

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM PROJETO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO

Área de concentração: Projeto e Processos de Fabricação

Dissertação de Mestrado

PROCEDIMENTO NUMÉRICO EXPERIMENTAL PARA
PROJETO ESTRUTURAL DE BARRAS DE
PULVERIZAÇÃO

Álex Sander Cappellari

Passo Fundo

2019



Álex Sander Cappellari

**PROCEDIMENTO NUMÉRICO EXPERIMENTAL PARA PROJETO
ESTRUTURAL DE BARRAS DE PULVERIZAÇÃO**

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Prates Mezzomo

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo

2019

CIP – Catalogação na Publicação

C247p Cappellari, Álex Sander
Procedimento numérico experimental para projeto estrutural
de barras de pulverização [recurso eletrônico] / Álex Sander
Cappellari. – 2020.
3.5 MB ; PDF.

Orientador: Prof. Dr. Gustavo Prates Mezzomo.
Dissertação (Mestrado em Projeto e Processos de
Fabricação) – Universidade de Passo Fundo, 2020.

1. Processos de fabricação. 2. Pulverização. 3. Método dos
elementos finitos. 4. Equipamento agrícola – Desenvolvimento.
I. Mezzomo, Gustavo Prates, orientador. II. Título.

CDU: 631.3

Catálogo: Bibliotecária Juliana Langaro Silveira - CRB 10/2427

Álex Sander Cappellari

**PROCEDIMENTO NUMÉRICO EXPERIMENTAL PARA PROJETO
ESTRUTURAL DE BARRAS DE PULVERIZAÇÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Data de aprovação: 01 de Novembro de 2019.

Os componentes da Banca examinadora abaixo aprovaram a Dissertação:

Professor Doutor Gustavo Prates Mezzomo- Orientador
Universidade de Passo Fundo - PPGPPF

Professor Doutor Agenor Dias de Meira Junior
Universidade de Passo Fundo - PPGPPF

Professor Doutor Fábio Goedel
Universidade de Passo Fundo - PPGPPF

Professor Doutor Ignácio Iturrioz
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - PROMEC

Dedico este trabalho à minha família.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Gustavo Prates Mezzomo, que, como orientador e amigo, durante os anos de trabalho conjunto foi uma excelente referência, destaca-se sua paciência e apoio técnico contínuo. Sua participação foi primordial no desenvolvimento da dissertação.

À empresa Stara S/A Indústria de Implementos Agrícolas, pela disponibilização de recursos e incentivos, indispensáveis na realização deste trabalho.

Aos professores e funcionários da UPF, em especial da divisão FEAR e PPGPPF que de alguma forma contribuíram direta ou indiretamente no desenvolvimento do trabalho.

Aos membros da banca examinadora, pelas valiosas contribuições que asseguraram e aprimoraram a qualidade da dissertação.

À minha Família, por todo o apoio, carinho e compreensão dedicados. Bem como aos “puxões de orelha” que mantinham o foco no estudo, essa ajuda foi extremamente fundamental.

Por tudo, deixo meus sinceros agradecimentos.

*“O importante é não parar de questionar.
A curiosidade tem sua própria razão de
existir.”*

Albert Einstein.

RESUMO

Pulverizadores são equipamentos capazes de dissipar líquidos em pequenos fragmentos de modo a atomizar e distribuir gotas de defensivos sobre as cultivares. As barras de pulverização são estruturas esbeltas, normalmente treliças em balanço na posição horizontal, com uma das extremidades fixadas no pulverizador e a outra livre. A função da barra é portar o bico de pulverização, posicionando-o com estabilidade em uma determinada faixa de trabalho. Logo, a capacidade produtiva do pulverizador é diretamente relacionada à largura das barras que determina o alcance dos defensivos, e motiva o desenvolvimento de barras maiores. O presente trabalho propõe um procedimento para desenvolvimento de estruturas para barras de pulverização, aplicado em um estudo de caso, com o propósito de desenvolver um conceito estrutural de alta eficiência, considerando os carregamentos dinâmicos observados em campo e, conseqüentemente, a suscetibilidade à falha por fadiga. Inicialmente, definem-se dados de entrada, objetivos e requisitos para desenvolvimento do procedimento, como o tamanho da barra a ser desenvolvida e conceitos a serem comparados. Para avaliação estrutural, foram medidas as excitações de base impostas à estrutura, que determinam as condições de trabalho a serem atendidas, e o amortecimento estrutural. Posteriormente, foram constituídos modelos numéricos com representação global, a fim de determinar qual o melhor conceito de estrutura de barra para as condições de contorno. Também são realizadas análises transientes para determinação da resposta dinâmica da estrutural e fornecer histórico de tensões para previsão da vida em fadiga, tendo como referência de resistência as curvas SN das uniões definidas de forma experimental. Desta forma, é proposto o procedimento de desenvolvimento de estruturas de barras com ênfase na eficiência estrutural.

Palavras-chave: Barras de Pulverização, Elementos Finitos, Análise Transiente, Análise Harmônica, Fadiga de Juntas Soldadas.

ABSTRACT

Sprayers are equipment designed to dissipate liquids into small fragments to atomize and distribute drops of pesticides on cultivars. Sprayer booms are slender structures, which usually resemble triangular lattices, with the largest dimension horizontally and perpendicular to the direction of travel of the machine, fixed in the central region with free ends. The function of the boom is to carry the spray nozzle, positioning it with stability in a certain working range. Thus, the productive capacity of the sprayer is directly related to the width of the bars that determines the reach of the pesticides, which motivates the development of larger bars. The present work aims to determine a structure development procedure for spray booms, with numerical and experimental approach with consideration of dynamic effects and fatigue phenomena, with the purpose of developing high efficiency structures. Initially, input data, objectives and requirements for procedure development are defined, such as the size of the bar to be developed and concepts to be compared. For structural evaluation of the chosen concept, base excitations imposed on the structure and the structural damping ratio were experimentally measured. Transient finite element analyses were performed to determine the dynamic response and to provide the stress history, making it possible to predict the fatigue life of the welded joints of the sprayer boom, using SN curves experimentally determined for each type of analyzed joint.

Keywords: Sprayer booms, Finite Element Method, Transient Analysis, Harmonic Analysis, Fatigue of Welded Joints.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Características qualitativas para barras de pulverização.....	21
Figura 2 – Modelos comerciais de pulverizadores de barras: (a) Imperador 3.0, 30m de barras; (b) Gladiador 2300, 27m de barras; (c) Condor AM 18, 18m de barras;	26
Figura 3 – Movimentos barras de pulverização.	27
Figura 4 – Efeito do movimento de rolagem de um pulverizador de barra.....	29
Figura 5 – Perfil de pista representativo dos sulcos de plantio	30
Figura 6 – Resultados de deslocamentos na barra de pulverização.....	31
Figura 7 – Perfil de pista Norma ISSO 5008.....	31
Figura 8 – Gráfico de resposta simulação com perfil de pista da ISO 5008	32
Figura 9 – Comparativo de deslocamento simulado x medido.	33
Figura 10 – Modelo de dinâmica rígida para simulação de estabilidade de barras.	33
Figura 11 – Estrutura da Lança de pulverização utilizada nos experimentos.	34
Figura 12 – Estrutura da barra utilizada nos experimentos instrumentada para aquisição de dados de carregamento.	35
Figura 13 – Falha por fadiga em união soldada no experimento realizado por Koc 2015	36
Figura 14 – Pulverizador de barras autopropelido com destaque do componente avaliado por Giordani.....	37
Figura 15 – Objeto de estudo de Giordani e falhas por fadiga evidenciadas: (a) Componente de estudo com indicação das regiões de solda; (b)Falha ocorrida no tubo retangular; (c)Falha ocorrida no tubo redondo;	37
Figura 16 – Modelos do objeto de estudo de Giordani: (a) CAD; (b) CAE;.....	39
Figura 17 – Exemplo de superfície de falha por fadiga.....	41
Figura 18 – Comparativo entre período até surgimento da trinca e período de propagação da trinca.	41
Figura 19 – Curva de Wohler para aços.	43
Figura 20 – Recomendação de modelamento de solda DNV.....	45
Figura 21 – Recomendação de modelamento de solda DNV para casos especiais.....	45
Figura 22 – Relação entre direção de solda e direção das tensões principais.	46
Figura 23 – Obtenção da tensão estrutural <i>hot spot</i>	46
Figura 24 – Esboço de modelamento de união soldada por superfície média.....	47
Figura 25 – Diferentes formas de Modelamento de uniões soldadas com elementos de casca.	48
Figura 26 – Definição de um ciclo de carregamento pelo método Rainflow	50
Figura 27 – Sistema mola-massa-amortecedor.....	51
Figura 28 – Sistema idealizado de 1 grau de liberdade viscosamente amortecido com excitação harmônica.	52
Figura 29 – Influência do fator de amortecimento no comportamento dinâmico (a) Gráfico de amplificação dinâmica; (b) Gráfico do ângulo de fase entre resposta e excitação;.....	52
Figura 30 – Fluxograma para desenvolvimento de estruturas de barras de pulverização.	61
Figura 31 – Fluxograma de estratégia de dimensionamento.	64
Figura 32 – Esquema de largura útil das barras do pulverizador.	68
Figura 33 – Dimensões característica barra lateral para formar um conjunto de barras.	69
Figura 34 – Seções transversais das barras a serem avaliadas globalmente. (a) Seção retangular, (b) Seção triangular para cima, (c) Seção triangular para baixo.	69
Figura 35 – Conceitos a serem avaliadas globalmente. (a) Seção retangular, (b) Seção triangular para cima, (c) Seção triangular para baixo.....	70

Figura 36 – Posição do acelerômetro para aquisição do sinal de excitação da barra.	71
Figura 37 – Posição do acelerômetro para aquisição do amortecimento estrutural.	71
Figura 38 – Sequências de análises configuradas no Software Ansys Workbench.	72
Figura 39 – Massa distribuída representado carregamento da linha de pulverização.	73
Figura 40 – Pontos de massa representativo das articulações não modeladas.	73
Figura 41 – Malha de discretização do modelo global da barra.	74
Figura 42 – Condição peso próprio.	74
Figura 43 – Modelo de avaliação harmônica (a) Vertical; (b) Horizontal.	75
Figura 44 – Modelo numérico para análise transiente.	76
Figura 45 – Aceleração de excitação análise transiente.	77
Figura 46 – Modelo numérico detahado para análise transiente.	77
Figura 47– Geometria das uniões soldadas mais solicitadas no modelo numérico detalhado.	78
Figura 48 – Pontos de controle de tensão do modelo detalhado, para o cálculo da viga em fadiga.	79
Figura 49 – Controle de tensão normal a solda na análise transiente.	79
Figura 50 – Análise estática de um modelo auxiliar para o Fatigue Tool: cubo de 1mm com tensão unitária.	80
Figura 51 – Bloco de carregamento de 10 mil ciclos senoidais, com amplitude de 292,8 Mpa e média 0.	81
Figura 52 – Rainflow do bloco de carregamento de 10 mil ciclos senoidais aplicados na geometria auxiliar.	81
Figura 53 – Vida prevista para o exemplo de histórico de carregamento imposto na geometria auxiliar.	81
Figura 54 – Corpos de prova soldados para ensaio de tração.	84
Figura 55 – Fratura do corpo de prova do ensaio de tração com solda.	85
Figura 56 – Tensões de Von Mises para um instante do carregamento de campo (pico de tensão).	86
Figura 57 – Tensão máxima principal para um instante do carregamento de campo (pico de tensão).	86
Figura 58 – Vetores de tensões principais globais no modelo global detalhado (análise transiente com carregamento real).	87
Figura 59 – Detalhes dos vetores de tensões principais nas regiões de solda.	87
Figura 60 – Comportamento tensão máxima principal perfil superior.	88
Figura 61 – Proposta esquemática dos ensaios de fadiga das juntas soldadas.	88
Figura 62 – Projeto dos corpos de prova para ensaios de fadiga das juntas soldadas: solda em ponta e solda bujão.	89
Figura 63 – Montagem corpo de prova.	90
Figura 64 – Modelos em casca para correlação da tensão HS x N ciclos. (a) Solda bujão. (b) Solda em ponta.	91
Figura 65 – Pontos de controle para obtenção da tensão estrutural hot spot nos modelos de casca.	91
Figura 66 – Malha utilizada para cálculo das tensões de <i>Hot Spot</i>	92
Figura 67 – Vetores de tensões principais nos modelos locais dos corpos de prova dos ensaios de fadiga. (a) Solda bujão. (b) Solda em ponta. (c) União da barra de pulverização.	93
Figura 68 – Processo de soldagem dos corpos de prova.	94
Figura 69 – Uniões soldadas ensaiadas. (a) Solda em ponta. (b) Solda bujão.	94
Figura 70 – Corpos de prova montados.	94
Figura 71 – Realização dos ensaios de Fadiga.	95
Figura 72 – Macrografia das seções soldadas dos corpos de prova para ensaios de fadiga.	96
Figura 73 – Perfil de microdureza. (a) Solda em ponta. (b) Solda bujão.	97

Figura 74 – Tensão máxima principal para o modeo de solda bujão com carregamento de 40 kN.	98
Figura 75 – Tensão máxima principal para o modeo de solda bujão com carregamento de 40 kN, com detalhe para tensão máxima.	99
Figura 76 – Tensão máxima principal para o modeo de solda em ponta com carregamento de 40 kN, com detalhe para tensão máxima.	100
Figura 77 – Vida em fadiga das uniões soldadas ensaiadas em função da carga aplicada na máquina de ensaios.	102
Figura 78 – Curvas S-N das juntas soldadas ensaiadas.	102
Figura 79 – Uniões soldadas fraturadas por fadiga (a) Solda em ponta; (b) Solda Bujão.	103
Figura 80 – Gráfico de acelerações de excitação da estrutura.	103
Figura 81 – FFT das acelerações de excitação da estrutura.	104
Figura 82 – Medição de aceleração para definição dos valores de amortecimento.	104
Figura 83 – Resultados de deslocamentos e tensões de Von Mises devidos ao peso próprio da barra de seção retangular.	105
Figura 84 – Resultados de Deslocamentos e tensões de Von Mises peso próprio barra Triângulo para cima.	106
Figura 85 – Resultados de Deslocamentos e tensões de Von Mises peso próprio barra Triângulo para baixo.	106
Figura 86 – Primeiro modo de vibração da barra de pulverização. (a) Seção retangular. (b) Seção triângulo para baixo. (c) Seção triângulo para cima.	108
Figura 87 – Segundo modo de vibração da barra de pulverização. (a) Seção retangular. (b) Seção triângulo para baixo. (c) Seção triângulo para cima.	109
Figura 88 – Terceiro modo de vibração da barra de pulverização. (a) Seção retangular. (b) Seção triângulo para baixo. (c) Seção triângulo para cima.	110
Figura 89 – Massa efetiva para cada modo de vibração no eixo Y.	111
Figura 90 – Massa efetiva no eixo Z.	111
Figura 91 – Regiões de controle de tensões na análise harmônica do melhor conceito estrutural.	112
Figura 92 – Regiões de controle de deslocamentos análise global.	113
Figura 93 – Resultados de deslocamentos verticais (Y) na análise harmônica com excitação vertical (em Y).	113
Figura 94 – Resultados de tensões normais (em X) na análise harmônica com excitação vertical (em Y).	114
Figura 95 – Resultados de deslocamentos horizontais (em Z) na análise harmônica com excitação horizontal (em Z).	114
Figura 96 – Resultados de tensões normais (em X local) na análise harmônica com excitação horizontal (em Z).	115
Figura 97 – Deslocamentos na análise harmônica para a seção triângulo para cima. (a) Deslocamento vertical em Y com excitação vertical. (b) Deslocamento horizontal em Z com excitação horizontal.	116
Figura 98 – Tensão máxima principal na análise harmônica com excitação vertical em Y para a seção triângulo para cima.	116
Figura 99 – Tensão máxima principal na análise harmônica com excitação horizontal em Z para a seção triângulo para cima.	117
Figura 100 – Tensões máximas principais maiores do que 100 MPa na análise transiente do modelo simplificado.	118
Figura 101 – Deslocamento vertical (Y) análise transiente do modelo detalhado.	118
Figura 102 – Deslocamentos horizontais (em Z) na análise transiente do modelo detalhado.	119

Figura 103 – Tensão normal (em X local) em um ponto de controle para HS (<i>hot spot</i>) na análise transiente do modelo detalhado.	119
Figura 104 – Tensões estruturais <i>hot spot</i> nos pontos de controle na análise transiente do modelo detalhado.	120
Figura 105 – Tensões máximas principais da análise transiente no perfil inferior da barra. .	120
Figura 106 – Tensões de <i>hot spot</i> para o ponto HS_P3 das uniões soldadas.	121
Figura 107 – <i>Rainflow</i> das tensões de <i>hot spot</i> para o ponto HS_P3 das uniões soldadas.	122
Figura 108 – Correção do limite de resistência à fadiga de Goodman.	122
Figura 109 – Resultado do cálculo da vida em fadiga do ponto HS_P3 das uniões soldadas.	123
Figura 110 – Lavoura de arroz no estado do Rio Grande do Sul com taipas.	124
Figura 111 – Lavoura no estado de Mato Grosso, com solo regular.	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados estáticos obtidos por Koc em Análise estrutural de barras de pulverização.....	35
Tabela 2 – Resultados transientes obtidos por Koc em Análise estrutural de barras de pulverização.....	36
Tabela 3 – Recomendações de número de corpos de prova e replicação ASTM E739 – 10. ..	48
Tabela 4 – Resultados ensaios de tração do material base.	83
Tabela 5 – Resultados dos ensaios de tração do material com solda	84
Tabela 6 – Resultados ensaios de fadiga para solda bujão	101
Tabela 7 – Resultados ensaios de fadiga para solda em ponta	101
Tabela 8 – Resultados das análises estáticas de peso próprio.	106
Tabela 9 – Frequências naturais das estruturas.	107
Tabela 10 – Tensões de <i>hot spot</i> e vidas em fadiga estimadas para as uniões soldadas do modelo detalhado.....	123

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas técnicas
ARBL	Alta Resistência e Baixa Liga
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
DNV	<i>Det Norske Veritas</i>
ESSS	<i>Engineering Simulation and Scientific Software</i>
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
FKM	<i>(Forschungskuratorium Maschinenbau), Analytical Strength Assessment of</i>
.	<i>Components</i>
HS	<i>Hot Spot</i>
HS_Pn	<i>Hot Spot_ Ponto número</i>
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
ISO	International Organization for Standardization
MEF	Método dos Elementos Finitos
MFLE	Mecânica da Fratura Linear Elástica
PIB	Produto Interno Bruto
PPGPPF	Programa de Pós-Graduação em Projetos e Processos de Fabricação
PROMECA	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
S-N	<i>Stress amplitude and number of cycles</i>
UPF	Universidade de Passo Fundo
ϵ -N	<i>Strain amplitude and number of cycles</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Constante definida pelas condições de contorno
b	Constante definida pelas condições de contorno
c	Coefficiente de amortecimento
c_c	Amortecimento crítico
$M_{eff,i}$	Massa efetiva
δ	Decremento Logarítmico
F	Força
F_d	Força de amortecimento
F_0	Força Harmônica
S	Rigidez de tensão
$L_{APLICAÇÃO}$	Largura útil de aplicação da barra de pulverização
ϕ	Ângulo de fase do amortecimento
K	Coefficiente de rigidez
γ	Fator de participação modal
m	Massa
M	Massa
t	Tempo
ω	Frequência
ω_n	Frequência natural
x	Deslocamento
ζ	Fator de amortecimento
F	Força
k	Números de blocos de tensão
x	Deslocamento
N	Número de Ciclos
S'_e	Limite de resistência a fadiga teórico
S_e	Limite de resistência a fadiga corrigido pelos fatores de Marin
$S_{e_{goodman}}$	Limite de resistência a fadiga corrigido Teoria da tensão média de Goodman

