method, Pneumatic Actuator, Shaker Experimental Tests.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Justificativa	12
1.2	Objetivos	13
1.2.1	Objetivos Gerais	13
1.2.2	Objetivos Específicos	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1	Freios Pneumáticos a Tambor do Tipo “S” Came	14
2.1.1	Funcionamento de um freio a tambor pneumático do tipo “S” came	14
2.2	A Câmara de Freio	16
2.3	Análise Dinâmica pelo Método dos Elementos Finitos	18
2.3.1	Tipos de cargas dinâmicas e suas respostas	22
2.3.2	Graus de liberdade de um sistema mecânico	25
2.3.2.1	Sistemas contínuos	25
2.3.3	Tipos de vibração – modelos	26
2.4	Fadiga em Metais	27
2.5	Os Critérios de Fadiga	29
2.6	Fadiga no Domínio da Frequência	31
2.7	Tensão Residual com Técnica de Difração de Raios X	33
3	MATERIAIS E MÉTODOS	35
3.1	Análise de Sinais	35
3.2	Caracterização do material	37
3.2.1	Propriedades Mecânicas em Tração	37
3.2.2	Curva de Fadiga do aço LN RAND 250	37
3.2.3	Curva de Fadiga da junta soldada do LN RAND 250	41
3.2.3.1	Análise Metalográfica	43
3.2.3.2	Propriedades Mecânicas em Tração da Junta Soldada	48
3.2.3.3	Curva de Fadiga Junta soldada LN RAND 250	48
3.3	Testes de Laboratório	51
4	MODELO DE AVALIAÇÃO NUMÉRICA	55
4.1	Modelamento por Elementos Finitos	55

4.1.1	Considerações e hipóteses no modelamento.....	55
4.1.2	Propriedades Mecânicas dos Materiais.....	56
4.1.3	Condições de Contorno.....	57
4.1.4	Malha do modelo CAE.....	58
4.1.5	Análise Modal.....	60
4.1.6	Análise Harmônica	63
4.1.6.1	Carregamentos.....	63
4.1.7	Análise de Fadiga Numérica	64
4.1.8	Equacionamento do modelamento por elementos finitos	64
4.2	Método de Análise de Fadiga Numérica.....	70
5	DISCUÇÃO DOS RESULTADOS.....	78
5.1	Tensão Residual Medida com Técnica de Difração de Raios X.....	78
5.2	Análise de Fadiga da Câmara de Freio	79
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	84
6.1	Conclusões.....	84
6.2	Propostas de continuidade	85
	REFERÊNCIAS	86
	ANEXOS.....	92

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 - Câmara de freio em duas montagens no freio a tambor.....	10
Figura 1-2 - Solda de conexão entra tampa alta e o parafuso de fixação da câmara de freio.....	11
Figura 2-1 - Componentes de um freio a tambor pneumático do tipo “S” came.....	15
Figura 2-2 Atuador de serviço.....	17
Figura 2-3 - Atuador de serviço / estacionamento (Spring Brake).....	18
Figura 2-4 - Passos principais realizados na análise por MEF.....	20
Figura 2-5 - Exemplo de carregamento dinâmico.....	21
Figura 2-6 - Tipos de cargas dinâmicas.....	23
Figura 2-7 - Classificação de dados determinísticos.....	24
Figura 2-8 - Classificação de dados aleatórios.....	24
Figura 2-9 - Equilíbrio dinâmico de um elemento.....	25
Figura 2-10 - A primeira máquina de teste de fadiga de Albert.....	27
Figura 2-11 - Fluxograma para verificação da fadiga através do domínio da frequência.....	32
Figura 3-1 - Sinal de aceleração típico medido no freio em um veículo que conduz ao longo de uma estrada.....	35
Figura 3-2 - PSD do sinal representado na Figura 3.1.....	36
Figura 3-3 - Dimensões dos corpos de prova utilizados para o levantamento da curva de fadiga do material da amostra.....	38
Figura 3-4 - Ilustração do carregamento cíclico senoidal aplicado aos corpos de prova nos ensaios de fadiga.....	38
Figura 3-5 Gráfico de fadiga, obtida por flexão alternada, da amostra analisada.....	40
Figura 3-6 - Ilustração do (a) aspecto geral e de (b, c, d, e) detalhes das chapas de teste soldadas para análise.....	41
Figura 3-7 - Ilustração da posição de retirada (linhas tracejadas) e do ângulo de visão (setas) das seções observadas ao longo da espessura da amostra.....	42
Figura 3-8 - Dimensões dos corpos de prova utilizados para o levantamento da curva de fadiga do material da amostra da junta soldada.....	43
Figura 3-9 - Aspecto representativo de inclusões do aço LN-RAND-250, observado no centro da espessura, em seção longitudinal à direção de laminação. Sem ataque.....	44

Figura 3-10 - Microestrutura do aço LN-RAND-250, vista a $\frac{1}{4}$ da espessura, em seção.....	45
Figura 3-11 - Seção transversal de junta soldada recebida para análise e detalhe de falta de penetração que culminou na geração de um entalhe, embotado na zona fundida do cordão de solda. Ataque: Nital 4%. Ampliações originais: 12,5 e 50x.....	46
Figura 3-12 - Seção transversal da junta soldada de um corpo de prova rompido durante os ensaios de fadiga e detalhe da região de nucleação da trinca, ocorrida na interface entre a zona fundida e a zona afetada pelo calor. Ataque: Nital 4%. Ampliações originais: 12,5 e 50x.....	47
Figura 3-13 - Gráfico de fadiga, obtida por flexão alternada a partir das juntas soldadas recebidas para análise.....	49
Figura 3-14 - Gráfico de fadiga, levantada por flexão alternada a partir das juntas soldadas recebidas para análise, após a exclusão dos resultados mais afastados das médias obtidas nos ensaios para cada amplitude de tensão.....	50
Figura 3-15 - Carga de um sinal de varredura de seno imposta pela mesa do shaker.....	52
Figura 3-16 - PSD do sinal da figura 3.15.....	53
Figura 3-17 - Carregamento de aceleração na câmara de freio.....	53
Figura 3-18 - Câmaras de Freio montadas na mesa do shaker.....	54
Figura 3-19 - Falha por fadiga após 1,55 milhões de ciclos.....	54
Figura 4-1 – Restrições do modelo CAE.....	57
Figura 4-2 – Contatos do modelo CAE.....	58
Figura 4-3 – Malha do modelo CAE.....	59
Figura 4-4 - Gráfico de transmissibilidade em relação ao sinal de entrada e saída na câmara de freio.....	61
Figura 4-5 - 1ª frequência natural do conjunto câmara de freio + hexágono (92 Hz).....	62
Figura 4-6 - 2ª frequência natural do conjunto câmara de freio + hexágono (106 Hz).....	62
Figura 4-7 - 3ª frequência natural do conjunto câmara de freio + hexágono (131 Hz).....	63
Figura 4-8 - Representação por elementos finitos da tampa alta.....	65
Figura 4-9 - Representação por elementos finitos da solda entre tampa alta e parafuso de fixação da câmara de freio.....	66
Figura 4-10 - Modelo de elementos finitos e carregamentos no hexágono que vai fixado no shaker.....	68
Figura 4-11 - Deslocamentos generalizados solicitados na análise SSD.....	69

Figura 4-12 - Tensões generalizadas solicitadas na análise SSD.....	69
Figura 4-13 - Plano candidato ao plano crítico.....	72
Figura 4-14 - Fluxograma descrevendo a abordagem de análise de vida em fadiga.....	75
Figura 5-1 - Medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa.....	78
Figura 5-2 - A Tampa Alta da Câmara de Freio.....	79
Figura 5-3 - Curva de fadiga do material aço LN RAND 250 avaliada de acordo com o procedimento da Usiminas PILCMPR0008.....	80
Figura 5-4 - Curva de fadiga da junta soldada do material aço LN RAND 250 avaliada de acordo com o procedimento da Usiminas PAMG014320.....	80
Figura 5-5 - Resultados da vida em fadiga numérica usando o mesmo sinal do shaker.....	81
Figura 5-6 - Resultados do laboratório (a) e da simulação numérica de fadiga (b).....	82
Figura 5-7 - Vida de fadiga numérica com um sinal do campo.....	82
Figura 0-1 - Relatório da medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa – amostra 1..	92
Figura 0-2 - Relatório da medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa – amostra 2..	93
Figura 0-3 - Relatório da medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa – amostra 3..	94

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3-1 - Propriedades mecânicas em tração, obtidas segundo a norma ASTM A370 em corpos de prova sheet type com base de medida para alongamento de 50 mm.	37
Tabela 3-2 - Pares de amplitude de tensão vs. número de ciclos obtidos nos ensaios de	40
Tabela 3-3 - Classificação das inclusões da amostra, segundo a carta padrão I da norma ASTM E45-05/09.	43
Tabela 3-4 - Propriedades mecânicas em tração obtidas nas juntas soldadas analisadas.	48
Tabela 3-5 - Pares de amplitude de tensão vs. número de ciclos obtidos nos ensaios de	51
Tabela 4-1 – Propriedade dos materiais para o modelo numérico de elementos finitos	56
Tabela 4-2 – Tipo e quantidade de elementos do modelo numérico	59
Tabela 4-3 – Calibração das 6 primeiras frequências naturais.....	60

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- CAD – *Computer Aided Design* (Desenho Auxiliado por Computador)
- FEM – *Finite Element Method* (Método dos Elementos Finitos)
- FEA – *Finite Element Analysis* (Análise por Elementos Finitos)
- FFT – *Fast Fourier Transform* (Transformada Rápida de Fourier)
- DFT – *Discreet Fourier Transform* (Transformada de Fourier Discreta)
- FT – Transformada de Fourier
- MEF – Método dos Elementos Finitos
- PSD – *Power Spectral Density* (Densidade Espectral)
- ZTA – Zona termicamente afetada (pelo calor)
- SSD – *Steady state dynamics* (*análise harmônica*)
- UTS – *Ultimate tensile stress* (limite de resistência à tração)
- HCF – *High cycle fatigue* (fadiga de alto ciclo)
- LCF – *Low cycle fatigue* (fadiga de baixo ciclo)

LISTA DE SÍMBOLOS

- b Expoente de resistência à fadiga
- c Coeficiente de Amortecimento
- k Constante de rigidez da mola
- D Dano
- D_{cr} Dano crítico
- E Módulo de elasticidade
- F Força
- $F(t)$ Força externa variável
- L Comprimento
- m Massa
- M Momento fletor máximo
- N_f Número de reversos
- R Razão de carregamento
- S Tensão
- γ Deformação de cisalhamento
- $\gamma_{máx}$ Deformação de cisalhamento máxima
- ε Deformação
- ε_a Amplitude de deformação
- ε_e Deformação elástica
- ε'_f Coeficiente de ductilidade à fadiga
- ε_l Deformação lateral
- ε_p Deformação plástica
- ε_t Deformação transversal
- ν Coeficiente de Poisson
- ρ Resistividade elétrica
- σ Tensão
- σ_1 Tensão principal 1
- σ_2 Tensão principal 2
- σ_a Tensão alternada (ou amplitude de tensão)
- σ_e Tensão de escoamento

σ_f Tensão limite de fadiga

σ'_f Coeficiente de resistência à fadiga

$\sigma_{f,c}$ Tensão limite de fadiga corrigida pelos fatores modificadores

$\sigma_{f,m}$ Tensão limite de fadiga para uma tensão média diferente de zero

σ_m Tensão média

$\sigma_{m\acute{a}x}$ Tensão máxima

$\sigma_{m\acute{i}n}$ Tensão mínima

σ_u Tensão máxima de tração

$\sigma_{u,t}$ Tensão de ruptura verdadeira

σ_x Tensão na direção x

τ_{xy} Tensão de cisalhamento no plano xy

\ddot{u} Aceleração do corpo

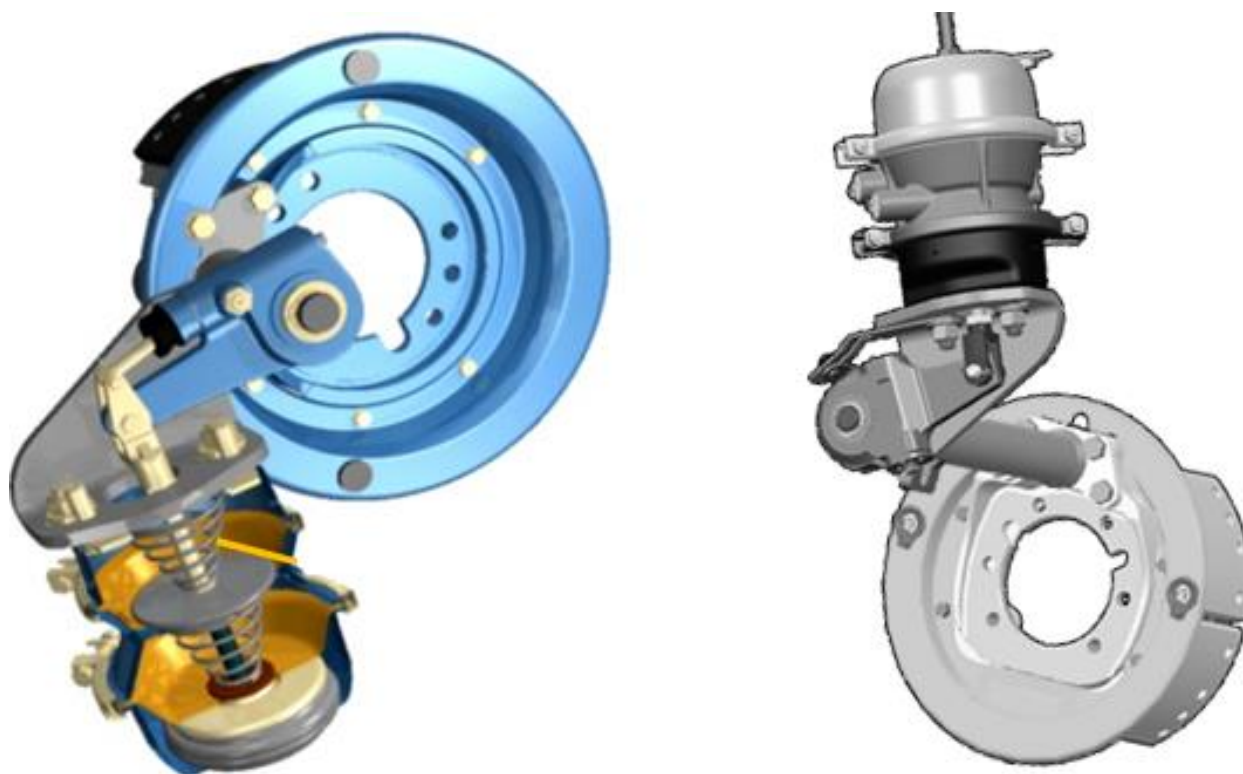
u Deslocamento

\dot{u} Velocidade do corpo

1 INTRODUÇÃO

Atuadores de freio são elementos em um circuito pneumático responsável por parar um veículo (quando se deslocam) e mantê-lo parado (quando estacionado). A pressão na câmara de emergência (Figura 1-1 - função estacionamento) mantém um conjunto de molas comprimidas (molas de emergência) e o freio inativo. Quando a pressão cai, as molas fazem a haste se mover, empurrando as lonas contra o tambor de freio, acionando o freio na função de estacionamento/emergência. Outra atuação é o serviço, onde se pressuriza a câmara na parte de serviço ao qual possui um diafragma que empurra um êmbolo, fazendo a haste movimentar o freio.

Figura 1-1 - Câmara de freio em duas montagens no freio a tambor.

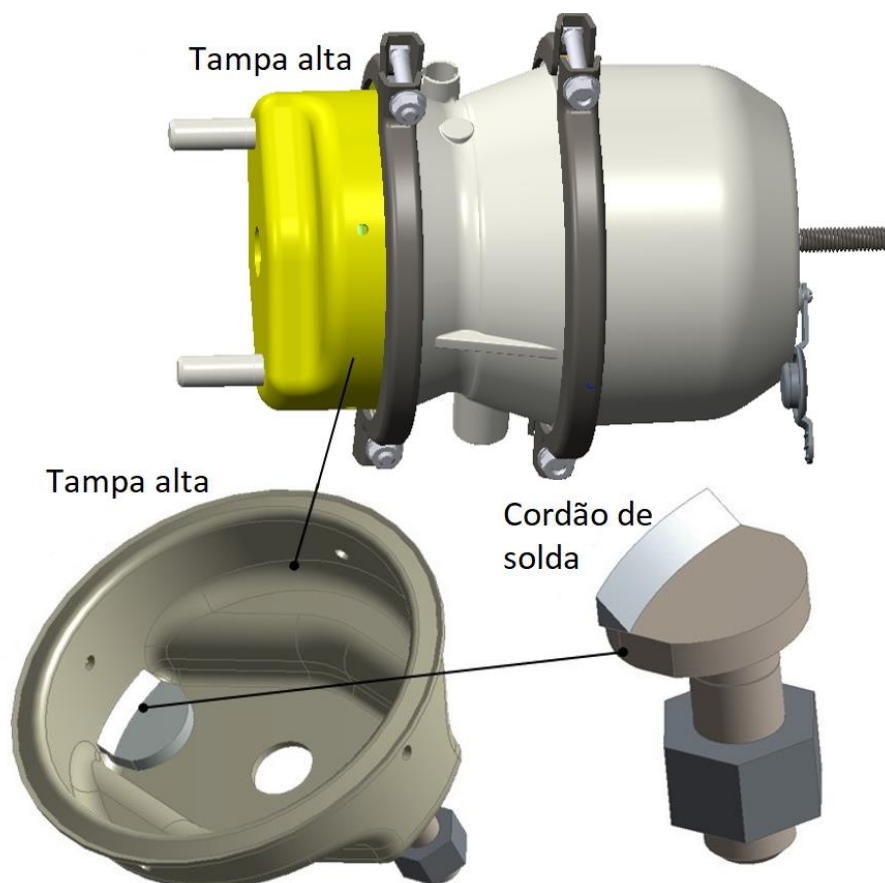


Fonte: o autor

O ponto que requer mais atenção no projeto de uma câmara de freio, com vistas a sua resistência estrutural é o cordão de solda” que conecta a tampa alta ao parafuso da Figura 1-2 . O parafuso mostrado prende a câmara no suporte do freio e todo esse conjunto é amplamente solicitado quando o veículo está trafegando em função da vibração que é imposta pelo piso à suspensão e, por sua vez, ao suporte da câmara de

freio, ao qual, dependendo da rigidez do sistema, amplifica mais ou não essa excitação da suspensão.

Figura 1-2 - Solda de conexão entra tampa alta e o parafuso de fixação da câmara de freio.



Fonte: o autor

Este componente é submetido a altas acelerações no campo e falhas por fadiga foram relatadas por alguns clientes nas juntas soldadas descritas da tampa alta.

1.1 Justificativa

Na engenharia, a maioria dos desenvolvimentos de novos produtos necessitam de uma validação estrutural para saber se o produto está corretamente dimensionado para operar conforme as solicitações de campo ou mesmo atender às especificações de normas. Apesar dessas premissas já serem dominadas na área da engenharia que trata dos dimensionamentos e validações estruturais, ainda se tem muitos casos que são somente validados experimentalmente, pois não há ainda procedimentos robustos que possam fazer essas validações numericamente. Porém, quando se realizam validações experimentais, tem-se um alto custo do ensaio, geralmente realizado em laboratórios de empresas privadas, além do tempo geralmente alto entre a fabricação das amostras, envio ao laboratório ou campo de provas, execução do teste e ainda pós processamento dos sinais coletados para uma futura análise e aprovação ou não do produto. Esse processo experimental ainda tem outras dificuldades como: incertezas do teste devido a coletas de dados em locais diferentes nas amostras, amostras com grande dispersão de qualidade de fabricação, material das amostras com diferentes propriedades, qualidade e acuracidade do teste diretamente proporcional ao conhecimento do engenheiro responsável pelo teste. Desta forma, este trabalho propõe, um procedimento numérico para validação estrutural em atuadores pneumáticos submetidos a vibração, em substituição ao experimental para minimizar todos os pontos desfavoráveis ou duvidosos que os testes ou validações experimentais trazem em um processo de desenvolvimento de produto, além de agilizar o desenvolvimento de um produto, pelo fato de se poder testar várias configurações em pouco tempo e com custo significativamente mais baixo, comparado com o experimental. A originalidade do trabalho nota-se na complexidade do modelo numérico, do ponto de vista da calibração numérica das frequências naturais, no mapeamento das tensões residuais para refino do modelo numérico de fadiga, do método de fadiga no domínio da frequência, das curvas de fadiga tanto do material em estudo quanto da junta soldada do mesmo, da falha apresentar-se em uma região soldada, e ainda de ter-se inúmeros materiais na montagem, como aço carbono, alumínio e borracha. Por fim, o método Tovo e Benasciutti combinado com tensões residuais, se mostrou robusto e inovador para problemas complexos de predição de vida em fadiga no domínio da frequência envolvendo juntas soldadas e fadiga por vibrações aleatórias.

1.2 Objetivos

O presente trabalho tem os seguintes objetivos centrais:

1.2.1 Objetivos Gerais

O objetivo geral desta tese é desenvolver um procedimento numérico estrutural para validação de atuadores de freio pneumáticos.

1.2.2 Objetivos Específicos

Este objetivo central desdobra-se nos seguintes objetivos específicos.

- Realizar teste experimental de vibrações em um *shaker* de uma câmara de freio, com o objetivo de se obter a vida em fadiga desse componente, quando o mesmo está submetido a vibrações.
- Ensaiar curva de fadiga dos materiais dos componentes em estudo, e curva de fadiga da solda do componente em estudo.
- Executar simulação estrutural numérica pelo método dos elementos finitos, mais especificamente as seguintes análises numéricas: modal, harmônica, fadiga.
- Desenvolvimento de um procedimento de simulação computacional para a avaliação da vida em fadiga no domínio da frequência de atuadores de freio pneumáticos submetidos a vibração, com um estudo de caso que foi validado experimentalmente em *shaker* e após obtidos os resultados experimentais, compará-los com os resultados numéricos, para estabelecer se o erro numérico-experimental é aceitável, validando o procedimento numérico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se uma revisão da literatura com o objetivo de conhecer o componente em estudo, bem como as técnicas usadas para definição do problema deste trabalho e na construção de hipóteses de solução. Aborda-se a análise dinâmica pelo método dos elementos finitos, com exemplos, bem como, tipo de cargas dinâmicas e suas respostas. Aprofunda-se no contexto de fadiga em metais, critérios de fadiga, fadiga no domínio da frequência e termina-se com uma visão sobre o método de difração de raios x para coleta de tensões residuais.

2.1 Freios Pneumáticos a Tambor do Tipo “S” Came

De acordo com Limpert (2011), o freio é o sistema responsável pela desaceleração de um corpo, convertendo a energia cinética atuante no corpo em energia térmica através da dissipação ou acúmulo da mesma na forma de calor.

Ainda segundo Limpert (2011), o sistema de freio de um veículo deve realizar obrigatoriamente três funções básicas:

1. Desacelerar um veículo até a parada;
2. Manter a velocidade do veículo em operação de descida;
3. Manter o veículo estacionário em uma inclinação.

Conforme Limpert (2011) a função desse sistema faz com que sua estrutura seja bastante exigida em sua operação. A boa capacidade de dissipação de energia térmica tem fator fundamental no sistema, uma vez que o freio faz a conversão de energia através de atrito, e o atrito é alterado conforme o aumento da temperatura, baixando o coeficiente de atrito conforme a temperatura dos materiais aumentam.

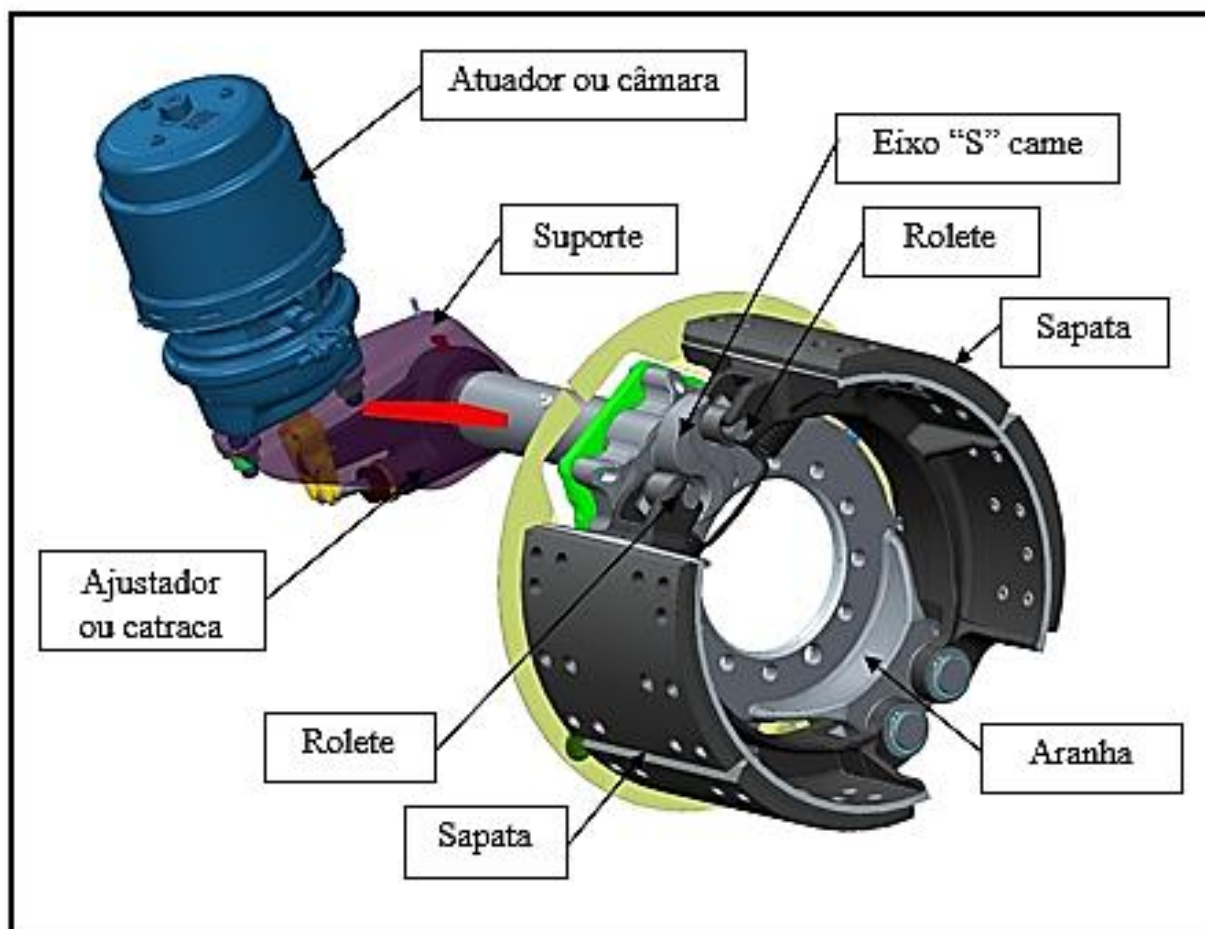
2.1.1 Funcionamento de um freio a tambor pneumático do tipo “S” came

Conforme Day (2014), esse tipo de freio tem seu princípio de funcionamento, com base na aplicação de contato na superfície interna de um rotor giratório chamado de tambor, gerando atrito. O contato na superfície interna é possibilitado por peças, chamadas de sapatas, que se movimentam na direção do tambor. Suas coberturas de contato levam um material de desgaste chamado lona de freio, que provocará o atrito.

Segundo Limpert (2011), um torque é gerado no tambor a partir da força resultante do atrito, diminuindo a velocidade de rotação do mesmo e conseqüentemente do veículo.

De acordo com Limpert (2011) esse sistema de freio é amplamente usado em veículos comerciais médios e pesados, devido a sua robustez e simplicidade de manutenção frente aos sistemas de freio a disco. Os principais componentes desse sistema são mostrados na Figura 2-1.

Figura 2-1 - Componentes de um freio a tambor pneumático do tipo “S” came



Fonte: o autor

Segundo Day (2014), o sistema é fixado no eixo do veículo pela aranha de freio, que ancora as sapatas por um de seus lados e no outro a deixa livre para expandir. O atuador pneumático de freio, gera força mecânica de entrada no sistema utilizando ar comprimido proveniente do sistema pneumático do veículo. O ajustador transmite essa força através de um torque para o eixo "S" came. Ao rotacionar o eixo "S" came, ele faz contato com os roletes, transmitindo a força para as sapatas que conseqüentemente se

expandem e aplicam essa força na superfície interna de um tambor, gerando assim, o torque de frenagem.

2.2 A Câmara de Freio

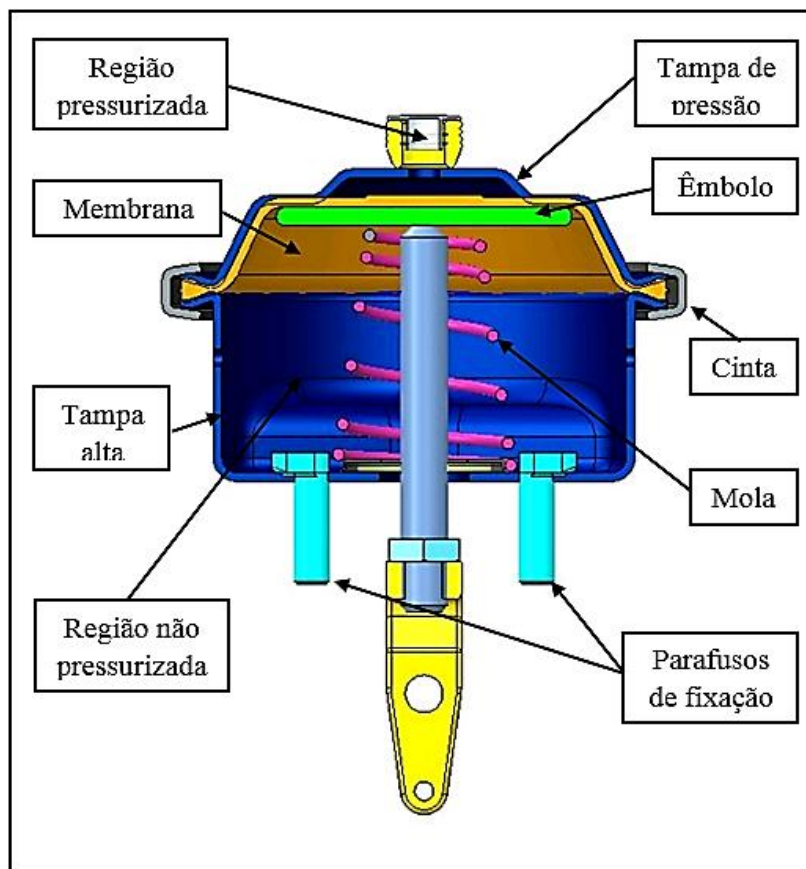
Conforme Teixeira (2017), os sistemas de freios têm como funções principais reduzir a velocidade, parar um veículo em movimento, mantê-lo parado quando necessário e ainda mantê-lo parado quando estacionado, sendo, portanto, um item de extrema responsabilidade na segurança do controle de movimentos. Neste contexto, os atuadores são os elementos de um circuito pneumático que realizam trabalho. Convertem energia fluida (pneumática) em energia mecânica. O principal tipo de atuador pneumático é o atuador linear (cilindro). Os atuadores lineares são os elementos pneumáticos mais usados na indústria automotiva, sendo de simples manutenção e fixação, possuem variedades em formas construtivas.

Os atuadores de freios são classificados em Atuadores de Serviço e Atuadores Serviço/Estacionamento, conhecidos também como *Spring Brake*. Dentro destas duas divisões, existem os modelos classificados de acordo com a capacidade de gerar força de saída, considerando a sua área útil em polegadas quadradas.

Atuadores de serviço, conforme a Figura 2-2, são atuadores com um único compartimento, no qual a vedação é feita por um diafragma, normalmente de borracha. Ao acionar o pedal de freio, a pressão é direcionada ao compartimento interno do atuador, que desloca o eixo de acionamento promovendo assim o acionamento do freio.

As câmaras de freio precisam ser testadas e certificadas, pois são itens de segurança. Eles são projetados para uma vida infinita, mas precisam ser testados em um período de tempo limitado devido ao custo e ao tempo de colocação no mercado. Isso requer a criação de testes eficientes, baratos e capazes de determinar com precisão o local da falha. Como este componente é relativamente pequeno (em comparação com todo o veículo), ele pode ser convenientemente testado em *shakers* (BENASCIUTTI, 2014; BENASCIUTTI et al., 2016; BENASCIUTTI E TOVO, 2018; Ghielmetti GHIELMETTI et al., 2011; CESNIK et al., 2012; NGUYEN et al., 2011).

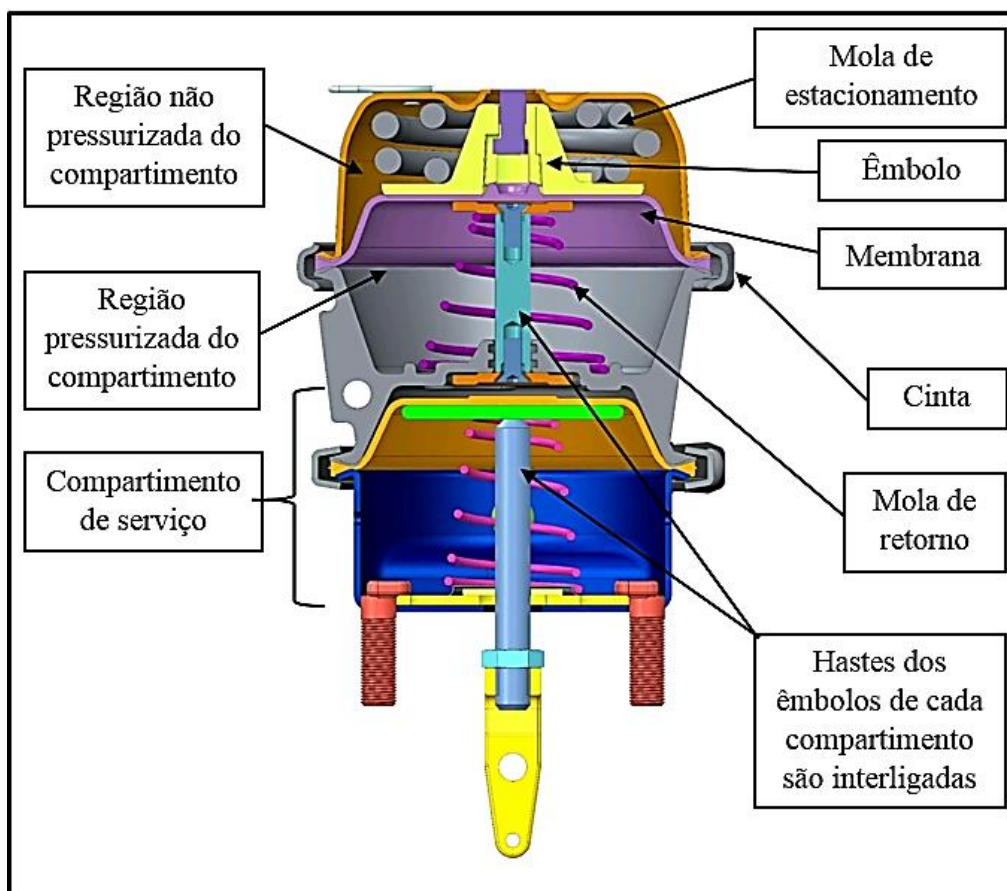
Figura 2-2 Atuador de serviço.



Fonte: o autor

Um exemplo de atuadores tipo Spring Brake é mostrado na Figura 2-3, além do compartimento de serviço descrito anteriormente, possuem um compartimento adicional superior, destinado à operação de estacionamento. Quando o veículo está trafegando, uma mola é comprimida pela manutenção de pressão no compartimento de estacionamento ou emergência. Uma vez cessada a pressão, a mola desloca o eixo, promovendo o acionamento do freio dado pela força da mola (função estacionamento). Esta função ainda pode ser eventualmente observada em situação de emergência, por perda da pressão no sistema de freios do veículo, no qual a câmara pode promover a frenagem pela força da mola.

Figura 2-3 - Atuador de serviço / estacionamento (Spring Brake).



Fonte: o autor

2.3 Análise Dinâmica pelo Método dos Elementos Finitos

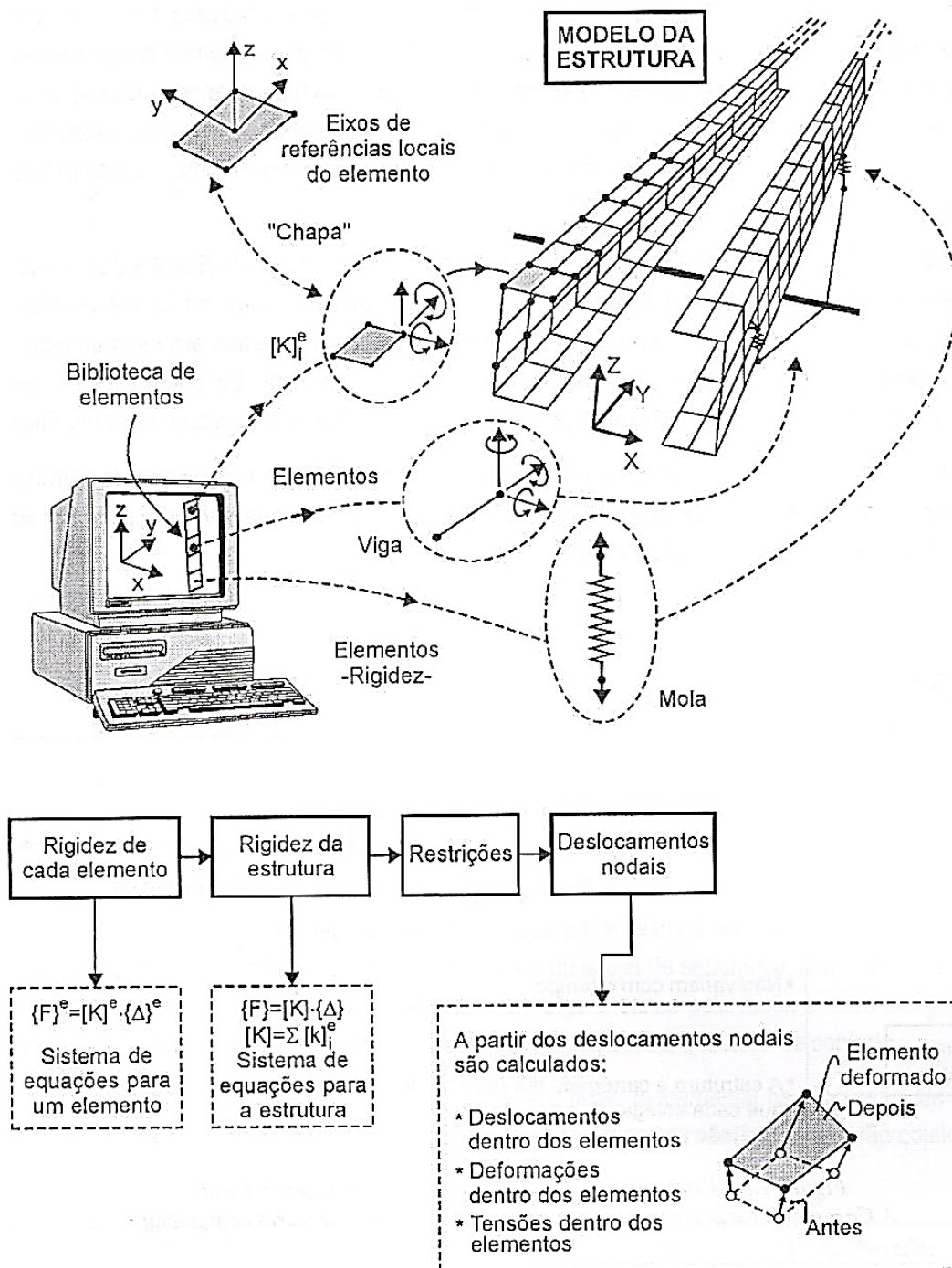
De acordo com Alves Filho (2013), métodos analíticos clássicos proporcionavam, a partir da solução das equações diferenciais, obter a resposta exata dos deslocamentos e tensões na estrutura em todos os seus nós. Entretanto, soluções como essas eram válidas apenas para sistemas de geometria simples, com condições de apoio e carregamentos simples, conforme a literatura de engenharia disponibiliza.

As técnicas foram complementadas por intermédio da discretização de sistemas contínuos. Ao se referir a um sistema estrutural como um sistema discreto, são calculados os deslocamentos de alguns pontos da estrutura, chamados de “nós” do modelo. Quando o número de pontos discreto escolhido é suficiente para representar o deslocamento da estrutura inteira de forma aproximada, é possível calcular as tensões.

Os *softwares* de elementos finitos oferecem uma biblioteca contendo diversos elementos, cada qual tentando representar um diferente comportamento físico conhecido

da mecânica estrutural (placas, cascas, membranas, sólidos, vigas, etc.). Esse comportamento é descrito por meio de funções matemáticas que contabilizam a rigidez daquele elemento individual. A forma mais compacta de representar essas características dos elementos no computador é por meio da matriz de rigidez de um elemento. Com base na matriz de rigidez de cada elemento o software monta a matriz de rigidez da estrutura, que contabiliza a rigidez da estrutura inteira. A Figura 2-4 mostra os principais passos efetuados na análise pelo método dos elementos finitos.

Figura 2-4 - Passos principais realizados na análise por MEF

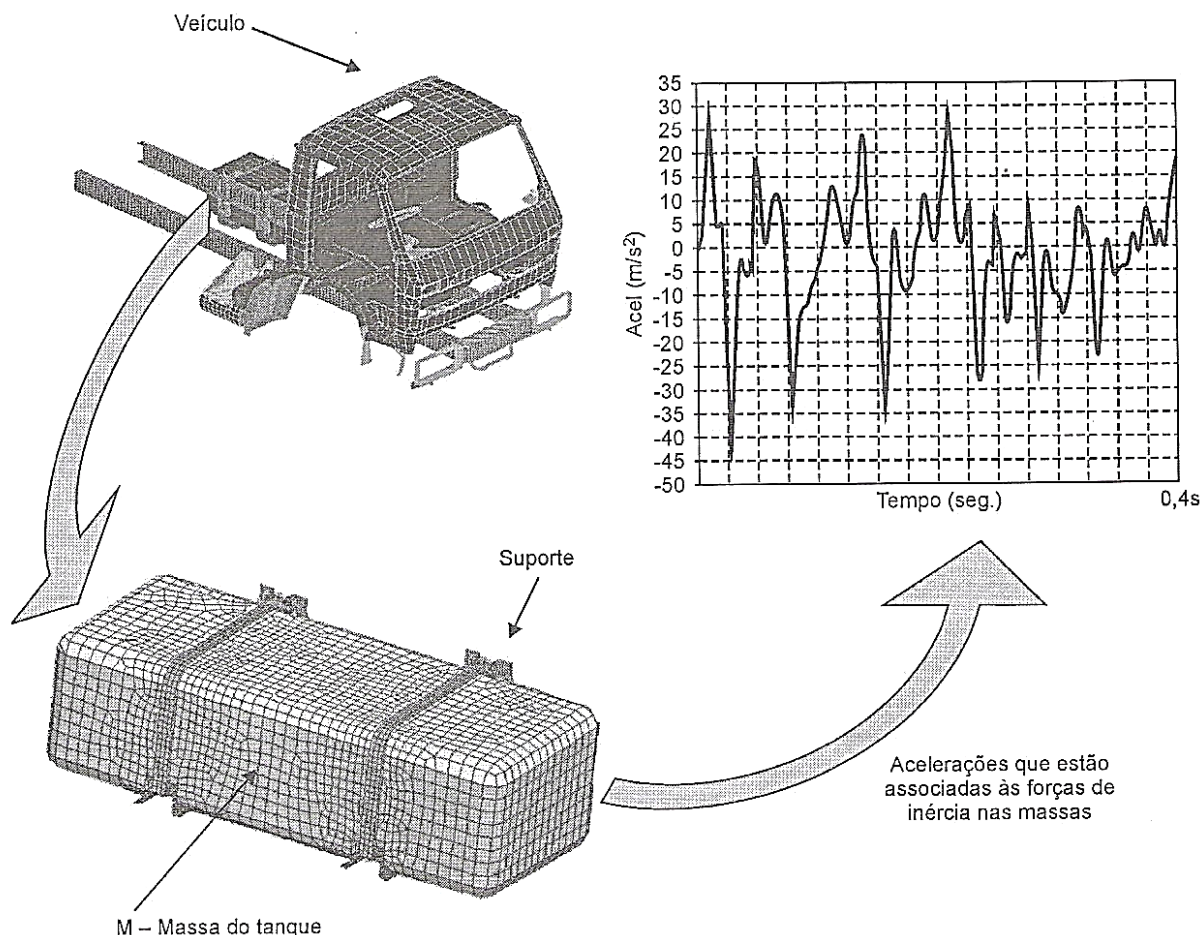


Fonte: ALVES FILHO, 2013

Com base na matriz de rigidez de cada elemento, o software monta a matriz de rigidez da estrutura, onde, depois de calculados os deslocamentos nodais, são calculados os deslocamentos, as deformações e as tensões dentro dos elementos, permitindo avaliar a estrutura como um todo. Um grande número de aplicações em engenharia envolve componentes sujeitos a cargas dinâmicas, como suspensões, freios,

chassis, motores, entre outros. A maioria dos componentes mecânicos está sujeita a cargas que variam com o tempo e, portanto, possuem características dinâmicas. A Figura 2-5 ilustra um exemplo de carregamento dinâmico.

Figura 2-5 - Exemplo de carregamento dinâmico



Fonte: ALVES FILHO, 2013

Pode-se observar que a massa do tanque suspensa pelo suporte está sujeita a todo tipo de ações ocasionadas por frenagens violentas, acelerações repentinas, pavimentos irregulares, etc. Esses eventos acarretam ao veículo e seus componentes, acelerações de diversas intensidades e em diferentes direções. Não basta aplicar na estrutura o valor máximo da força obtida a partir das medições como se fosse um problema estático. É importante para resolver esse problema corretamente, identificar como a força aplicada atua ao longo do tempo, bem como, identificar algumas características dinâmicas do componente a ser dimensionado, características que independem do carregamento, como as frequências naturais do sistema, assim como os

modos de vibração da estrutura. Também é importante saber o espectro de acelerações em função das frequências, para evitar a ressonância, ocasionada pelo acoplamento das frequências de excitação com as frequências naturais da estrutura.

2.3.1 Tipos de cargas dinâmicas e suas respostas

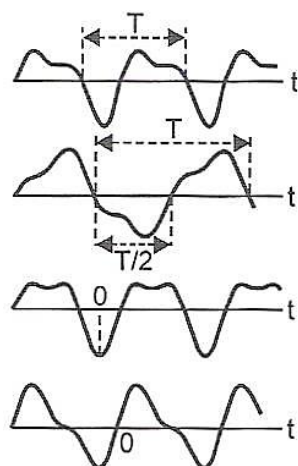
Conforme Alves Filho (2013), os carregamentos mais usados em validações de estruturas mecânicas, geralmente abordam somente cargas estáticas, o que em muitas vezes é uma carga conservadora demais, que acarreta em uma estrutura superdimensionada, além disso, são incapazes de prever adequadamente o comportamento dinâmico da estrutura, que pode falhar. Sendo assim, essa abordagem é muito deficitária em situações que a estrutura está submetida a cargas dinâmicas, como por exemplo, vibrações; neste último caso, a abordagem necessita avaliar verdadeiramente cargas dinâmicas, ou seja, devem-se contabilizar as forças de inércia presentes que mudam ao longo do tempo, conforme o espectro de acelerações.

Ao analisar ou projetar uma estrutura, é necessário ter uma ideia bastante clara da forma gráfica e intensidade das cargas nela aplicadas. É de fundamental importância estabelecer a distinção entre carregamentos estáticos e dinâmicos. Além disso, o carregamento dinâmico apresenta diversas características que afetam a resposta estrutural do componente analisado. As cargas dinâmicas são classificadas como:

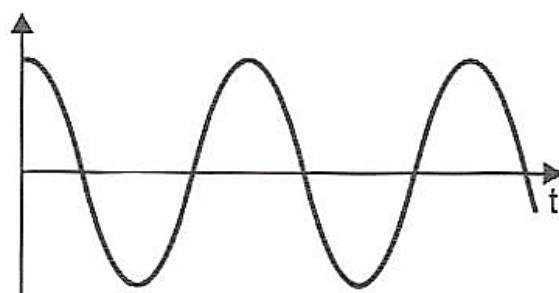
- Cargas cíclicas ou periódicas: repetem-se identicamente em intervalos de tempos iguais, ocasionando vibrações ou oscilações na estrutura (Figura 2-6 a);
- Cargas senoidais: são as cargas periódicas mais simples, cuja variação com o tempo é senoidal ou também chamada de “harmônica” (Figura 2-6 b);
- Cargas não periódicas: podem atuar durante um intervalo muito pequeno de tempo, são as chamadas “cargas impulsivas” ou “cargas de impacto” (Figura 2-6 c).

A Figura 2-6 mostra os tipos de cargas dinâmicas mais comuns.

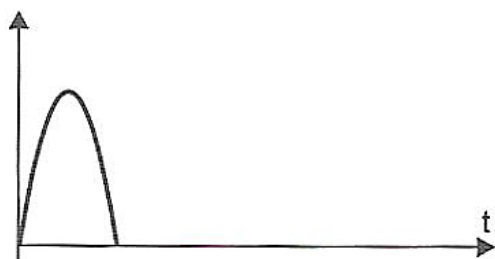
Figura 2-6 - Tipos de cargas dinâmicas



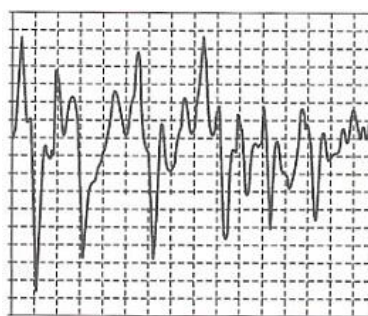
a) Cargas cíclicas



b) Carga senoidal



c) Carga impulsiva - impacto

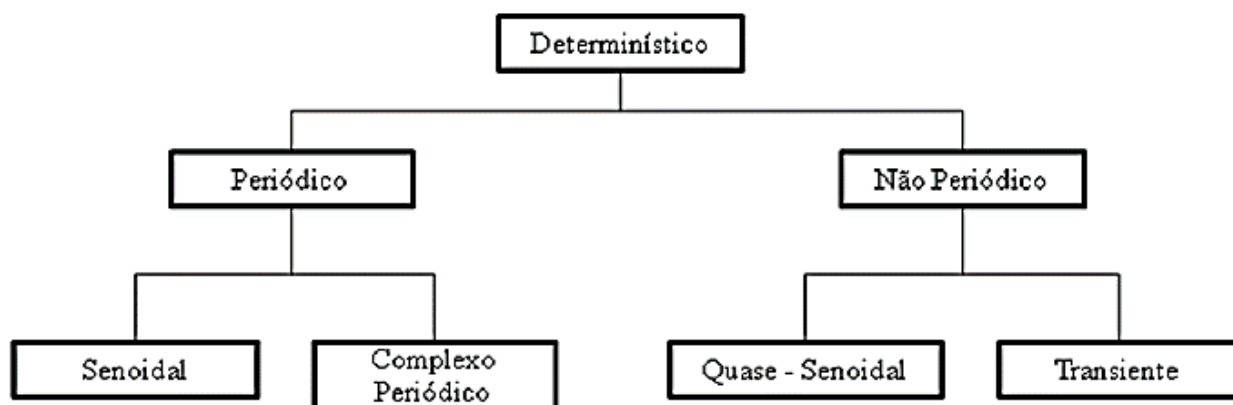


d) Carregamento dinâmico geral

Fonte: ALVES FILHO, 2013

Qualquer conjunto de dados observados que representem um fenômeno físico, pode ser classificado em determinístico ou não-determinístico (BENDAT e PIERSOL, 1971). Dados determinísticos são aqueles que podem ser descritos por intermédio de uma equação matemática. Diversos são os fenômenos físicos que podem ser representados por relações matemáticas explícitas, dentre os quais podem-se citar: deformação em uma viga, sistema massa-mola, movimento de um satélite orbitando a Terra, vibração provocada por um motor desbalanceado, temperatura da água quando determinada quantidade de calor é aplicada, etc. Dados representando fenômenos determinísticos podem ser classificados de acordo com a Figura 2-7 (BENDAT e PIERSOL, 1971).

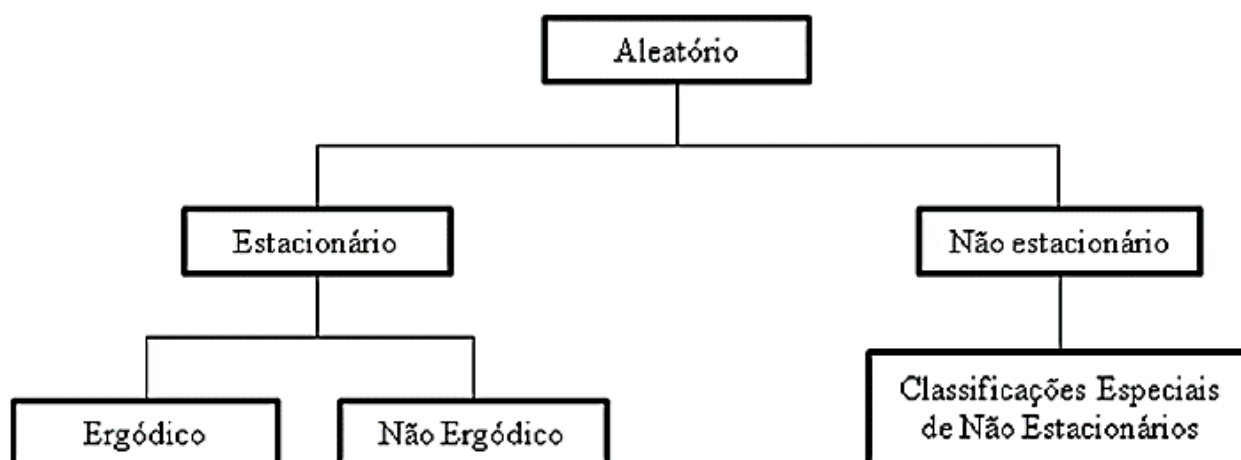
Figura 2-7 - Classificação de dados determinísticos



Fonte: Adaptado de Bendat e Piersol, 1971.

No entanto, existem outras situações onde os fenômenos físicos produzem dados não determinísticos. A altura das ondas do mar, a ação dos ventos e das ondas em estruturas offshore, ação dos ventos nas pontes e pás de turbinas, igualmente a rugosidade das vias onde os veículos trafegam, representam dados que não podem ser descritos por uma relação matemática explícita, pois cada observação do fenômeno é única. Estes dados são de natureza aleatória e devem ser descritos em termos probabilísticos. Os processos aleatórios podem ser classificados de acordo com a Figura 2-8 (BENDAT e PIERSOL, 1971; NEWLAND, 1993).

Figura 2-8 - Classificação de dados aleatórios



Fonte: Adaptado de Bendat e Piersol, 1971.

2.3.2 Graus de liberdade de um sistema mecânico

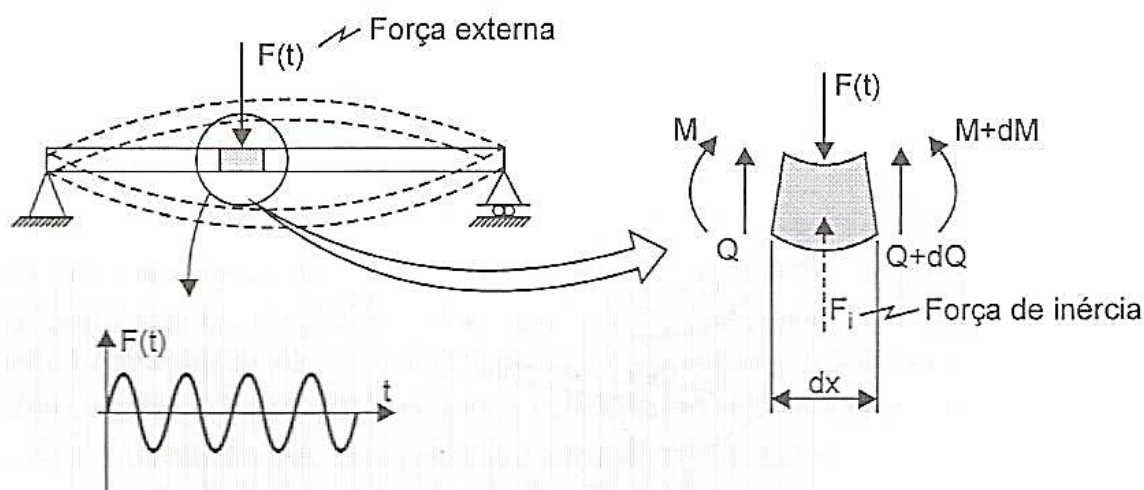
Apresentam-se na sequencia os fundamentos teóricos das análises dinâmicas.

2.3.2.1 Sistemas contínuos

De acordo com a 2ª lei de Newton que é conhecida como o princípio fundamental da dinâmica e mostra que a força resultante que atua sobre um corpo é resultado da multiplicação da massa do corpo por sua aceleração, todas as massas de um sistema contínuo que é forçado a vibrar estão sujeitas a forças de inércia. Ao focalizar a atenção apenas em um elemento de interesse, ele será isolado do resto do sistema por intermédio do seu diagrama de corpo livre, representando a força de inércia nessa massa, juntamente com os esforços trocados com o resto da viga. Cada pequena massa dm está sujeita a forças de inércia. Como a estrutura tem infinitas massas elementares dm , as forças de inércia presentes em cada uma devem ser contabilizadas, pois solicitarão a estrutura. Em função disso, percebe-se a importância do conceito de graus de liberdade na abordagem do problema dinâmico.

Na Figura 2-9 indica-se o movimento vibratório do elemento diferencial de comprimento dx , ou melhor, seu “equilíbrio dinâmico”; representam-se o carregamento dinâmico externo $F(t)$ nesse trecho e as forças que são trocadas com os arredores desse elemento, fazendo um diagrama de corpo livre do elemento diferencial.

Figura 2-9 - Equilíbrio dinâmico de um elemento



Fonte: ALVES FILHO, 2013

A partir do entendimento do equilíbrio dinâmico de um elemento, pode-se entender o comportamento dinâmico da peça inteira em seus infinitos pontos. Para cada ponto de coordenada x , podem-se determinar o correspondente deslocamento, velocidade e aceleração desse ponto ao longo do tempo. A solução analítica deste problema é obtida pela solução da equação diferencial parcial, em que as variáveis são a posição do ponto x , e o tempo t (ALVES FILHO, 2013).

2.3.3 Tipos de vibração – modelos

Em condições reais de operação, as vibrações livres de um sistema mecânico não se mantêm indefinidamente, entretanto desaparecem após algum tempo. Após alguns ciclos, o movimento oscilatório tende a se extinguir em decorrência da perda de energia mecânica pela presença de resistências internas e externas, representadas pelos atritos internos. Em síntese, sistemas mecânicos estão sujeitos ao fenômeno de amortecimento, conforme a geometria e materiais usados. Desse modo, ao abandonar o sistema, as vibrações serão livres e amortecidas.

Dessa maneira surge o conceito de vibrações naturais. O nome “natural” está relacionado ao fato de que os modos de vibrar de uma estrutura e as correspondentes frequências de vibração de cada modo dependem somente da natureza do sistema, isto é, dos parâmetros inerentes a ele, tal como a distribuição de massa, a rigidez da estrutura nos seus diversos pontos e as condições contorno. Um sistema discreto com n graus de liberdade apresenta n modos possíveis naturais de vibração e a cada um desses modos associa-se uma frequência natural de vibração, ao qual, caracterizam dinamicamente a estrutura em estudo.