S_{ut}	Resistência última a tração
S_f	Limite teórico de fadiga
k_a	Fator de superfície
k_b	Fator de tamanho
k_c	Fator de carregamento
k_d	Fator de temperatura
k_e	Fator de confiabilidade
k_f	Fator de efeitos diversos
D	Dano Acumulado de Fadiga
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima principal
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima principal
σ_m	Tensão média
σ_a	Tensão alternada
t	Espessura
σ_1	Tensão máxima principal
m	Inclinação inversa negativa da curva S-N
$\sigma_{10,4t}$	Tensão máxima principal localizada a distância de 0,4 espessura
$\sigma_{1,0t}$	Tensão máxima principal localizada a distância de 1 espessura
σ_{hs}	Tensão de <i>hot spot</i>
SCF	Fator de concentração de tensão
$\sigma_{nominal}$	Tensão nominal
n_i	Número de ciclos de tensão em referente bloco de tensão i
N_i	Número de ciclos para falha em um nível de tensão $\Delta\sigma_i$
η	Fator de uso
\bar{a}	Interceptação da curva S-N do projeto com o eixo N do registro
Φ	Vetores
B	Ângulo de decaimento da estrutura da barra de pulverização
Y	Altura da estrutura da barra de pulverização
X	Comprimento da estrutura da barra de pulverização
Z	Largura da estrutura da barra de pulverização

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	Justificativa.....	22
1.2	Objetivos.....	23
1.2.1	Objetivos Específicos	23
1.3	Conteúdo da dissertação	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1	Descrição Geral de Pulverizadores	25
2.1.1	Eficiência das barras de pulverização.....	27
2.2	Dimensionamento de barras de pulverizadores	30
2.3	Falha por fadiga	39
2.3.1	Fadiga em Uniões Soldadas.....	44
2.3.2	Regra de Palmgren-Miner.....	49
2.3.3	Método Rainflow para contagem de Ciclos.....	49
2.4	Fundamentos de vibrações mecânicas	50
2.5	Método dos elementos finitos em análises dinâmicas	53
2.5.1	Análise Modal.....	55
2.5.2	Análise Harmônica	56
2.5.3	Análise Transiente	57
2.6	Acelerômetros.....	58
2.7	Série de Fourier.....	59
3	METODOLOGIA.....	61
3.1	Descrição geral do modelo em estudo	67
3.1.1	Dados de entrada experimentais para os modelos numéricos	70
3.2	Avaliação global dos conceitos estruturais (modelo simplificado)	72
3.3	Avaliação transiente (modelo detalhado)	76
3.4	Avaliação da vida em fadiga das uniões soldadas	78
3.5	Procedimento experimental para avaliação das juntas soldadas.....	82
3.5.1	Ensaio mecânicos do material de fabricação	83
3.6	Ensaio de fadiga em uniões soldadas	85
3.6.1	Modelamento numérico das juntas soldadas (modelo local).....	85
3.6.2	Processo de fabricação dos corpos de prova.....	93

3.6.3	Execução dos ensaios de fadiga.....	95
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	96
4.1	Ensaio mecânico do material de solda.....	96
4.2	Determinação da curva S-N.....	98
4.2.1	Determinação das tensões de hot spot	98
4.2.2	Determinação das curvas S-N das juntas soldadas	100
4.3	Desenvolvimento da estrutura da barra de pulverização	103
4.3.1	Dados de entrada experimentais	103
4.3.2	Avaliação do melhor conceito estrutural	105
4.3.3	Análise transiente.....	117
4.3.4	Predição da vida em fadiga das uniões soldadas do modelo detalhado.....	121
5	CONCLUSÕES.....	126
5.1	Trabalhos futuros	128
6	REFERÊNCIAS.....	129
	APÊNDICE A – Resultados avaliações de fadiga.....	133
	APÊNDICE B – Avaliação influência rigidez da estrutura de fixação da barra.....	138
	APÊNDICE C – Avaliação de mais um conceito geométrico de barra.	145
	APÊNDICE D – Modelamento completo corpo de prova ensaio de Fadiga.	149
	APÊNDICE E – Verificação da influência da forma de aplicar o carregamento inercial no modelo numérico e não linearidades geométricas.	152

1 INTRODUÇÃO

Historicamente, equipamentos agrícolas eram tratados como arcaicos e robustos. Nos últimos anos, este paradigma foi superado pela evolução tecnológica aplicada a produtos, de modo a atender as necessidades produtivas do setor. Possivelmente, reflexo da importância econômica que o mercado agrícola representa para o Brasil, segundo IBGE (2018) no ano de 2017, em meio a uma crise econômica o setor agrário proporcionou o crescimento de 1% do PIB brasileiro. Com um crescimento de 13% do próprio setor durante o ano, com destaque para as produções de milho e soja, frente a estagnação do setor industrial e do crescimento de apenas 0,3% do setor de serviços.

Segundo Embrapa (2018) nos últimos 50 anos o setor agrícola brasileiro teve um enorme crescimento, entre 1975 e 2017 a área produtiva no Brasil dobrou, enquanto a produção de grãos aumentou seis vezes, chegou a 236 milhões de toneladas produzidas em 2017. O resultado positivo deve-se a uma combinação de fatores, inicialmente, pela abundância de recursos naturais do país, porém, o diferencial destes últimos 50 anos foram os investimentos em pesquisa agrícola que proporcionou avanços nas ciências, tecnologias adequadas e inovações, também tiveram influência as políticas públicas e a competência dos agricultores. Espera-se que o crescimento produtivo continue, e que em 2027 sejam produzidas 290 milhões de toneladas de grãos.

Estes números exemplificam a importância do setor agrícola para economia do Brasil, sendo uma das principais responsáveis pela balança comercial do país. Paralelo a isso, está a importância dos pulverizadores, segundo Saci Soluções (2019) o cultivo em larga escala potencializa o surgimento de doenças pragas e plantas daninhas. Para controle é necessário que sejam realizadas pulverizações ao longo de toda safra, independentemente do tamanho da propriedade, todas são dependentes dos pulverizadores. Enfatizam que a ausência do controle por meio de pulverizações podem ocorrer grandes prejuízos.

Cunha et al., (2006) cita que comumente é dado mais importância ao defensivo utilizado e menos importância a forma de utilização, no entanto, para sucesso da operação é necessário dominar a técnica adequada de aplicação, para que o produto alcance o alvo de forma eficiente, minimizando perdas e reduzindo a contaminação do ambiente. Normalmente, parte do produto pulverizado não atinge as culturas, pendendo-se no ambiente, devido à má qualidade da aplicação. Este é classificado como um dos maiores problemas da agricultura na atualidade. Conforme estudo realizado pelo Instituto Emater (2016), aproximadamente 46% dos produtos pulverizados são desperdiçados por erros humanos.

Além dos riscos indiretos de perdas produtivas, a perda de produtos pulverizados possui forte influência econômica direta, visto os altos custos dos defensivos aplicados. Neves et. al. (2004) apresentam os custos por hectares de agroquímicos pulverizados no ano de 2003, a soja custou em média US\$ 67,18, o milho US\$ 22,53, o trigo US\$ 46,51 enquanto o algodão apresenta um custo de US\$ 328,53, na totalidade da área produtiva, os valores tornam-se extremamente significativos. No Brasil a Cultura de soja totalizou um gasto com defensivos de US\$ 1,415,339.000,00.

Com a evolução da mecanização agrícola elimina-se a errônea relação da qualidade de um implemento, ser diretamente proporcional a sua massa, classificando os mais pesados como mais robustos e melhores. Com a ampliação do mercado para implementos de grande porte, originado da necessidade produtiva, é evidente a importância da eficiência geral do equipamento, seja ela estrutural, econômica, funcional e produtiva.

Estruturas de barras de pulverização possuem a função de sustentar e posicionar os bicos de pulverização em determinada faixa de trabalho, e, com isso, seu tamanho é diretamente proporcional ao alcance dos defensivos, por sua vez, relacionadas à capacidade produtiva do equipamento. Normalmente, são conjuntos esbeltos de grandes dimensões, assemelhando-se a treliças. Como característica geral, possuem baixa rigidez, assim como frequências naturais baixas. Considerando isso, comumente apresentam efeitos dinâmicos durante sua utilização, o que eleva a probabilidade de falha por fadiga.

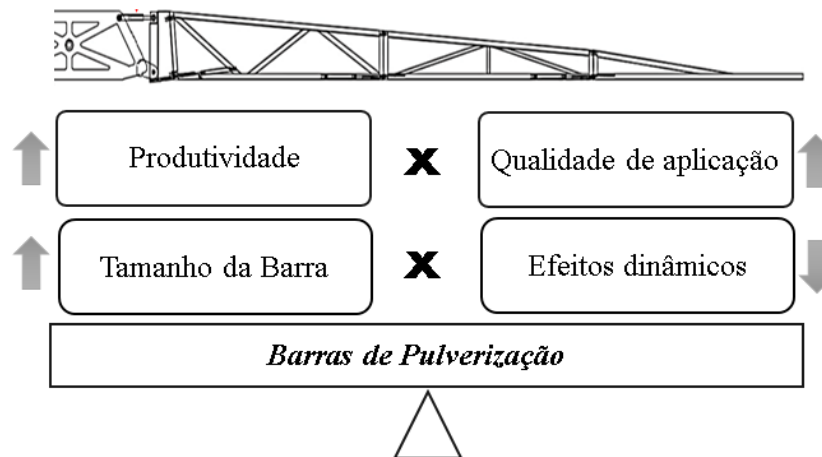
Eventualmente, no processo de desenvolvimento de produtos, estudos com físicas complexas, como avaliações dinâmicas e previsões de vida em fadiga são substituídos por um processo iterativo de tentativa e erro, aplicado diretamente a protótipos físicos. Tal fato pode ser justificado pela falta de recursos para determinação das excitações que a estrutura é submetida, e também pela falta de recursos para cálculo, ou até mesmo justificado pela necessidade de desenvolvimento em um curto intervalo de tempo. Desta forma, comportamento e previsões importantes para obtenção de bons produtos são ignoradas, seja por falta de recursos ou paradigma com relação à complexidade.

Especificamente, em estruturas de barras de pulverizadores, os avanços resumem-se no aumento da eficiência estrutural, a fim de proporcionar melhoria das qualidades funcionais como barras maiores para aumento da produtividade e minimização de perdas, da mesma forma que a leveza do conjunto evita a excessiva compactação de solo. Para atender as necessidades do mercado e desenvolver barras de pulverização de grande porte, é indispensável a aplicação de conceitos teóricos estruturais e avaliações numéricas

considerando os efeitos dinâmicos e avaliando a possibilidade de ocorrência de fenômenos de fadiga, para proporcionar eficiência, durabilidade e confiabilidade do equipamento.

É possível afirmar que para barras de pulverização deseja-se maiores tamanhos e menores massas, para tanto, se busca o equilíbrio entre maior produtividade contra maiores efeitos dinâmicos. Assim como representa a Figura 1.

Figura 1 – Características qualitativas para barras de pulverização.



Fonte: Adaptado de Koc (2015)

Para tanto, o presente trabalho busca o desenvolvimento de um procedimento numérico-experimental para projeto de barras de pulverização, avaliando a resposta dinâmica e realizando previsões de vida em fadiga. Para exemplificação também será desenvolvido um projeto conceitual de uma estrutura para barras de pulverização, que inicia com a determinação dos requisitos de projeto, tamanho de barra, tipo de união, com base nestes, são definidos diferentes conceitos geométricos.

Surge, então, a necessidade de avaliar qual conceito apresenta a maior eficiência estrutural. Para isso, são realizadas medições de aceleração em máquinas semelhantes a fim de determinar os carregamentos que a estrutura é submetida e também se estima experimentalmente o amortecimento estrutural. Estes dados experimentais são utilizados como dados de entradas nas simulações de elementos finitos, inicialmente realizadas de forma global, para seleção da melhor geometria, por meio da avaliação de tensões e deslocamentos.

Posteriormente, a geometria selecionada receberá maior nível de detalhamento, de modo a representar as uniões soldadas em análises transientes, extraindo os valores de tensões destas e correlacionando-os com a vida em fadiga do componente, estimada através da curva S-N das uniões, obtida de forma experimental.

Com a determinação da estimativa de vida da estrutura, interrompe-se o processo de desenvolvimento do presente estudo. Porém, em um caso real de produto comercial, seria

necessário avaliar se os valores de vida atendem ou não os requisitos de projeto, aprovando-o ou iniciando um processo iterativo de alterações e melhorias até a obtenção da vida desejada, para posterior validação experimental.

Para maximização de foco, a pesquisa será direcionada apenas para parte de estrutura de barras de pulverização, não focando no desenvolvimento de mecanismos funcionais como sistemas hidráulicos, mecanismos de abertura e fechamento, suspensão e revestimentos, influência da rigidez dos elementos de ligação entre chassi e barra na vibração da estrutura.

1.1 Justificativa

Em busca de maiores produtividades e reduções de custos, o mercado busca equipamentos cada vez maiores, eficientes, confiáveis. Para barras de pulverização, isso implica maior largura de trabalho, relacionado com o desejo de minimizar a massa para minimizar a compactação de solo. Tais relações fazem com que sejam utilizadas estruturas esbeltas, de grandes dimensões e pequena massa. Desta forma, surge a tendência da ocorrência de amplificações dinâmicas durante condições normais de trabalho.

O desafio dos engenheiros de estruturas é desenvolver barras de grande porte, com boa relação entre massa e rigidez e confiabilidade da vida em fadiga.

A necessidade agrônômica relacionada às barras de pulverização resume-se nas grandes dimensões para maior produtividade, e na uniformidade da distribuição dos defensivos, o que está diretamente relacionada com a qualidade da operação, resultante da estabilidade das barras, para as quais almejam deslocamentos mínimos. Desta forma, afirma-se que projetos de pulverizadores devem ser avaliados em busca de eficiência estrutural e mínimos deslocamentos, possuindo rigidez condizente com a necessidade.

Entretanto, não existem normas e recomendações oficiais que especifiquem os deslocamentos máximos aceitáveis, porém, existem normas que avaliam a variação da deposição dos produtos pulverizados, que podem ser atendidos com mínimos deslocamentos.

O desejo de eficiência da pulverização é assegurado quando observado o número de repetição das pulverizações, os custos dos agroquímicos utilizados, e os riscos econômicos da má operação e o valor agregado nos equipamentos. Atualmente um cultivar de soja, em seu ciclo de desenvolvimento recebe mais de cinco pulverizações, de controles regulares e preventivos. Além das realizadas anteriormente para possibilitar a inclusão da cultivar. Assim, afirma-se que atualmente o agronegócio é extremamente dependente das operações de pulverização.

1.2 Objetivos

Obter um procedimento numérico-experimental de análise estrutural de barras de pulverização, que permita o futuro desenvolvimento de estruturas eficientes e confiáveis.

1.2.1 Objetivos Específicos

Para obter o objetivo global são definidos objetivos específicos a serem alcançados:

- a) Definir os carregamentos e amortecimento estrutural através de medições de aceleração em campo.
- b) Determinar experimentalmente as curvas S-N das uniões soldadas a serem utilizadas do desenvolvimento das barras de pulverização.
- c) Avaliar diferentes configurações geométricas usando modelos de elementos finitos, através de análises modais e harmônicas.
- d) Avaliar numericamente tensões e deslocamentos através de uma análise transiente, e realizar a previsão da vida em fadiga das uniões.

1.3 Conteúdo da dissertação

Na Introdução, apresenta-se uma breve contextualização da dissertação, relacionando-a com necessidades do setor agrícola e desafios de engenharia, complementando com a justificativa do trabalho, finalmente definindo seus objetivos.

Na Revisão Bibliográfica exhibe-se uma revisão sobre os equipamentos pulverizadores disponíveis atualmente no mercado, e define-se o que são barras de pulverização, para as quais se exploram estudos agronômicos encontrados na literatura, de forma a determinar quais as características funcionais que uma barra de pulverização deve apresentar e, assim, definir os requisitos de projeto. Também são apresentados alguns estudos numéricos de desenvolvimento de barras de pulverização.

Ainda neste capítulo, revisam-se conceitos teóricos para embasar o procedimento de cálculo e experimental, com ênfase nas teorias do método dos elementos finitos (análise modal, harmônica e transiente), método da contagem de ciclos Rainflow e regra do dano acumulado de Palmgren-Miner para previsão da vida em fadiga, e determinação das tensões estruturais *Hot Spot* para correlação de tensão e vida.

No Capítulo 3, apresenta-se o detalhamento da metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho. Contextualizam-se os tipos de dimensionamento possíveis para uma barra de pulverização, dos quais, determina-se a sequência de avaliações necessárias para obtenção dos objetivos. Destaca-se o processo de uma avaliação numérica global preliminar para obtenção do melhor conceito estrutural, até se realizar uma análise transiente para correlacionar tensões com a vida em fadiga nas uniões soldadas para um carregamento real de campo. Para tanto, passa-se pela descrição de ensaios mecânicos necessários para cumprir o objetivo do trabalho (determinação das curvas S-N das juntas soldadas e medições do carregamento de campo e do amortecimento estrutural de barras similares). Os resultados e discussões apresentam as decorrências dos procedimentos desenvolvidos no capítulo anterior. Finalmente, as Conclusões apontam os resultados obtidos e as possibilidades de novos estudos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica desenvolvida neste capítulo busca o embasamento necessário para desenvolvimento do presente estudo a fim de e atingir os objetivos. Inicialmente, buscaram-se os conceitos de pulverizadores agrícolas de barras. Na sequência, são estudadas as barras de pulverização, alguns trabalhos agrônômicos que destacam as qualidades funcionais de uma barra de pulverização, e também estudos sobre o dimensionamento de barras, para o qual, é necessário analisar o mecanismo de falha por fadiga, fadiga em uniões soldadas, assim com a regra do dano acumulado de Palmgren-Miner, e o método de contagem de ciclos Rainflow, a fim de poder realizar a previsão da vida dos componentes criados. Para o desenvolvimento das estruturas, foram revisados princípios de vibrações mecânica e método dos elementos finitos com abordagem dinâmica, compreendendo vibração livre amortecida, vibração harmônica e transiente no domínio do tempo.

2.1 Descrição Geral de Pulverizadores

Pulverizadores são equipamentos capazes dissipar líquidos em pequenos fragmentos de modo a atomizar e distribuir gotas de defensivos sobre as cultivares. Para tanto é necessário um apanhado de componentes, como o reservatório de calda, responsável por armazenar a mistura de defensivos líquidos até o momento da pulverização. Para isso, um sistema de bomba hidráulica pressuriza o fluido por condutores denominados por linhas de pulverização. Algumas válvulas de controle de pressão, abertura e fechamento de fluxo também são empregadas junto a estes dutos. As linhas de pulverização transportam os fluídos sob determinada pressão e vazão até os bicos de pulverização, os responsáveis pela atomização e distribuição das gotas.

A função da barra de pulverização é sustentar o sistema de pulverização, posicionando-os com estabilidade em uma determinada faixa de trabalho. A capacidade produtiva de um pulverizador é diretamente relacionada à largura das barras que determina o alcance dos defensivos, sendo que correlacionada com a velocidade de trabalho determinam a área máxima a ser pulverizada por unidade de tempo.