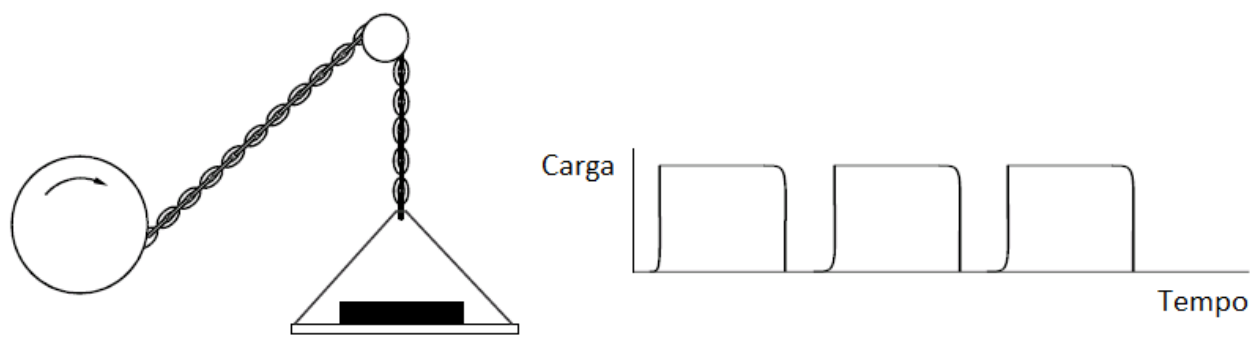
Pode-se ver que em condições ideais sem a presença de atritos e amortecimentos, a massa acoplada à viga e retirada de sua posição de equilíbrio, apresentaria vibrações sem perda de energia, dessa forma, as vibrações manter-se-iam infinitamente, porém, na prática, a energia é dissipada. O amortecimento presente é representado pelo amortecedor c . Se a massa M está sujeita a uma força excitadora externa, o modelo físico que descreve o comportamento do ponto extremo da viga considera a massa M , a mola K , o amortecedor c e a força excitadora externa $F(t)$ variável com o tempo. O estudo do sistema massa-mola-amortecedor e força, permite equacionar

o movimento da massa M na direção horizontal, e dessa forma, entender o funcionamento desse sistema primário de vibrações do tipo livre e amortecido (ALVES FILHO, 2013).

2.4 Fadiga em Metais

A fadiga é o mecanismo de falha mais difícil do ponto de vista de correlação numérico-experimental por ser um fenômeno que usa métodos exponenciais, e estudado até hoje nas grandes indústrias, universidades e empresas de softwares de engenharia. As indústrias mineira e ferroviária moldaram a ciência da fadiga moderna e são extremamente responsáveis pela terminologia e abordagens que se usa atualmente, assim como a indústria aeronáutica e automotiva. O termo "Ciclo de Fadiga", por exemplo, é uma analogia com os ciclos que podem ser contados em mecanismos que compreendem eixos, engrenagens e correntes giratórias, mas torna-se um desafio definir o que um ciclo realmente significa no contexto de carregamento multiaxial, pois ele é muito mais complexo de se analisar do que uma fadiga uniaxial como é empregada para desenvolver as curvas de fadiga por exemplo. O administrador de mineração alemão Julius Albert é conhecido como o primeiro a denunciar falhas devido a pequenas cargas repetidas em comparação com a resistência à tração final em 1838. Ele inventou a primeira máquina de teste conforme a Figura 2-10, que consistiu em uma manivela ligada a uma roda de água e uma corrente que ligava a manivela a um peso que seria levantado para cima e para baixo até a corrente quebrar. Foi um teste de fadiga de amplitude constante realizado em um componente, estabelecendo a conexão entre carga e danos, porém, ainda não em tensões, segundo Watson, 1982.

Figura 2-10 - A primeira máquina de teste de fadiga de Albert.



Fonte: Manual de referência da teoria de fadiga do software fe-safe, 2016

Na próxima década, o engenheiro escocês Rankine (1843) perceberia que essas falhas começaram principalmente nos entalhes dos eixos ferroviários de onde se propagaram por outros ciclos, preparando o caminho para Neuber (1946), Peterson (1959) e finalmente Taylor (2007), que desenvolveu a Teoria das Distâncias Críticas.

A relação entre dano e amplitudes de estresse foi estabelecida nos próximos anos (1850-70) nas mãos do engenheiro alemão Albert Wohler. Considerado como o "Pai da Fadiga", seus estudos levaram à abordagem S-N (*stress-number*: número de ciclos de acordo com a tensão), embora curiosamente ele não tenha organizado seus dados em diagramas S-N, como se vê nos manuais de fadiga atuais. Diagramas de amplitude constante foram introduzidos no final do século 19 por Fidler, Goodman, Gerber e Haigh.

Estes diagramas representaram o primeiro esforço para explicar a influência das tensões médias e todos vieram das ideias presentes na "Teoria Dinâmica" amplamente discutida no livro de Fidler (1893).

Em 1924, Herbert John Gough publicou o primeiro livro de fadiga no Reino Unido, semeando os conceitos que preparariam o cenário para os modernos métodos de fadiga multiaxial, como Findley's (1959), Brown & Miller's (1972), Carpinteri's (2001), Susmel's (2009) e Fatemi's (1985).

Findley introduziu o conceito de plano crítico onde a pior combinação de amplitude de tensão de cisalhamento e tensão normal máxima (atuando em um determinado plano) é o parâmetro de dano relevante para a nucleação de uma trinca de fadiga nos metais dúcteis.

A peça final do quebra-cabeça chegou na segunda metade do século passado com o trabalho independente de Coffin e Manson (1954). Eles estavam estudando fadiga de baixo ciclo e derivaram a expressão de lei de potência relacionada com amplitudes de deformação plástica e vida em fadiga. Este trabalho foi amplamente expandido por (entre muitos outros) Jo Dean Morrow (da Universidade de Illinois) e Tim Topper (da Universidade de Waterloo).

A fadiga baseada em tensão tornou-se muito popular e bem documentada. O que torna a análise de fadiga como um assunto tão convincente é que requer o domínio

da Mecânica do Contínuo, da Ciência dos Materiais e da Matemática, sempre auxiliada pelos softwares de CAE, pois analiticamente é impossível resolver problemas de fadiga complexos com acuracidade. É um fenômeno que pode acontecer sozinho ou combinado com outros mecanismos de falha como fluência, corrosão e desgaste. Projeto orientado para aumentar a vida em fadiga é um exercício de engenharia estratégica no desenvolvimento de produtos, onde os aspectos econômicos e as restrições de tempo também precisam ser consideradas, pois variam exageradamente com a qualidade da análise a ser executada, segundo Teixeira, 2017.

2.5 Os Critérios de Fadiga

Conforme Dang Van (1999), quatro critérios de projeto bem reconhecidos que foram desenvolvidos ao longo dos anos: Vida Infinita, Vida Segura, Limite de Segurança e Tolerância ao Dano.

A vida infinita, visa uma resistência infinita, o que significa que o engenheiro está interessado em um fator de segurança (em vez de vida) que pode ser calculado comparando o histórico de tensão com o limite de resistência do material a fadiga. A existência de um limite de resistência é questionável, mas aceitável para a maioria dos aços utilizados na engenharia. Critério de vida infinita compreende métodos de fadiga como Dang Van (1999), Findley (1959) e Carpinteri (2013) e são amplamente utilizados no setor de *Powertrain*.

O critério vida segura visa a integridade estrutural por um período limitado de tempo, o que é traduzido em um número específico de ciclos que precisa ser suportado por um componente. Este critério compreende métodos como Findley, Crossland, Brown-Miller (1973), Fatemi, SWT e Lee (2011). Frequentemente, a E-N (abordagem baseada em deformação) ou S-N (abordagem baseada em tensão) é escolhida com base na vida alvo para fadiga de ciclo alto (HCF) ou fadiga de ciclo baixo (LCF). Mas John Draper (2008) dizia: “não existe fadiga de alto ciclo ou de baixo ciclo, há apenas fadiga com diferentes quantidades de plasticidade”; portanto, ele sempre sugeriria a abordagem baseada na deformação como a melhor maneira de enfrentar problemas de fadiga.

Os critérios de vida segura e tolerância ao dano são muito semelhantes, sendo este último considerado um caso especial do primeiro. Eles são baseados na ideia de permitir que uma trinca se propague sob monitoramento e estudos apropriados. O

pressuposto fundamental no conceito de tolerância ao dano é que as fissuras fazem parte do processo de fabricação e devem ser contabilizadas com o uso de Mecânica da Fratura Elástica Linear (LEFM). Também é parte da estratégia de projeto da filosofia de tolerância ao dano para gerenciar as consequências de uma falha, ou seja, elaborar mecanismos para evitar que uma trinca atinja um comprimento crítico ou projetar uma estrutura de tal forma que ela possa funcionar de forma confiável sem a quebra do componente.

Apesar de sua popularidade, o Critério de Vida Infinita pode ser excessivamente conservador em alguns casos. Uma fenda nucleada pode levar um longo tempo a se propagar ou pode não se propagar.

O último caso foi abordado por um novo método chamado "A Teoria da Distância Crítica", conforme Taylor (2007). Baseia-se na premissa de que a superfície determina se uma trinca irá iniciar ou não. Mas a tensão a uma certa distância abaixo da superfície determina se a trinca se propagará até a falha.

A distância crítica fornece uma medida da sensibilidade de entalhe, ou insensibilidade/fragilidade do material e fornece uma explicação racional para o efeito de tamanho e a diferença na vida de amostras submetidas à mesma amplitude de tensão em testes de flexão e axial em fadiga totalmente reversa. Se o critério de projeto permitir trincas não propagadas como entalhe em materiais frágeis, como ferro fundido cinzento, pode tolerar tensões mais altas (e amplitudes de tensão) na superfície.

Os métodos de fadiga podem ser classificados em métodos invariantes e planos críticos. O primeiro é indicado para materiais de dano distribuído onde tensões e deformações de todas as direções no ponto crítico contribuem para a nucleação da trinca (concreto, cavitação em fratura dúctil, etc.). O último é recomendado para materiais de dano direcional (como a maioria das ligas de metais), onde há um plano claramente definido onde uma trinca se nucleia e se propaga, segundo Castro e Meggiolaro (2016). A fragilidade do material é uma das propriedades mais relevantes para escolher um método de fadiga apropriado, pois indica se o material é mais sensível às tensões de cisalhamento ou normais. O método de fadiga correto tem um parâmetro de dano definido em termos das amplitudes de tensão / deformação (cisalhamento / normal) que corresponde ao mecanismo de falha observado em um determinado material.

2.6 Fadiga no Domínio da Frequência

Além do critério (Vida Infinita, Vida Segura, etc.), abordagem (S-N, E-N, LEFM) e método (FINDLEY, CARPINTERI, PRISMATIC HULL, BROWN & MILLER, etc.), a análise de fadiga pode ser realizada no domínio do tempo ou frequência. O domínio de frequência é recomendado para casos em que as cargas são aleatórias e podem ser melhor descritas em termos de PSD (*Power Spectral Densities*). Ela fornece uma visão valiosa sobre o comportamento do sistema, pois as frequências de ressonância são claramente expostas, bem como o dano produzido pelas tensões em torno delas. Processos lineares e estacionários gaussianos são pressupostos subjacentes comuns para uma análise realizada no domínio da frequência, segundo Teixeira (2014).

O presente trabalho se beneficiou do método de fadiga no domínio da frequência, pois além das cargas aleatórias de excitação, é um sistema complexo de modelar, conseqüentemente pesado para rodar, além de necessitar de uma abordagem estatística devido as amostragens testadas, por isso esse método se encaixa perfeitamente nesse contexto e ainda ajuda na questão de entendimento dinâmico, pois para se ter um erro aceitável, necessita-se ter uma calibração bem refinada nas primeiras frequências naturais do sistema, obtido a partir das análises modais.

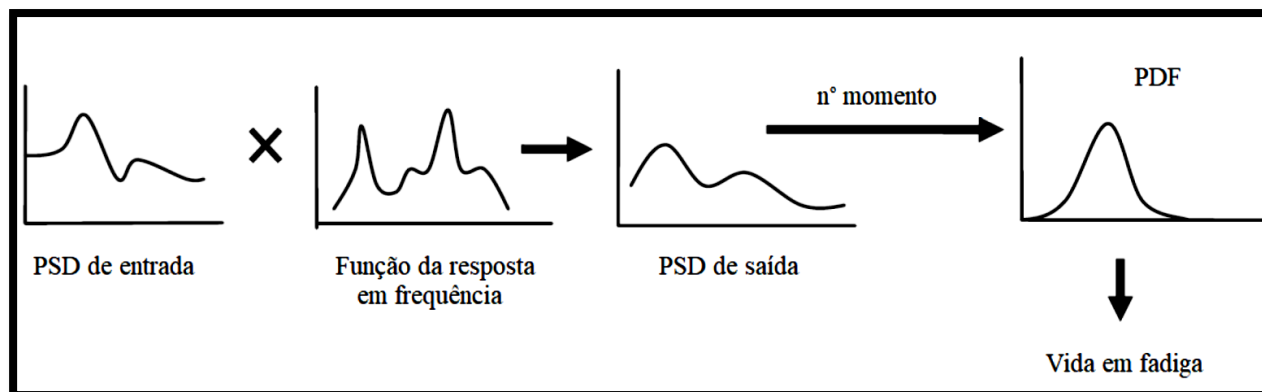
No domínio da frequência, os históricos de tempo de fadiga são convertidos em densidades de espectro de potência (PSD) por meio de uma transformada de Fourier. A PSD oferece uma descrição muito boa da distribuição de energia de uma variável em uma determinada faixa de frequência. A chave na conversão PSD é garantir que os parâmetros estatísticos relacionados ao sinal não sejam alterados (RMS, cruzamento médio para cima, picos por segundo, etc.), segundo Teixeira (2014).

Diferente da análise através do tempo, no domínio da frequência não é necessário que todo o histórico de duração do carregamento seja armazenado. (BERHANU, 2011).

O estudo das propriedades estatísticas do sistema e da sua função de transferência (FRF) são dois dos elementos principais para realizar uma análise do momento espectral de tensão ou deformação de uma PSD. Estes dois fatores são utilizados na construção de uma função densidade probabilidade (PDF), que avalia o dano gerado pelo processo e auxilia no cálculo de vida em fadiga do sistema avaliado usando as curvas de fadiga. Através da Figura 2-11 é possível visualizar, as etapas de

estimativa para vida em fadiga utilizando o domínio da frequência com todas as etapas intermediárias (TEIXEIRA et al., 2017).

Figura 2-11 - Fluxograma para verificação da fadiga através do domínio da frequência.



Fonte: Berhanu (2011)

Marques (2017), mostra um trabalho semelhante ao proposto nessa tese, comparando os métodos do domínio da frequência e do tempo para um cálculo de vida em fadiga usando simulação dinâmica em um implemento rodoviário, mais especificamente no chassi, porém, nota-se que a aplicação não abordou tantas complexidades como no presente trabalho, como por exemplo, as correlações numérico-experimentais modal e de fadiga (esta última com local e número de ciclos). No presente trabalho, também foram desenvolvidos outros assuntos, como as curvas de fadiga da junta soldada e do material, além das tensões residuais devido a processos de conformação, ambos não abordados no trabalho de Marques. Por fim, a originalidade da presente tese se mostra com o método de Tovo e Benasciutti com a combinação de tensões residuais.

Cesário (2012), apresenta um trabalho também usando fadiga no domínio da frequência, validando um suporte de cones de um semi-reboque, onde as excitações impostas ao componente foram coletadas em experimentos realizados quando do tráfego de um implemento rodoviário do tipo bitrem tanque por estradas de chão e asfalto. Usou-se os sinais em modelos numéricos, usando análise modal, harmônica e fadiga no domínio da frequência, onde obteve-se as vidas do componente para 2 tipos de pavimentos, chão e asfalto. Como no último trabalho citado, a presente tese, possui inúmeros adicionais de inovação e originalidade, como as curvas de fadiga da junta soldada e do material, correlações numéricas experimentais modais e vida em fadiga,

além das tensões residuais coletadas experimentalmente e usadas no modelo de fadiga numérico. Além disso, o presente trabalho, traz uma série de complexidades para calibração do modelo dinâmico, em função de possuir inúmeras peças e inúmeros materiais.

Camelo (2015) desenvolveu um trabalho usando fadiga no domínio da frequência para cálculo da vida de um suporte de sinaleira de um implemento rodoviário, comparando os métodos de fadiga no domínio do tempo e da frequência, usando uma parte de um sinal de pista, rodando análises modal, FRF e de fadiga. Semelhante aos casos anteriores, o trabalho de Camelo, possui inúmeras simplificações comparado com o presente trabalho.

Bosco (2007), estudou o cálculo em fadiga de uma estrutura do tipo viga-massa sob solicitação de um processo estocástico, ergódico e gaussiano, utilizando-se métodos de contagem de ciclos (*Rainflow*) e métodos probabilísticos no domínio da frequência e do tempo. Vários modelos e critérios de estimativa de vida em função dos parâmetros espectrais extraídos da PSD de tensão foram aplicados e comparados com resultados experimentais de testes de vida, além de uma análise modal experimental. A originalidade do presente trabalho em relação ao de Bosco, se dá pela complexidade do modelamento numérico, calibração numérico experimental complexa do modelo dinâmico e de fadiga, além das tensões residuais coletadas experimentalmente e utilizadas no modelo numérico de fadiga.

2.7 Tensão Residual com Técnica de Difração de Raios X

Conforme Askeland e Phulé (2008), as tensões residuais são tensões introduzidas durante os processos de fabricação e resultam do trabalho a frio ou de expansão e contração de origem térmica. De acordo com a publicação de Shackelford (2008), tensão residual é a tensão presente no interior de um material estrutural após todas as cargas aplicadas terem sido removidas.

Segundo Nelson (1982), é bem conhecido que regiões com tensões residuais compressivas retardam a taxa de crescimento de trinca, enquanto que regiões de tensão residual de tração agem de forma contrária. Conforme mencionado por Kingston et al. (2006) existe uma variedade de técnicas que permitem a medição de tensões residuais e elas geralmente são subdivididos em três categorias. Técnicas não destrutivas como

difração de raios-x e difração de nêutrons que permitem várias medições no mesmo ponto espacial. As técnicas semi-destrutivas tais como superfície de furação e anel interior que danificam apenas uma pequena parte da amostra e assim permite mais medições em diferentes locais. Finalmente técnicas destrutivas por camadas que destroem completamente a amostra.

Conforme publicado pelo fabricante Rigaku (2007), o equipamento de difração de raios-x permite a medição de tensão residual de forma não-destrutiva na superfície de um material. Tais medições são feitas pelo cálculo de tensão residual causado pelas distorções do espaçamento interplanar que foram determinadas por difratometria de raios-x. Quando um metal ou outro material policristalino é deformado por uma força externa, a força normalmente inclui forças de compressão e tração alterando o espaçamento interplanar em três dimensões e mudando a posição de pico do perfil de difração observado em maior medida do que nos casos sem distorção.

Conforme apresentado neste capítulo, o conhecimento do funcionamento da câmara de freio é fundamental, para criar-se um procedimento numérico de validação estrutural do componente em estudo, onde quando ele está em operação, as principais solicitações são vibrações aleatórias, bem como, quando ocorre a falha em campo ou em testes de bancada, ela ocorre por fadiga de alto ciclo, sendo de extrema importância o conhecimento das técnicas abordadas até agora, para um melhor entendimento do ciência por trás do problema e conseqüentemente, a escolha do caminho mais adequado para a solução.

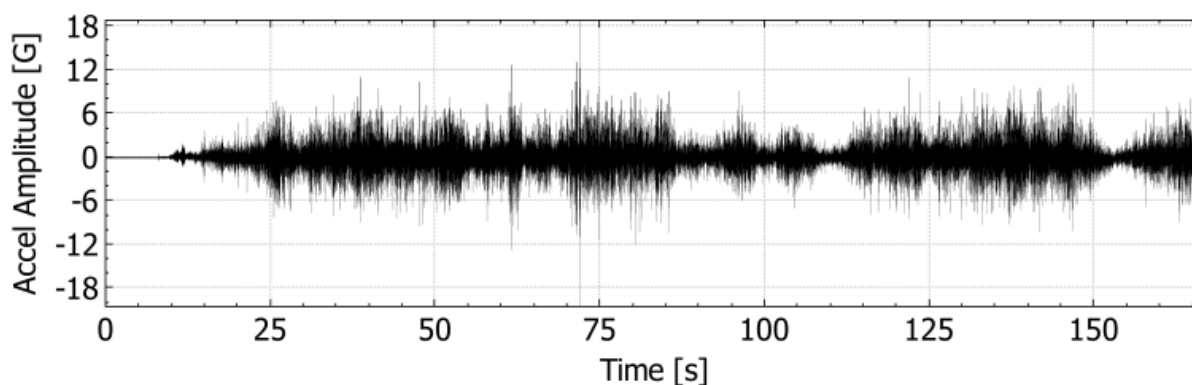
3 MATERIAIS E MÉTODOS

O capítulo 3 apresenta a caracterização do material LN RAND 250 com solda e sem solda, levantando as curvas de fadiga para duas situações, com detalhes da preparação dos corpos de prova, bem como, do procedimento metodológico para obtenção das curvas de fadiga. Também se levanta as propriedades mecânicas dos materiais em estudo e análises metalográficas das regiões críticas como soldas e ZTA. Os testes de shaker são detalhados com a apresentação dos sinais de entrada, procedimentos de execução e regiões de interesse, onde apresentou-se os inícios de falha nos componentes mais críticos da montagem em estudo. Esse capítulo é de extrema importância, pois o entendimento e detalhamento da análise de fadiga numérica e correlação numérico experimental, depende dos dados gerados no mesmo e do entendimento dos procedimentos.

3.1 Análise de Sinais

A Figura 3-1 mostra um sinal típico representando as magnitudes de aceleração (geralmente dentro de -10G e + 10G) medidas em estradas não pavimentadas brasileiras.

Figura 3-1 - Sinal de aceleração típico medido no freio em um veículo que conduz ao longo de uma estrada.



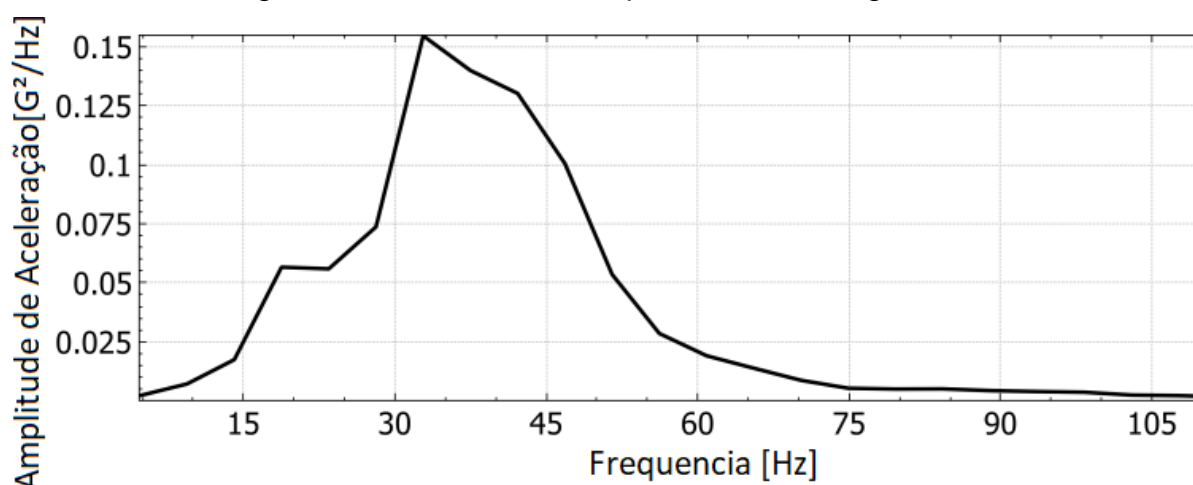
Fonte: o autor

Esses sinais precisam possuir qualidades estatísticas mínimas para permitir o uso de modelos matemáticos para fazer previsões. Em vibração aleatória os pressupostos subjacentes são que os sinais são estacionários e ergódicos.

Conforme Teixeira (2014), no domínio da frequência, os históricos de tempo de fadiga (como a aceleração na Figura 3-1) são convertidos em Densidades de Espectro

de Potência (PSD) por meio de uma Transformada de Fourier (FT). O PSD oferece uma descrição muito boa da distribuição de energia de uma variável em uma dada faixa de frequência. A chave na conversão PSD é garantir que os parâmetros estatísticos relacionados ao sinal não sejam alterados (RMS, cruzamento médio ascendente, picos por segundo, etc.). A Figura 3-2 a seguir mostra o PSD correspondente ao sinal na Figura 3-1 e deixa claro por que frequências naturais abaixo de 50 Hz devem ser evitadas em projetos automotivos.

Figura 3-2 - PSD do sinal representado na Figura 3.1.



Fonte: o autor

No caso de múltiplos canais de carga, uma matriz PSD de entrada é definida como:

$$G_{LOAD}(f) = \begin{bmatrix} G_{11} & & G_{1N} \\ & \ddots & \\ G_{N1} & & G_{NN} \end{bmatrix}_{N \times N} \quad 3.1$$

Onde G_{ii} representa os componentes auto-PSD e G_{ij} ($i \neq j$) os componentes Cross-PSD (descrevendo a relação entre os canais de carregamento). Nos casos de um chassi em 4 rodas, o número de canais de carga é 12 (pelo menos), uma vez que as acelerações precisam ser definidas em três direções diferentes (X, Y, Z) em cada roda.

3.2 Caracterização do material

Realizada a caracterização do aço LN RAND 250 tanto em ensaio de tração, para se conhecer as propriedades mecânicas básicas, como tensão de escoamento, limite de resistência a tração, respectivas deformações assim como o alongamento. Ainda foram feitos os ensaios das curvas de fadiga tanto do material que se usou na tampa alta (LN RAND 250), como da junta soldada do mesmo material, afim de se obter as propriedades desse material quando submetido a esforços cíclicos e usá-las no software de fadiga para obter a vida do componente.

3.2.1 Propriedades Mecânicas em Tração

Os ensaios de tração foram realizados segundo a norma ASTM A370, em corpos de prova *sheet type*, nas orientações longitudinal e transversal em relação à direção de laminação. O alongamento foi avaliado com base de medida de 50 mm.

Na Tabela 3-1 são apresentadas as propriedades mecânicas em tração da amostra analisada.

Tabela 3-1 - Propriedades mecânicas em tração, obtidas segundo a norma ASTM A370 em corpos de prova *sheet type* com base de medida para alongamento de 50 mm.

Amostra	Orientação*	LE (MPa)	LR (MPa)	Al _{total} (%)
LN RAND 250 (8,0 mm)	90°	265	427	37,3
	0°	263	423	39,2
Especificação	Transversal	Mín.	≥ 250	400
		Max.		520
				≥ 22**

Fonte: o autor

Obs: Os resultados da tabela correspondem à média de três corpos de prova ensaiados.

* Orientação dos corpos de prova em relação à direção de laminação.

** Especificação com base de medida para alongamento de 200 mm.

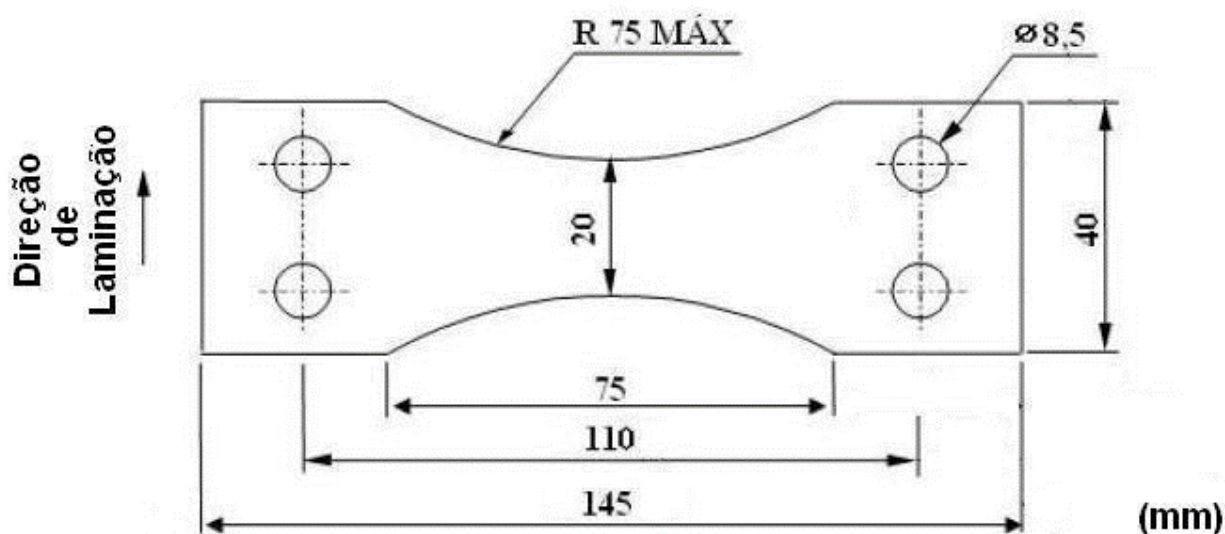
Siglas: LE = Limite de escoamento; LR = Limite de resistência a tração; Al = Alongamento.

3.2.2 Curva de Fadiga do aço LN RAND 250

Os ensaios de fadiga foram realizados de acordo com o procedimento PILCMR008 da Usiminas, a partir de corpos de prova retirados no sentido transversal à direção de laminação do material, por ser a direção mais crítica, porém os dados de

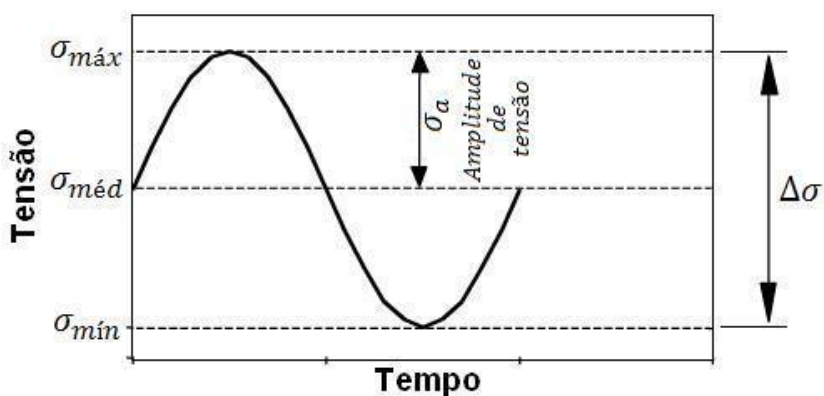
ensaio de tração mostraram bom nível de isotropia, com as dimensões especificadas conforme mostrado na Figura 3-3. Os ensaios foram realizados por flexão alternada, com carregamento senoidal, tensão média ($\sigma_{méd}$) igual a zero e razão de carregamento (R) igual a -1, conforme ilustra a Figura 3-4.

Figura 3-3 - Dimensões dos corpos de prova utilizados para o levantamento da curva de fadiga do material da amostra.



Fonte: o autor

Figura 3-4 - Ilustração do carregamento cíclico senoidal aplicado aos corpos de prova nos ensaios de fadiga.



Fonte: o autor

$$\sigma_{méd} = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2}$$

$$R = \frac{\sigma_{\text{mín}}}{\sigma_{\text{máx}}} \quad 3.3$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad 3.4$$

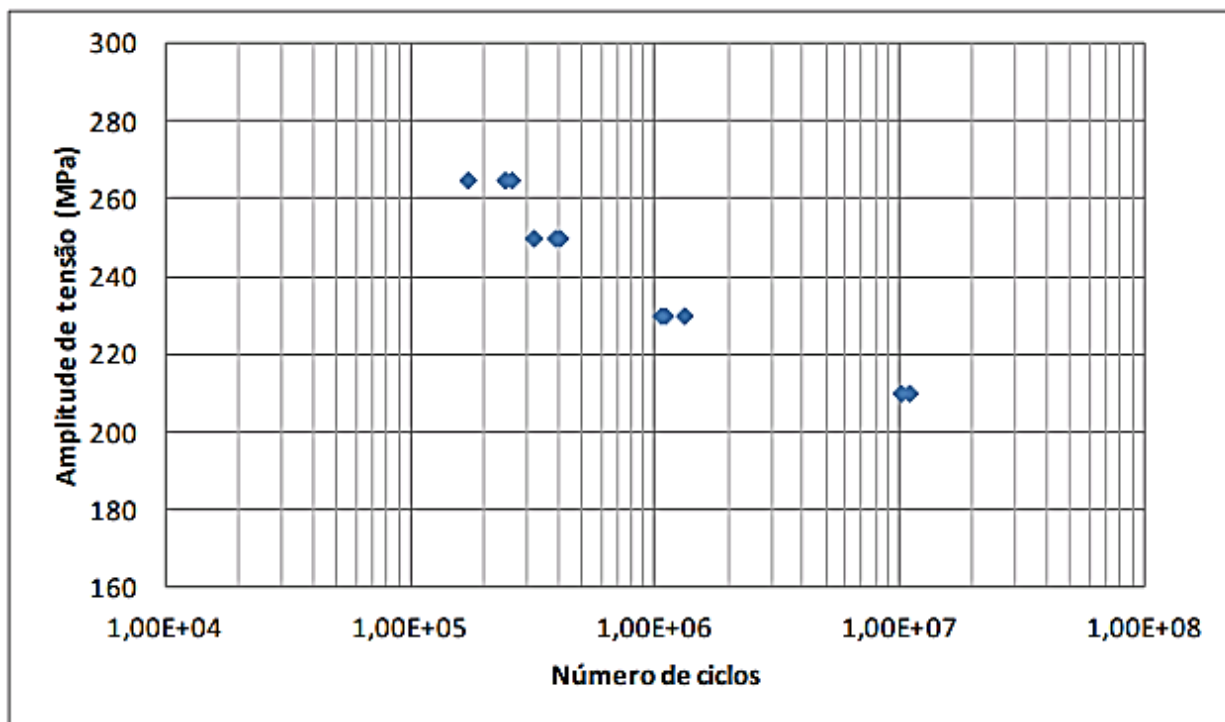
A tensão máxima aplicada sobre os corpos de prova, que atua nas fibras mais afastadas da linha neutra (superfícies superior e inferior dos corpos de prova) de acordo com a teoria da elasticidade, é dada por:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{6000 * M}{b * h^2} \quad 3.5$$

onde M é o momento fletor máximo aplicado pela máquina de ensaio durante cada ciclo de carregamento, h é a espessura e b é a largura mínima medida na área útil da seção central de cada corpo de prova.

A curva de fadiga obtida a partir da amostra, cujo eixo das ordenadas representa a amplitude de tensão (σ_a) e o eixo das abscissas o número de ciclos até a fratura, também conhecida como Diagrama de Wöhler ou Curva S-N, é mostrada na Figura 3-5. Cada ponto da curva representa o resultado de um corpo de prova ensaiado, cujos valores individuais seguem apresentados na Tabela 3-2. O limite de fadiga, que corresponde à amplitude de tensão máxima aplicada aos corpos de prova sem que fosse verificada a ocorrência de ruptura até 10^7 ciclos, foi de 210 MPa.

Figura 3-5 Gráfico de fadiga, obtida por flexão alternada, da amostra analisada.



Fonte: o autor

Tabela 3-2 - Pares de amplitude de tensão vs. número de ciclos obtidos nos ensaios de flexão alternada utilizados para o levantamento da curva de fadiga da amostra.

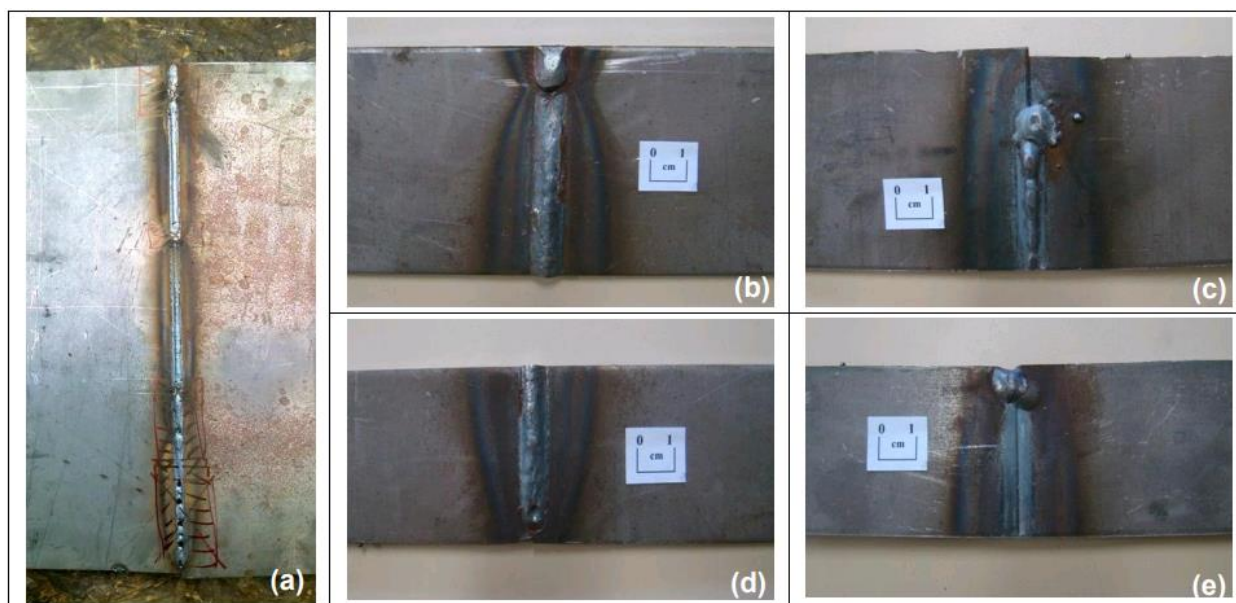
Amplitude de tensão [MPa]	Número de ciclos
265	242100
265	170700
265	258100
250	317100
250	406900
250	389700
230	1094300
230	1053000
230	1311900
210	10918100
210	10096500

Fonte: o autor

3.2.3 Curva de Fadiga da junta soldada do LN RAND 250

Foram recebidas para análise, chapas de teste soldadas a partir de aço da qualidade LN-RAND-250, com 3,35 mm de espessura. Estas amostras, cujo aspecto é ilustrado pela Figura 3-6, verifica-se na figura que as juntas soldadas apresentaram uma série de discontinuidades na face superior do cordão, tais como respingos, porosidade e reforço excessivo de cordão. Na face inferior da junta soldada também foram observadas perfurações e falta de penetração em alguns trechos. Estas discontinuidades geram concentradores de tensão, que associados aos efeitos geométricos inerentes aos processos de soldagem, apresentam efeito deletério sobre a resistência à fadiga. Ressalta-se que as regiões com a maior incidência de defeitos foram descartadas durante a confecção dos corpos de prova.

Figura 3-6 - Ilustração do (a) aspecto geral e de (b, c, d, e) detalhes das chapas de teste soldadas para análise.



Fonte: o autor

Foram realizadas avaliações metalográficas, de propriedades mecânicas em tração e o levantamento da curva de fadiga da junta soldada.

As inclusões e a microestrutura do material, dentro e fora da junta soldada, foram avaliadas em seções retiradas ao longo da espessura, via microscopia ótica (MO), sem e com ataque com reagente Nital 4%. A Figura 3-7 ilustra a posição de retirada (linhas tracejadas) e o ângulo de observação (setas) destas seções em um dos corpos de prova

ensaiados por fadiga.

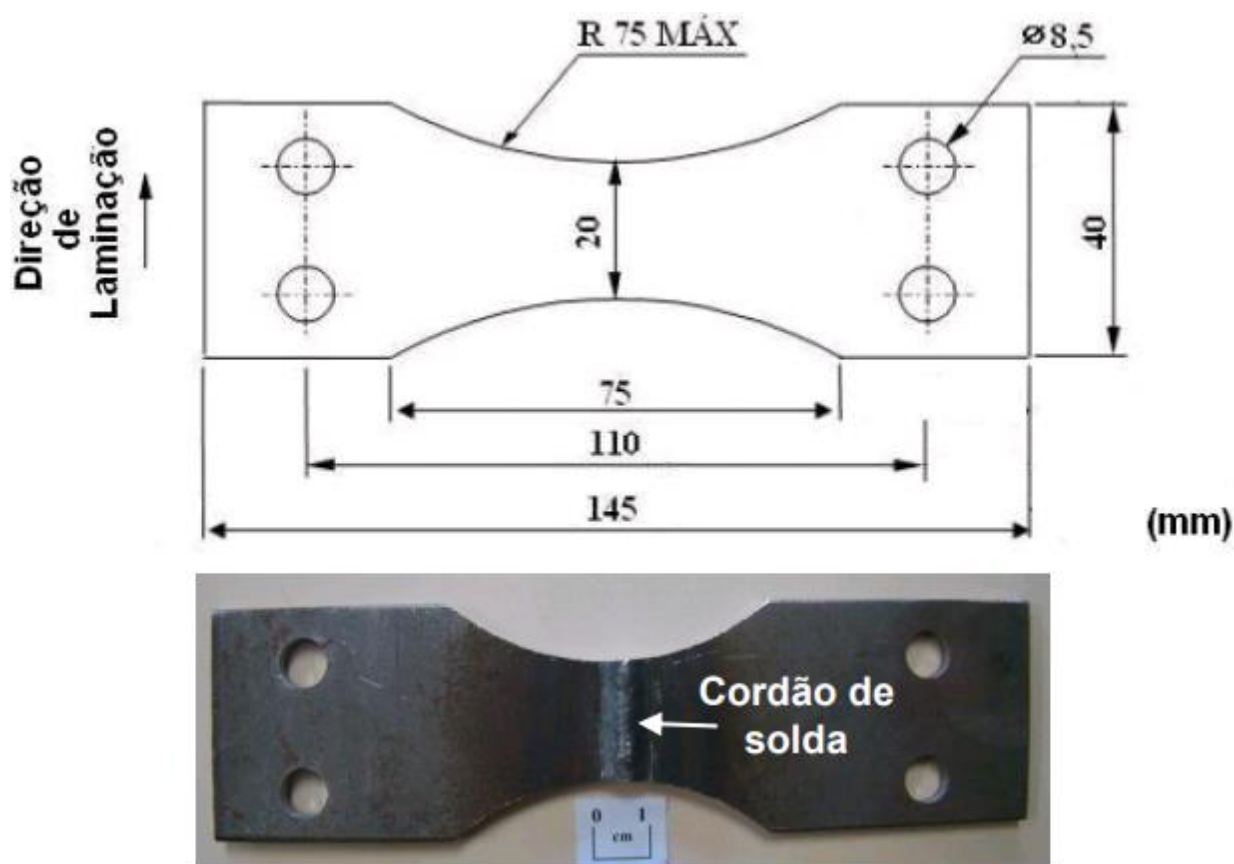
Figura 3-7 - Ilustração da posição de retirada (linhas tracejadas) e do ângulo de visão (setas) das seções observadas ao longo da espessura da amostra.



Fonte: o autor

Os ensaios de tração foram realizados segundo a norma ASTM A370, em corpos de prova de tamanho reduzido, retirados transversalmente ao cordão de solda. Os ensaios de fadiga foram feitos de acordo com o procedimento PILCMR008 da Usiminas, a partir de corpos de prova retirados no sentido transversal à direção do cordão de solda, posicionado no centro dos espécimes, com as dimensões especificadas conforme mostrado na Figura 3-8. Os ensaios foram realizados por flexão alternada, com carregamento senoidal, tensão média ($\sigma_{méd}$) igual a zero e razão de carregamento (R) igual a -1, conforme ilustra a Figura 3-4.

Figura 3-8 - Dimensões dos corpos de prova utilizados para o levantamento da curva de fadiga do material da amostra da junta soldada.



Fonte: o autor

3.2.3.1 Análise Metalográfica

A classificação de inclusões da amostra, realizada de acordo com a carta padrão I da norma ASTM E45-05/09, segue mostrada na Tabela 3-3. A Figura 3-9 ilustra o aspecto representativo destas inclusões. A microestrutura do material da amostra, observada a $\frac{1}{4}$ da espessura em seção longitudinal à direção de laminação, é composta por perlita dispersa em uma matriz ferrítica, conforme ilustra a Figura 3-10.

Tabela 3-3 - Classificação das inclusões da amostra, segundo a carta padrão I da norma ASTM E45-05/09.

Identificação	Sulfetos	Silicato	Alumina	Óxido Globular
LN-RAND-250 (11019)	2,5 F	Não observado	1,5 F	1,0 F

Fonte: o autor

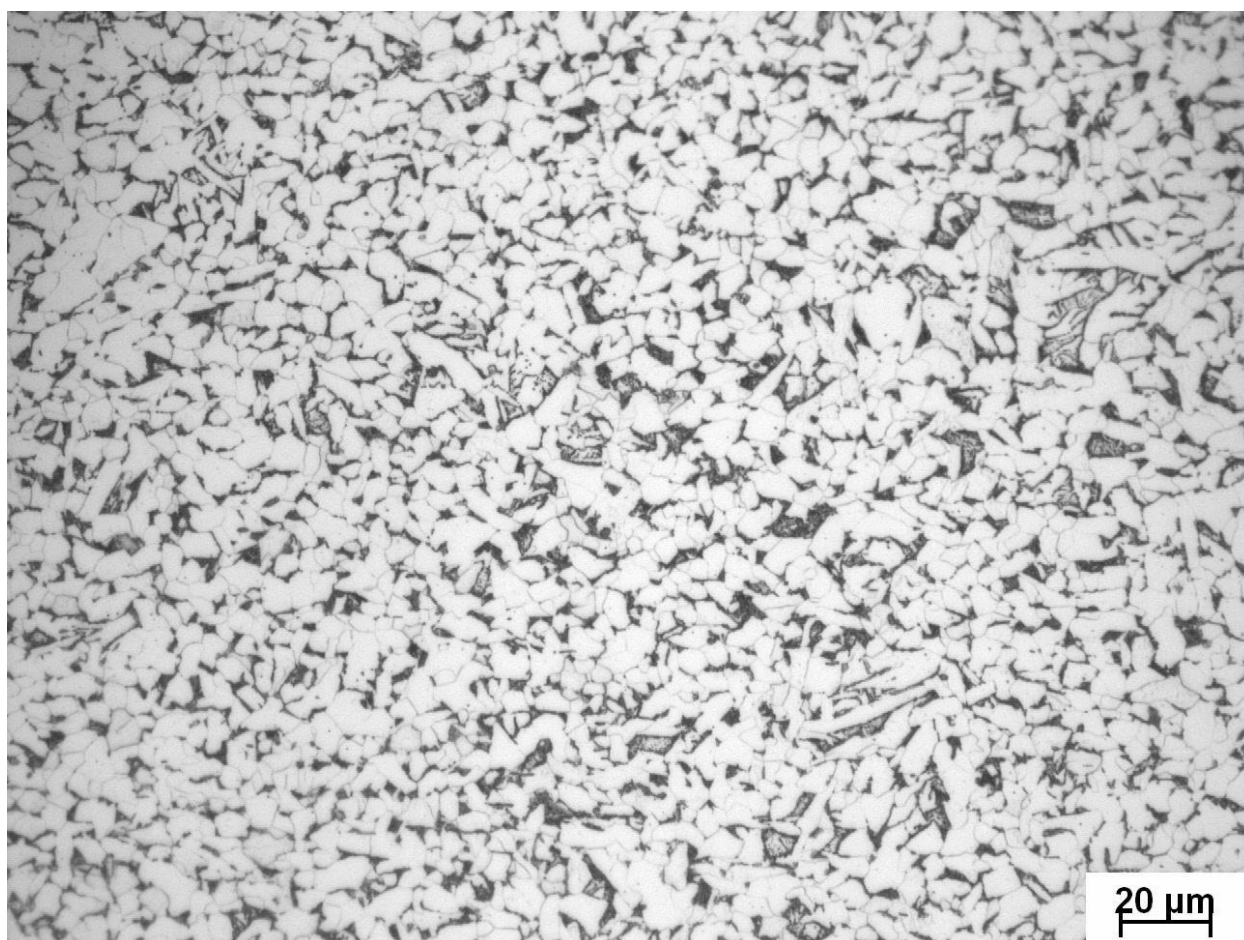
Figura 3-9 - Aspecto representativo de inclusões do aço LN-RAND-250, observado no centro da espessura, em seção longitudinal à direção de laminação. Sem ataque.

Ampliação original: 200x.



Fonte: o autor

Figura 3-10 - Microestrutura do aço LN-RAND-250, vista a $\frac{1}{4}$ da espessura, em seção longitudinal ao sentido de laminação. Ataque: Nital 4%. Ampliação original: 500x.

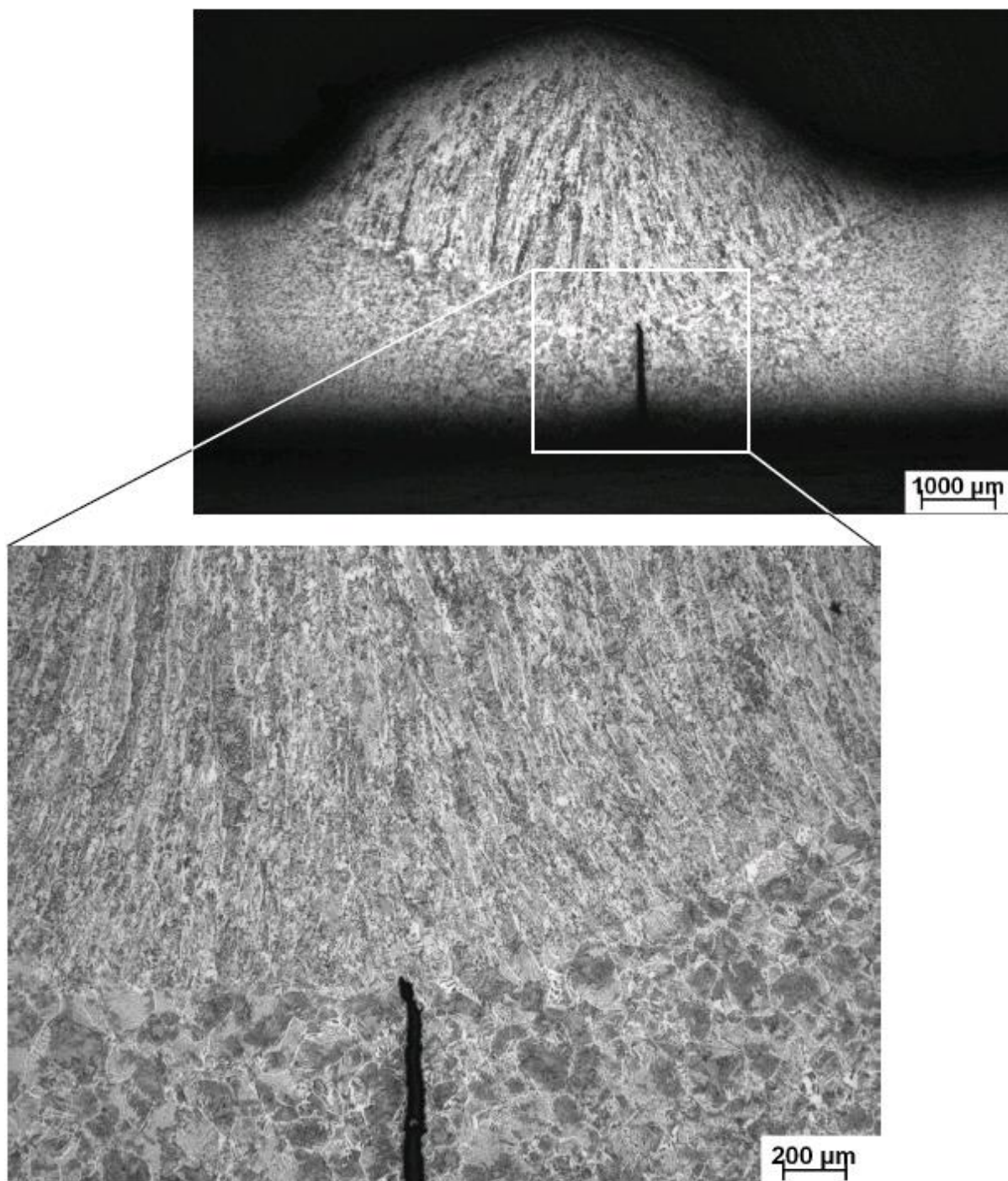


Fonte: o autor

O aspecto representativo da seção transversal de uma das juntas soldadas em região que apresentou falta de penetração é mostrado na Figura 3-11. Observa-se que a falta de penetração culminou na geração de um entalhe, estendendo-se até a zona fundida do cordão de solda. Mesmo diante deste defeito, as trincas de fadiga foram nucleadas e se propagaram preferencialmente nas interfaces entre a zona fundida e a zona afetada pelo calor (“pé do cordão”) na face superior da solda, conforme ilustra a Figura 3-12. As tensões mais elevadas geradas nas superfícies do material devido aos esforços de flexão impostos durante os ensaios, as tensões de tração induzidas pelo processo de soldagem nestas regiões, os concentradores geométricos de tensão da junta soldada justificam a nucleação de trincas nestes locais. Assim sendo, acredita-se que o ângulo de reforço do cordão exerceu influência mais significativa sobre o processo de fadiga que a falta de penetração devido ao concentrador geométrico. Autores citados

por Albuquerque (2004) corroboram estes resultados, afirmando que a convexidade, medida pelo ângulo de reforço do cordão, é o parâmetro geométrico mais importante na avaliação da resistência à fadiga de juntas soldadas.

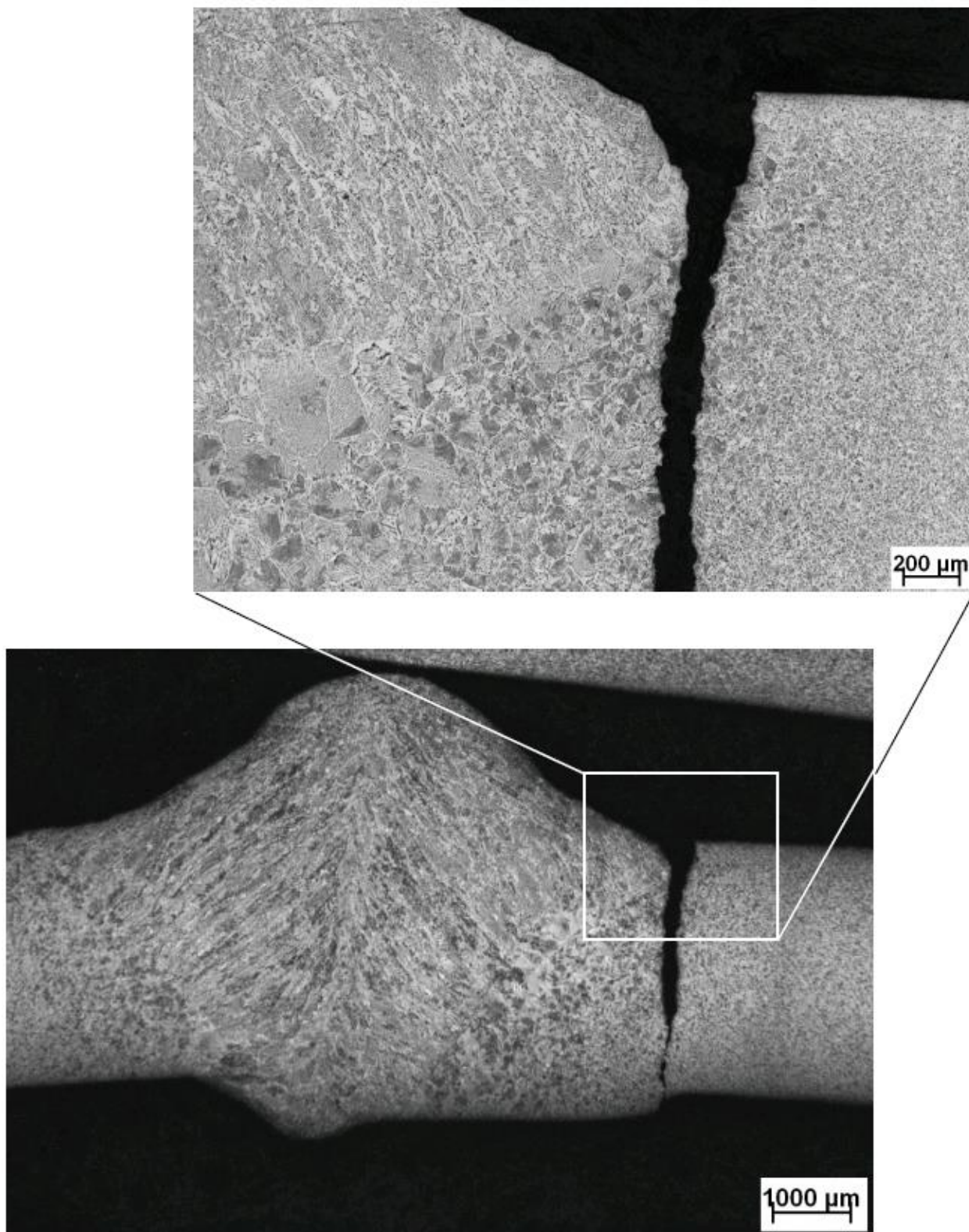
Figura 3-11 - Seção transversal de junta soldada recebida para análise e detalhe de falta de penetração que culminou na geração de um entalhe, embotado na zona fundida do cordão de solda. Ataque: Nital 4%. Ampliações originais: 12,5 e 50x.



Fonte: o autor

Figura 3-12 - Seção transversal da junta soldada de um corpo de prova rompido durante os ensaios de fadiga e detalhe da região de nucleação da trinca, ocorrida na interface entre a zona fundida e a zona afetada pelo calor. Ataque: Nital 4%.

Ampliações originais: 12,5 e 50x.



Fonte: o autor

3.2.3.2 Propriedades Mecânicas em Tração da Junta Soldada

Na Tabela 3-4 são apresentadas as propriedades mecânicas em tração das juntas soldadas, obtidas a partir de ensaios realizados transversalmente ao cordão de solda. As rupturas ocorreram no material de base, fora da região da solda.

Tabela 3-4 - Propriedades mecânicas em tração obtidas nas juntas soldadas analisadas.

Amostra	Orientação	LE (MPa)	LR (MPa)	Al _{total} (%)
11019	Transversal ao cordão	372	496	10,2

Fonte: o autor

Obs: Os resultados da tabela correspondem à média de três corpos de prova ensaiados.

3.2.3.3 Curva de Fadiga Junta soldada LN RAND 250

A curva de fadiga obtida a partir das juntas soldadas, cujo eixo das ordenadas representa a amplitude de tensão (σ_a) e o eixo das abscissas o número de ciclos até a fratura, também conhecida como Diagrama de Wöhler ou Curva S-N, é mostrada na Figura 3-13. Cada ponto da curva representa o resultado de um corpo de prova ensaiado. Nota-se que os resultados apresentaram uma dispersão considerável para uma mesma condição experimental (mesma amplitude de tensão).

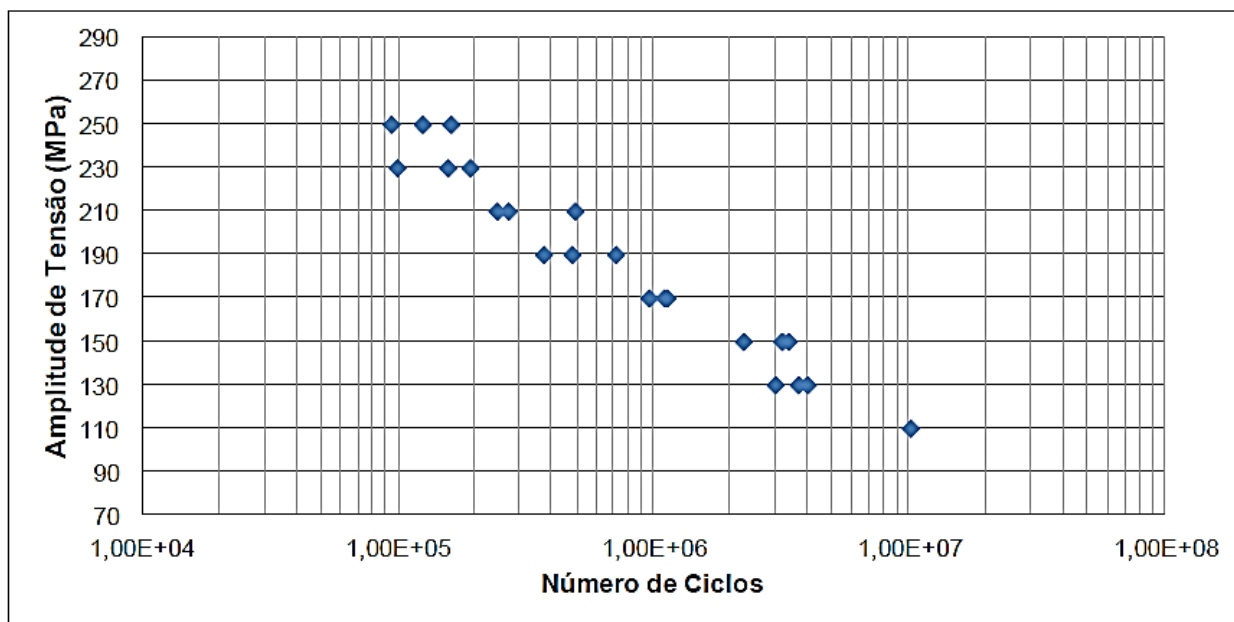
Figura 3-13 - Gráfico de fadiga, obtida por flexão alternada a partir das juntas soldadas recebidas para análise.



Fonte: o autor

A curva de fadiga (S-N) obtida a partir das juntas soldadas, após a exclusão dos resultados mostrados na Figura 3-13 mais afastados das médias obtidas para cada amplitude de tensão, é apresentada na Figura 3-14. Cada ponto da curva representa o resultado de um corpo de prova ensaiado, cujos valores individuais seguem apresentados na Tabela 3-5. O limite de fadiga, que corresponde à amplitude de tensão máxima aplicada aos corpos de prova sem que fosse verificada a ocorrência de ruptura até 10^7 ciclos, foi de 110 MPa.