Destaca-se ainda que as estruturas de barras de pulverização são conjuntos esbeltos de grandes dimensões, assemelhando-se a uma estrutura formada por treliças, com a maior dimensão disposta na posição horizontal e perpendicular ao sentido de deslocamento, fixadas na região central tendo as extremidades livres. Geralmente possuem baixa rigidez, logo,

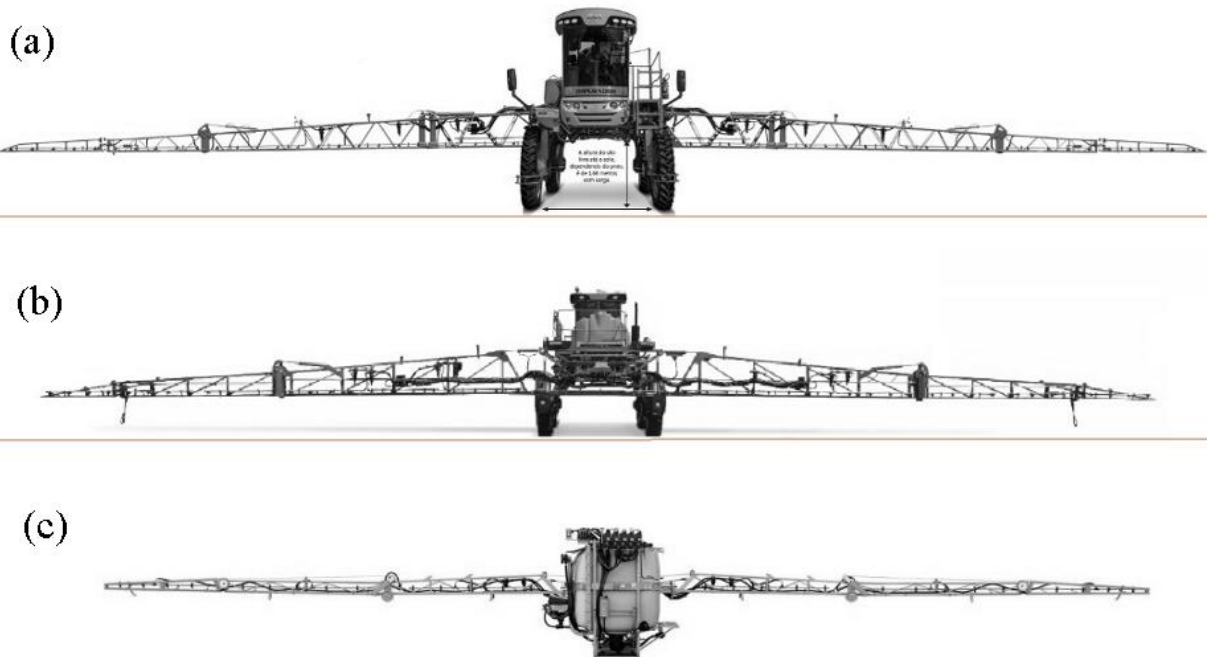
possuem frequências naturais relativamente baixas, com isso apresentando efeitos dinâmicos durante sua utilização, o que também favorece as falhas por fadiga.

Os pulverizadores que utilizam barras de pulverização, atualmente, subdividem-se em três grupos: (1) pulverizadores de hidráulico, que são acoplados diretamente a um trator e suspensos do solo, (2) pulverizadores de arrasto, que possuem rodas de rolagem próprias, porém são rebocados por um trator, e (3) pulverizadores autopropulsados, também conhecidos como autopropelidos, os quais possuem energia própria para trabalho e normalmente dispõem de sistemas de suspensão que proporcionam aplicações em maiores velocidades do que os demais modelos (até 30 km/h).

Dentre os tipos de pulverizadores de barras utilizados em grande escala, algumas larguras de trabalho são características evidenciadas, comercialmente. Os pulverizadores de hidráulico possuem as menores larguras de barras, de 12 m a 22 m. Já os autopropulsados apresentam as maiores larguras úteis que no mercado brasileiro variam de 25 m a 40 m.

A Figura 2 apresenta exemplos de pulverizadores comerciais, (a) o pulverizador autopropelido com barras de 30 m, na (b) consta também um autopropelido com barras de 27 m, (c) um pulverizador de hidráulico com barras de 18 m, sem propulsão própria para realização da operação, este é acoplado a um veículo trator. Embora sejam equipamentos distintos, o conceito de barras de pulverização é semelhante entre eles.

Figura 2 – Modelos comerciais de pulverizadores de barras: (a) Imperador 3.0, 30m de barras; (b) Gladiador 2300, 27m de barras; (c) Condor AM 18, 18m de barras;



Fonte: Adaptado por autor de <www.stara.com.br> <www.jacto.com.br>. (2018)

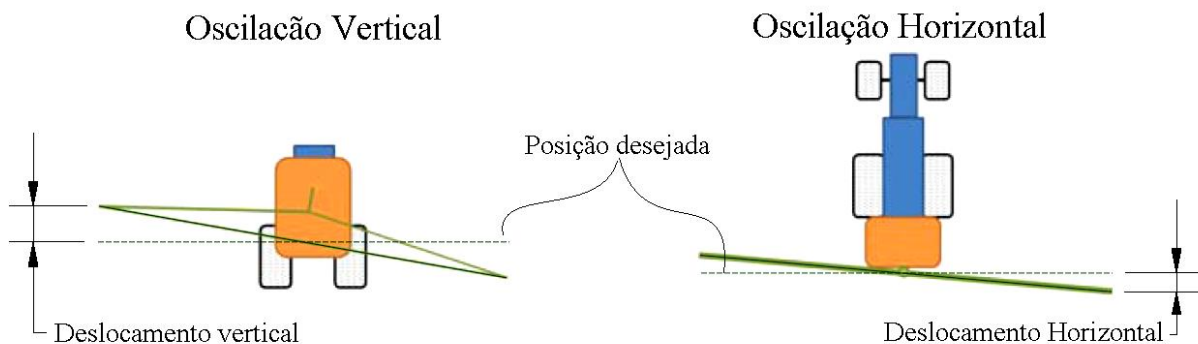
2.1.1 Eficiência das barras de pulverização

Após a compreensão do que é um pulverizador e da função das barras de pulverização na agricultura, para realizar um bom projeto, é fundamental explorar os requisitos qualitativos das barras de pulverização, e a necessidade da definição dos objetivos específicos finais a serem obtidos no processo de desenvolvimento. Tais efeitos qualitativos podem ser classificados em dois grupos: fatores agrônômicos que avaliam a influência funcional das barras e os fatores mecânicos, como resistência em fadiga, processos de fabricação, compatibilidade com o restante do projeto.

Benez (2013) realizou uma análise de influência dos movimentos e oscilações horizontais e verticais nas barras de um pulverizador durante a aplicação de defensivos agrícolas, e concluiu que um dos principais componentes do processo de aplicação de defensivos agrícolas é a barra de pulverização. Também afirma, que ela tem direta influência na qualidade e na eficiência do trabalho, uma vez que, durante o processo de pulverização agrícola, é essencial distribuir uniformemente o volume especificado de produto químico sobre uma determinada área de cultivo, pois pulverizar defensivos em menor quantidade torna a aplicação não efetiva, e o excesso traz efeitos econômicos negativos, bem como poluição ambiental, em alguns casos o excesso até pode prejudicar o resultado produtivo.

Segundo Hoddur (2013) na última década, o movimento instável das lanças de pulverização foi reconhecido como fator influente na uniformidade das cotas pulverizadas. Reconhece ainda que barras de pulverização podem oscilar sob variações e irregularidades do solo. Tais excitações comumente geram as variações representadas pela Figura 3 com ocorrência de oscilação vertical, visto que um lado está subindo e outro descendo em função da articulação central, assim como, a oscilação horizontal, no mesmo sentido de deslocamento da máquina, esta normalmente gerada apenas pela deformação da estrutura.

Figura 3 – Movimentos barras de pulverização.



Fonte: Adaptado de HODDUR, et al (2013)

Tais oscilações podem ser obtidas por deslocamentos de sistemas com molas ou pela própria deformação da estrutura, uma vez que o comportamento das barras de pulverização pode ser bastante variável de acordo com as diferentes condições do solo. Movimentos verticais e horizontais da barra, causados por irregularidades do solo, criam locais com insuficiência ou excesso de aplicação, em que o efeito desejado não é obtido.

Da mesma forma, para Durigan (1989), o objetivo da tecnologia de pulverização é colocar a quantidade certa de defensivos agrícolas no alvo desejado, da forma mais econômica possível, e sem interferir no meio ambiente. Além dos efeitos econômicos demandados, maiores quantidades de produtos a serem aplicados, uma má aplicação resulta em perdas de produtividade.

Segundo Sartori (1985), quanto maior a largura útil da barra, maior a capacidade operacional do equipamento. Ao mesmo tempo, quanto mais comprida a lança, maior será a oscilação, o que resulta em uma deposição não uniforme, por isso, cita a necessidade do comprometimento por parte dos fabricantes de preservar a relação entre a qualidade de deposição e a rapidez do trabalho.

Para Mahalinga e Wills (1978), a oscilação da barra de pulverização é avaliada em dois sentidos, sendo o movimento vertical da extremidade da barra em relação ao solo e o movimento horizontal da barra em relação ao veículo.

Avaliando estes fenômenos agrônômicos em seus experimentos Benez (2013) concluiu que para oscilações horizontais existe uma relação proporcional entre amplitude de deslocamento e a variação da quantidade de defensivos pulverizados. Logo, quanto maiores os deslocamentos horizontais pior será a qualidade da aplicação uniforme dos defensivos.

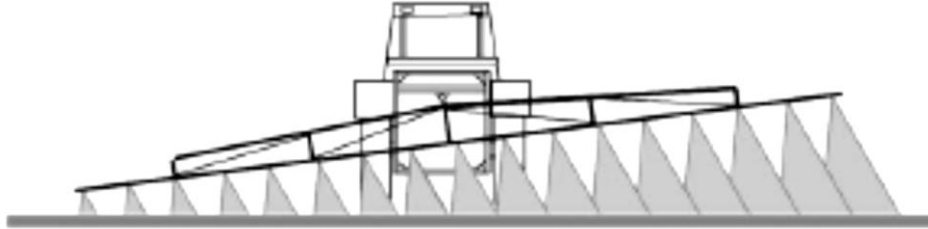
No entanto, nos testes para avaliação das amplitudes verticais e os coeficientes de variação de deposição de calda, os resultados não foram conclusivos devido as altas taxas de variação. Por meio do presente experimento, afirmam que a influência da movimentação horizontal foi mais importante do que a vertical na qualidade da aplicação.

Desta forma, é possível afirmar que o deslocamento da estrutura provocado pela deformação da mesma é um parâmetro avaliado no processo de desenvolvimento de estruturas de barras, sendo que quanto menor forem os deslocamentos, melhor será a eficiência.

Como exemplo, Pontelli (2012) estuda e busca a otimização de um sistema de suspensão para barras de pulverização, em que se concentram no movimento de rolagem da barra do pulverizador, buscando minimizar os efeitos de oscilação de barras conforme mostrado pela Figura 4. Afirma também que a suspensão tem a função de manter a posição da linha de pulverização paralela ao solo. Diversos estudos confirmam que a utilização de

suspensões de barras reduzem a variação das taxas de deposição de produtos drasticamente, assim como apresentado por Lardoux (2007).

Figura 4 – Efeito do movimento de rolagem de um pulverizador de barra.



Fonte: LARDOUX et al. (2007)

Pontelli (2010) conclui ao avaliar dois sistemas distintos de suspensões de barras de pulverização, no qual observa que dependendo as condições de solo e frequência das excitações o modelo ideal de suspensão é alterado. Afirma que a oscilação da barra depende da irregularidade da pista de deslocamento, relacionada à velocidade de aplicação, combinação influenciará nas frequências de excitações. Afirma também que, todos os sistemas de suspensões e amortecimento existente entre o solo e a barra de pulverização terão influência nas oscilações das barras.

Speelman (1974) afirma que a quantidade de oscilação da barra de pulverização recebe influência da estrutura da barra, das irregularidades do solo e da velocidade de deslocamento.

Por isso, no processo de desenvolvimento das estruturas de barra é necessário definir o intervalo da estrutura que se deseja dimensionar. Por exemplo, no presente trabalho são utilizados como dados de entrada medições de acelerações medidas no ponto de fixação das barras aos sistemas de suspensões, logo, os efeitos da suspensão, das irregularidades do solo e velocidade de aplicação, estarão contemplados nas medições.

Do ponto de vista agrônomo a principal finalidade é a obtenção de deslocamentos mínimos em ambos os sentidos, vertical e horizontal, quanto mais estável melhor. No entanto, ao mesmo tempo deseja-se extrema leveza e larguras de alcance maiores para maximizar a eficiência de operação.

Com isso, constitui-se o desafio mecânico a ponderação entre deslocamentos mínimos, alcance de aplicação maximizado e baixa massa de material. Denominar-se-á as três premissas básicas como desafios, pois o aumento das larguras de trabalho e os mínimos pesos são desfavoráveis para obtenção dos deslocamentos mínimos, uma vez que tendem a diminuir a rigidez da estrutura. Tais necessidades trazem esbelteza para a estrutura que, somadas a acelerações de trabalho em sua generalidade causam amplificações dinâmicas.

Para avaliação de desempenho operacional, Miller (1989) definiu um critério de avaliação no qual a ponta a extremidade mais distante da barra não deve ultrapassar um deslocamento de $\pm 160\text{mm}$, valor correlacionado com o coeficiente de variação dos defensivos distribuídos, que segundo o valor máximo aceitável é de $\pm 15\%$. Embora os valores definidos por Miller possam ser utilizados como referências de desenvolvimento, a validação da estrutura deve ser realizada com a avaliação do coeficiente de variação da taxa de deposição e realizado por videografia, capaz de avaliar a distribuição das gotas de defensivos ao longo da lavoura.

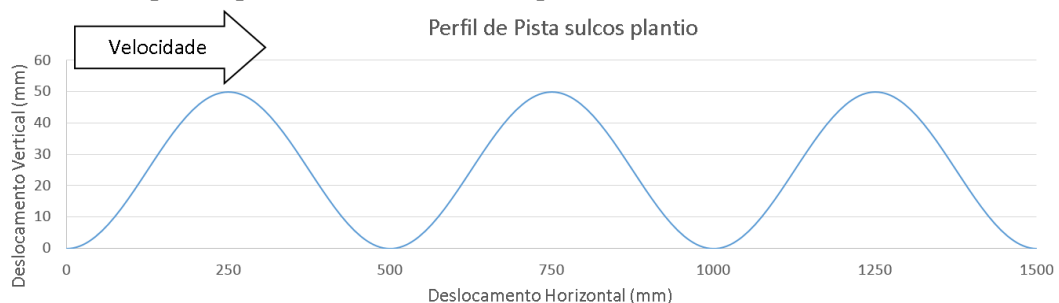
2.2 Dimensionamento de barras de pulverizadores

Ao encontro do objetivo principal do trabalho, que é a obtenção de um procedimento para desenvolver as estruturas de barras de pulverização, foram observados alguns estudos publicados em relação ao assunto, com ênfase nas condições de contorno e nos objetivos.

Como já citado, anteriormente, Pontelli (2010) avaliou o comportamento dinâmico de suspensões passivas de barra para pulverizadores, em que buscou determinar os melhores parâmetros de suspensão para barras de pulverização a fim de maximizar e estabilidade das barras em busca de melhores rendimentos operacionais. Como carregamentos utilizou entradas harmônicas e degraus, as quais seriam critérios de projetos mais simples. Para validação utilizou um perfil de pista normatizado e descrito na ISO-508, 1979.

O sinal harmônico que Pontelli (2010) utilizou também um perfil de pista, representativo das ondulações formadas pelos sulcos de plantio, o qual, é composto por lombadas com altura de 50mm espaçadas em 500mm, o que constitui o perfil senoidal da Figura 5.

Figura 5 – Perfil de pista representativo dos sulcos de plantio

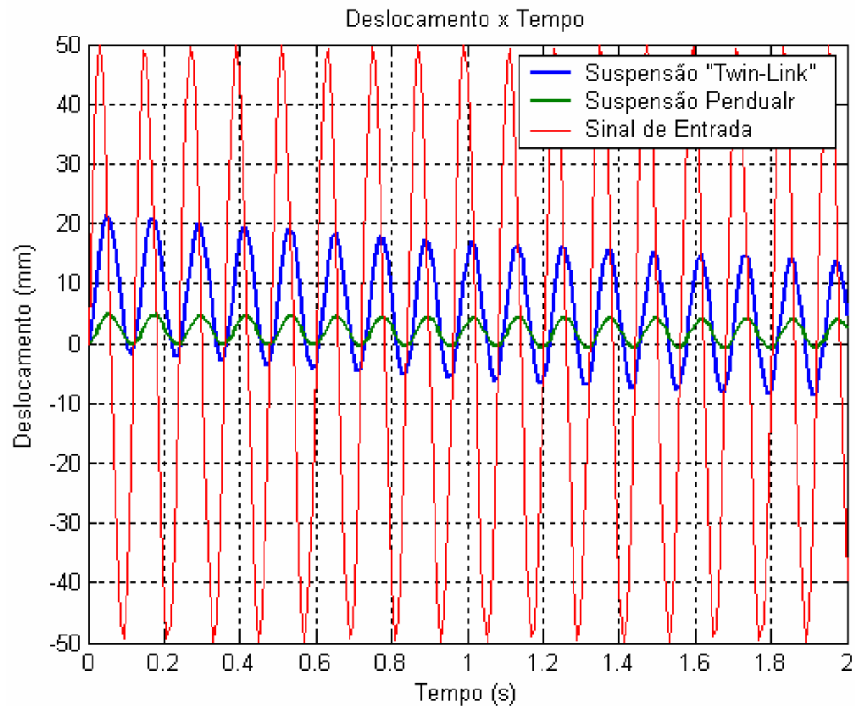


Fonte: Adaptado de Pontelli (2010)

Este perfil de pista foi inserido como dado de entrada em modelos matemáticos, variando alguns sistemas de suspensões avaliaram-se os deslocamentos oscilatórios na extremidade das barras, os quais são apresentados no gráfico da Figura 6, no qual as linhas

vermelhas representam o sinal de entrada da excitação. A linha azul representa o deslocamento nas barras de pulverização com o sistema *Twin-Link* e a linha verde representa os deslocamentos com um sistema de suspensão pendular.

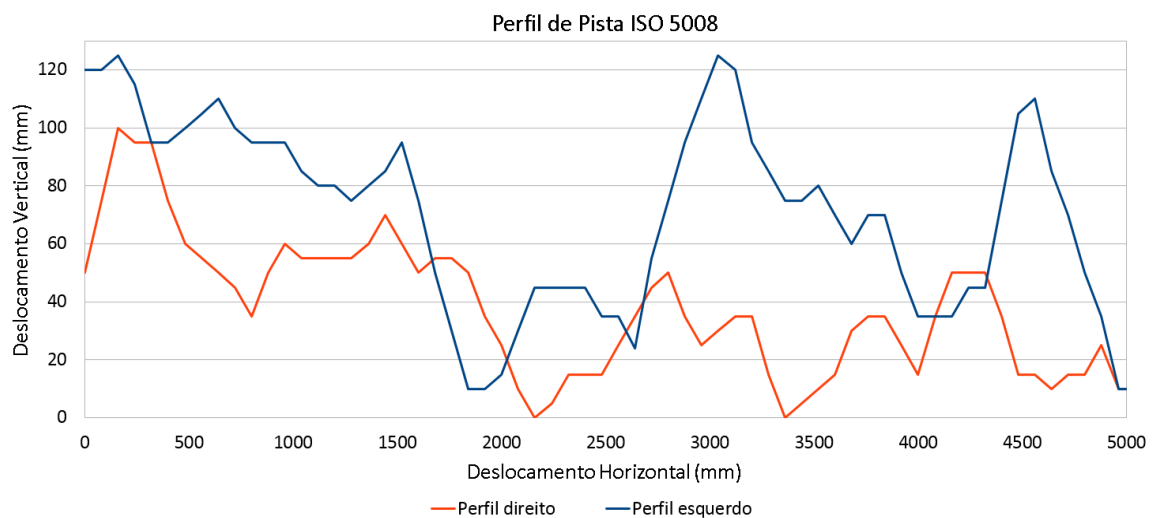
Figura 6 – Resultados de deslocamentos na barra de pulverização.