Figura 3-14 - Gráfico de fadiga, levantada por flexão alternada a partir das juntas soldadas recebidas para análise, após a exclusão dos resultados mais afastados das médias obtidas nos ensaios para cada amplitude de tensão.



Fonte: o autor

Tabela 3-5 - Pares de amplitude de tensão vs. número de ciclos obtidos nos ensaios de flexão alternada utilizados para o levantamento da curva de fadiga da amostra.

Amplitude de tensão (MPa)	Número de ciclos
250	94000
250	160800
250	124600
230	191500
230	156600
230	99200
210	269900
210	243900
210	492100
190	710800
190	371200
190	478900
170	958800
170	1098900
170	1127800
150	3174400
150	2244000
150	3367100
130	2989800
130	3680300
130	3989800
110	10097500

Fonte: o autor

3.3 Testes de Laboratório

Câmaras de freio precisam ser testadas e certificadas, pois elas são itens de segurança. Elas são projetadas para a vida infinita, mas precisam ser testados em uma quantidade limitada de tempo por razões de custo e tempo de colocação no mercado. Isso requer a criação de testes que sejam eficientes, de baixo custo e capazes de determinar com precisão o local da falha. Como este componente é relativamente pequeno (em comparação com o veículo inteiro) pode ser convenientemente testado em bancadas de *shaker* em laboratório.

Testes em *shaker* são realizados na sequência em duas etapas, denominadas Durabilidade I e II. O primeiro passo é o varrimento de seno linear na gama de

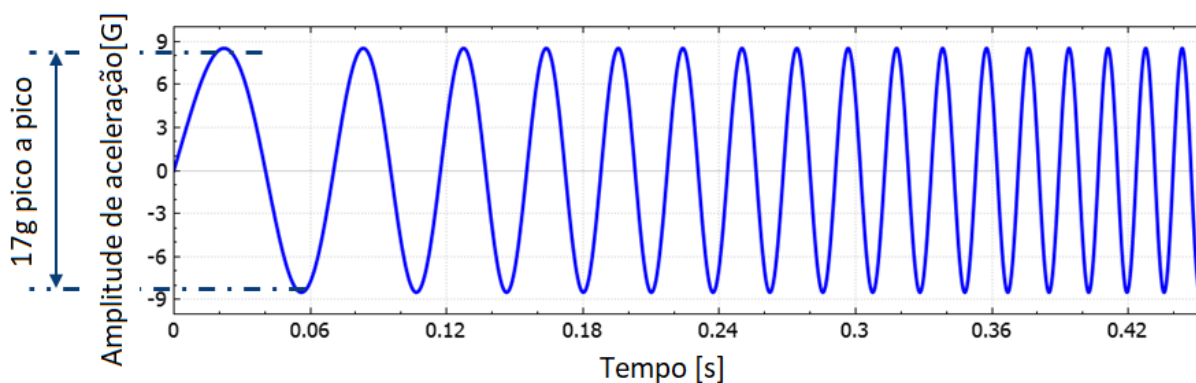
frequências f_0 - f_N Hz, como mostra a Figura 3-15. A varredura de seno linear pode ser avaliada a partir da equação 3.6

$$Y(t) = \sin\left(2\pi\left(\frac{1}{2}\left(\frac{f_N - f_0}{t_N}\right)t + f_0\right)t\right) \quad 3.6$$

Onde Y é a amplitude do sinal, f_0 é a frequência inicial, f_N é a frequência final, t_0 é o tempo inicial, t_N é o tempo final, t é o tempo decorrido.

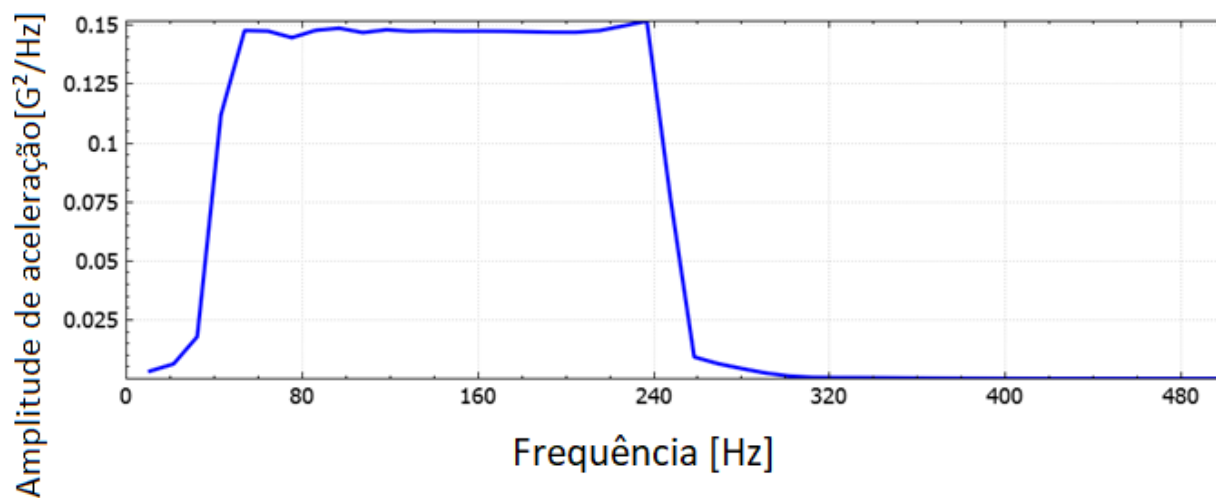
O PSD correspondente à aceleração de varredura senoidal da Figura 3-16 que transporta substancialmente mais energia do que o PSD mostrado na Figura 3-2 e por isso espera-se que seja mais prejudicial, com um acúmulo de dano maior. A Figura 3-17 mostra a direção em que o componente é excitado na mesa do *shaker*. Este teste específico visa encontrar frequências de ressonância e fissuras de fadiga nucleadas após um milhão de ciclos utilizando uma varredura de frequência de 40 a 250 Hz. A câmara de freio é aparafusada no suporte hexagonal da Figura 3-17, fixada na parte superior do *shaker* e pressurizada a 0,586 MPa no compartimento de emergência da câmara de freio para simular uma condição em que a mola de emergência está comprimida. Deseja-se, com isso, ensaiar em uma situação mais próxima da realizada, quando o veículo estiver em operação. Deslocamentos verticais são aplicados, de modo que as acelerações resultantes seguem o perfil de entrada da Figura 3-15.

Figura 3-15 - Carga de um sinal de varredura de seno imposta pela mesa do shaker.



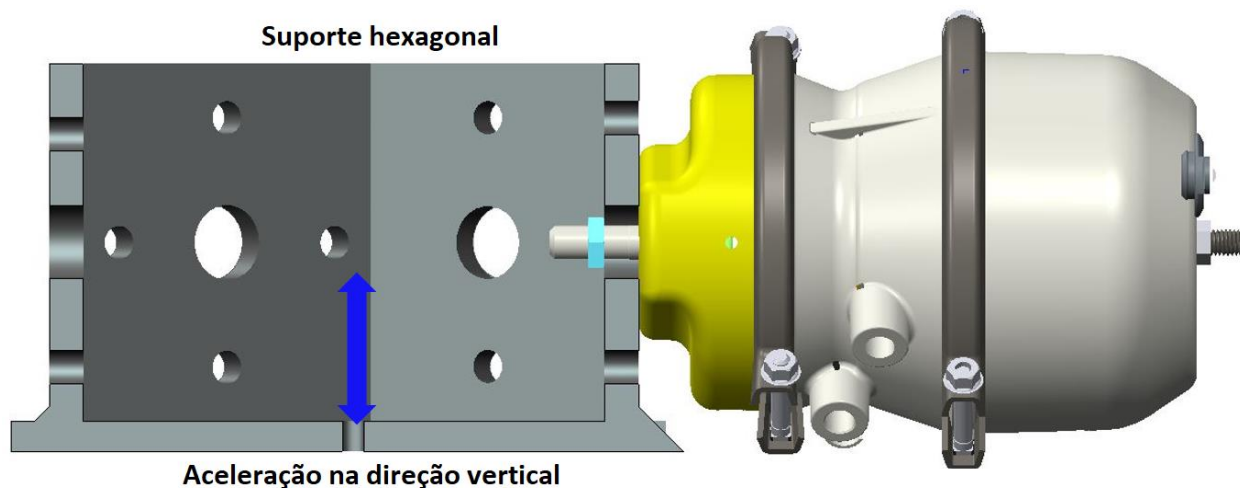
Fonte: autor

Figura 3-16 - PSD do sinal da figura 3.15.



Fonte: autor

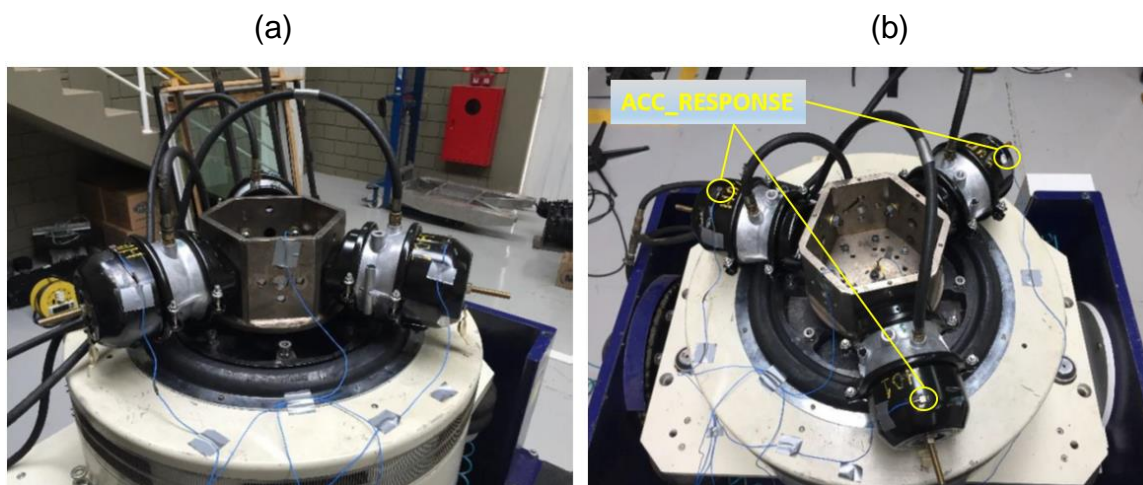
Figura 3-17 - Carregamento de aceleração na câmara de freio.



Fonte: autor

A durabilidade II é o carregamento de frequência constante, na primeira frequência de ressonância encontrada na durabilidade I, com a mesma amplitude de acelerações, executando novamente um milhão de ciclos. A Figura 3-18 mostra três câmaras de freio na bancada do *shaker*.

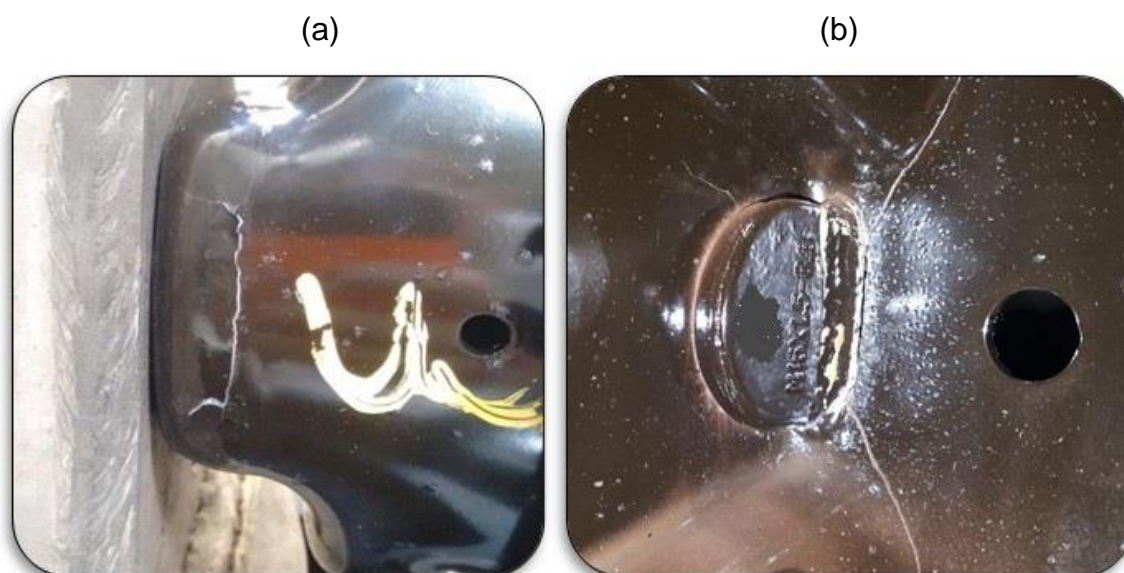
Figura 3-18 - Câmaras de Freio montadas na mesa do shaker.



Fonte: o autor

As amostras apresentaram falhas de fadiga nos locais mostrados na Figura 3-19 após 1,55 milhões de ciclos, equivalente a 4,18 horas do teste de bancada no *shaker*. Eles começam no pé da solda e se propagam ao longo da superfície e através da seção.

Figura 3-19 - Falha por fadiga após 1,55 milhões de ciclos.



Fonte: o autor

4 MODELO DE AVALIAÇÃO NUMÉRICA

O capítulo 4 apresenta o modelamento por elementos finitos, as análises modal e harmônica realizadas, análise de fadiga numérica e avaliação da tensão residual com técnica de difração de Raios X. Apresenta-se as hipóteses no modelamento, propriedades dos materiais usadas no modelo de elementos finitos, bem como análise numérica, com o erro numérico experimental, comparando os resultados das frequências naturais do modelo numérico com as experimentais obtidas em shaker. Apresenta-se os 3 primeiros modos de vibrar, toda a preparação para a análise harmônica, após a análise de fadiga numérica com seu respectivo equacionamento. A maior contribuição do capítulo é o fluxograma descrevendo a abordagem de análise de vida em fadiga, com todos os passos de todas as análises numéricas para obtenção da vida em fadiga numérica, ao qual resultou em um procedimento de validação.

4.1 Modelamento por Elementos Finitos

O software Abaqus* versão 2017 foi usado nesse modelamento, por ser uma referência em análises não lineares, sendo que essa montagem da câmara de freio possui muitos contatos com atrito e a análise dinâmica também apresentou modos de vibrar muito complexos, o que necessita um software robusto do ponto de vista dinâmico, ou seja, que possa calibrar o modelo numérico de acordo com as medições experimentais.

4.1.1 Considerações e hipóteses no modelamento

Em qualquer análise estrutural numérica existem simplificações, pois é necessário representar numericamente os fenômenos físicos de modo que a ter uma resposta do sistema o mais completa e real possível, porém com o menor custo computacional possível. Então sempre buscam-se simplificar os modelos numéricos ao ponto de ter um erro aceitável; a recíproca é verdadeira, quando busca-se refinar um modelo, tentando diminuir o erro, ou representar algum fenômeno ainda oculto no modelo simplificado.

*Abaqus é uma marca registrada da Dassault Systèmes.

Para o modelo da câmara de freio, utilizaram-se as seguintes considerações quanto a simplificações ou hipóteses:

1. Não linearidade física avaliada, pois há vários contatos com atrito no modelo numérico;
2. Não linearidade geométrica não avaliada, pois o modelo não tem grandes deslocamentos.
3. Não linearidade de material não avaliada, pois não há ocorrência de plasticidade nesse modelo.

4.1.2 Propriedades Mecânicas dos Materiais

As propriedades dos materiais usados na montagem da câmara de freio foram consideradas como lineares e isotrópicos. Como é realizada uma análise modal, seguida de uma análise dinâmica de resposta em frequência, o software necessita do módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e densidade dos materiais. Na Tabela 4-1 observa-se os valores adotados das propriedades mecânicas de cada material. Na Figura 2-3 tem-se uma vista em corte do objeto de estudo, para identificar e conhecer cada um dos componentes da montagem.

Tabela 4-1 – Propriedade dos materiais para o modelo numérico de elementos finitos

Componentes	Material	Módulo de Elasticidade [MPa]	Coefficient e de Poisson	Densidade [kg/m³]
Diafragma	Borracha	1.000	0,4	1,2
Tampa alta, parafusos, porcas, arruelas, semi-cintas, caixa de mola, mola, hexágono	Aço	200.000	0,32	7,85
Corpo intermediário, embolo	Alumínio	73.100	0,35	2,79

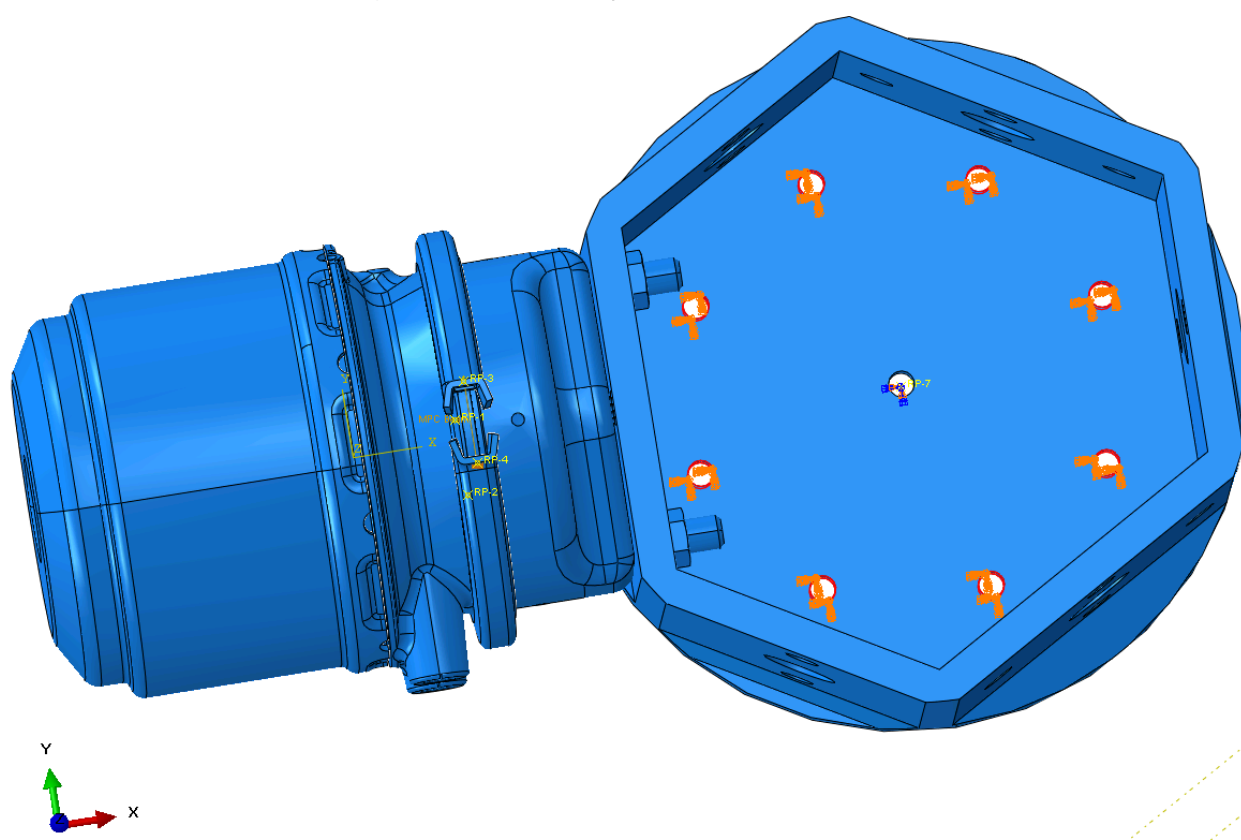
Fonte: Hibbeler, 2010.

4.1.3 Condições de Contorno

As condições de contorno aplicadas no modelo CAE foram aplicadas de modo a representar o teste de vibração executado em *shaker* eletrodinâmico, com o objetivo de obter um modelo numérico de durabilidade confiável. As restrições foram aplicadas nos furos de fixação do hexágono, dispositivo de fixação de 3 câmaras de freio simultâneas, conforme Figura 4-1.

As restrições nos furos do hexágono, foram aplicadas em todas as direções (translação) e rotações, ou seja, $T_x = T_y = T_z = R_x = R_y = R_z = 0$.

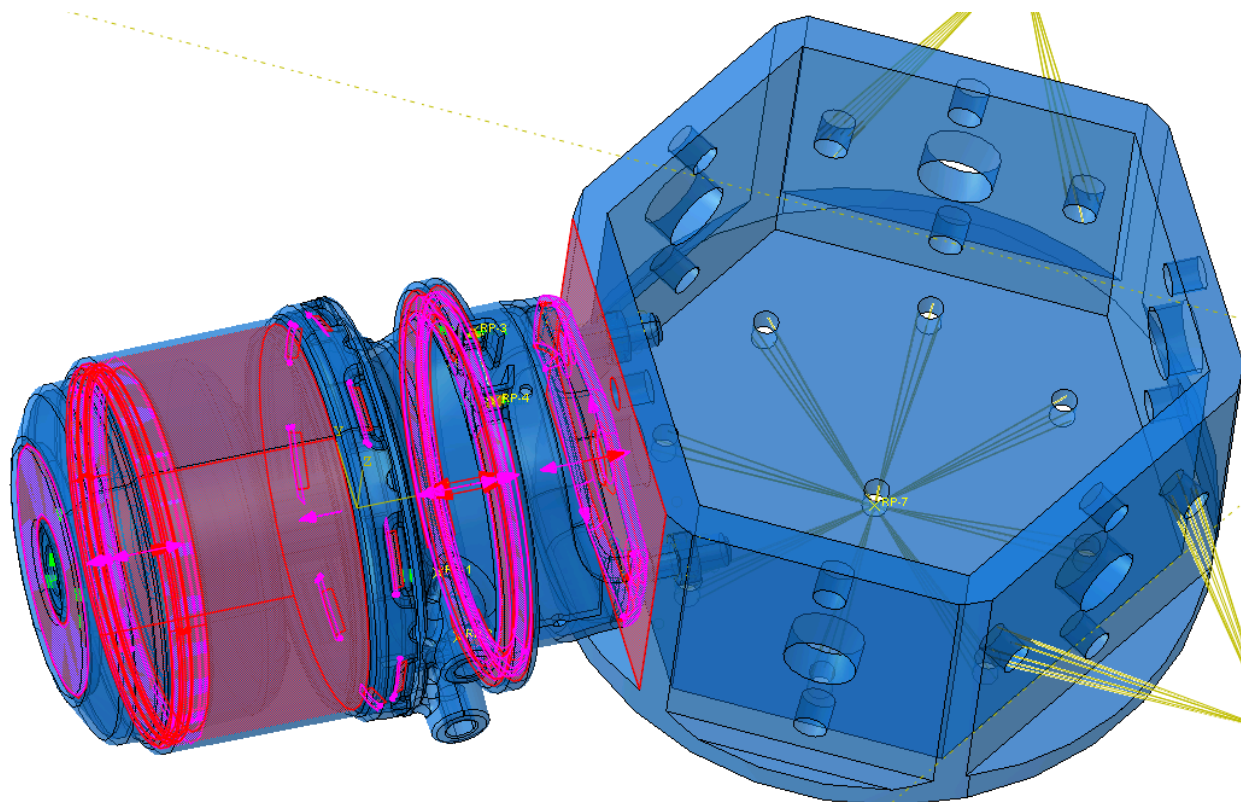
Figura 4-1 – Restrições do modelo CAE



Fonte: autor

Quanto aos contatos entre as peças, foram aplicados contatos colados em praticamente todas as peças do conjunto câmara de freio mais hexágono, usada a técnica de malha casada, principalmente nos elementos de ligação, como soldas, conforme a Figura 4-2. O software abaqus, por *default*, converte os contatos com atrito, para um contato colado, em análises modais e harmônicas, ou seja, não adianta usar contato com atrito nesse tipo de análise.

Figura 4-2 – Contatos do modelo CAE



Fonte: autor

4.1.4 Malha do modelo CAE

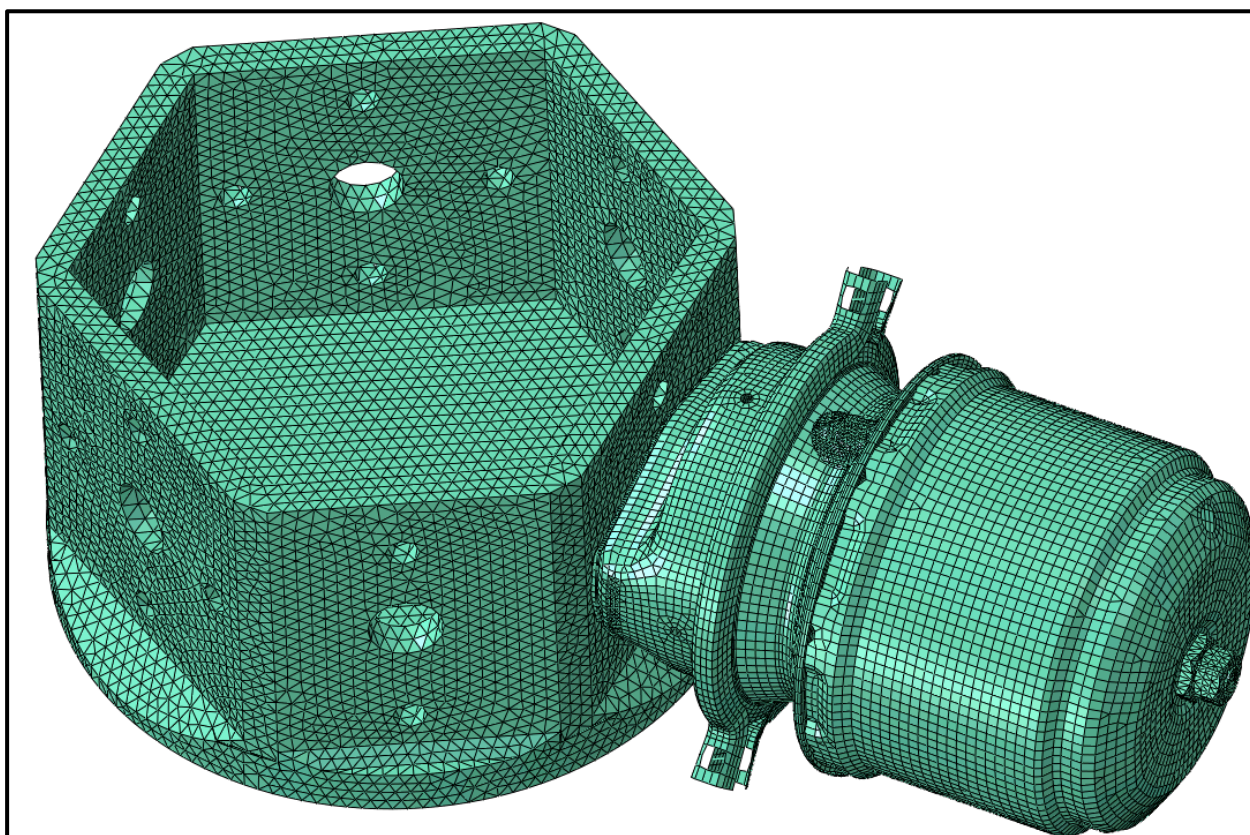
Para os componentes do modelo numérico, utilizou-se uma malha com um maior refino na região esperada da falha, que era a solda entre a tampa alta e o parafuso de fixação da câmara de freio. Nessa região, o tamanho dos elementos foi de 1 mm, devido a curva de convergência usadas anteriormente em estudos semelhantes.

Em regiões que não precisaram resultados mais precisos, usou-se um tamanho de malha mais grosseiro, como no hexágono, peça que serve de suporte para prender as câmaras de freio no *shaker*.

Optou-se por elementos sólidos em todas as peças, devido a melhor representação estrutural, pois sabe-se que em quase todas as simplificações, há perdas de rigidez e de geometrias que muitas vezes causam concentradores de tensão, e como o objetivo final é o estudo de fadiga, precisa-se de um modelo com um erro muito baixo em tensões.

As peças com geometrias mais complexas, foram geradas usando elementos tetraédricos de 2ª ordem, pelo fato de representarem melhor superfícies arredondadas, e as peças com geometrias mais simples, foram geradas com elementos hexaédricos de 1ª ordem, por ser mais leves para rodar as análises, conforme a Figura 4-3.

Figura 4-3 – Malha do modelo CAE



Fonte: autor

Na Tabela 4-2 apresenta-se os tipos de elementos usados no modelo numérico, assim como a quantidade.

Tabela 4-2 – Tipo e quantidade de elementos do modelo numérico

Tipo de Elemento	Quantidade de Elementos
B31	10
S4	9.027
S3R	501
C3D8	45.186
C3D8R	27.110
C3D6	9.704
C3D4	54.737
C3D10	79.930
Total	226.205

Fonte: autor

4.1.5 Análise Modal

As análises modais numéricas nesse tipo de modelo estrutural para predição de vida em fadiga, necessitam de uma calibração com modelos experimentais, pois o objetivo principal desse trabalho é desenvolver um procedimento numérico em que se possa avaliar a quantidade de ciclos que uma câmara de freio irá suportar até a falha em um teste de vibração. A validação estrutural de um componente complexo do ponto de vista de não linearidade e tamanho do modelo numérico, em função disso escolheu-se a metodologia de fadiga no domínio da frequência, por ela ser mais adequada a modelos numéricos grandes, porém como ela se baseia na análise modal para encontrar as regiões de maior solicitação, necessita-se de calibração modal, ajustando-se o modelo numérico a partir do ensaio experimental. Nesse estudo, foram utilizadas as saídas do ensaio de *shaker*, para calibrar as frequências naturais do modelo numérico.

A calibração numérica foi realizada utilizando os valores experimentais das frequências naturais e atribuindo coeficientes de amortecimento conhecidos da literatura para cada frequência natural, afim de minimizar o erro entre as frequências naturais da simulação virtual e experimentais oriundas do teste de *shaker*. O objetivo inicial era ter um erro menor que 10% nas primeiras 3 frequências naturais.

A Tabela 4-3 apresenta frequências naturais da simulação, experimentais e o erro.

Tabela 4-3 – Calibração das 6 primeiras frequências naturais

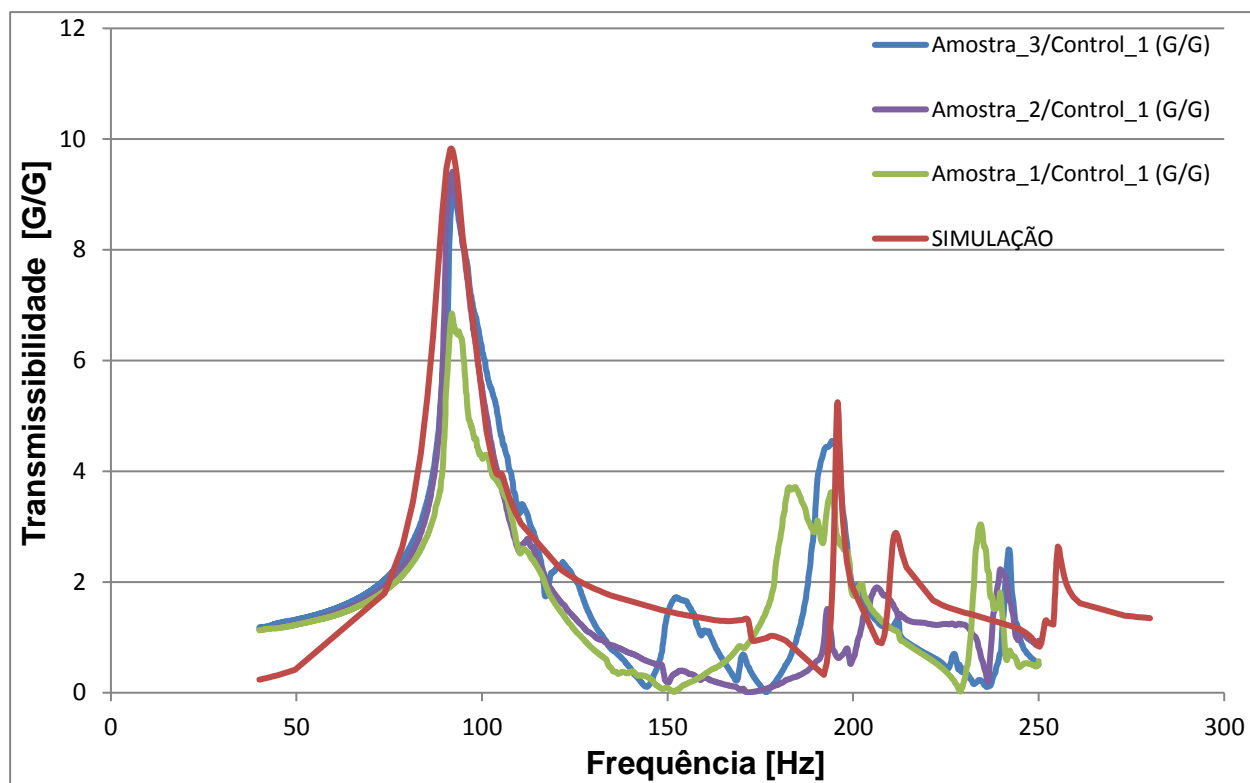
Frequências	Experimental [Hz]	Simulação [Hz]	Erro [%]
1 ^a	92	92	0%
2 ^a	110	106	4%
3 ^a	121	131	-8%
4 ^a	152	158	-4%
5 ^a	159	168	-6%
6 ^a	170	176	-4%

Fonte: autor

A Figura 4-4 ilustra um gráfico com os sinais de saída do *shaker* (experimental) nas 3 amostras de câmaras, bem como o sinal de saída do modelo numérico (virtual), evidenciando os picos de maior energia nas frequências naturais, onde se pode ver mais nitidamente que a primeira frequência é a mais correlacionada. Os pontos de medição foram os mesmos, tanto no modelo experimental como no numérico, no centro de

gravidade da câmara de freio. Esse gráfico indica o quanto a câmara de freio amplifica o sinal de entrada imposto no *shaker* ou modelo numérico, e os picos do gráfico evidenciam as frequências naturais do conjunto da câmara de freio.

Figura 4-4 - Gráfico de transmissibilidade em relação ao sinal de entrada e saída na câmara de freio

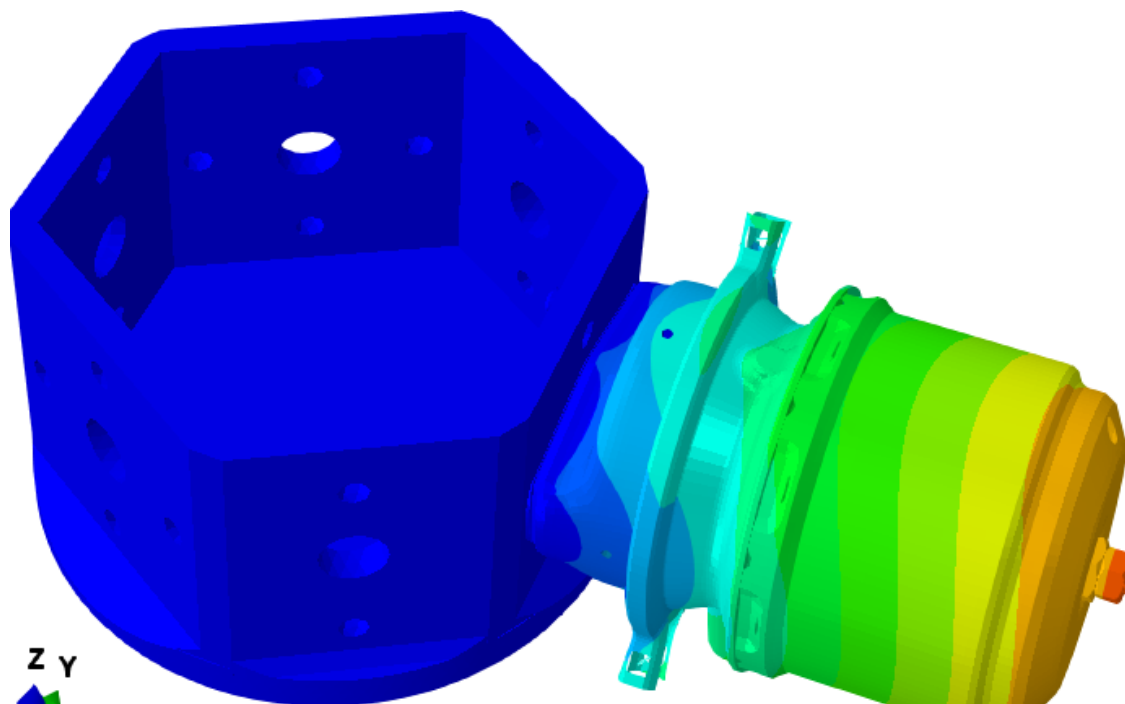


Fonte: autor

A Figura 4-5 até a Figura 4-7 ilustram os 3 primeiros modos de vibrar e as frequências naturais do conjunto câmara de freio montada no hexágono usado para a validação em shaker, de acordo com os dados da simulação numérica da Tabela 4-3.

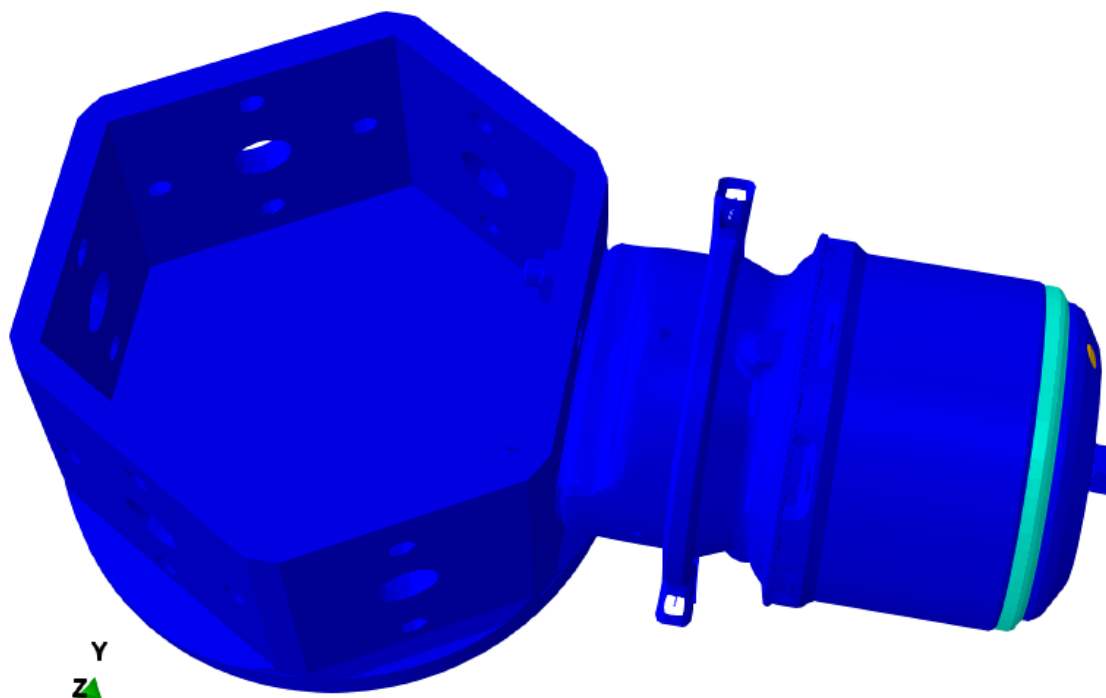
O primeiro modo de vibrar do conjunto é um modo de flexão vertical, onde podemos observar o comportamento na Figura 4-5. Esse é o modo mais importante, pois é o de maior energia, conforme visualizado na Figura 4-4, onde a área do gráfico corresponde a energia de excitação do sistema no conjunto. Esse modo de vibrar, por ser o de maior energia, também é o que causa mais dano, e conseqüentemente, o que define o local da falha.

Figura 4-5 - 1ª frequência natural do conjunto câmara de freio + hexágono (92 Hz)



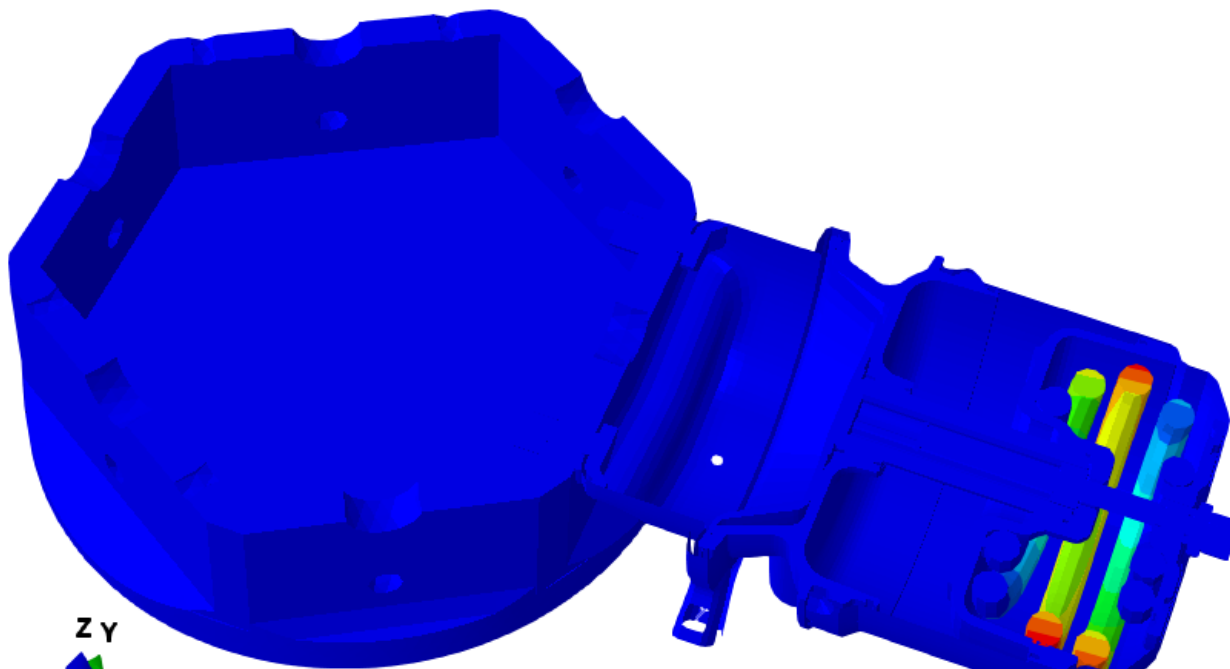
Fonte: autor

Figura 4-6 - 2ª frequência natural do conjunto câmara de freio + hexágono (106 Hz)



Fonte: autor

Figura 4-7 - 3ª frequência natural do conjunto câmara de freio + hexágono (131 Hz)



Fonte: autor

4.1.6 Análise Harmônica

A análise harmônica é um *step* posterior à análise modal, ou seja, todas as condições de contorno serão as mesmas, como por exemplo, restrições, malha, propriedades de material, sendo assim, apresenta-se somente os carregamentos dessa análise que são diferentes da análise modal.

4.1.6.1 Carregamentos

Os carregamentos foram aplicados de forma a representar o ensaio de vibração do *shaker*, com um perfil senoidal de vibração, com 17 Gs, variando de pico a pico, ou seja, 8,5 Gs para cima e 8,5 Gs para baixo, ainda com uma variação de frequência de 40 a 250 Hz, conforme a Figura 3-16. Esse carregamento foi aplicado em uma análise dinâmica harmônica, com o objetivo de coletar as tensões provenientes desse perfil e com elas, calcular a vida em fadiga dos componentes da câmara de freio. Esses valores são provenientes de um procedimento desenvolvido no passado, levando em conta dados de pistas especiais e de operação de veículos. Os *steps* dessa análise contemplam uma análise modal seguida de uma análise de resposta em frequência. Com

os resultados dela, roda-se a análise de fadiga no domínio da frequência para ter-se a vida e local de falha.

4.1.7 Análise de Fadiga Numérica

A análise de fadiga numérica foi executada levando em consideração os resultados das análises modais e harmônicas, pois como esse método usa essencialmente o domínio da frequência para calcular a vida do componente, precisa-se os *inputs* dessas análises para ter-se os dados necessários para o *software* de fadiga, que nesse estudo de caso foi o fe-safe da Dassault.

O *software* foi alimentado com o modelo numérico da câmara de freio mais hexágono, com as curvas de fadiga dos materiais da câmara de freio, tanto do material quanto da junta soldada, pois já sabe-se que a falha acontecia na junta soldada e com isso foi feito um refinamento de malha e geometria nessa região da falha para poder obter o local correto da falha e o número de ciclos correto, sempre usando como referência os dados obtidos nos testes experimentais executados em *shaker*.

O algoritmo usado no cálculo de fadiga da câmara de freio foi Tovo e Benasciutti, pois é um método adequado para análises de fadiga usando o domínio da frequência, segundo Teixeira, 2017.

Foi configurado o modelo de fadiga para incluir as tensões residuais compressivas de 110 MPa nos locais próximos a solda da tampa alta, pois esse valor de tensão residual compressiva ajuda a aumentar a vida em fadiga e refina o modelo numérico com a peça física por causa das tensões residuais do processo de estampagem.

4.1.8 Equacionamento do modelamento por elementos finitos

Análise por elementos finitos (FEA) é frequentemente usada para projetar componentes e estruturas, mas também pode ser usada para projetar testes de fadiga. O FEA pode ser empregado para simular testes laboratoriais e investigar se as cargas e as condições de contorno são adequadas para prever o local de falha correto no menor período de tempo.

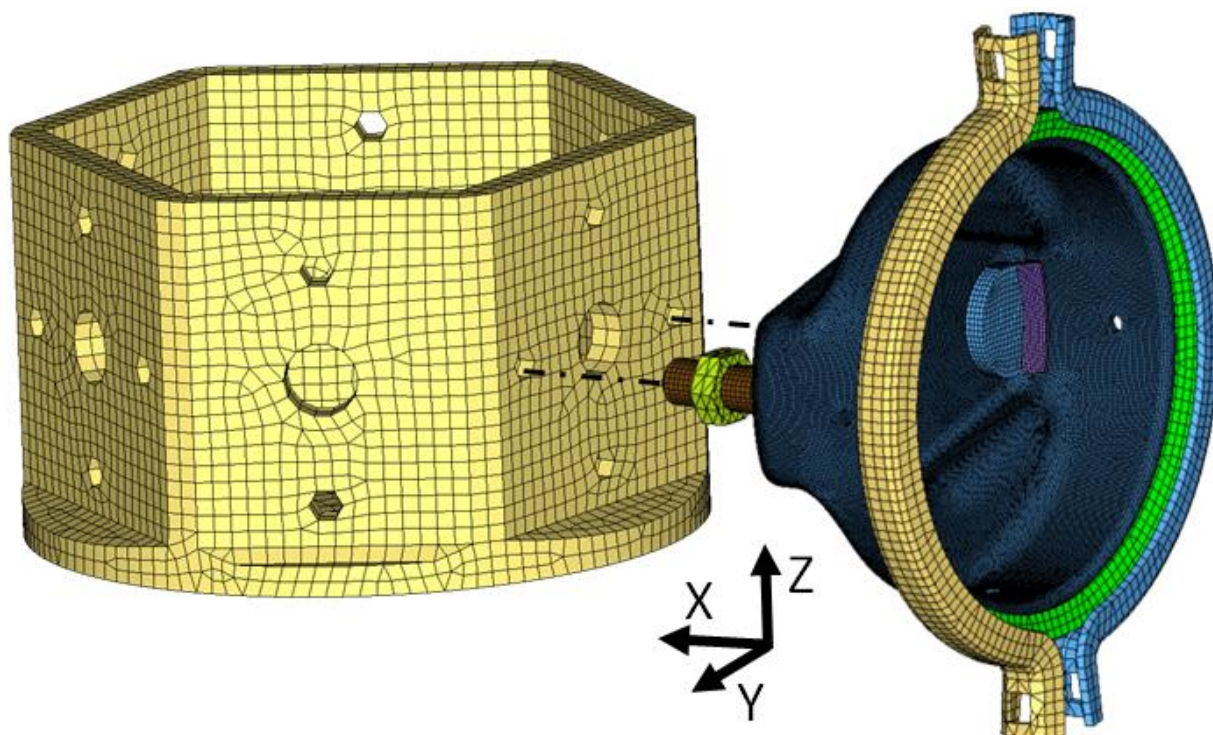
Métodos tradicionais de fadiga relacionam amplitudes de tensão / deformação de cisalhamento e normal ao número de ciclos necessários para nuclear uma pequena

trinca no material (normalmente fissura de 1 mm) através de equações que contêm poucos parâmetros ajustáveis. Nessas equações, as amplitudes de tensão / deformação estão exponencialmente relacionadas. Como exemplo, a equação 4.1

$$Sa = 540 N_f^{-0,059} \quad 4.1$$

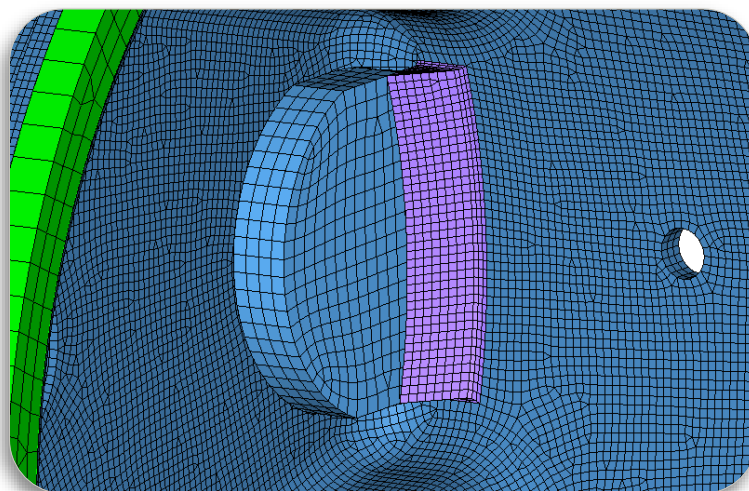
A equação 4.1 descreve a curva de fadiga do material da tampa alta, obtida a partir da Figura 3-5. Sa é a amplitude de tensão e N_f é o número de ciclos. Esta equação implica que a vida pode ser 5 vezes mais curta ou mais longa se a amplitude da tensão variar em 10%. Portanto, as previsões de vida precisas, dependem muito da avaliação dos históricos de tensão. As Figura 4-8 e Figura 4-9 detalham a malha que representa o domínio estrutural estudado. É composto por elementos tetraédricos e hexaédricos de segunda ordem e especialmente refinado em torno das juntas soldadas.

Figura 4-8 - Representação por elementos finitos da tampa alta.



Fonte: autor

Figura 4-9 - Representação por elementos finitos da solda entre tampa alta e parafuso de fixação da câmara de freio.



Fonte: autor

A análise estática é muitas vezes preferida (por sua simplicidade) quando as cargas dinâmicas não estão presentes, por exemplo, quando as frequências de excitação são razoavelmente mais baixas ou mais elevadas do que as frequências de ressonância / natural relevantes da estrutura e, portanto, não as excitam.

Felizmente, a maioria dos problemas de vibração automotiva pode ser abordada com sucesso por dinâmica linear, segundo Teixeira, 2017. Na dinâmica linear, a escolha do domínio do tempo ou da frequência depende da natureza do processo, isto é, se é periódica, quase periódica ou não periódica. O domínio de frequência é indicado para os dois primeiros processos. Em termos de elementos finitos, resolver um problema de dinâmica linear implica avaliar a equação do movimento:

$$[M]\{\ddot{Z}\} + [C]\{\dot{Z}\} + [K]\{Z\} = \{F\} \quad 4.2$$

Onde $[M]$, $[C]$, $[K]$ são as matrizes de massa, amortecimento e de rigidez. $\{F\}$ é o vetor forças. $\{\ddot{z}\}$, $\{\dot{z}\}$ e $\{z\}$ são os vetores de deslocamento, velocidade e aceleração respectivamente. A equação 4.2 não pode ser resolvida manualmente quando a geometria é muito complexa, o que é frequentemente o caso. O Método dos Elementos Finitos (FEM) tornou-se então a técnica numérica mais comum para resolver um sistema de equações de estruturas complexas. Quando não estão significativamente acoplados por amortecimento, os modos normais podem ser usados para tornar o sistema diagonal, isto é, separando os graus de liberdades para que possam ser tratadas como uma série

de graus únicos de liberdade e, portanto, muito mais fácil de resolver. Análises dos autovetores é o nome da transformação de álgebra linear necessária para obter os modos normais, aqui representados por $[X]$. Eles permitem que as matrizes na Equação 4.2 sejam representadas em coordenadas

$$[\underline{M}] = [X]^T [M] [X] \quad 4.3$$

$$[\underline{C}] = [X]^T [C] [X] \quad 4.4$$

$$[\underline{K}] = [X]^T [K] [X] \quad 4.5$$

$$\{\underline{Q}\} = [X]^T \{F\} \quad 4.6$$

Onde $[\underline{M}]$ representa as massas generalizadas ou modais, $[\underline{C}]$ é o amortecimento generalizado ou modal, $[\underline{K}]$ é a rigidez generalizada ou modal e $[\underline{Q}]$ as forças modais generalizadas. Finalmente, a equação 4.2 pode ser reescrita como

$$[\underline{M}]\{\ddot{q}\} + [\underline{C}]\{\dot{q}\} + [\underline{K}]\{q\} = \{Q\} \quad 4.7$$

E os deslocamentos generalizados $\{q\}$ podem ser obtidos. Os deslocamentos generalizados transformam os resultados nas coordenadas modal de volta para coordenadas globais como, por exemplo, as tensões

$$\{\sigma\} = [X_s]\{q\} \quad 4.8$$

Onde $[X_s]$ representa as tensões modais.

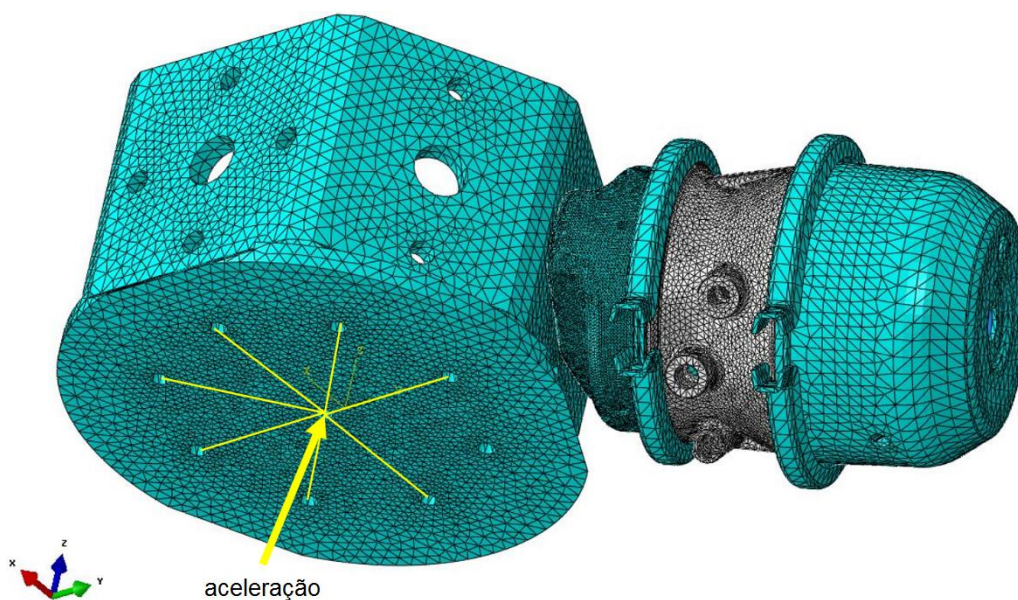
As tensões modais, tensões, forças, etc., são obtidas pela análise comumente referida como Análise Modal (ou Extração de Frequência), usando terminologia de elementos finitos. Os deslocamentos generalizados (ou coordenadas modais) são obtidos através da Análise Dinâmica do estado estacionário (SSD), também conhecida como Análise Harmônica. A técnica empregada para resolver a equação do movimento usando modos normais é chamada Superposição Modal (MSUP). Há pelo menos três boas razões para escolher a abordagem de Superposição Modal (Teixeira, 2017):

1. A análise do MSUP é mais rápida do que a análise SSD completa.
2. Os arquivos de resultado são menores e mais fáceis de manusear.
3. Deslocamentos generalizados também são derivados, permitindo escala elegante e combinando os resultados modais.

O número de modos a serem solicitados na análise modal é dependente do caso. No presente estudo são solicitados 10 modos e a faixa de frequência é definida de 0,1 a 2000 Hz para evitar modos de corpo rígido. Os pontos de carregamento foram

cinematicamente conectados a um nó mestre no centro do suporte hexagonal, como mostra a Figura 4-10. O nó mestre tem todos os graus de liberdade removidos, exceto UZ (deslocamento na direção Z), que é a direção de carregamento. As tensões são a única saída solicitada na análise modal. A análise de SSD emprega aqui o movimento de aceleração da base porque é mais exato do que o método da massa grande [LMM] (Teixeira, 2017). A aceleração é distribuída como indicado na Figura 4-10, desde o nó mestre até as juntas aparafusadas que ligam o sistema à mesa do *shaker*.

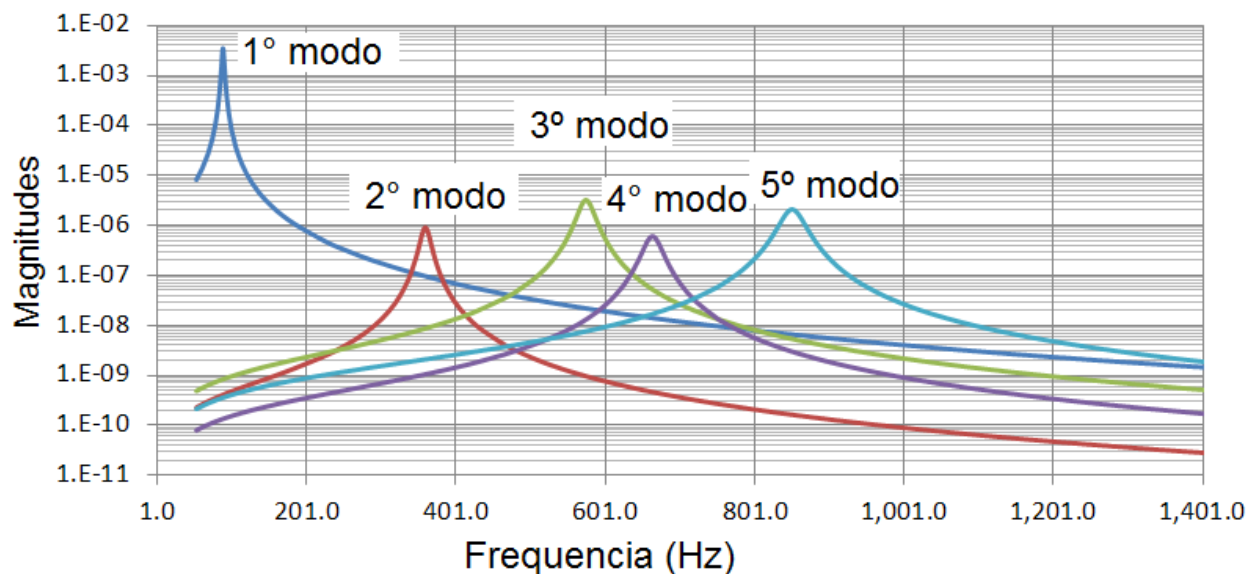
Figura 4-10 - Modelo de elementos finitos e carregamentos no hexágono que vai fixado no shaker.



Fonte: autor

Os deslocamentos generalizados (Figura 4-11) fornecem informações importantes sobre a contribuição de cada modo de vibrar da estrutura para vida total que é o objetivo final do trabalho.

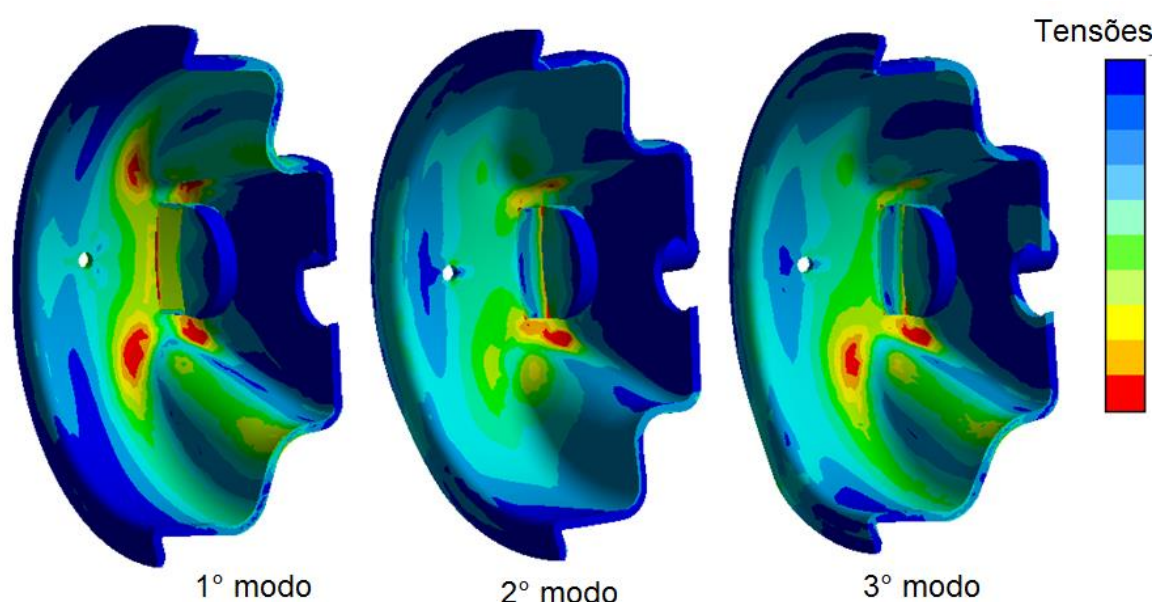
Figura 4-11 - Deslocamentos generalizados solicitados na análise SSD.