Fonte: Pontelli (2010)

Para maior correlação com a realidade Pontelli (2010) em segundo momento utiliza o perfil de pista estabelecido na ABNT ISO 5008 como excitação de seu modelo numérico. Este está apresentado na Figura 7.

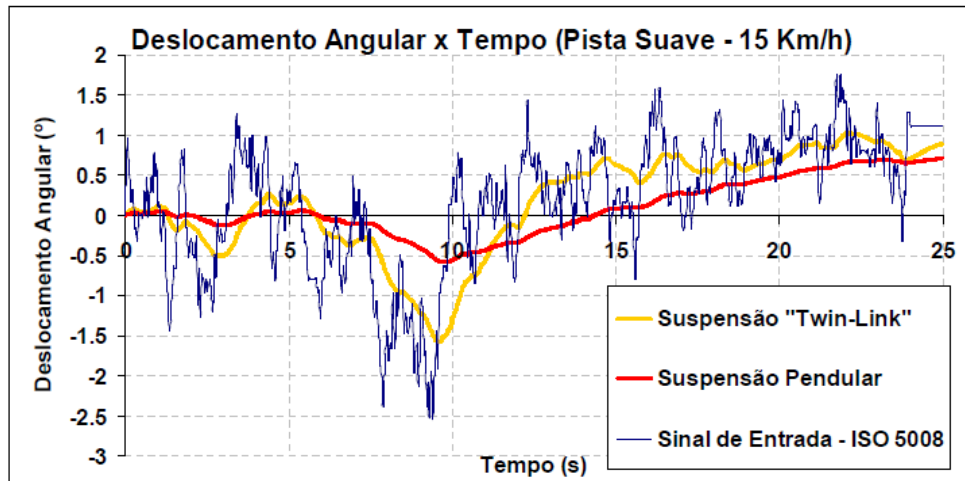
Figura 7 – Perfil de pista Norma ISSO 5008



Fonte: ABNT ISO 5008 (2002)

Como resposta obtém o gráfico representado pela Figura 8, no qual, a linha azul representa os deslocamentos do sinal de entrada, as linhas amarela e laranja apresentam os deslocamentos da barra utilizando com difetentes sistema de suspensões.

Figura 8 – Gráfico de resposta simulação com perfil de pista da ISO 5008



Fonte: Pontelli (2010)

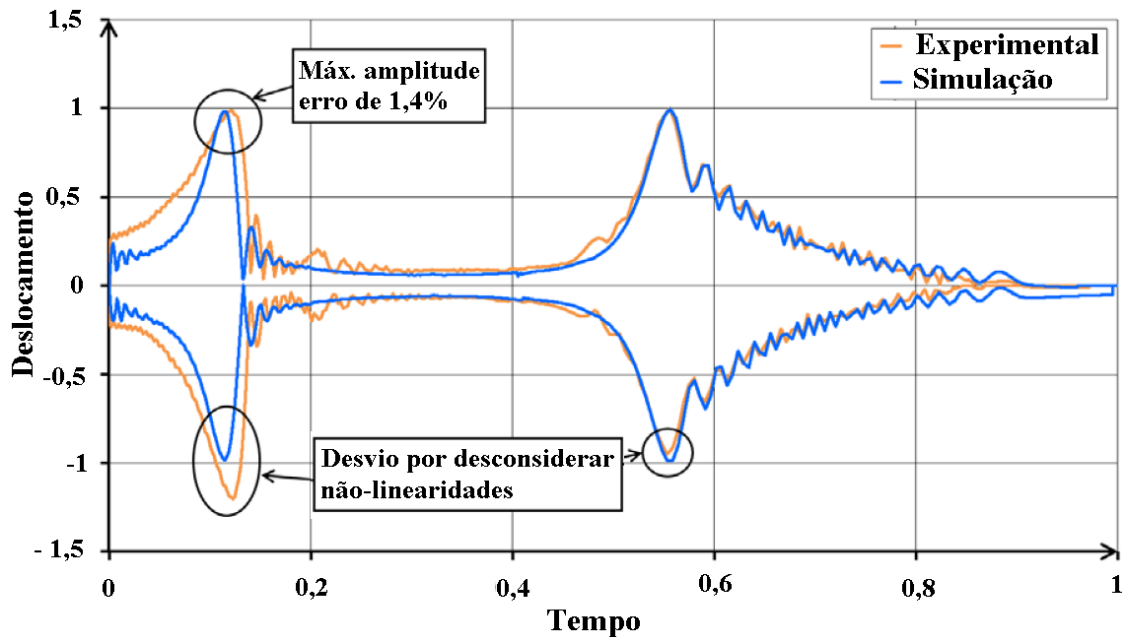
Neste trabalho em específico, foram utilizadas metodologias de dinâmica rígida, como dados de entrada perfis de pista, modelados apenas para avaliar e otimizar os deslocamentos das barras de pulverização no sentido vertical, observando apenas o comportamento da suspensão, desprezando quaisquer deformações da estrutura. Foram analisados e avaliados apenas os efeitos de mecanismos, ignorando os efeitos flexíveis de deformação dos componentes.

Borchert (2015) estudou e validou experimentalmente, simulações dinâmicas de barras de pulverização para determinação dos deslocamentos horizontais. Ao contrário de Pontelli (2010), este pondera apenas a deformação da estrutura das barras como geradora de deslocamentos. Para tanto utilizaram elementos de vigas com seis graus de liberdade, descrevendo a massa, a rigidez e o comportamento dinâmico das lanças de barras de pulverização.

Entretanto, a validação do estudo não foi realizada em uma utilização real do equipamento, e sim, em uma bancada desenvolvida especialmente para análises de vibrações de condições controladas. Utilizou-se um sinal senoidal em uma varredura de frequências, de 0 a 3Hz. Neste caso, não existe uma condição real de utilização, mas sim, um critério específico do projeto, condição de carregamento que facilita o desenvolvimento do estudo, uma vez que podem ser utilizadas as equações de simulações harmônicas.

Com isso, foram obtidos os resultados da Figura 9, nos quais avaliaram o deslocamento da extremidade da barra comparando a simulação com a medição.

Figura 9 – Comparativo de deslocamento simulado x medido.



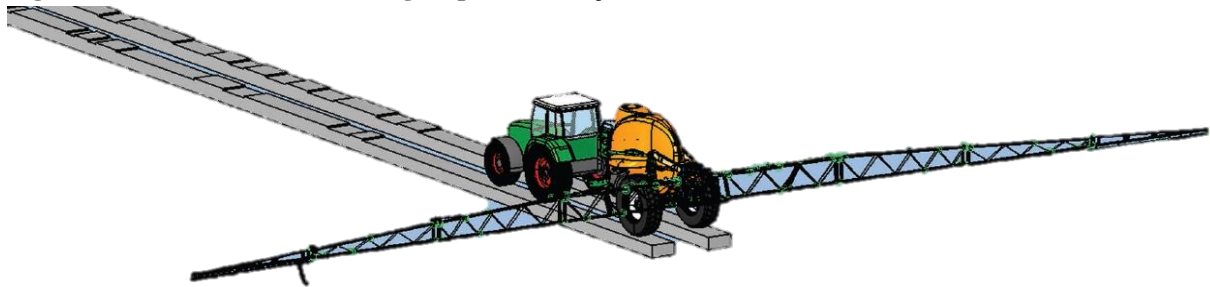
Fonte: Borchert (2015)

Obteve-se um erro máximo de 1,4% nos valores de deslocamento, sendo que alguns desvios foram justificados por não linearidades desconsideradas.

Ainda Borchet (2015) propôs e avaliou numericamente sistemas de absorvedores de vibração, nos quais somavam o comportamento flexível da estrutura com mecanismos semelhantes aos estudados por Pontteli (2012), aplicados apenas ao deslocamento horizontal em modelos simplificados.

Na mesma linha de desenvolvimento Manea (2018) inicialmente utilizou uma simulação de corpos rígidos para representação da oscilação das barras durante deslocamento em pista irregular. O modelo de simulação é apresentado na Figura 10.

Figura 10 – Modelo de dinâmica rígida para simulação de estabilidade de barras.



Fonte: MANEA et al. (2018)

Verifica-se que o presente estudo contou com a modelos geométricos de pista. Embora não seja citado no trabalho, o modelo do perfil de pista pode ser obtido através de normas, critérios internos, ou medições com perfilômetro.

Uma particularidade deste caso é que para representação do sistema hidráulico que realiza amortecimento e controle das barras foi utilizado um modelo 1D, o qual equaciona todos os mecanismos do sistema integrando-os com o comportamento dinâmico da simulação multicorpos.

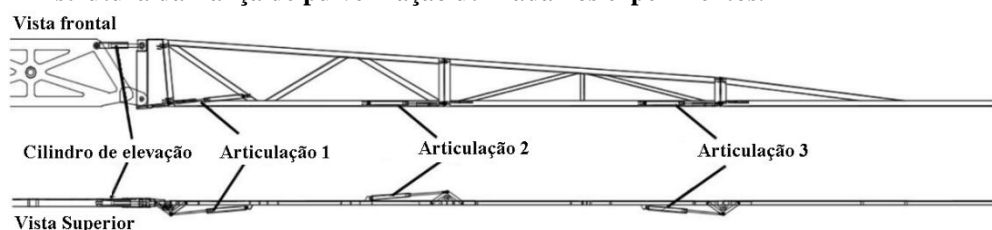
Neste estudo, enfatiza-se o fato de que além da durabilidade, vida em fadiga. Um dos principais desafios é a previsão dos movimentos da barra de pulverização, justificando que se não estiver definido corretamente a pulverização da cultura pode ser irregular. Para tanto, se afirma que o comportamento da barra não é movimento de corpo rígido, é movimento flexível. Para a simulação ocorreu a combinação de sistemas multicorpos com elementos finitos. Comercialmente, é denominada de sistema multicorpos com corpos flexíveis.

Todos os estudos analisados até então, buscam a avaliação e a redução dos deslocamentos das barras de pulverização em busca de uniformidade na qualidade da operação de pulverização de defensivos. Como é um assunto amplo, abrangente, impacta diretamente em fatores econômicos. Interfere na produtividade do agronegócio, e desperta o interesse dos produtores agrícola, bem como dos pesquisadores da parte agrônômica, por isso é dever dos pesquisadores da parte mecânica e eletrônica desenvolver sistemas eficientes.

Mesmo que todas as oscilações e amplificações dinâmicas elevem o desafio do projetista de estruturas, como propiciam alta ocorrência de ciclos de carregamento, e isso facilita a ocorrência de falhas por fadiga. Logo, o projetista de estruturas de barras de pulverização está preocupado em manter uma rigidez elevada a fim de atender os critérios agrônômicos e os requisitos de durabilidade da estrutura, ponderando efeitos dinâmicos, vida em fadiga e respeitando as restrições impostas pelos processos de fabricação, tornando a estrutura eficiente, resistente e economicamente viável.

Nesta linha de pesquisa é possível citar o estudo realizado por Koc (2015), na qual é realizada uma análise estrutural de uma barra de pulverização, neste caso, exclusivamente, pelo método dos elementos finitos, em que avaliou a alteração da matéria prima de fabricação da barra, e também comparou um conceito de aço com um conceito produzido em alumínio. A Figura 11 apresenta o modelo de barra utilizado neste estudo.

Figura 11 – Estrutura da Lança de pulverização utilizada nos experimentos.

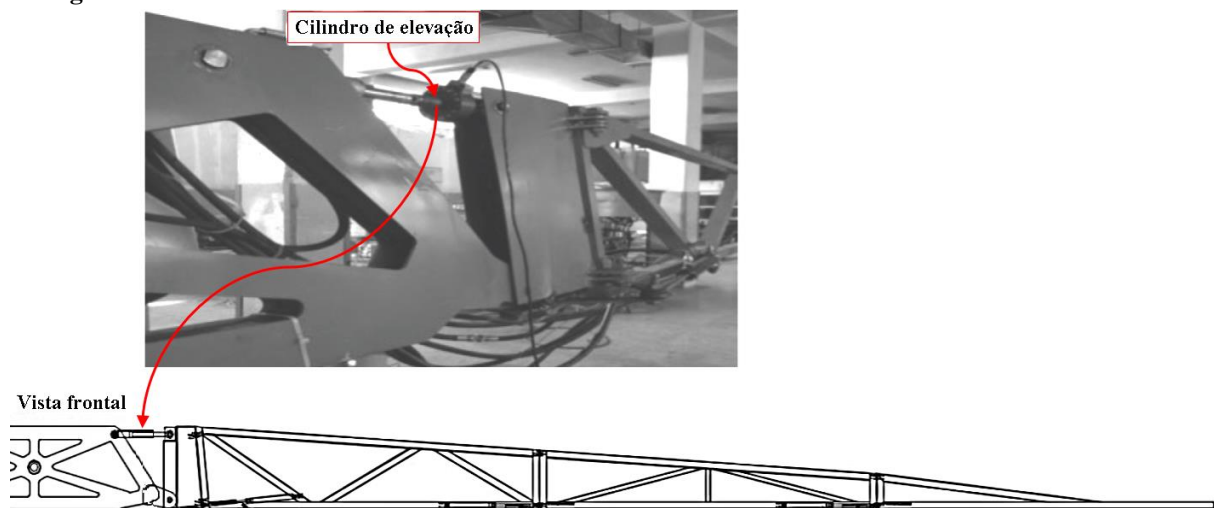


Fonte: adaptado de Koc (2015)

Neste caso o carregamento foi obtido por meio de medições de forças utilizando um transdutor indutivo, o qual equipava um cilindro hidráulico. Segundo o autor a haste do atuador hidráulico funcionava como uma ferramenta de medição de força indutiva. Entretanto, vale ressaltar que as medições foram planejadas e realizadas apenas para captura de cargas geradas por movimentos verticais, desprezando as cargas geradas por oscilações ocorrentes no plano horizontal. Entretanto, o presente trabalho considerará ambos os sentidos de carregamentos, horizontais e verticais, pois como observado, são fortes influenciadores da qualidade da distribuição dos produtos pulverizados. Assim, como os carregamentos horizontais também são fortes geradores de tensões e amplificações dinâmicas, visto que normalmente estruturas de barras possuem menor inércia neste sentido de deformação.

A Figura 12 apresenta uma imagem do cilindro de elevação instrumentado

Figura 12 – Estrutura da barra utilizada nos experimentos instrumentada para aquisição de dados de carregamento.



Fonte: Adaptado de Koc (2015)

A condição de carregamento do estudo de Koc (2015) foi uma excitação controlada, realizada em laboratório. O que facilitou o desenvolvimento e validação da proposta de dimensionamento, no entanto, não foram representativas condições reais de trabalho.

Para resolução, inicialmente, fez-se uma análise estática, contemplando o pico de força máxima. Posteriormente, foram realizadas análises transientes, as quais podem ser comparadas observando os resultados críticos apresentados nas Tabelas 1 e 2.

Tabela 1 – Resultados estáticos obtidos por Koc em Análise estrutural de barras de pulverização.

Parâmetros	Aço (SAE/AISI St 42)	Alumínio (ISSO AlMg2,5)
	Máx.	Máx.
Deslocamento (mm)	19	27
Tensão de VonMises (MPa)	399,7	189

Fonte: Adaptado de Koc (2015)

Tabela 2 – Resultados transientes obtidos por Koc em Análise estrutural de barras de pulverização.

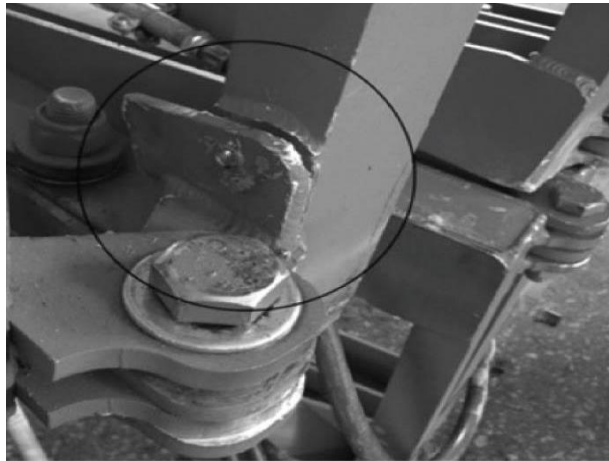
Parâmetros	Aço (SAE/AISI St 42)		Alumínio (ISSO AlMg2,5)	
	Máx.		Máx.	
Tempo (s)	0,5 s	1 s	0,5 s	1 s
Deslocamento (mm)	14,64	31,14	13,6	29,4
Tensão de VonMises (MPa)	360	664	112,6	220

Fonte: Adaptado de Koc (2015)

Observando as Tabelas 1 e 2 fica evidente a ocorrência de amplificação dinâmica, uma vez que as tensões sofrem acréscimos de até 66% apenas ponderando os efeitos de vibrações.

Apesar de o estudo ter sido realizado a partir de um carregamento, medido em bancada, foi possível validar o estudo numérico testando a barra na própria bancada.

No teste de validação a estrutura da barra apresentou uma falha em uma junta soldada, assim como apresenta a Figura 13.

Figura 13 – Falha por fadiga em união soldada no experimento realizado por Koc 2015

Fonte: Koc (2015)

Entretanto, a vida em fadiga não foi calculada no presente estudo. Logo, a falha não foi prevista na avaliação. Porém, fica claro que para um projeto real em que se deseja confiabilidade a avaliação da vida em fadiga é crucial, ainda mais quando as estruturas fazem uso de uniões soldadas. Com isso, confirma-se a importância do cálculo da previsão de durabilidade dos componentes.

Em outro estudo de caso, Giordani (2015) avalia metodologias para estimar a vida em fadiga multiaxial não proporcional, para a qual utiliza como exemplo de aplicação um pulverizador agrícola. Cita que, nesta área, a durabilidade é uma das características mais críticas, vista a dificuldade de previsão das solicitações de trabalho a que o equipamento será submetido, uma vez que não são determinísticas, nem fáceis de compreender.

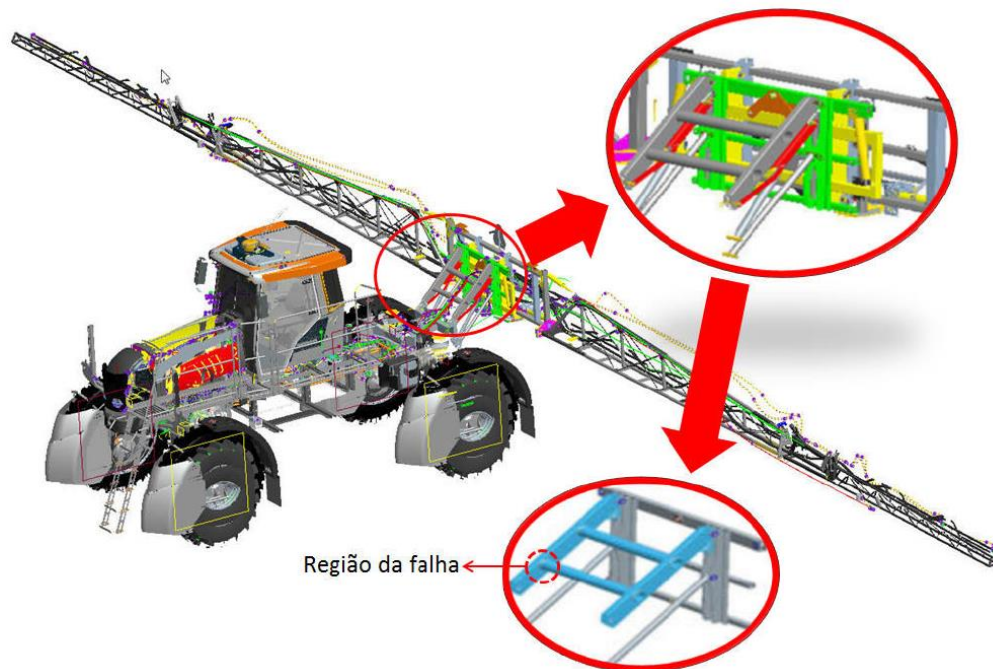
Neste trabalho, a sequência do estudo de caso foi: 1) Descrição do equipamento; 2) Caracterização do histórico de carga; 3) Determinação da curva S-N; 4) Descrição do

experimento; 5) Tratamento do sinal; 6) Determinação do histórico de cargas sofrido segundo o cenário definido em 2; 7) Estimativa da vida segundo diferentes modelos de fadiga; 8) Análise de resultados.

Neste estudo foi avaliada a vida em fadiga dos componentes de ligação entre barras de pulverização e chassi de um pulverizador de barras autopropelido, com barras de 28 metros de largura.

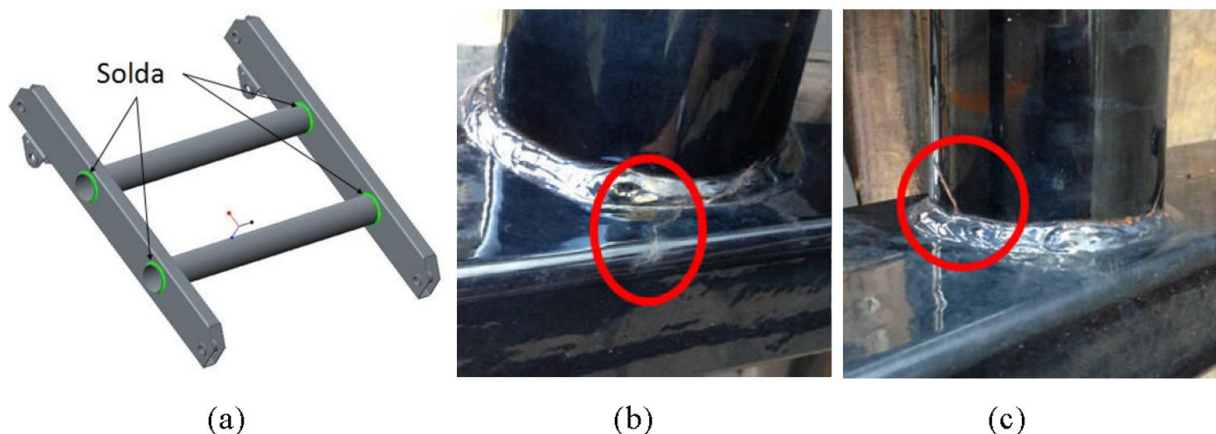
A Figura 14 apresenta o pulverizador e destaca o objeto de interesse, o qual é composto por tubos soldados. A Figura 15 apresenta o componente de interesse e evidências de falhas por fadiga no mesmo.

Figura 14 – Pulverizador de barras autopropelido com destaque do componente avaliado por Giordani.



Fonte: Giordani (2015)

Figura 15 – Objeto de estudo de Giordani e falhas por fadiga evidenciadas: (a) Componente de estudo com indicação das regiões de solda; (b) Falha ocorrida no tubo retangular; (c) Falha ocorrida no tubo redondo.



Fonte: Adaptado de Giordani (2015)

Uma etapa muito importante do desenvolvimento de estruturas de pulverizadores, e de qualquer produto em geral é a caracterização do histórico de carregamentos. Para tanto, Giordani (2015) monitorou a aplicação de herbicidas durante um dia de trabalho, que iniciava com um deslocamento em estrada de terra a partir da sede da fazenda até a lavoura, ao final do tanque de calda, o trajeto era feito em caminho contrário. Desta forma caracteriza-se que durante um dia de trabalho o pulverizador era submetido a uma hora de deslocamento em estrada com as barras fechadas, 50% com reservatório de calca carregado e 50% vazio.

Durante a operação de pulverização, constatou que primeiramente era realizada a aplicação no contorno da plantação, denominada por bordadura. Posteriormente, começa um processo de vai e vem, no sentido de plantio da área cultivada. Durante um dia de trabalho a máquina foi submetida a 4,5 horas de trabalho nesta condição.

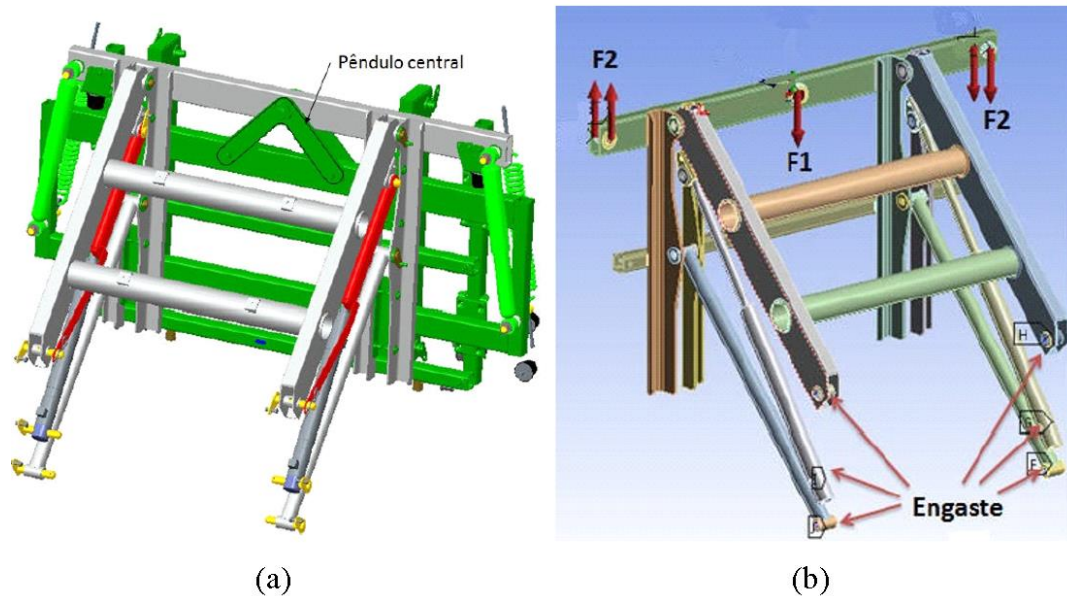
Em cada final de talhão cultivado, a máquina realiza a curva em formato de “U” para retorno à área não pulverizada. Neste momento, é submetida ao cruzamento das linhas de plantio, o que impõe uma nova excitação de solo. Durante um dia de trabalho, a máquina é submetida a uma hora sob condição de manobra (curva em U).

Em áreas com inclinações, encontram-se curvas de níveis, as quais são obstáculos críticos a serem transpostos, e durante o período de trabalho controlado a máquina passou sobre as curvas de níveis durante o período de uma hora.

Ainda existem casos em que a máquina é submetida a obstáculos imprevistos no trajeto, como buracos e pedras salientes, e nestes casos a máquina pode receber uma excitação extra ou em casos que o operador evidencia o obstáculo antes da passagem, a máquina é submetida a frenagens bruscas. Verifica-se a ocorrência desta condição durante trinta minutos. Desta forma, constituem-se as condições de trabalho específicas para um dia de trabalho em uma fazenda específica, mas, no entanto, as condições de trabalho são amplamente variáveis entre regiões com topografias diferentes, técnicas de cultivo distintas, e modo de operação. Por isso, determinar os carregamentos de um equipamento agrícola é extremamente complexo e custoso.

Para implementação destes esforços numa análise de elementos finitos, foram utilizadas medições de Strain Gauges nas proximidades da solda. As curvas S-N foram determinadas por metodologias teóricas. Posteriormente, foram constituídos os modelos numéricos, como apresenta a Figura 16: (a) modelo geométrico CAD, e (b) modelo CAE, indicando as regiões de fixação do modelo e forças aplicadas.

Figura 16 – Modelos do objeto de estudo de Giordani: (a) CAD; (b) CAE.



Fonte: Giordani (2015)

Inicialmente, aplicaram-se cargas arbitrárias de para compreensão da ocorrência de tensões normais e determinação dos pontos de instrumentação para medições de deformações, das quais realizaram-se a contagem de ciclos e determinação da vida em fadiga por diferentes métodos, visto que o objetivo principal do estudo era explorar a diferença entre estes. Por fim, afirma-se a importância de analisar cuidadosamente os carregamentos a que determinados materiais são submetidos, pois a vida em fadiga dos componentes é extremamente sensível aos níveis de tensões a que são submetidos.

2.3 Falha por fadiga

Segundo Norton (2013), a maioria das falhas ocorrentes na atualidade são provenientes dos fenômenos de fadiga e normalmente em níveis de tensões significativamente menores a resistência ao escoamento dos materiais. Ainda que critérios de falha por sobrecarga, dimensionados pela resistência ao escoamento dos materiais sejam fundamentais, não são suficientes para um bom projeto de dimensionamento de componentes mecânicos.

O fenômeno de fadiga faz com que materiais dúcteis falhem de forma frágil. Afirma-se que qualquer componente submetido a carregamentos variáveis deveria ser dimensionado pelo limite de resistência à fadiga. Também de acordo com Norton (2013), a formação padrão para determinação da resistência a fadiga resume-se na relação entre as tensões alternantes e ao número de ciclos aplicados até o colapso da estrutura, relação a qual é conhecida como curva de Wohler ou ainda diagrama S-N.

Logo, torna-se indispensável a avaliação da fadiga dos componentes por diversos fatores, mesmo que sem valores atualizados, segundo Dowling (1993), as perdas econômicas anuais em 1982 nos Estados Unidos foram de aproximadamente U\$100 bilhões, 3% do PIB. Além dos prejuízos econômicos, as perdas também podem envolver vidas humanas, exemplo, o primeiro avião a jato comercial de passageiros, Comet, que despedaçou a fuselagem. E o Boeing 737 que em 1988 teve cerca de um terço da cobertura de sua cabine arrancado, ambos falharam por fadiga.

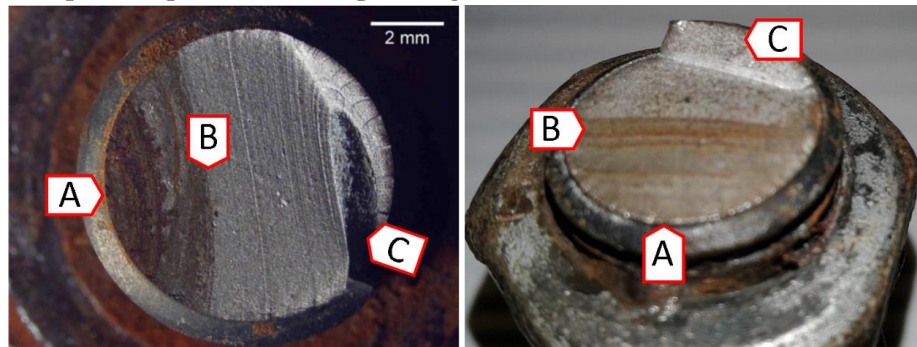
Na atualidade estima-se que 90% das falhas sejam oriundas do fenômeno de Fadiga. Além dos fatores econômicos e riscos à sociedade, a necessidade de estudo da vida dos componentes é fundamental com o aumento da competitividade entre indústrias, pois o super dimensionamento não é mais aceitável. Vista a necessidade da redução dos custos produtivos e o aumento da eficiência equipamentos, por exemplo em veículos rodoviários a redução de massa converte-se em aumento da capacidade de carga ou redução de consumo de combustível, ao mesmo tempo, a probabilidade de falha de componentes é cada vez menos aceita. O que torna o objetivo final de um produto é cada vez mais estreito, restando como desafio para os engenheiros identificar a melhor ponderação entre custo, eficiência e confiabilidade.

Conforme Norton (2013), as falhas por fadiga iniciam com uma pequena trinca, as quais podem-se desenvolver com a variação dos carregamentos, ou ainda estar presente desde a manufatura. Em sua generalidade ocorrem em concentradores de tensões como entalhes, descontinuidades geométricas.

O fenômeno de fadiga é subdividido em três etapas: (1) início da trinca, que tem uma curta duração e, após a trinca nucleada, inicia-se (2) a propagação da trinca, etapa de maior duração, e, finalmente, ocorre (3) a ruptura repentina instantaneamente devido ao crescimento instável da trinca. Destaca-se que a falha por fadiga comumente, deixa marcas na superfície fraturada marcando a ocorrência das três fases, visíveis a olho nu.

A Figura 17 apresenta uma falha por fadiga de carregamento axial em um parafuso. A região (A) é característica da nucleação da trinca, a parte (B) apresenta uma característica polida, e frequentemente, exibe marcas de praia. A parte “C” corresponde a ruptura final, a qual ocorre de maneira repentina no momento em que a trinca atinge a propagação instável.

Figura 17 – Exemplo de superfície de falha por fadiga.



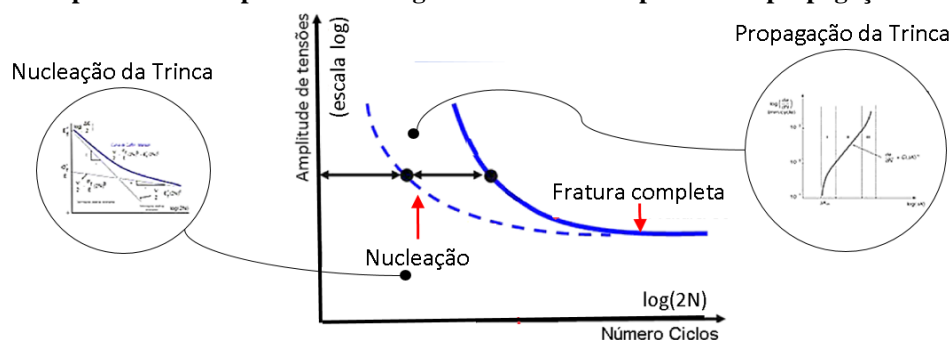
Fonte: autor

Ainda segundo Norton (2013), as marcas de praia são consequências do início e parada da propagação da trinca e, por isso, circundam a origem da trinca. Recebem este nome porque são comparadas às marcas deixadas pelo movimento cíclico das ondas na orla marítima.

Falhas por fadiga de modo geral podem ser representadas por um dos três modelos de cálculo aceitos atualmente, o mais comum é o método SN, tensão número de ciclos, indicado para uso em projeto, pois representa de forma simples e eficiente fenômenos de alto ciclo.

No entanto, para casos de baixo ciclo o método indicado é o ϵ -N, para peças que trabalham em regimes plásticos. Ainda o método MFLE, mecânica da fratura linear elástica, o qual trata da propagação da trinca já existente, normalmente utilizado nos setores de manutenção de equipamentos de alto valor agregado, ou em projetos com vida de baixo ciclo, em que a vida do componente após a identificação da trinca ainda é significativa. Segundo ESSS (2015), para fadiga de alto ciclo o tempo entre a nucleação da trinca e a fratura completa representa um percentual muito pequeno em relação à vida total do componente, tornando o estudo da propagação da trinca pouco interessante, assim como exemplificado na Figura 18.

Figura 18 – Comparativo entre período até surgimento da trinca e período de propagação da trinca.



Fonte: Adaptado de ESSS (2015)

A linha tracejada representa o período de nucleação da trinca, e a contínua a fratura completa do componente. Neste observa-se a que para altos carregamentos e baixo número de

ciclos o estudo da propagação da trinca é relevante, porém, na medida em que aumentam os números de ciclos a distância que separa as duas curvas estreita-se até tornar-se desprezível o estudo da propagação da trinca. Verifica-se que o estudo da propagação da trinca é válido para casos de baixo ciclo de vida e elevada tensão, pois, o tempo de vida com a trinca já nucleada é significativo perante a vida total, já para os casos de alto ciclo o tempo de vida de componente com trinca é pouco significativo comparado ao tempo total de vida.

Por outro lado, a maioria dos casos encaixam-se na teoria S-N, de alto ciclo com uma abordagem macro do fenômeno, o qual não considera o momento de surgimento da trinca, e sim a fratura completa. Anteriormente ao surgimento da trinca o estado normal de carregamento não apresenta plastificações. Para execução do método, são utilizadas curvas de Wohler, também conhecidos como diagrama S-N, no qual a resistência à fadiga (S) decai linearmente em coordenadas log-log em função do número de ciclos (N), até atingir uma inflexão por volta de 10^6 e 10^7 ciclos. Segundo Shigley (2005) este ponto, denominado por “joelho”, e define o limite de fadiga S'_e para o material, cuja definição é o nível de tensão abaixo do qual não ocorrem mais falhas por fadiga, podendo-se continuar os ciclos de tensão, ilimitadamente.

Conforme Shigley (2005), o limite de resistência pode estar relacionado a resistência última à tração. Para aços com resistência até 1460 MPa, a relação pode ser expressa pela equação 1.

$$S'_e = 0,504S_{ut} \quad (1)$$

S'_e é o limite de resistência à fadiga para uma espécime de viga rotativa S_{ut} é o a resistência última à tração, valor que, representa o “joelho” da vida infinita, normalmente relacionado com 10^6 ciclos. Juntamente com o fator f , que para aços é 0,9 e representa a fração de S_{ut} que indica o limite de fadiga a mil ciclos. A partir destes valores, constitui-se a curva de fadiga teórica, utilizada quando o comportamento do material aproxime-se dos exemplares, cuidadosamente preparados, polidos, livres de uniões, utilizados para levantamento das curvas de fadiga teóricas. Desta forma, fica claro que a relação da curva teórica de fadiga não representará de forma adequada a resistência em fadiga dos componentes fabricados por meio de chapas soldadas.

De outra forma, a vida em fadiga pode ser calculado pela equação 2.

$$S_f = aN^b \quad (2)$$

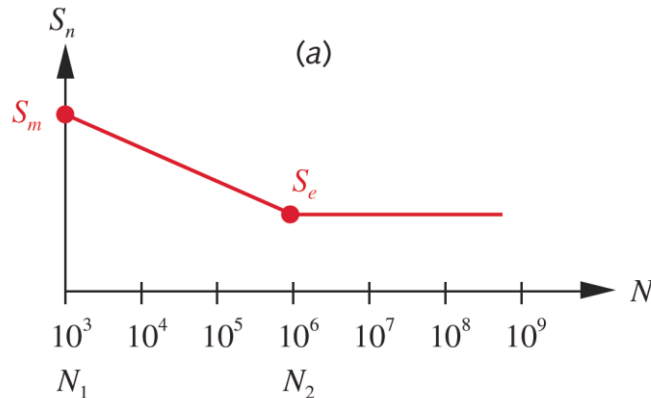
N é o número de ciclos até a falha, as constantes a e b são definidas pelos pontos 10^3 e 10^6 ciclos. A constante a é definida pela equação 3, e a constante b pela equação 4.

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e} \quad (3)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{fS_{ut}}{S_e} \right) \quad (4)$$

A Figura 19 apresenta um exemplo de curva de Wohler, de resistência à fadiga com formato comum para aços, que pode ser constituída com as equações apresentadas.

Figura 19 – Curva de Wohler para aços.