Fonte: autor

A distribuição de tensão para cada modo fornece uma indicação das localizações possíveis de dano por fadiga no componente. A **Erro! Fonte de referência não encontrada.** mostra a distribuição de tensão equivalente de Von Mises para os 3 primeiros modos. As tensões estão em MPa. Mas na verdade os valores absolutos das tensões modais não são importantes. Elas passam a ter importância e se tornam significativas quando combinadas com os deslocamentos generalizados.

Figura 4-12 - Tensões generalizadas solicitadas na análise SSD.



Fonte: autor

4.2 Método de Análise de Fadiga Numérica

Embora a ênfase forte seja dada aos *inputs* de carga (como os sinais mostram certos padrões estatísticos e como eles seguem determinadas distribuições), é a resposta do sistema que realmente importa para a análise de fadiga. O modelo de elementos finitos funciona como um transdutor linear ao avaliar as funções de resposta em frequência (FRF) em cada nó no domínio estrutural. Ele filtra as entradas de modo que as respostas são agrupadas em torno das frequências de ressonância. Portanto, uma entrada de banda larga (acelerações, deslocamentos, forças, etc.) pode resultar em uma resposta de banda estreita (tensões, deformações, etc.).

No domínio da frequência a carga de entrada é uma matriz PSD (Equação 3.1) em que cada célula representa um PSD auto ou cruzado. Estes PSDs são definidos a partir dos Coeficientes de Fourier, normalmente obtidos por uma Transformada Rápida de Fourier (FFT), que é essencialmente um algoritmo eficiente para realizar uma Transformada de Fourier Discreta (DFT). Para um sinal de comprimento T , representado por N amostras medidas a intervalos de tempo uniformes $d = T / N$, os Coeficientes de Fourier são obtidos por:

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{j=0}^{N-1} x_j e^{-i\left(\frac{2\pi jk}{N}\right)} \quad f_k = \frac{k}{T} \quad (k = 0 : N-1) \quad 4.9$$

Onde x_j são os coeficientes de séries de tempo discretos, X_k são os Coeficientes de Fourier discretos complexos e f_k é a frequência associada a cada coeficiente complexo. Finalmente, o auto PSD (G_{xx}) em cada frequência discreta f_k está relacionado aos Coeficientes de Fourier pela expressão:

$$G_{xx}(f_k) = 2T \cdot X_k^* X_k \quad 4.10$$

Onde X^* é o conjugado complexo de X . E os PSDs cruzados (G_{xy} e G_{yx}) de dois sinais X e Y são definidos como:

$$G_{xy}(f_k) = 2T \cdot X_k^* Y_k \quad G_{yx}(f_k) = 2T \cdot Y_k^* X_k \quad 4.11$$

As equações 4.10 a 4.12 permitem que os múltiplos sinais que excitam a estrutura sejam representados pela matriz PSD de entrada (PSD das cargas) na forma da Equação 1.1.

A modelagem de elementos finitos, conforme descrito na seção anterior, é usada para avaliar as funções de resposta em frequência (FRF) das componentes de tensão em cada nó. Geralmente, as acelerações de unidade (1G) são definidas em cada canal de carga na análise SSD. As FRFs são representadas por:

$$H^i(f) = \left[\sigma_x(f) \quad \sigma_y(f) \quad \sigma_z(f) \quad \sigma_{xy}(f) \quad \sigma_{yz}(f) \quad \sigma_{xz}(f) \right]^{\dagger} \quad 4.12$$

Segundo Nieslony (2010), os canais de carga múltipla produzem múltiplas instâncias da Equação 4.13 que podem ser agrupadas na matriz de coeficientes de transição:

$$Q(f) = \begin{bmatrix} H^1(f)^{\dagger} \\ \vdots \\ H^N(f)^{\dagger} \end{bmatrix} \quad 4.13$$

E a matriz PSD de tensão pode então ser definida como:

$$G_{\sigma}(f) = Q^{\dagger} \cdot G_{LOAD} \cdot Q \quad 4.14$$

Escrevendo o operador quadrático de Von Mises como:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & -0.5 & -0.5 & & & \\ -0.5 & 1 & -0.5 & & & \\ -0.5 & -0.5 & 1 & & & \\ & & & 3 & & \\ & & & & 3 & \\ & & & & & 3 \end{bmatrix} \quad 4.15$$

Permitir que o PSD Tensão de Von Mises seja definido como:

$$G_{MISES}(f) = tr \{ A \cdot G_{\sigma} \} \quad 4.16$$

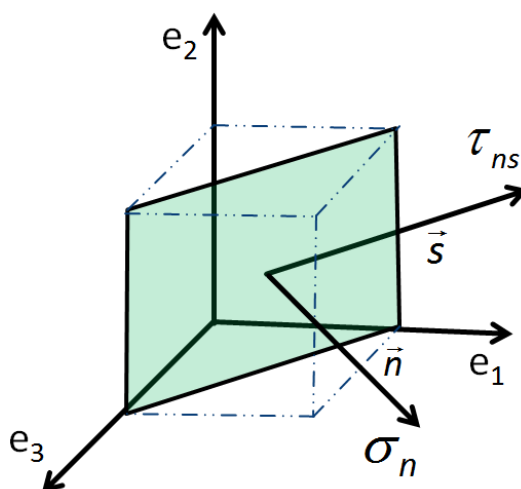
Na Figura 4-13, a posição média de dois planos (definidos pelos vetores e_1 e e_3) determina um novo plano onde os vetores normais (n) e cisalhante (s) são avaliados como:

$$n = \frac{e_{1x} + e_{3x}}{\sqrt{2}} \vec{i} + \frac{e_{1y} + e_{3y}}{\sqrt{2}} \vec{j} + \frac{e_{1z} + e_{3z}}{\sqrt{2}} \vec{k} \quad 4.17$$

$$\mathbf{s} = \frac{e_{1x} - e_{3x}}{\sqrt{2}} \vec{i} + \frac{e_{1y} - e_{3y}}{\sqrt{2}} \vec{j} + \frac{e_{1z} - e_{3z}}{\sqrt{2}} \vec{k} \quad 4.18$$

Onde $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$ são os vetores ortogonais unitários que definem o sistema de coordenadas:

Figura 4-13 - Plano candidato ao plano crítico.



Fonte: autor

A tensão normal (σ_n) e cisalhante (τ_{ns}) neste plano podem ser avaliadas como:

$$\sigma_n = \mathbf{n} \cdot \tilde{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \mathbf{n}^T \quad 4.19$$

$$\tau_{ns} = \mathbf{s} \cdot \tilde{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \mathbf{n}^T \quad 4.20$$

Onde:

$$\tilde{\boldsymbol{\sigma}} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Expandindo as Equações 4.20 e 4.21 leva a:

$$\begin{aligned}\sigma_n = & \frac{(e_{1x} + e_{3x})^2}{2} \sigma_x + \frac{(e_{1y} + e_{3y})^2}{2} \sigma_y + \frac{(e_{1z} + e_{3z})^2}{2} \sigma_z + \\ & (e_{1x} + e_{3x})(e_{1y} + e_{3y}) \tau_{xy} + (e_{1y} + e_{3y})(e_{1z} + e_{3z}) \tau_{yz} + \\ & (e_{1x} + e_{3x})(e_{1z} + e_{3z}) \tau_{xz}\end{aligned}\quad 4.21$$

E:

$$\begin{aligned}\tau_s = & \frac{(e_{1x}^2 - e_{3x}^2)}{2} \sigma_x + \frac{(e_{1y}^2 - e_{3y}^2)}{2} \sigma_y + \frac{(e_{1z}^2 - e_{3z}^2)}{2} \sigma_z + \\ & (e_{1x}e_{1y} - e_{3x}e_{3y}) \tau_{xy} + (e_{1y}e_{1z} - e_{3y}e_{3z}) \tau_{yz} + (e_{1x}e_{1z} - e_{3x}e_{3z}) \tau_{xz}\end{aligned}\quad 4.22$$

A equação 4.22 pode ser reescrita como:

$$\sigma_n = \sigma \cdot d_n \quad 4.23$$

Onde:

$$\begin{aligned}d_n = & \left[\frac{(e_{1x} + e_{3x})^2}{2} \quad \frac{(e_{1y} + e_{3y})^2}{2} \quad \frac{(e_{1z} + e_{3z})^2}{2} \quad \dots \right. \\ & \left. (e_{1x} + e_{3x})(e_{1y} + e_{3y}) \quad (e_{1y} + e_{3y})(e_{1z} + e_{3z}) \quad (e_{1x} + e_{3x})(e_{1z} + e_{3z}) \right]^T \\ \sigma = & \left[\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{xz} \right]\end{aligned}$$

E a equação 4.23 pode ser reescrita como:

$$\tau_s = \sigma \cdot d_s \quad 4.24$$

Onde:

$$d_s = \left[\frac{(e_{1x}^2 - e_{3x}^2)}{2} \quad \frac{(e_{1y}^2 - e_{3y}^2)}{2} \quad \frac{(e_{1z}^2 - e_{3z}^2)}{2} \quad \dots \right. \\ \left. (e_{1x}e_{1y} - e_{3x}e_{3y}) \quad (e_{1y}e_{1z} - e_{3y}e_{3z}) \quad (e_{1x}e_{1z} - e_{3x}e_{3z}) \right]^T$$

Finalmente, as PSDs de tensão normal projetada são avaliadas como:

$$G_{normal}(f) = d_n^T \cdot G_\sigma \cdot d_n \quad 4.25$$

E as PSDs de tensão de cisalhamento projetadas são avaliadas como:

$$G_{shear}(f) = d_s^T \cdot G_\sigma \cdot d_s \quad 4.26$$

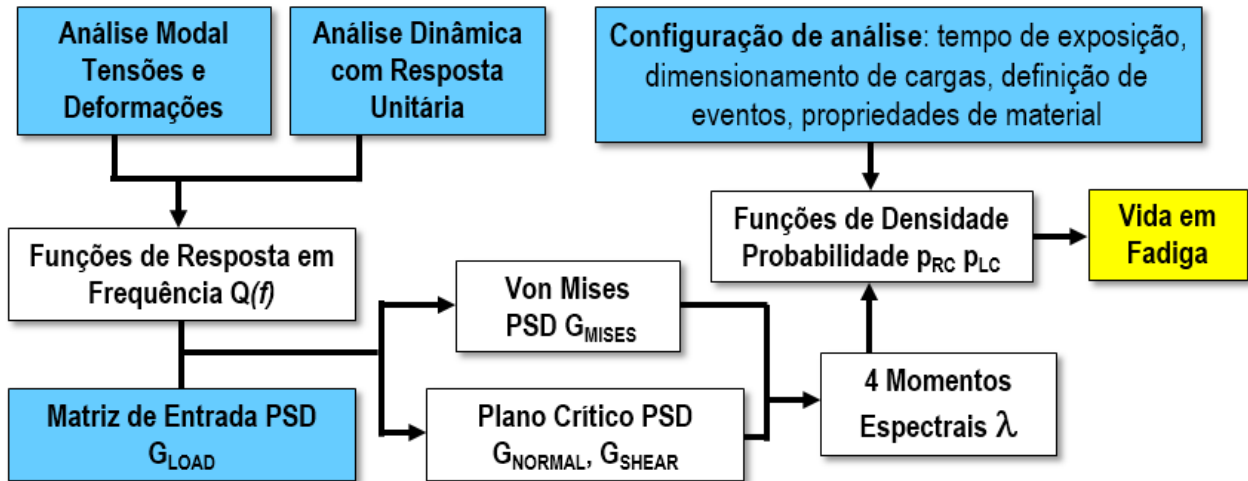
Para o critério envolvendo uma combinação de projeções de cisalhamento e normais em um plano crítico, como na abordagem de Findley (2015), a expressão para o vetor de projeção (d_{ns}) muda de acordo com a Equação 4.28, de acordo com Macha e Nieslony (2011):

$$d_{ns} = \left[\frac{e_{1x}^2 - e_{3x}^2 + k(e_{1x} + e_{3x})^2}{1+k} \quad \frac{e_{1y}^2 - e_{3y}^2 + k(e_{1y} + e_{3y})^2}{1+k} \quad \dots \right. \\ \frac{e_{1z}^2 - e_{3z}^2 + k(e_{1z} + e_{3z})^2}{1+k} \quad \frac{2[e_{1x}e_{1y} - e_{3x}e_{3y} + k(e_{1x} + e_{3x})(e_{1y} + e_{3y})]}{1+k} \quad \dots \\ \left. \frac{2[e_{1x}e_{1z} - e_{3x}e_{3z} + k(e_{1x} + e_{3x})(e_{1z} + e_{3z})]}{1+k} \quad \frac{2[e_{1y}e_{1z} - e_{3y}e_{3z} + k(e_{1y} + e_{3y})(e_{1z} + e_{3z})]}{1+k} \right]^T \quad 4.27$$

A Figura 4-14 resume a abordagem da fadiga por vibração aleatória. As caixas azuis são entradas. A análise modal e a dinâmica do estado permanente fornecem tensões modais e deslocamentos generalizados que compõem a matriz de coeficientes de transição Q. As matrizes PSD e Q de entrada são combinadas na matriz PSD de tensão que é multiplicada pelo operador quadrático de Von Mises (aproximação de Von Mises) ou a projeção dos vetores (aproximação do plano crítico) resultando na função de PSD da tensão. Esta função é usada para extrair os momentos espectrais que compõem as PDFs que são integrados para obter danos e vida. Está é uma das

principais contribuições originais dessa tese, ou seja, a adaptação de um método e a demonstração do desempenho deste método em um desenvolvimento de uma montagem complexa.

Figura 4-14 - Fluxograma descrevendo a abordagem de análise de vida em fadiga



Fonte: autor

O método de Tovo e Benasciutti tem sido referido como um dos métodos mais precisos e robustos adequados a todos os tipos de processos aleatórios de banda larga e estreita, de acordo com Mrsnik (2012), Jia (2014) e Rognon (2013), juntamente com Dirlik e Zhao-Baker. Ele tem a vantagem de contabilizar a influência das tensões médias globais e locais nos processos estocásticos e, portanto, será o método adotado. Como o método de Dirlik, ele é construído sobre os momentos espectrais da PSD de tensão. Em um processo estocástico estacionário, o momento espectral de ordem n de uma PSD de um lado $G(f)$ é definido como:

$$\lambda_n = \int_0^{\infty} f^n \cdot G(f) df \quad 4.28$$

onde f é a frequência em Hertz.

Tovo e Benasciutti (2004) propuseram que a estimativa do dano poderia ser resolvida encontrando-se o ponto intermediário apropriado entre dois limites:

$$D_{RFC}^{TB} = bD_{LC} + (1-b)D_{RC} \quad 4.29$$

Onde D_{LC} é o dano fornecido pela aproximação de cruzamento de nível e D_{RC} é a faixa-média contando danos associados. B é o fator de ponderação dependente da PSD. A simulação numérica extensiva de Benasciutti (2004), levou à seguinte aproximação:

$$b = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2) \left[1.112(1 + \alpha_1 \alpha_2 - (\alpha_1 + \alpha_2)) e^{2.11\alpha_2} + (\alpha_1 + \alpha_2) \right]}{(\alpha_2 - 1)^2} \quad 4.30$$

onde α_2 é o fator de irregularidade proposto por Lutes (1997), relacionando a taxa de cruzamento zero com a taxa de ocorrências de pico. A equação geral de largura de banda:

$$\alpha_m = \frac{\lambda_m}{\sqrt{\lambda_0 \lambda_{2m}}} \quad 4.31$$

A equação 4.29 pode ser expandida para a expressão:

$$D_{RFC}^{TB} = \frac{V}{C} \left[b \int_{-SL}^0 \int_0^{SL+m} S^k p_{LC}(s, m) ds dm + b \int_0^{SL} \int_0^{SL-m} \left(\frac{S}{1-m/SL} \right)^k p_{LC}(s, m) ds dm + \right. \\ \left. (1-b) \int_{-SL}^0 dm \int_0^{SL+m} S^k p_{RC}(s, m) ds + (1-b) \int_0^{SL} \int_0^{SL-m} \left(\frac{S}{1-m/SL} \right)^k p_{RC}(s, m) ds dm \right] \quad 4.32$$

Se SL na Equação 4.33 corresponde ao limite de resistência a tração (LR), a correção de tensão média é feita por Goodman. Se SL corresponde à intercepção de vida de tensão (σ_f'), a correção de tensão média é feita por Morrow. A correção de tensão média de Morrow funciona bem para aços, mas não é conservadora para ligas de alumínio.

A distribuição conjunta da amplitude e da média de $p_{RC}(s, m)$ pode ser escrita como:

$$p_{RC}(s, m) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\lambda_0(1-\alpha_2^2)}} e^{\frac{-(m-m_c)^2}{2\lambda_0(1-\alpha_2^2)}} \cdot \frac{s}{\lambda_0\alpha_2^2} e^{\frac{-s^2}{2\alpha_2^2\lambda_0}} \quad 4.33$$

A correspondente distribuição conjunta de amplitude e média de $p_{LC}(s, m)$ é:

$$p_{LC}(s, m) = \begin{cases} \left[(p_p(s) - p_v(s))\delta(m - m_c) + p_v(m)\delta(s) \right] & \text{if } (s+m) > m_c \\ \left[p_p(m)\delta(s) \right] & \text{if } (s+m) \leq m_c \end{cases} \quad 4.34$$

onde δ é a função Delta de Dirac, $p_p(x)$ e $p_v(x)$ são as funções de densidade de probabilidade de picos e vales:

$$p_p(x) = \frac{\sqrt{1-\alpha_2^2}}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} e^{-\frac{(x-m_c)^2}{2\sigma_x^2(1-\alpha_2^2)}} + \frac{\alpha_2(x-m_c)}{\sigma_x^2} e^{-\frac{(x-m_c)^2}{2\sigma_x^2}} \Phi\left(\frac{\alpha_2(x-m_c)}{\sigma_x\sqrt{1-\alpha_2^2}}\right) \quad 4.35$$

$$p_v(x) = p_p(2m_c - x) \quad 4.36$$

e $\Phi(x)$ é a função de distribuição cumulativa normal padrão:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad 4.37$$

5 DISCUÇÃO DOS RESULTADOS

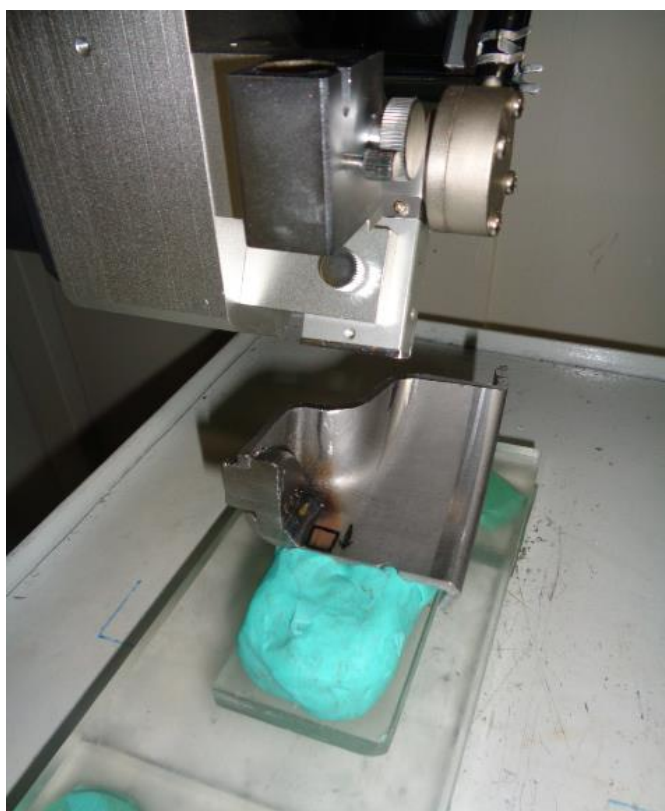
5.1 Tensão Residual Medida com Técnica de Difração de Raios X

Feito levantamento de tensões residuais na tampa alta da câmara de freio, ao qual existem devido a uma estampagem desse componente, logo tem-se uma geração de tensões residuais, na ordem de (-)110 MPa em compressão na região de início da falha, ou seja, na ZTA da solda do parafuso com a tampa alta. Essa região foi a região de interesse, justamente por ser onde começa a trinca e onde foram feitos os refinamentos numéricos para levantamento da vida em fadiga, já que é a região com menor vida em fadiga. Porém, como sabe-se que as tensões residuais compressivas vêm a somar diretamente a vida em fadiga do componente, precisa-se saber o valor delas na região de maior interesse para calcular a vida em fadiga do componente.

Esse levantamento foi feito com a ajuda de um difratômetro de raio-x que usa difração de raios-x como método para determinar as tensões residuais na peça.

Na Figura 5-1, mostra-se as regiões coletadas de tensões residuais.

Figura 5-1 - Medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa.

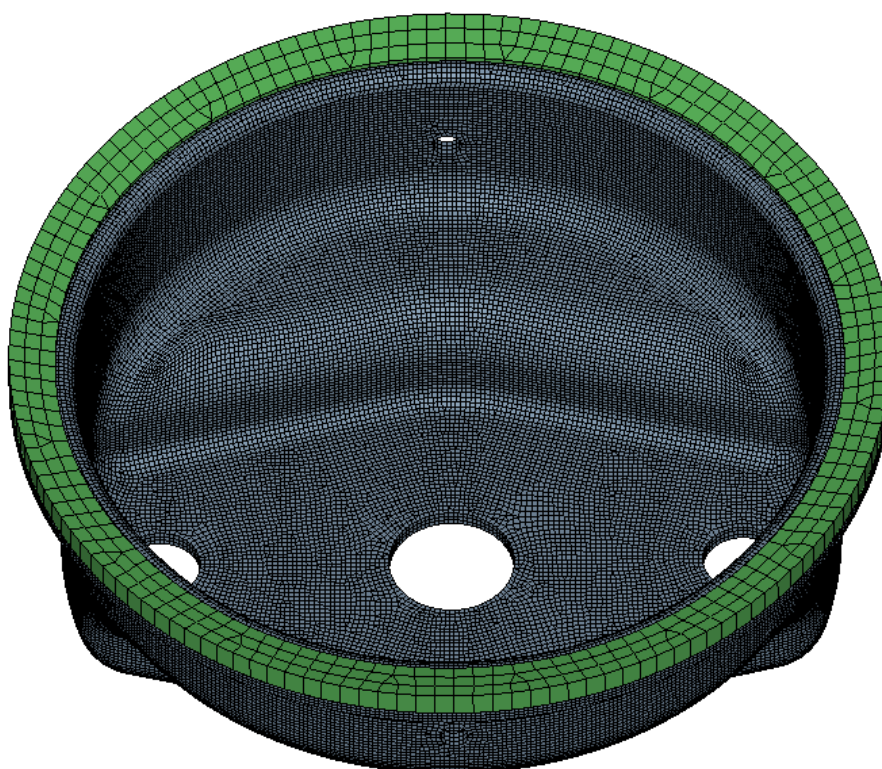


Fonte: o autor

5.2 Análise de Fadiga da Câmara de Freio

A tampa alta é o principal componente estrutural da câmara de freio e a primeira a mostrar falhas por fadiga devido a vibração (Figura 5-2). É fabricada pelo processo de estampagem profunda, uma operação que endurece o material e introduz altas tensões residuais (na ordem de -200 MPa). No entanto, estas tensões caem significativamente (-110 MPa) na zona afetada pelo calor (ZTA) em torno da linha de solda devido a alterações microestruturais.

Figura 5-2 - A Tampa Alta da Câmara de Freio



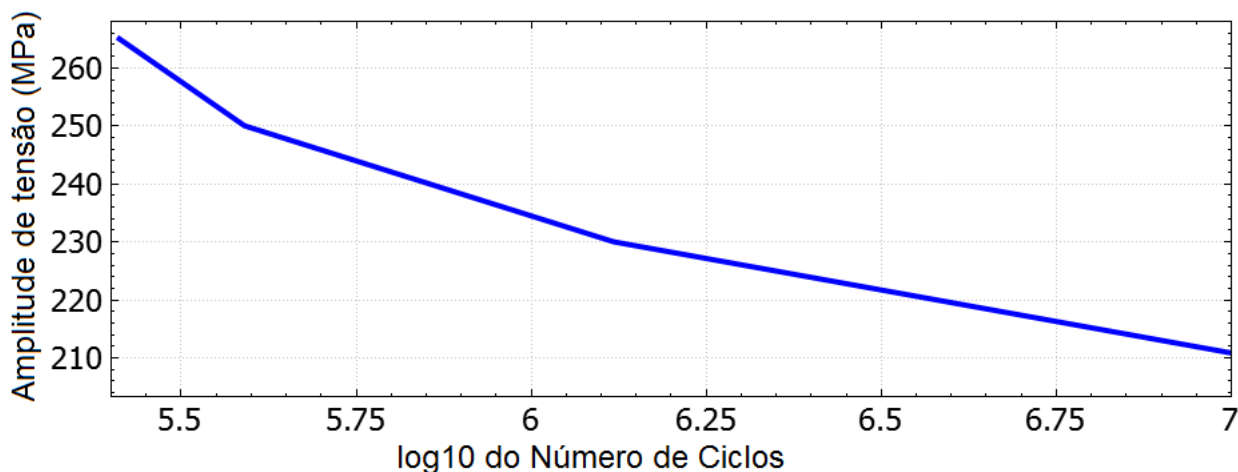
Fonte: autor

A câmara de freio é parafusada com um torque de 180 N.m, no suporte do freio e a carga do parafuso causa pequenas tensões de compressão que não são consideradas no presente estudo de fadiga. O material da tampa alta é uma liga de aço denominada LN RAND 250, caracterizada pelas propriedades mecânicas mostradas na Tabela 3-1.

A curva alternada de fadiga à flexão foi obtida por meio de ensaios experimentais, com carregamento senoidal com razão (R) igual a -1, de juntas soldadas no CP&D da Usiminas utilizando aço LN RAND 250 de espessura 3,35 mm, que apresentou limite de fadiga de 110 MPa para $1e7$ ciclos para a junta soldada do material

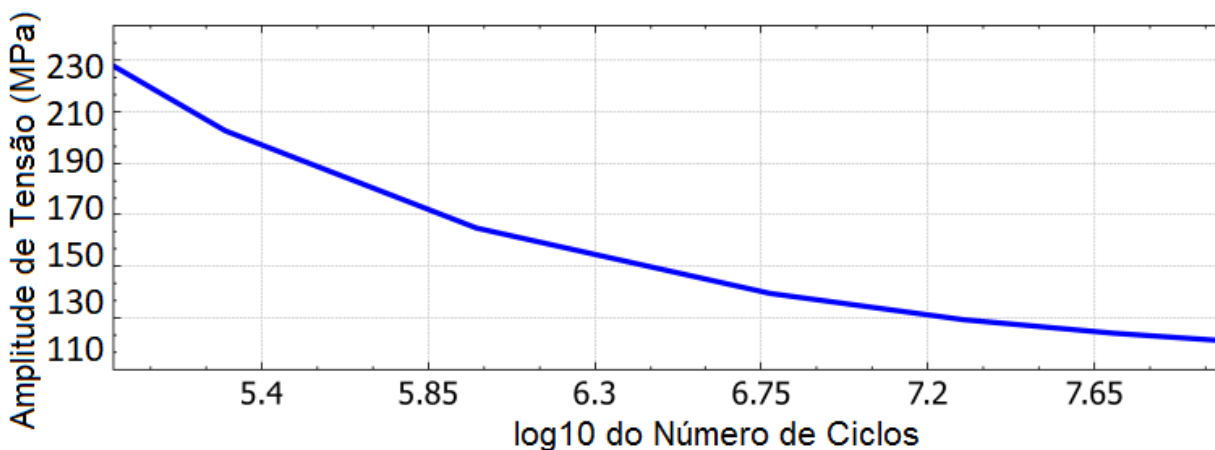
e 210 MPa para o material não soldado. A curva de fadiga do LN RAND 250 é mostrada abaixo na Figura 5-3 e a curva de fadiga de junta soldada LN RAND 250 é mostrada na Figura 5-4.