Fonte: NORTON (2004)

Ainda segundo Shigley (2005), o exemplar de viga rotativa utilizado para determinar os limites de resistência em fadiga é cuidadosamente preparado, e ensaiado sobre condições atentamente, controladas, sendo errôneo esperar que o limite de resistência de uma peça se iguale aos valores obtidos em laboratórios. Para tanto, foram desenvolvidos os fatores corretivos de Marin ao limite de resistência a fim de aproximá-lo a realidade dos componentes. A Equação de Marin que representa o limite de resistência local crítico corrigido (Se^{S_e}), é expressa na equação 5.

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'e \quad (5)$$

onde k_a é fator modificador de superfície, k_b é fator modificador de tamanho, k_c é fator modificador de carga, k_d é fator modificador de temperatura, k_e fator de confiabilidade, k_f fator de modificação para efeitos diversos, e $S'e$ é o limite de resistência de espécime de teste do tipo viga rotativa.

Também é necessário aplicar as correções de Goodman para casos com tensões flutuantes, logo, determina-se a tensão normal alternada, da qual determina-se a tensão máxima ($\sigma_{m\acute{a}x}$) e a tensão mínima ($\sigma_{m\acute{i}n}$) obtidas através de MEF, com isso a tensão média (σ_m) define-se pela equação 6.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (6)$$

Já a tensão alternada (σ_a) pode ser expressa pela equação 7.

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (7)$$

O limite de resistência à fadiga, corrigido através do diagrama de Goodman, modificado pela tensão média maior que zero ($Se_{goodman}$), o qual se resume a equação 8.

$$Se_{goodman} = Se - \left(\frac{Se}{S_{ut}} \sigma_m \right) \quad (8)$$

Com o limite de resistência corrido por Goodman, a vida do componente em ciclos pode ser definida pela equação 9.

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a} \right)^{1/b} \quad (9)$$

Em contexto MEF, comumente utiliza-se a tensão máxima principal em vez da tensão normal alternada, uma vez que, para obtenção da tensão normal é necessário conhecer e definir a direção da tensão máxima. Para carregamentos uniaxiais, os dois valores serão idênticos, logo é mais fácil obter os valores de tensões máximas principais pois não é necessário informar a direção das tensões.

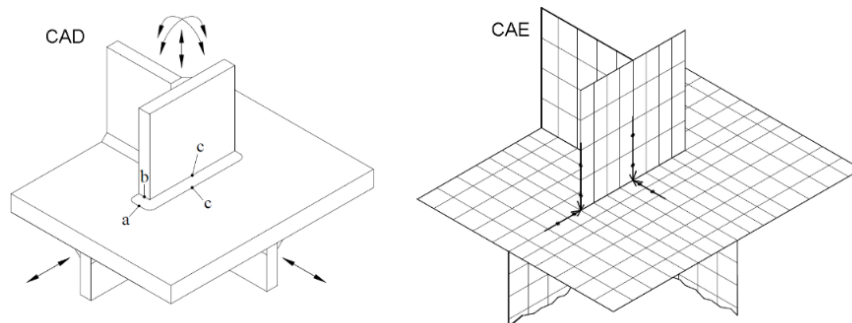
2.3.1 Fadiga em Uniões Soldadas

Branco (1999) ressalta que curvas de fadiga tradicionais são desenvolvidas com corpos de prova perfeitos, sem entalhes ou fissuras preexistentes. Com isso verifica-se a necessidade de corrigir os valores limites de resistência a fadiga em função de fatores não contemplados nos corpos de provas polidos ensaiados em carregamentos constantes e completamente reversos. Tal consideração é dificultada com a adição do processo de soldagem a estrutura, uma vez que esta altera desde a microestrutura do material até o formato geométrico. Com isso são criadas as normas e métodos específicos para determinação da resistência a fadiga em uniões soldadas.

A norma DNV (2010), informa a existência de diferentes metodologias para análise de fadiga, dentre as quais deve-se selecionar a mais eficiente para o detalhamento da estrutura a ser considerada. Ainda, afirma a importância da definição de uma tensão estrutural de fácil determinação para ser correlacionada com a vida em fadiga. Dentre as metodologias as mais comuns são: 1) Método S-N com tensão nominal, na qual as tensões são definidas por cálculos analíticos, sem considerar os efeitos de concentradores de tensões; 2) Método S-N tensão estrutural de *hot spot*, é determinado por uma tensão geométrica que considera os detalhes geométricos, concentradores, no entanto, ao definir os valores de tensões,

especificamente os entalhes locais de solda são ignorados, uma vez que, os mesmos já foram considerados na correlação da vida experimental. A metodologia de determinação das tensões estruturais de *hot spot* são apresentadas pela Figura 20.

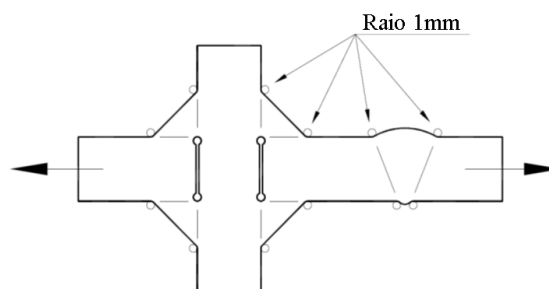
Figura 20 – Recomendação de modelamento de solda DNV.



Fonte: DNV (2010)

Estes modelos para determinação de tensões de *hot spot* caracterizam-se pela facilidade de execução, pois não demandam de técnicas complexas de modelagem, tampouco malhas complexas ou extremamente refinadas. Já para casos especiais, nos quais a representação dos cordões de solda por elementos de casca não é possível, recomenda-se a utilização do método da tensão ao entalhe da curva S-N, no qual a tensão também é definida por elementos finitos, porém faz-se uso de elementos sólidos, com detalhamento local com raios de 1mm nos finais dos cordões de solda, assim como apresenta a Figura 21.

Figura 21 – Recomendação de modelamento de solda DNV para casos especiais.



Fonte: Adaptado de DNV (2010)

Ainda segundo DNV (2010), para avaliações de fadiga de juntas soldadas as tensões médias são negligenciadas, baseando-se na suposição de que é necessário considerar apenas as faixas de tensões cíclicas na determinação da resistência à fadiga. E para uma análise de Fadiga de estruturas de chapas soldadas baseada em tensões obtidas por elementos finitos, recomenda a utilização do método da tensão de *hot spot*, pois, já contemplam as os fatores de processos de fabricação e não necessitam de grande refino para detalhamento na região da solda, uma vez que a determinação da tensão desta é dada pela extrapolação dos resultados

nas proximidades. Desta forma, as tensões estruturais de *hot spot* podem ser correlacionadas com testes experimentais e cálculos de uniões para estimar o número de ciclos até a falha.

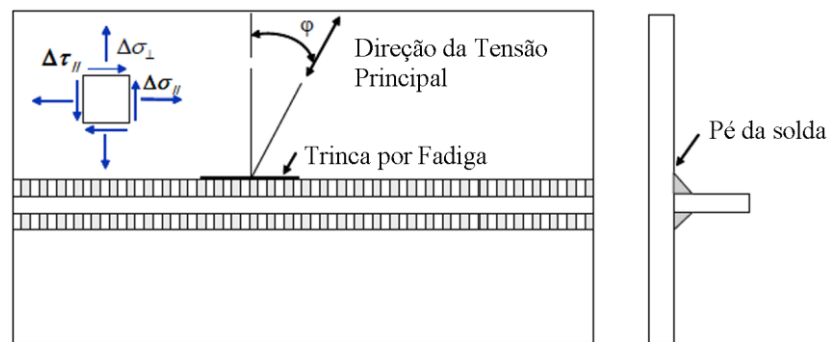
A relação entre a tensão nominal e a tensão de *hot spot* é definida pela equação 11.

$$\sigma_{hs} = SCF\sigma_{nominal} \quad (11)$$

onde *SCF* é o fator de concentração de tensão.

DNV (2010) exemplifica que, é preciso considerar a direção das tensões principais com relação a posição do cordão de soldagem, para caracterizar uma união, assim como a Figura 22.

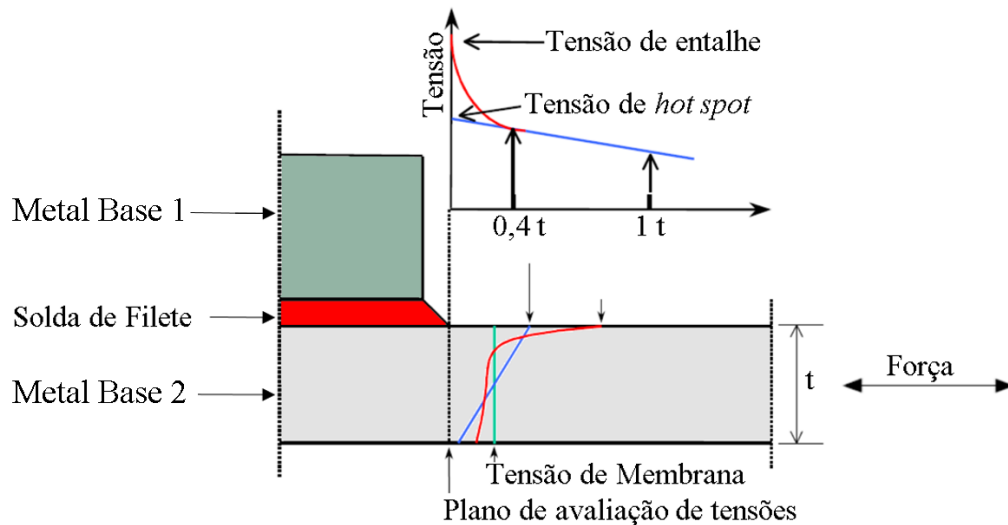
Figura 22 – Relação entre direção de solda e direção das tensões principais.



Fonte: Adaptado de DNV (2010)

Para tanto, neste trabalho será utilizada a metodologia de determinação das tensões estruturais de *hot spot* aplicadas a curva de wohler S-N, determinada experimentalmente. Os corpos de provas devem contemplar os efeitos da solda e direção das tensões principais. A Figura 23 apresenta um exemplo de extrapolação das tensões de *hot spot*.

Figura 23 – Obtenção da tensão estrutural *hot spot*.



Fonte: Adaptado de DNV (2010)

Conforme Silveira (2017) além da variação do comportamento da tensão no pé da solda, a tensão estrutural *hot spot* é altamente sensível ao tipo de malha e modelamento geométrico adotados para determinação das tensões por elementos finitos. Por isso, é

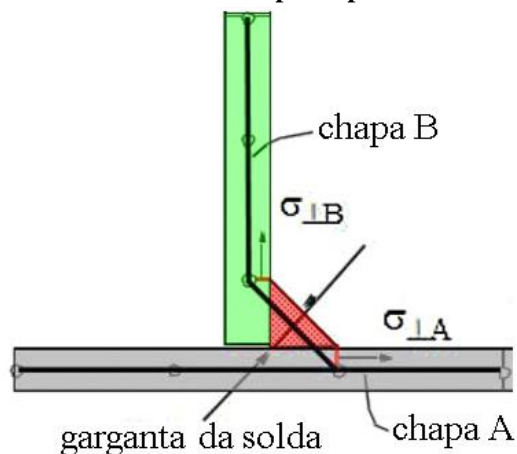
necessário que o modelo numérico utilizado para determinação das tensões atuantes nos corpos de prova do ensaio de fadiga nas uniões soldadas, sejam fielmente replicados nos modelos de cálculo dos componentes, para que possam ser correlacionados e assim, realizada a estimativa da vida em fadiga. É possível observar que cada norma de fadiga para uniões soldadas como DNV (2010) e FKM (2012) trazem em seu escopo instruções de modelamento a serem seguidas.

Semelhante ao tipo de solda utilizada para produção das barras de pulverização da empresa apoiadora, as quais serão abordadas no presente trabalho, tem o estudo desenvolvido pela corporação Volvo car, Chalmers University of Technology, e desenvolvido em cooperação com Ncode, descrito por Fermer et. Al. (1998), em que se apresentam modelos de elementos finitos para cálculos de fadiga, os quais devem representar a estrutura em seu tamanho e forma, além do sentido de carregamento e detalhes locais.

No entanto recomenda-se a utilização de modelos de casca discretizados por elementos de 4 nós, sendo que a solda deve ser representada por uma casca, com a espessura efetiva do cordão de solda ou duas vezes a espessura das chapas, pois a solda deve ser mais rígida que as peças unidas. Indica-se ainda o não modelamento local como raios de soldas.

A Figura 24 apresenta um modelo de solda proposto, em que as geometrias coloridas representam o modelo CAD e as linhas médias representam o plano onde será constituído o modelo de casca.

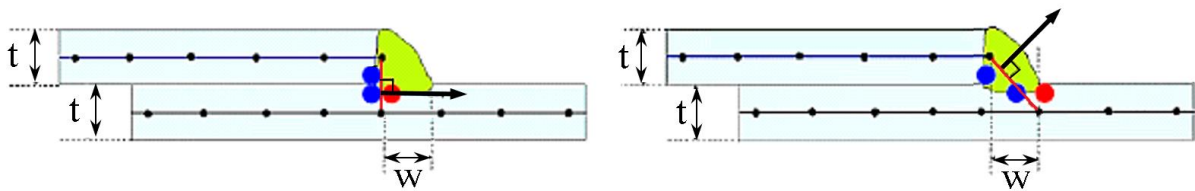
Figura 24 – Esboço de modelamento de união soldada por superfície média.



Fonte: Adaptado de FERMER et al, (1998)

A Figura 25 apresenta duas formas de modelamento para representação de uniões soldadas entre chapas sobrepostas.

Figura 25 – Diferentes formas de Modelamento de uniões soldadas com elementos de casca.



Fonte: Adaptado de FERMER et al, (1998)

Além das normas que classificam os tipos de solda em categorias e apresentam limites resistência de fadiga para cada conjunto de casos. A norma ASTM E739-10 que apresenta recomendações para determinação de curvas de fadiga de forma experimental. Contudo, não existem recomendações de valores ou predefinições dos níveis de tensões a serem ensaiados, apenas é enfatizado que os resultados de ensaios não sejam extrapolados além dos valores ensaiados, apenas interpolados. É vital para representação dos fenômenos inerentes ao processo de soldagem.

É necessário também um tamanho mínimo de amostragem e replicação necessária para construção da curva S-N, dependentes da utilização dos dados e dos tipos de testes, conforme apresenta a Tabela 3.

Tabela 3 – Recomendações de número de corpos de prova e replicação ASTM E739 – 10.

Tipo de Teste	Número Mínimo de espécimes	Percentual mínimo de replicação
Preliminar e exploratório (pesquisa exploratória e testes de desenvolvimento)	6 a 12	17 a 33%
Pesquisa e desenvolvimento de testes de componentes e amostras	6 a 12	33 a 50%
Dados de projetos	12 a 24	50 a 75%
Dados de confiabilidades	12 a 24	75 a 88%

Fonte: Adaptado de ASTM 739 - 10

A replicação neste caso refere-se à quantidade de corpos de prova em um mesmo nível de carga, por exemplo, dez corpos de provas usados em uma curva para pesquisa e desenvolvimento, com amostras distribuídas em cinco amplitudes de tensões, com duas amostras em cada nível o resultado é 50% de replicações. Essa porcentagem de replicação é considerada adequada para a maioria dos ensaios de pesquisa e desenvolvimento. Por outro lado, se os mesmos dez espécimes fossem ensaiados em oito amplitudes de tensões, com duas repetições em dois níveis de tensão e nenhuma replicação nos outros seis, esta distribuição de teste envolveria apenas 20% de replicação, o que geralmente não é considerado adequado.

2.3.2 Regra de Palmgren-Miner

Após calcular o dano de fadiga isoladamente, em cada evento e desenvolver os corpos de prova, embasam o cálculo em um único evento repetido continuamente, no entanto, para carregamentos de barras de pulverização os carregamentos não são constantes. Para tanto, uma das possíveis abordagens é a hipótese da acumulação de dano linear, baseado na curva SN, e definido pela regra de Palmgren-Miner.

Segundo Stephens et al., (2001) o método define que diferentes frações de vida são consumidas com séries de carregamentos, que pode ser descrito pela equação 10

$$D = \sum_{i=1}^K \frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{\bar{a}} \sum_{i=1}^K n_i (\Delta\sigma_i)^m \leq \eta \quad (10)$$

Onde:

D = Dano acumulado de Fadiga

\bar{a} = Interceptação da curva S-N do projeto com o eixo N do registro (tensão alternada média ponderada)

m = Inclinação inversa negativa da curva S-N

k = Números de blocos de tensão

n_i = Número de ciclos de tensão em referente bloco de tensão i

N_i = Número de ciclos para falha em um constante nível de tensão $\Delta\sigma_i$

η = Fator de uso

A falha estimada do material equivale a condição em que os somatórios de dano for igual a 1. No entanto, cabe observar que uma das principais limitações é que a regra não considera o efeito da sequência do carregamento. O dano produzido por um ciclo é independente do momento em que ocorre na sequência de carregamentos.

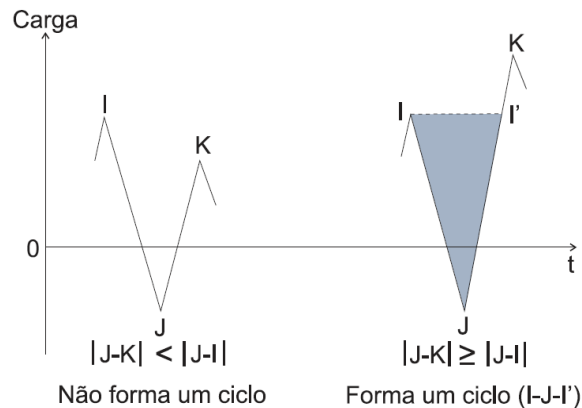
Embora exista limitação a regra de Palmgren-Miner, atualmente, é a mais utilizada em função de sua simplicidade e das incertezas em relação à determinação da vida em fadiga de um componente.

2.3.3 Método *Rainflow* para contagem de Ciclos

Da mesma forma a regra de Palmgren-Miner por si só não é capaz de avaliar o dano acumulado gerado por um sinal aleatório. Por isso, é necessário a utilização de métodos de contagem de ciclos como o *Rainflow*, normatizado pela ASTM E1049-85.

O principal objetivo do método é obter histórico de carregamentos variáveis para utilização no cálculo de vidas em fadiga. Segundo Negrão (2014) o método desenvolvido por Matsishi e Endo (1968) ainda é considerado o melhor da atualidade, o qual considera a contagem de um ciclo quando na história de carregamento existe uma combinação pico-vale-pico ou vale-pico-vale qualquer ($I - J - K$) de tal forma que, gama $X = |J - K|$ é maior ou igual a gama $Y = |J - I|$, conforme ilustra a Figura 26.

Figura 26 – Definição de um ciclo de carregamento pelo método Rainflow



Fonte: NEGRÃO (2014)

Tal relação quando aplicada a longos históricos de carregamentos, apresenta a necessidade de solução por meio de algoritmos de automatização do processo de contagem de ciclos. O Algoritmo de contagem de ciclos mais aceito atualmente é apresentado pela norma ASTM E1049-85 (1997), entretanto, quando um bloco de carregamento é aplicado de repetidamente pode-se empregar o algoritmo proposto por Downing (1982), o qual reordena o histórico de carregamento iniciando a contagem no maior pico ou no menor vale, Identifica a próxima inversão de sentido do sinal. A contagem continua a menos que a magnitude do pico seguinte seja igual ou maior que o ponto inicial de contagem. Então, repete-se o procedimento para as próximas inversões até o final do sinal. Novamente, repete o procedimento para todos os intervalos ou partes de intervalos que não foram contabilizados anteriormente.

Com isso, o método conta cada parte do histórico de carregamento apenas uma vez e ainda, meios ciclos sempre serão contados em pares de magnitude igual, formando ciclos inteiros.

2.4 Fundamentos de vibrações mecânicas

Para Thomson (1978), as vibrações caracterizam-se por movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles. Todos os corpos que possuem massa e elasticidade são

capazes de vibrar. Sendo assim, a maior parte das máquinas e das estruturas estão sujeitas a vibrações.

Inicia-se o estudo de vibrações com base no sistema mais simples de um grau de liberdade, sabendo que sua resposta depende do tipo de excitação e do amortecimento presente. Para tanto se apresenta a Equação geral do movimento 11 de um sistema massa-mola-amortecedor idealizado.

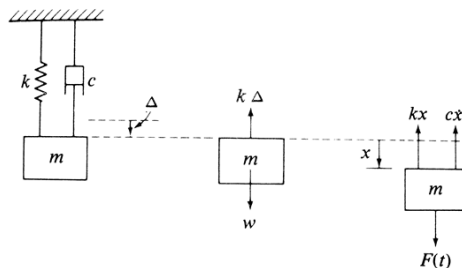
$$m\ddot{x} + F_d + kx = F(t) \quad (11)$$

onde, $F(t)$ é a excitação e F_d a força de amortecimento. Porém, em casos reais é difícil à descrição real da força de amortecimento, sendo possível a admissão de modelos ideais de amortecimento, os quais podem representar de modo satisfatório a realidade. Destes modelos a força de amortecimento viscoso, proporcional à velocidade, possui o tratamento matemático mais simples, podendo ser expressa por:

$$F_d = c\dot{x} \quad (12)$$

em que, c é uma constante de proporcionalidade, a qual é representada simbolicamente por um amortecedor, conforme indicado na Figura 27.

Figura 27 – Sistema mola-massa-amortecedor



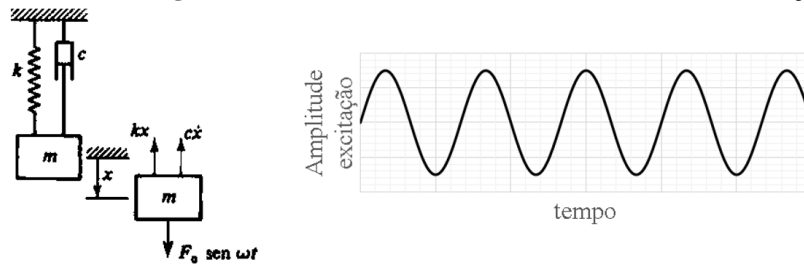
Fonte: THOMSON (1978)

Para os cálculos das frequências naturais, são necessárias as medidas de massa e rigidez. Para sistemas de um grau de liberdade, realiza-se o cálculo da massa efetiva, tendo como referência qualquer ponto adequado do sistema. No entanto, a rigidez também deve ser determinada para este mesmo ponto, sendo definida como a força necessária para produzir uma unidade de deslocamento na direção especificada. Tendo x como deslocamento especificado sob a força F , a rigidez é dada pela relação presente na Equação 13 Para o sistema de um grau de liberdade,

$$k = \frac{F}{x} \quad (13)$$

porém agora possui amortecimento viscoso, neste caso é excitado por uma força harmônica, $F_0 \text{sen}\omega t$ conforme Figura 28.

Figura 28 – Sistema idealizado de 1 grau de liberdade viscosamente amortecido com excitação harmônica.



Fonte: Adaptado de THOMSON (1978)

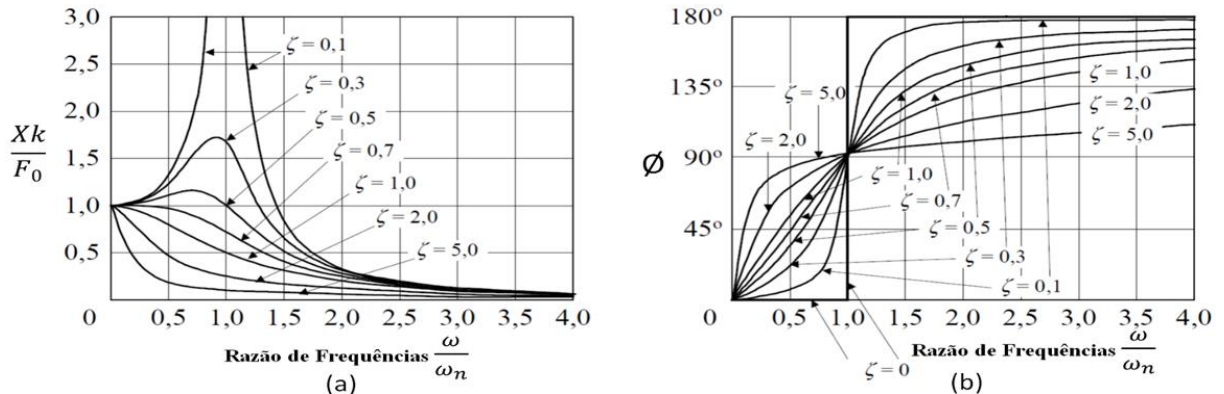
Segundo Thomson (1978), esta condição pode ser representada pela Equação 14.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \text{sen} \omega t \tag{14}$$

Verifica-se que a amplitude não dimensional xk/F_0 e a fase ϕ são funções somente da razão de frequências ω/ω_n e do fator de amortecimento ζ . Tanto a inércia, quanto as forças de amortecimento são baixas para valores de ω/ω_n muito menores que um, nesta condição a solução se aproxima da resposta estática, com amplificação dinâmica tendendo a um, resultando em pequeno ângulo de fase.

Características essas representadas são graficamente na Figura 29, a qual demonstra claramente que o fator de amortecimento possui grande influência na amplitude e no ângulo de fase, na zona de frequências próximas a ressonância.

Figura 29 – Influência do fator de amortecimento no comportamento dinâmico (a) Gráfico de amplificação dinâmica; (b) Gráfico do ângulo de fase entre resposta e excitação;



Fonte: Adaptado de RAO (2011)

Conforme Soriano (2009), toda estrutura em estado de vibração possui uma dissipação de energia, parte elástica, parte cinética. Estas, por sua vez, podem ser dissipadas por meio de: calor, atrito interno dos materiais, nas ligações e com o meio circundante, assim, como possíveis amortecedores agregados a estrutura. Como consequência disso, surge a atenuação da vibração, denominada como amortecimento.

Ainda Soriano (2009), mostra não ser factível a determinação da razão de amortecimento das estruturas a partir das propriedades de seus materiais, visto que, essa razão

depende da forma como são utilizados, materiais não estruturais agregados à estrutura, e do nível de vibração que as estruturas são submetidas. Com isso, a melhor maneira para se determinar o fator de amortecimento é através do comportamento de vibração da própria estrutura, quando é possível excitá-la.

Um dos métodos mais utilizados para determinação do fator de amortecimento através de medições de vibrações é a utilização do método do decremento logarítmico, este método permite avaliar o decaimento da resposta à vibração livre devido ao amortecimento estrutural expresso através da razão de amortecimento ζ , tendo como vantagem do método frente a outros a facilidade na obtenção dos dados necessários para determinação deste. Entretanto, pode haver dificuldade na determinação do decremento experimentalmente em estruturas complexas, já que a resposta à vibração livre contata com a contribuição de diversos modos. Portanto o sinal deve ser filtrado para a frequência desejada ou ainda, tentar excitar um modo específico.

Alves Filho (2008) mostra a equação do decremento logarítmico para aplicação em medições de vibração, conforme a Equação 15.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{u_0}{u_n} \quad (15)$$

onde, δ representa o decremento logarítmico n é o número de ciclos a serem analisados, u_0 é a amplitude da primeira onda estudada, e u_n é a amplitude da última onda estudada.

O decremento definido apresenta a equação (16) referente à razão de amortecimento ζ , válida para quando pequenos.

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \quad (16)$$

Além das excitações harmônicas estudadas até o momento, é comum a existência de vibrações simultâneas com frequências diferentes, um exemplo disso é o sistema de vários graus de liberdade. Estes são excitados simultaneamente pela contribuição de cada frequência natural. Tais vibrações geram um perfil de onda complexa, a qual se repete periodicamente.

2.5 Método dos elementos finitos em análises dinâmicas

Define-se o Método dos Elementos Finitos como um método aproximado de cálculo de sistemas contínuos o qual é subdividido em um número finito de partes, chamadas de elementos conectados entre si através dos nós. E o comportamento do modelo matemático é definido por um número finito de parâmetros, estes estão diretamente ligados à montagem de

elementos. Especificamente, para análise estrutural os deslocamentos nodais, são as incógnitas para o problema.

Segundo Alves Filho (2008), para as análises dinâmicas, mantém-se as atribuições básicas da estática, porém é necessário considerar alguns aspectos adicionais, pois, todas as massas do sistema vibram forçadamente, sujeitas a forças de inércia. Analisando um único elemento, representa a força de inércia nessa massa juntamente com esforços do restante da estrutura. A estrutura possui infinitas massas elementares d_m , cada infinitésimo de massa está sujeito a forças de inércia estas solicitam a estrutura.

A fim de obter a solução das equações de equilíbrio de uma resposta ao carregamento dinâmico geral, ou seja, uma análise transiente através do método de Elementos Finitos é notório compreender as inúmeras equações que não são independentes entre si, assim como, os movimentos nodais do modelo. E para determinar a ligação existente entre elas, a solução pode ser feita por dois métodos: a integração direta e a superposição modal.

A integração direta surge do princípio que as equações diferenciais não são independentes entre si, então se integra o sistema de equações diferenciais de forma direta, respeitando os acoplamentos sem simplificações. Isso torna tal integração extremamente trabalhosa, porém necessária para certas aplicações.

No entanto, a superposição modal pode ser utilizada, exclusivamente, para sistemas lineares, em que se determina a configuração deformada da estrutura em um dado instante t , através da soma das configurações de cada modo de vibrar. Pois, cada modo de vibrar ocorre isoladamente, independente da resposta do outro modo, caracterizando o método como linear. Cada modo é somado e multiplicado por um fator de participação.

Cada modo de vibrar possui uma frequência característica do próprio modo, quando a estrutura é abandonada na configuração deformada em um destes modos naturais de vibração, esta vibra livremente na respectiva frequência natural. Quando a vibração é forçada, a resposta dinâmica pode ser obtida através das contribuições de cada um dos modos de vibrar, multiplicado por um fator de participação, ou seja, a resposta dinâmica é obtida em função da amplificação dinâmica de cada modo de vibrar.

Também para análises dinâmicas, são necessárias condições de contorno que variam no tempo, como acelerações, forças ou deslocamentos, comumente determinados de forma experimental ou formulado por critério de projeto.

No presente estudo serão utilizados três tipos de análises dinâmicas, primeiramente a análise de vibração livre, denominada por análise modal para estudo dos modos e as frequências fundamentais de vibração da estrutura, sem variações temporais de deslocamento.

Posteriormente, uma análise harmônica, onde todos os carregamentos são senoidais de amplitude constante, com possibilidade de variar frequência de excitação por um intervalo preestabelecido. Por fim, será utilizada a Análise transiente, a qual ocorre no domínio do tempo e seu carregamento será diretamente os valores de acelerações medidos experimentalmente.

2.5.1 Análise Modal

A análise modal numérica é desenvolvida para determinação das frequências naturais de vibração de uma estrutura de acordo com as suas características de distribuição de massa e de rigidez. Em primeiro momento seu comportamento é independente de qualquer carregamento externo. Uma análise modal avalia características próprias do modelo, com isso independe de qualquer carregamento, logo a equação do equilíbrio é descrita por:

$$[-\omega^2[M] + [K]]\{\Phi\}e^{j\omega t} = 0 \quad (17)$$

onde ω é a frequência natural, M massa, K rigidez e Φ vetores

Segundo Torii (2012), as frequências e os modos são as características dinâmicas mais essenciais, pois definem quais tipos de excitações dinâmicas podem gerar vibrações nocivas ou não a estrutura. Com isso, cita que todo estudo de comportamento dinâmico deve começar com uma análise modal, mesmo que o estudo seja realizado por integração direta.

Numericamente, para determinar as frequências naturais de um sistema não amortecido, basta determinar a matriz de vetores $[\Phi]$ estabelecida pela relação:

$$[\Phi]^T[M][\Phi] = [I] \quad (18)$$

A resolução desta é realizada determinando os autovalores (que definem as frequências naturais) e os autovetores (que definem os modos de vibração) que satisfaçam tais condições.

Como mencionado anteriormente, as frequências naturais independem de carregamentos externos no entanto, segundo Diesel (2017) as pretensões de montagem de uma estrutura, ou carregamentos estáticos podendo ser gerados pelo peso próprio da estrutura são capazes de alterar a rigidez da estrutura.

Para a grande maioria das estruturas esta variação da rigidez pode ser desconsiderada, em virtude da baixa variação dos resultados, todavia, em alguns casos específicos este efeito

pode ser altamente significativo, como o caso da afinação das cordas do violão para as quais são variadas as pretensões até que a corda vibre na frequência desejada.

Para tais casos é determinado o estado de tensões resultantes em uma análise estática prévia a modal. Com base neste estado de tensão, uma matriz de rigidez geométrica $[S]$ é calculada, que por sua vez é adicionada à matriz rigidez original da estrutura para determinar os autovalores.

Esta pode ser descrita por:

$$[-\omega^2[M] + [K + S]]\{\Phi\} = \{0\} \quad (19)$$

Embora a denominação indique que existe um aumento da rigidez, em casos onde o carregamento estático é compressivo, ocorre o oposto, gerando um amolecimento da estrutura.

Além dos modos e as frequências naturais uma análise modal também é capaz de determinar os fatores de participação modal γ , que definem a quantidade de massa que está se movimentando em cada direção para cada modo. Os quais são determinados por:

$$\gamma_i = \{\Phi\}_i^T [K]\{D\} \quad (20)$$

onde $\{D\}$ é um espectro de deslocamento unitário em cada uma das direções do sistema cartesiano global e a rotação em cada um de seus eixos.

Este fator também é mostrado em forma de razão, onde o fator de participação é normalizado de acordo com o maior fator de participação. Estas informações são úteis em análises por superposição modal e indicam o quanto um determinado modo responde em uma determinada direção.

A Massa efetiva é a quantidade de massa que está vibrando em um determinado modo, pode ser calculada por:

$$M_{eff,i} = \frac{\gamma_i^2}{\{\Phi\}_i^T [M]\{\Phi_i\}} \quad (21)$$

2.5.2 Análise Harmônica

Segundo Alves filho (2013) na análise modal apresentada anteriormente a amplitude das respostas são apresentadas apenas de forma qualitativa, com valores atribuídos apenas para representar os modos deformados. A Amplitude das respostas somente é obtida quando uma excitação é aplicada.

Uma vez que o objetivo da análise calcular a resposta no domínio do tempo para diversas frequências de excitação, o que permite a formação de uma resposta em função das frequências analisadas, para tanto aplica-se ao sistema uma excitação em uma dada frequência. Para determinar sua resposta deve-se satisfazer a equação do movimento:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (22)$$

Uma vez que a excitação é harmônica e varia no tempo a resposta também será. Com isso a equação do equilíbrio dinâmico para movimentos harmônicos pode ser reescrita por:

$$[-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K]]\{X_{re} + jX_{im}\}e^{j\omega t} = \{F_{re} + jF_{im}\}e^{j\omega t} \quad (23)$$

A equação 23 é resolvida uma única vez e são obtidos vetores de resposta real e imaginário, os quais, em conjunto, geram um vetor complexo de amplitude girante, atrasado em relação à excitação (ângulo de fase da resposta de cada GDL). Então, o software permite que a resposta seja plotada (gráficos de deslocamentos e tensões) para cada instante de tempo possível, ou seja, para cada posição do vetor girante no plano complexo. A animação da vibração harmônica é justamente isso: as várias posições desse vetor.

Conforme Ansys Help (2017), a frequência de excitação pode ser definida manualmente em valores diretos, definida por uma faixa de frequências e um dado intervalo de amostragem, ou então pela opção de agrupamento das frequências, em que também são definidos intervalos de frequência, no entanto, serão calculadas as frequências nas proximidades das frequências naturais da estrutura.

2.5.3 Análise Transiente

Segundo Torri (2012) busca-se reproduzir a deformação de uma estrutura sujeita a carregamentos variáveis ao longo do tempo, assim como condições iniciais de deslocamentos, de velocidades e de acelerações.

Mesmo sendo a menos simplificada das análises a condição de equilíbrio que satisfaz este método é a equação do equilíbrio dinâmico já apresentado:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (24)$$

De maneira geral, a análise no domínio do tempo é efetuada através de uma discretização do intervalo de tempo em uma série de passos de tempos, os quais devem ser definidos em tamanhos pequenos, somente o suficiente para representar as vibrações da estrutura, pois existe uma relação entre as frequências naturais da estrutura e o passo de

tempo. Logo, quanto maiores forem as frequências de interesse, menores serão os passos de tempo necessário.

Esta pode ser realizada pelo método de superposição modal, válido apenas para análises lineares, nas quais a rigidez da estrutura não varia com o tempo, ou pelo método da integração direta, neste caso também é possível contemplar todas as não linearidades. Uma vez que a análise transiente no domínio do tempo é a única de corpos flexíveis que é capaz de representar as não linearidades.

Além disso, conforme Torii (2012), a solução por integração direta proporciona resultados mais precisos e possibilita uma gama maior de recursos para representação das físicas envolvidas. Por outro lado, a representação por superposição modal proporciona uma redução do custo computacional, visto que o sistema de equações é desacoplado em diversas equações independentes, também pode utilizar apenas os modos mais relevantes para o problema. Ressalta-se que a única limitação da superposição modal é a não representatividade de não linearidades.

2.6 Acelerômetros

Para análises dinâmicas de elementos finitos verifica-se a necessidade da obtenção de sinais de entrada, para tanto, no presente trabalho serão realizadas medições de acelerações nos pontos de fixação da estrutura captando os carregamentos inerciais impostos à estrutura. O sensor utilizado é denominado por acelerômetro.

Conforme Figueiredo (2007) os acelerômetros são basicamente sensores que medem aceleração de um objeto, que pode ser obtida em uma, duas ou três direções, utilizando acelerômetros uni, bi ou triaxiais. Estes são classificados de acordo com a sensibilidade, definida pela aceleração máxima e mínima que o equipamento é capaz de registrar e a quantidade de eixos em que se realiza o registro.

De acordo com Thomson (1978), os acelerômetros medem aceleração, mas através da integração de sua resposta também é possível obter dados como velocidade e deslocamento. Quanto ao funcionamento do acelerômetro, deve-se observar a faixa útil de frequência a qual é limitada. Outro item importante a ser observado, citado por Figueiredo (2007), é a posição de instalação do acelerômetro, já que esta determinará a posição dos eixos de medição do acelerômetro em relação à estrutura, ou seja, os eixos devem estar posicionados de tal forma que as coordenadas da resposta (medição) estejam nas direções em que se desejam obtê-las.

2.7 Série de Fourier

É necessário conhecer as frequências fundamentais da estrutura e compará-las com as frequências de excitação para definir se o problema é estático ou dinâmico. Mas é possível realizar este tratamento através da transformada de Fourier.

De forma geral vibrações aleatórias não periódicas estão presentes nos carregamentos das estruturas, segundo Alves Filho (2008), na maioria dos casos podem ser tratadas como periódicas, transformando então os sinais aleatórios em sinais periódicos, os quais podem ser representados por uma soma de sinais senoidais.

Para Soriano (2009), essa função pode ser desenvolvida em uma série de termos harmônicos, denominada série de Fourier, a qual usa do princípio que uma função periódica é a superposição de seu valor médio com funções harmônicas simples.