Figura 5-3 - Curva de fadiga do material aço LN RAND 250 avaliada de acordo com o procedimento da Usiminas PILCMPR0008



Fonte: autor

Figura 5-4 - Curva de fadiga da junta soldada do material aço LN RAND 250 avaliada de acordo com o procedimento da Usiminas PAMG014320

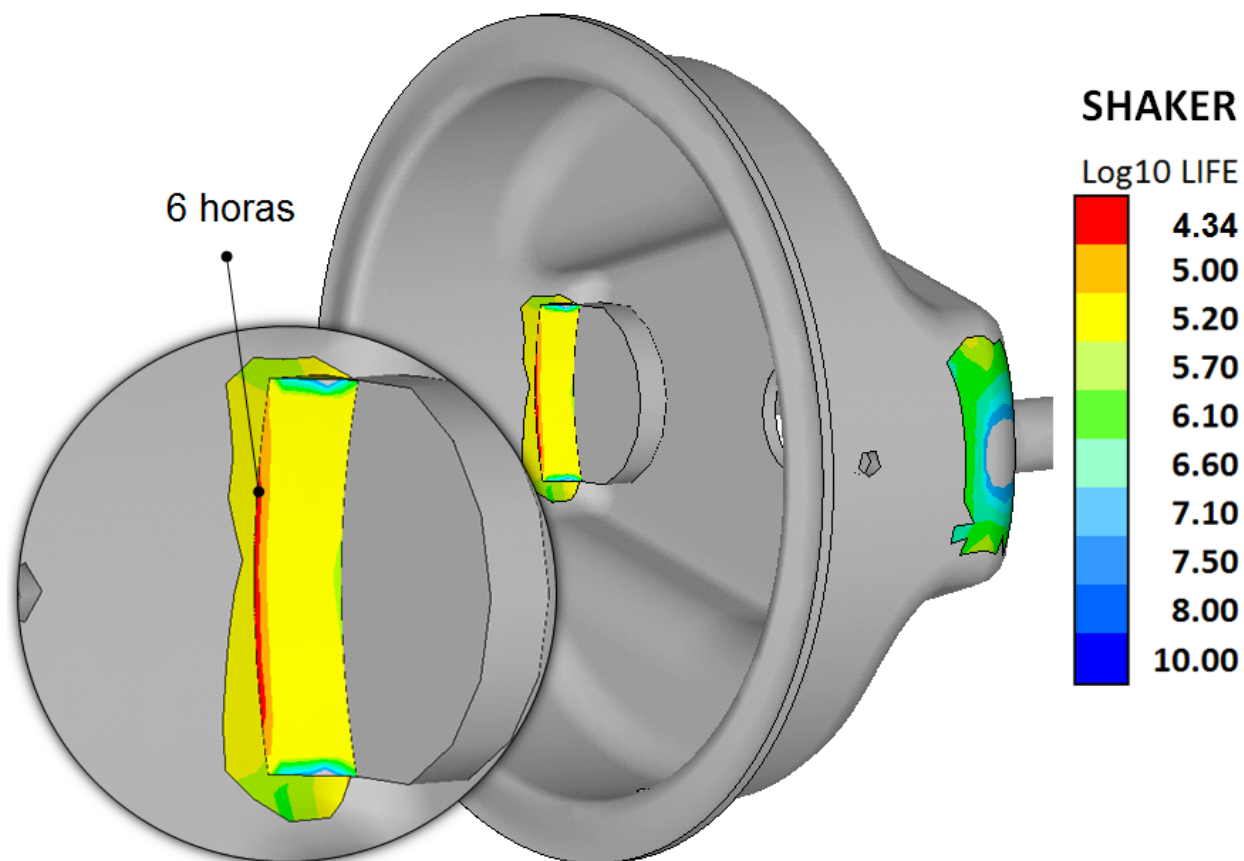


Fonte: autor

A simulação numérica com o sinal do teste de bancada de *shaker* resultou na vida de fadiga (exibida em log10 de vida) mostrada na Figura 5-5. O critério de Von Mises foi a abordagem escolhida neste estudo. O local de falha previsto coincidiu com o local de falha encontrado no laboratório. Para maior clareza, a Figura 5-6 mostra a fissura

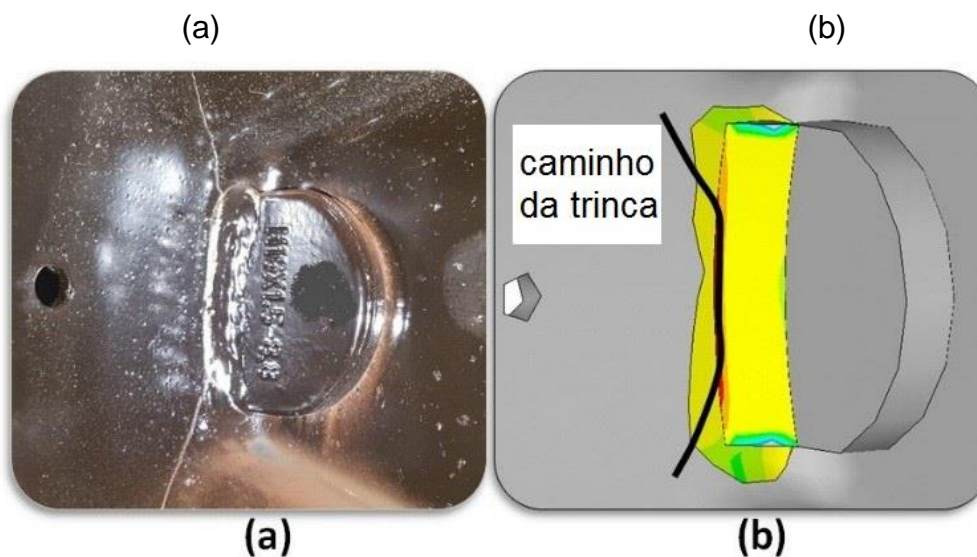
encontrada no laboratório (a) e os resultados da análise de fadiga com o caminho da trinca sobreposta (b). A vida prevista numericamente é de $(10^{4,34}) / 3600 = 6$ horas, ou 1,43 vezes maior do que o teste experimental em shaker que durou aproximadamente 4,18 horas até ocorrer a primeira fissura no material.

Figura 5-5 - Resultados da vida em fadiga numérica usando o mesmo sinal do shaker



Fonte: autor

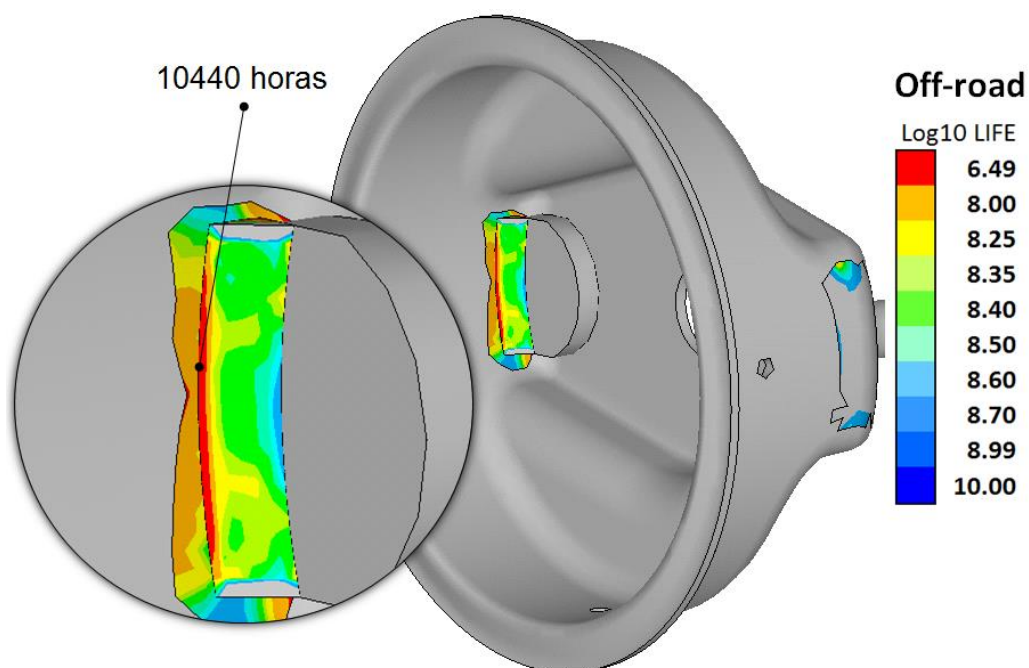
Figura 5-6 - Resultados do laboratório (a) e da simulação numérica de fadiga (b)



Fonte: autor

A Figura 5-7 mostra os resultados de fadiga correspondentes ao teste de campo de um caminhão carregado de 13 toneladas em pista *off-road* do Brasil. Como esperado, as condições de campo são menos prejudiciais do que as condições laboratoriais, que são intencionalmente concebidas para acelerar os testes de fadiga. A vida em fadiga prevista é de 10.440 horas e o local de falha é o mesmo que o local previsto na simulação do teste do *shaker*.

Figura 5-7 - Vida de fadiga numérica com um sinal do campo



Fonte: autor

As 10.440 horas previstas podem ser traduzidas em aproximadamente 5 anos se o caminhão for conduzido 8 horas por dia, durante 22 dias por mês. Este número (10.440 horas), no entanto, não conta para eventos não vibracionais que também contribuem para danos como buracos, obstáculos estrada, sobrecargas e condições de condução abusiva. 5 anos de vida é totalmente coerente, já que uma câmara de freio possui garantia de 1 ano quando comercializada para montadoras.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 Conclusões

O presente trabalho apresentou todas as etapas do processo de avaliação da fadiga no domínio da frequência, utilizando o método dos elementos finitos para a simulação dinâmica estrutural e o método de Tovo e Benasciutti como abordagem da fadiga por vibração aleatória. O estudo ofereceu muitos desafios:

1. A caracterização do carregamento - pois não é trivial escolher o conjunto de cargas que melhor representa todas as condições encontradas na vida útil do veículo.

2. Os testes de laboratório - já que não está totalmente claro como os resultados do *shaker* podem ser traduzidos em durabilidade no campo (as cargas são muito mais complexas do que as varreduras senoidais). Como trabalho futuro, já está sendo desenvolvendo um novo PSD que aborda mais faixas de teste.

3. As tensões residuais não são constantes (foi adotado um valor constante) e a avaliação de sua distribuição na componente requer simulações adicionais que não estavam disponíveis.

4. O modelo que utilizou a curva de fadiga da junta soldada do material LN RAND 250, apresentou boa correlação (diferença de 43%) em relação à vida experimental coletada em *shaker*.

O Método de Tovo e Benasciutti é uma abordagem de domínio de frequência muito coerente que veio para preencher algumas das lacunas presentes na abordagem de Dirlik (Dirlik é empírico e não aborda tensões médias ou tensões residuais). Embora Goodman tenha sido o método de correção de tensão média usado neste estudo, não há limitação teórica para a adoção de métodos mais sofisticados (e menos conservadores), por exemplo, SWT (Smith Watson Topper).

Percebe-se que mesmo com inúmeras dificuldades técnicas, devido à complexidade da modelagem, pois o modelo possui inúmeros materiais, não linearidades, representação dinâmica complexa, variações do processo de soldagem e manufatura, o método é robusto devido a uma diferença de 43% em relação ao modelo

físico usando fadiga no domínio da frequência em uma montagem com este nível de complexidade é totalmente aceitável, pois os métodos de fadiga são exponenciais.

6.2 Propostas de continuidade

Com o objetivo de contribuir para futuros estudos nesta linha de pesquisa é importante registrar algumas propostas de continuidade para este estudo:

1. Desenvolver um modelo numérico para obtenção das tensões residuais devido ao processo de estampagem da tampa alta, seguido de solda na mesma, pois os 2 processos alteram a tensão residual nesse componente.
2. Usar o método de Master curves, com o objetivo de calibrar mais os resultados nas regiões de cordão de solda, ZTA e pé da solda, além de ter um método estatístico de confiabilidade envolvido no cálculo da vida em fadiga.
3. Testar o procedimento numérico de fadiga para outros perfis de PSD, avaliando o erro numérico experimental para novos perfis de pista/PSDs.
4. Comparar o método de fadiga no domínio da frequência com o domínio do tempo com o objetivo de avaliar qual deles tem o menor erro em vida e qual deles correlaciona melhor o local da falha.

REFERÊNCIAS

ALBUQUERQUE, M. C. S. **Comportamento à Fadiga de Juntas Soldadas de Tubulações Marítimas Tratadas pela Técnica TIG Dressing**. 2004. 190 f. Tese (Doutorado em Engenharia de Processos). Universidade Federal de Campina Grande.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos. A base da tecnologia CAE – Análise Dinâmica**, 2ª edição, São Paulo: Érica, 2013.

ASKELAND D. R.; Phulé P. P. **Ciência e Engenharia dos Materiais**. Cengage Learning. Pag. 150-240, 2008.

BENASCIUTTI, D. **Fatigue Analysis of Random Loadings**, PhD Thesis, University of Ferrara, 2004.

BENASCIUTTI, D., Tovo, R., **Frequency-based analysis of random fatigue loads: Models, hypotheses, reality**, Mat.-wiss. u. Werkstofftech. 2018;49(3):345.

BENASCIUTTI, D., Sherratt, F., Cristofori, A., **Recent developments in frequency domain multi-axial fatigue analysis**, Int. J. Fatigue 2016;91(2):397.

BENASCIUTTI, D., **Some analytical expressions to measure the accuracy of the "equivalent von Mises stress" in vibration multiaxial fatigue**, J. Sound Vib. 2014;333(18):4326–4340.

BENDAT, J. S. e PIERSOL, A. G. **Random Data: Analysis and Measurement Procedures**, John Wiley & Sons, New York, 1971.

BERHANU, G. **Vibration Durability Testing and Design Validation Based on Narrow Frequency Band**, 2011.

BROWN M., MILLER, K.J. **A Theory of fatigue Under Multiaxial Strain Conditions**, Proc. Inst. Mech. Eng. 187, pp745-755, 1973.

BOSCO JUNIOR, R. **Análise Numérico-experimental de Componentes Sujeitos à Fadiga por Solicitações Aleatórias – Avaliação de Modelos**. Dissertação, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

CARPINTERI, A., SPAGNOLI, A., VANTADORI, S., BAGNI, C. **Structural integrity assessment of metallic components under multiaxial fatigue: the C–S criterion and its evolution**. Fatigue Fract. Engng Mater. Struct. 36, 870–883, 2013.

CAMELO, S. **Estimativa da Vida em Fadiga por Diferentes Métodos Espectrais**. Dissertação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

CASTRO, J.T.P, MEGGIOLARO, M.A. **Fatigue Design Techniques – Under Real Service Loads**, PUC-Rio, 2016.

CESÁRIO, A. A. **Estimativa da Vida em Fadiga de Componentes de Implementos Rodoviários Através de Métodos Espectrais**. Dissertação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

CESNIK M, Slavic´ J, Boltez´ar M. **Development of a fatigue test machine for high frequency applications**. J. Sound Vib. 2012;331(24):5370.

DANG VAN, K., PAPADOPOULOS, I. V. **High-Cycle Metal Fatigue – From Theory to Applications**, Springer, 1999.

DAY, Andrew. **Braking of Road Vehicles**. Waltham: Butterworth-Heinemann, 2014.

DRAPER, J., **Modern Metal Fatigue Analysis**, EMAS Publishing, 2008.

Ghielmetti C, Ghelichi R, Guagliano M, Ripamonti F, Vezzù S. **Development of a fatigue test machine for high frequency applications**. Procedia Eng. 2011;10:2892.

GOUGH, H.J. **The Fatigue of Metals**, Scott, Greenwood & son, 1924.

FIDLER, T.C. **A Practical Treatise on Bridge Construction**, Charles Griffin and Company Ltd, 1893.

FINDLEY, W. N. **A theory for the effect of mean stress on fatigue of metal under combined torsion and axial load or bending**. Journal of Engineering for Industry, 301-306, 1959.

MASTER SISTEMAS AUTOMOTIVOS LTDA. Banco de Imagens e Acervo de Testes. Caxias do Sul, 2017.

H.O. Fuchs, R.I. Stephens. **Metal Fatigue in Engineering**, John Wiley & Sons, New York, 1980.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**, 7ª edição, São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

JIA, J. **Essentials of Applied Dynamic Analysis**, Springer, 2014.

KINGSTON E.J. et al. (2006) **Novel Applications of the Deep-Hole Drilling Technique for Measuring Through-Thickness Residual Stress Distributions**. Journal of ASTM International, April 2006, Vol. 3, No. 4

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, Inc, 2011. Third Edition.

LUTES, L.D., SARKANI S. **Stochastic Analysis of Structural and Mechanical Vibrations**, Prentice Hall, 1997.

MACHA, E., NIESLONY, A. **Critical plane fatigue life models of materials and structures under multiaxial stationary random loading: The state-of-the-art in Opole Research Centre CESTI and directions of future activities**, Elsevier, 2011.

MARQUES, J. M. E. **Uma comparação entre metodologias para cálculo da vida em fadiga no domínio do tempo e da frequência com aplicação na simulação dinâmica de implementos rodoviários**. Dissertação, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

MRSNIK, M et al. **Frequency-Domain Methods for a Vibration Fatigue Life Estimation – Application to Real Data**, IJF, vol.47, pp.8-17, 2013.

DRAPER, J. **Manual de referência: teoria de fadiga do software fe-safe**, 2016.

DRAPER, J. **Moder Metal Fatigue Analysis**, Warrinton, UK: EMAS Publishing, 2008.

NELSON, D. V. **Effects of Residual Stress on Fatigue Crack Propagation, Residual Stress Effects in Fatigue**. ASTM STP 776, American Society for Testing and Materials, pag. 172-194, 1982.

NEWLAND, D. E. **An Introduction to Random Vibrations, Spectral and Wavelet Analysis**, 3 ed., John Wiley & Sons, New York, 1993.

NIESLONY, A. **Crack Initiation in Cruciform Specimens with Holes under biaxial random tension-compression**, 18th European Conference on Fracture, Fracture of Materials and Structures from Micro to Macro Scale”, 2010 Dresden, Germany, DVM, pp.76, CD 8 ps.

NGUYEN N., Bacher-Höchst M., Sonsino CM. **A frequency domain approach for estimating multiaxial random fatigue life.** Mat.-wiss. u. Werkstofftech.432 2011;42(10):904.

RASSINI-NHK, **Relatório de Ensaio: Levantamento das tensões residuais de uma tampa alta de uma câmara de freio,** 2017.

USIMINAS. **Relatório de Ensaio: Levantamento da curva de fadiga por flexão alternada de aço da qualidade USIRAND250,** 2015.

PAMG014320. **Ensaio de Fadiga. Laboratório de Comportamento Mecânico – Conformação Mecânica – Centro de Tecnologia Usiminas.** Ipatinga, 2018.

PILCMPR0008 – **Ensaio de Fadiga. Laboratório de Comportamento Mecânico – Conformação Mecânica – Centro de Tecnologia Usiminas.** Ipatinga, 2013.

RIGAKU (2007). **X-Ray Stress analyzers MSF-3M, PSF-3M.** Rigaku Corporation

ROGNON, H. **Comportement en fatigue sous environnement vibratoire: prise en compte de la plasticité au sein des méthodes spectrales,** Ecole Centrale Paris, 2013.

SHACKELFORD, J. F. S. **Ciência dos Materiais 6ª edição.** Editora Pearson Prentice Hall. Pag. 515 a 532, 2008.

TAYLOR, D. **The Theory of Critical Distances: A New Perspective in Fracture Mechanics.** Elsevier, Oxford, UK, 2007.

TEIXEIRA, G.M, et al, “Dang-Van, **Prismatic Hull and Findley Approaches for High Cycle Fatigue Assessment of Powertrain Components**”, NAFEMS, San Diego, CA, June, 2015.

TEIXEIRA, G.M et al., **A Study comparing time domain and frequency domain approaches for automotive applications**, SAE Technical Paper 2014-01-0923, Detroit, April 2014.

TEIXEIRA, G.; ROBERTS, M.; NASCIMENTO, V.; NOVELLO, D.; CLARKE, T. G. R. **Efficient frequency domain fatigue approaches for automotive components**, International Fatigue Conference, Cambridge, UK, 2017.

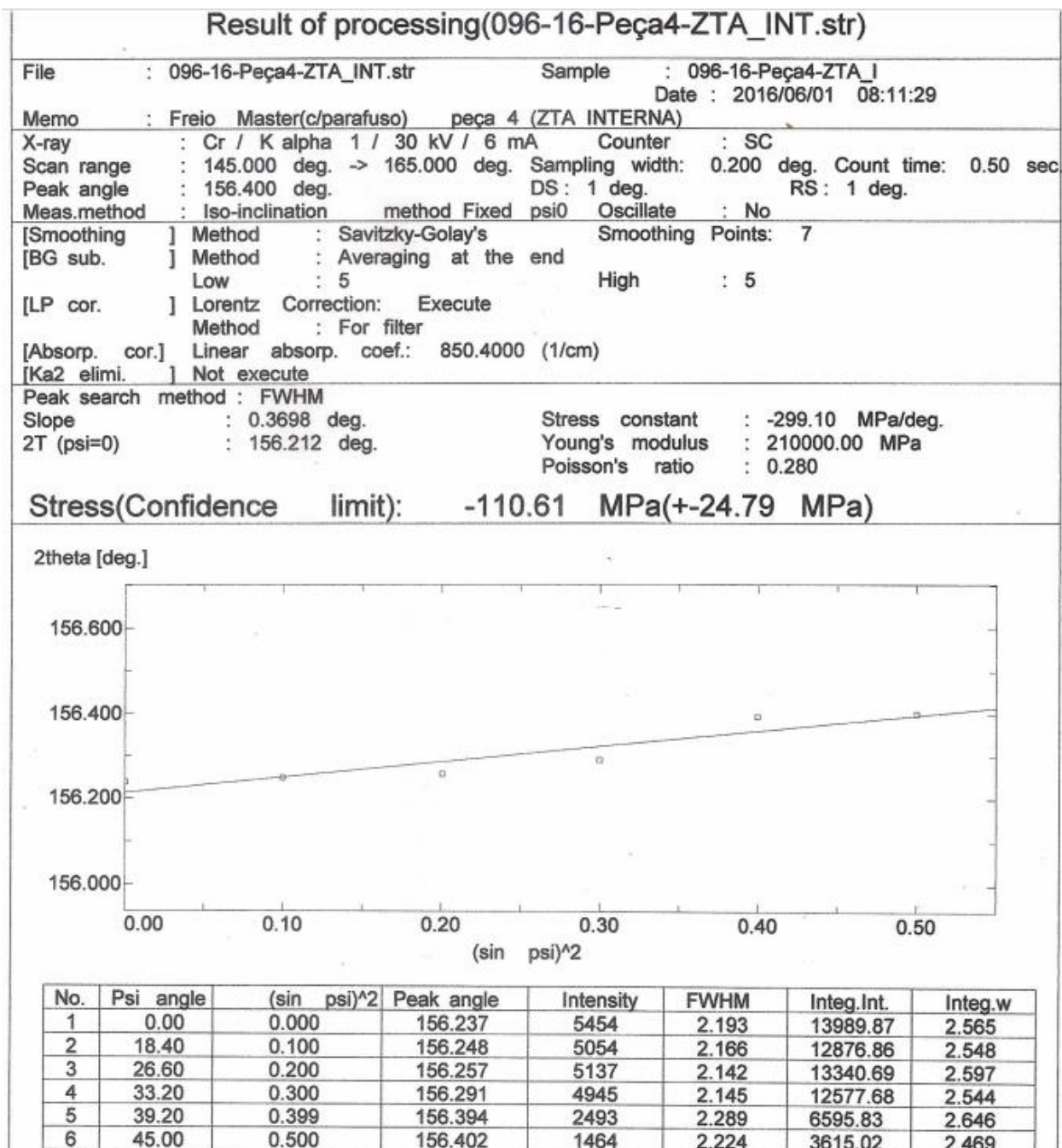
TEIXEIRA, G., **Fatigue of Metals: Failure and Success**. Sheffield, UK, 2017.

WATSON, P., Hill, S., **Fatigue Life Assessment of Ground Vehicle Components: Design of Fatigue and Fracture Resistant Structures**. ASTM STP 761, 1982, pp. 5-27 Abelkis P.R. and Hudson C.M., Eds.

Y.L. LEE, M.E. BARKEY, H.T. KANG. **Metal Fatigue Analysis Handbook – Practical Problem Solving Techniques for Computer Aided Engineering**, Elsevier, 2011.

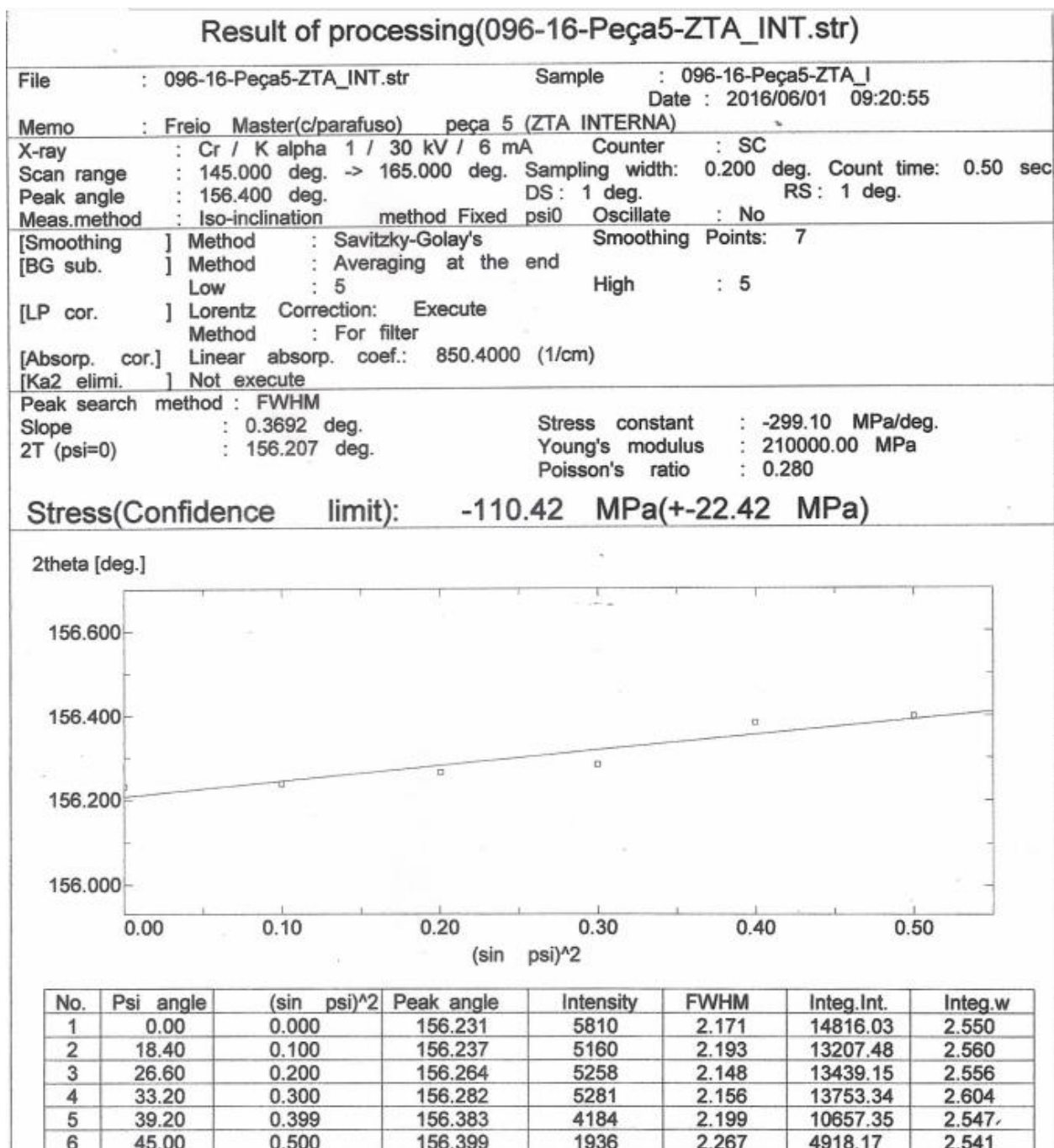
AXEXOS

Figura 0-1 - Relatório da medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa – amostra 1.



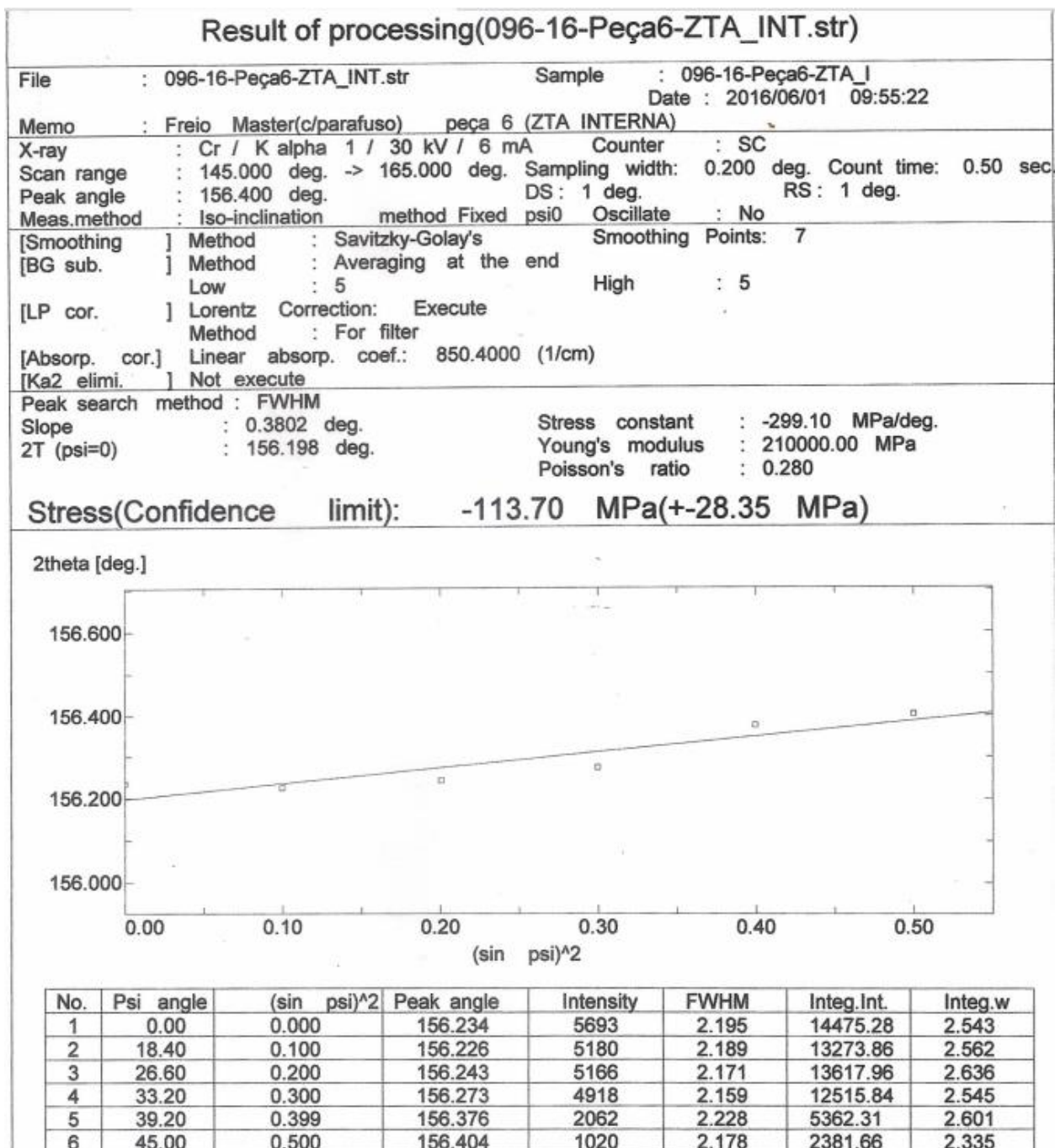
Fonte: o autor

Figura 0-2 - Relatório da medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa – amostra 2.



Fonte: o autor

Figura 0-3 - Relatório da medição experimental das tensões residuais do componente tampa alta na região interna da ZTA da solda do parafuso com a tampa – amostra 3.



Fonte: o autor