A série de Fourier pode ser expressa através de equação B.1. onde, $a_0/2$ é o valor médio da força, c_q é o componente estático, θ_q é ângulo de fase, e ainda se tem o espectro das amplitudes de Fourier ($q\omega_0$), ou seja, a representação das amplitudes dos componentes harmônicos versus as frequências que expressa o “grau” de participação desses harmônicos na composição da função $f(t)$, o que permite identificar os componentes mais relevantes da série.

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{q=1}^{\infty} c_q \cos(q\omega_0 t + \theta_q) \quad (25)$$

Pode-se também representar a série de Fourier em forma exponencial, de forma mais compacta e elegante de expressar a solução anterior.

A resolução no domínio da frequência é obtida através da série de Fourier na forma exponencial, para isso faz-se uso de substituições das relações de Euler, formula-se a equação 26.

$$f(t) = \sum_{q=-\infty}^{\infty} c_q e^{iq\omega_0 t} \cos(q\omega_0 t + \theta_q) \quad (26)$$

Ainda Soriano (2009), defende que a análise dinâmica no caso de excitação aperiódica tem formalismo elegante com a transformação do domínio do tempo para domínio da frequência.

No entanto, as integrais de transformadas de Fourier parecem simples, mas com frequência são difíceis, em muitos casos não possuem solução em forma analítica conhecida, por isso, faz-se uso de métodos numéricos, os quais, também eram impraticáveis antes do

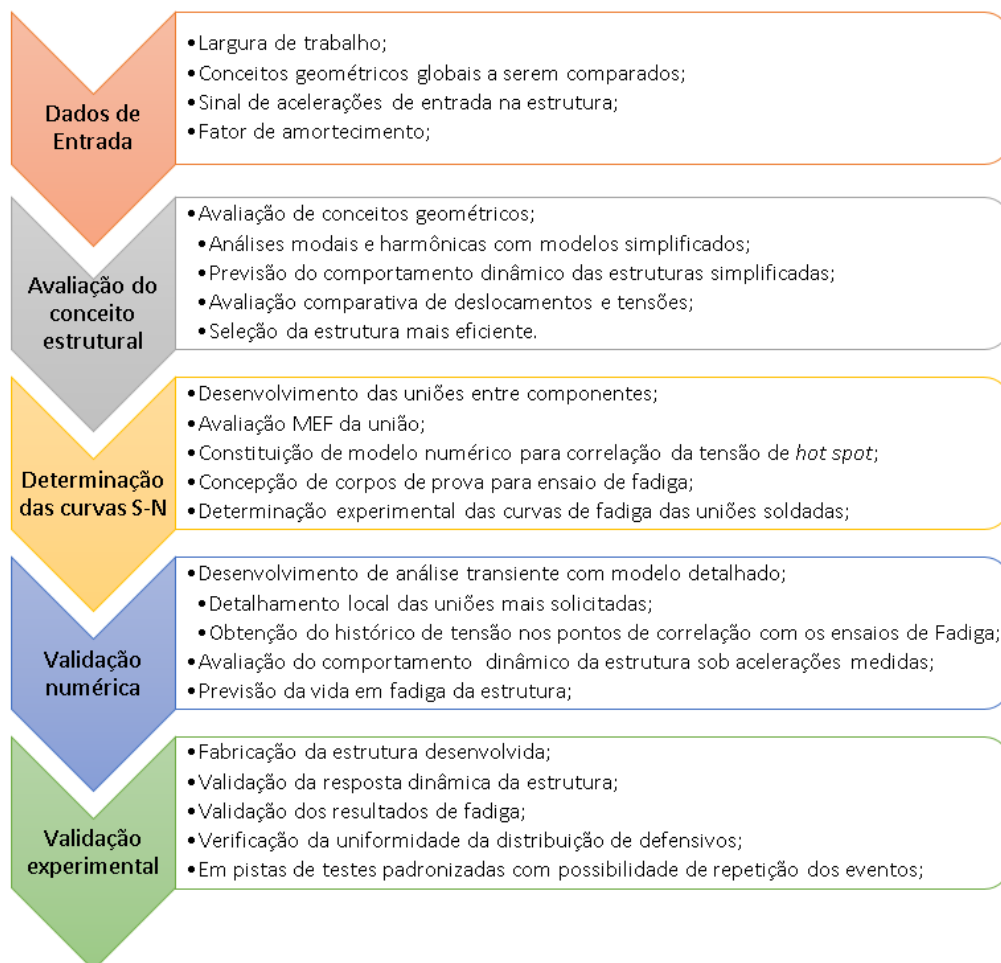
surgimento da transformada rápida de Fourier, devido ao elevado número de interações necessárias.

A transformada rápida de Fourier é particularmente válida para sistemas lineares, e é basicamente um algoritmo da transformada discreta de Fourier dotada de rapidez não usual.

3 METODOLOGIA

O procedimento metodológico proposto é dividido em cinco etapas, iniciando com a determinação dos dados de entrada e definição das diretrizes do projeto. No segundo momento, são realizadas avaliações globais para verificação da eficiência estrutural de diferentes concepções estruturais. Após, são efetuadas avaliações locais para dimensionamento numérico de uniões soldadas e determinação experimental dos limites de resistência à fadiga destas, além da medição experimental do fator de amortecimento, necessário para a análise dinâmica da estrutura. Com isso, é possível o desenvolvimento da avaliação numérica completa com verificação da resposta dinâmica e constatação da vida em fadiga das juntas. Como passo seguinte, é realizada a validação experimental do procedimento proposto, que, por questões de recursos, não foi desenvolvida no presente estudo. Por fim, tem-se uma metodologia que permite estudos futuros quanto ao desenvolvimento de novas barras de pulverização. A Figura 30 apresenta um fluxograma de desenvolvimento proposto.

Figura 30 – Fluxograma para desenvolvimento de estruturas de barras de pulverização.



Fonte: Autor

O procedimento de desenvolvimento de estruturas de barras de pulverização proposto pode ser descrito e separado nos seguintes tópicos:

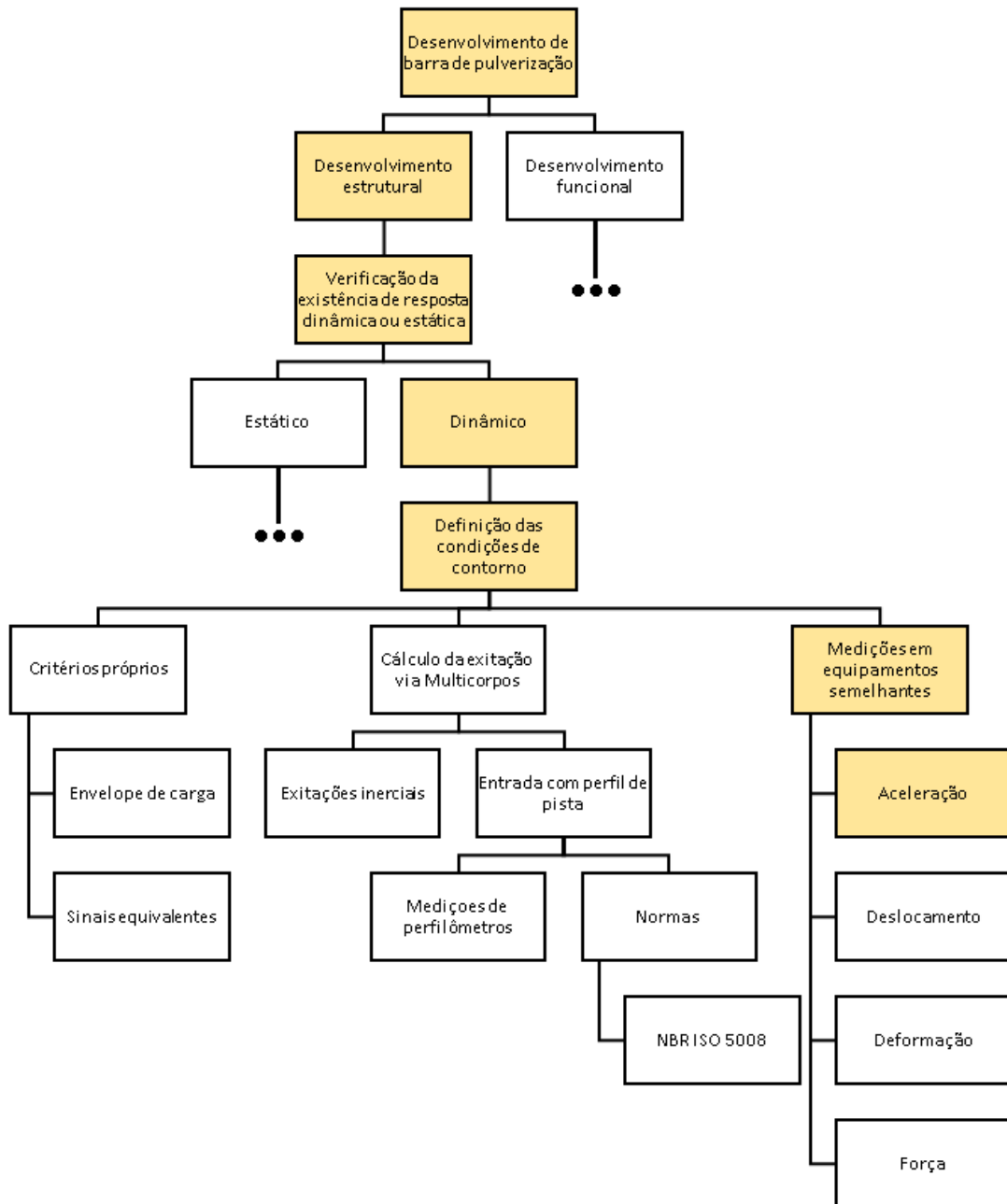
- 1) Dados de entrada: Na primeira etapa, é necessário definir os requisitos de projeto, conhecer os objetivos finais, para que assim se possa definir a sequência de tarefas e análises corretas. Os itens básicos a serem definidos nesta etapa são a largura de trabalho das barras de pulverização, condições de trabalho a que a máquina será submetida, assim como conceitos geométricos para avaliação. Sinais de aceleração para excitação da estrutura e fator de amortecimento foram ambos medidos em máquinas semelhantes, uma vez que nesta etapa ainda não existem protótipos físicos.
- 2) Avaliação do conceito estrutural: Nesta etapa, são avaliados os conceitos geométricos, selecionando o que apresentar respostas dinâmicas satisfatórias. Para tanto, são desenvolvidos modelos simplificados das estruturas, mas que ainda representem seu comportamento global. Com estes, são desenvolvidas análises modais e análises harmônicas com excitações nos sentidos verticais e horizontais, dos quais extraem-se os valores de deslocamentos e tensões, que servem para avaliação comparativa dos conceitos, dos quais seleciona-se um para continuidade do estudo. Ainda com o modelo simplificado, realiza-se uma avaliação transiente do conceito selecionado para verificação se as magnitudes de deslocamentos são aceitáveis, ou então se realiza um processo iterativo até a obtenção desses valores aceitáveis, pois se o projeto for reprovado já em avaliações simplificadas fiéis ao comportamento global, certamente não será aprovado na análise transiente completa com detalhamento das uniões.
- 3) Determinação das curvas S-N: Para avaliação da vida em fadiga da estrutura, é fundamental a determinação das curvas S-N dos componentes. No caso específico do projeto apresentado, as uniões eram feitas por soldagem MAG, unindo aços ARBL, de alta resistência e laminado a frio. Portanto, sabe-se que o processo de soldagem traz grandes perdas na resistência à fadiga. Ainda, algumas soldas encontram-se nas regiões de máximas tensões trativas, logo, é possível assumir que o ponto crítico da estrutura são as uniões soldadas. Portanto, são desenvolvidos ensaios de fadiga experimentais em corpos de prova soldados, para caracterização das curvas S-N de dois tipos de uniões soldadas. Para tanto, foi observado em análise transiente da estrutura de barra o comportamento dos vetores de tensões nas proximidades da solda, criando correlação com ensaios uniaxiais. Os corpos de prova também foram modelados numericamente para cálculo da tensão de *hot spot*, e posterior correlação

com as tensões ocorrentes na estrutura. Porém, em outros projetos, a abordagem pode ser diferente, embora seja comum entre todos a necessidade da determinação dos limites de resistência à fadiga, seja experimental ou caracterizado em normas.

- 4) Validação numérica: É desenvolvida por meio de análises transientes de elementos finitos com modelo detalhado das uniões, exatamente como modeladas nos cálculos de tensões dos corpos de prova para ensaio de fadiga. Com isso, é possível controlar os valores de tensões das uniões na estrutura e correlacionar com os ensaios, obtendo então a previsão da vida da estrutura. Nesta etapa, também são conferidos os valores de deslocamentos e tensões da estrutura. Caso verifique-se uma região da estrutura com tensões trativas significativamente maiores do que no restante, durante toda a avaliação transiente, fica claro que a falha por fadiga tenderá a ocorrer primeiro nessa região específica, e se pode realizar as avaliações de fadiga apenas nestes pontos. Ao fim desta etapa, avaliam-se os valores de vida em fadiga e deslocamentos na estrutura. Caso atendam os critérios de projeto, passa-se à etapa seguinte ou se realiza um processo iterativo, retornando à etapa 2, até o atendimento dos requisitos de projeto.
- 5) Validação experimental: A última etapa do desenvolvimento serve para comprovar que os resultados obtidos nas etapas anteriores foram realizados de maneira correta, ou até mesmo que os requisitos de projeto atendam às necessidades do equipamento. A validação inicia na fabricação da estrutura. Em condições ideais, a estrutura deve ser testada em pistas de testes padronizadas, com possibilidade de repetição de eventos controlados. Nestas realiza-se a validação da resposta dinâmica da estrutura, pode-se validar os resultados de vida em fadiga para certo tempo de operação, bem como a verificação prática da uniformidade da distribuição dos produtos pulverizados. Por fim, as validações finais comumente são realizadas em lavouras em condições reais de utilização com lote piloto de máquinas produzidas. Com isso, o produto estaria apto para comercialização, com a certeza da oferta de produtos com boa eficiência, que atendem as necessidades do cliente final. No entanto, no presente estudo não será realizada a etapa de validação experimental por falta de recursos.

Com base nas atividades macros apresentadas até então, cria-se um fluxograma específico para as atividades e possibilidades para dimensionamento de estruturas de barras, apresentado pela Figura 31, no qual os itens com fundo colorido foi o caminho de atividades selecionado para desenvolvimento do presente projeto.

Figura 31 – Fluxograma de estratégia de dimensionamento.



Fonte: Autor

De modo geral, também aplicável ao procedimento de desenvolvimento de barras de pulverização, o primeiro passo a ser definido é o interesse do estudo, ou seja, se o mesmo será realizado com caráter funcional, avaliando as suspensões ou se será realizado com ênfase na resistência da estrutura. Neste caso opta-se pelo desenvolvimento estrutural, mas toma-se o cuidado para realizar a determinação do carregamento da estrutura com medições de aceleração, representando a excitação da estrutura medida após os sistemas de suspensão.

Em seguida, é necessária a verificação da existência do comportamento dinâmico, realizado por meio da comparação entre frequências naturais e frequências de excitação.

Comumente existirão amplificações dinâmicas em barras de pulverização, uma vez que almejam barras cada vez maiores, desenvolvidas na atualidade, correlacionadas com o desejo da mínima massa. Por isso, neste trabalho, o fluxograma é preenchido apenas para as partes de interesse, e dar-se-á prioridade para a utilização de avaliações estruturais, através de modelos de elementos finitos com análises dinâmicas.

A escolha da forma de aplicar as condições de contorno dependerá do meio ao qual o projeto está sendo desenvolvido, uma vez que algumas organizações podem possuir recursos distintos, como critérios próprios para desenvolvimento, envelopes de cargas, sinais equivalentes, assim como equipamentos de medições distintos, com disponibilidade para medições inerciais, de forças ou deslocamentos.

Uma forma bastante comum é a execução de modelos de dinâmica veicular através de sistemas multicorpos para determinação do comportamento dos mecanismos de suspensão, rigidez de pneus, toda a cinemática da máquina, podendo conciliar estes com modelos de corpos flexíveis para cálculo das barras.

Com a estratégia global de projeto definida é necessário definir ainda quais os tipos de análises serão utilizadas. Ao optar pela determinação da resposta estrutural e obtenção dos dados de entrada por meio de medições inerciais em equipamentos semelhantes, inicia-se o desenvolvimento numérico com a utilização do método dos elementos finitos.

Posteriormente, é necessário verificar a existência de não linearidades no comportamento da estrutura. As não linearidades de contato e materiais são um tanto quanto triviais em sua definição, no entanto a geométrica é resultado de grandes deslocamentos. Para um caso dinâmico de uma estrutura complexa o mais prudente é realizar a verificação da existência do fenômeno por meio de um comparativo entre modelo linear e não linear. Ou então, adota-se como medida de precaução utilizar modelos não lineares, uma vez que sempre representarão melhor a realidade, mas, em contrapartida demandam de maior custo computacional.

Verificando a necessidade da utilização de um modelo não linear, pode-se direcionar a resolução para uma análise transiente no domínio do tempo, uma vez que a única análise dinâmica capaz de representar o comportamento não linear geométrico.

Por outro lado, na hipótese de comportamento linear, é possível optar por análises harmônicas, na qual é realizada a análise por uma varredura de frequências variando de forma senoidal um dado carregamento. Este tipo de análise não representa diretamente o comportamento real de uma estrutura durante o trabalho de pulverização, no entanto, por ser

uma análise fácil e rápida pode proporcionar um bom critério de projeto para avaliações prévias do comportamento dinâmico da estrutura, úteis durante a etapa de concepção.

Outra opção é a análise de vibração aleatória no domínio da frequência, a qual tem tratamento de dados probabilísticos, que também é um bom critério de projeto, porém sem apelo gráfico. O sinal de entrada é dado em forma de energia em uma dada faixa de frequência e a resposta é a probabilidade de resposta. Tais tratamentos possibilita a redução de longos períodos de carregamentos em um único gráfico de PSD (Densidade espectral de potência), o que torna a avaliação mais rápida, entretanto, torna a avaliação de resultados mais complexa.

Por outro lado, a análise transiente é a que mais se assemelha com a realidade, uma vez que o sinal de entrada é o sinal medido no domínio do tempo, e tem recursos para representar comportamentos não lineares. No entanto, as fiéis representações resultam em elevados custos computacionais muitas vezes não encaixando-se nos tempos de solução requeridos pelas empresas.

Desta forma, um projeto de barra de pulverização pode nascer em análises simplificadas lineares harmônicas e posteriormente serem validados em uma avaliação transiente. No presente trabalho serão utilizados como dados de entrada medições inerciais de aceleração medidas no ponto de engaste da barra e estas serão os dados de carregamentos, de tal forma que se faz uso da transformada rápida de Fourier para verificação das frequências de excitação da estrutura.

Com a necessidade de avaliar de forma ágil qual dos conceitos de barras apresentam o melhor comportamento dinâmico são realizadas análises harmônicas com varredura de frequências, próxima as que foram evidenciadas na FFT do sinal de excitação. Desta forma, utilizam-se como critérios de avaliação os deslocamentos e tensões, com critério de minimização. Os deslocamentos são controlados por questões agronômicas de qualidade de produto e as tensões para atingimento da aprovação estrutural de projeto.

Em segundo momento inicia-se a avaliação estrutural e desenvolvimento do conjunto proposto com o modelo global selecionado, realizada por meio de interação CAD/CAE. Nesse serão realizadas análises transientes utilizando como carregamentos os dados de medições de acelerações nos pontos de excitação da estrutura durante condições de operação realizadas na área de testes da empresa parceira, obtendo assim um histograma de tensões a ser utilizado no cálculo de fadiga das uniões. O fator de amortecimento necessário nas análises dinâmicas da estrutura também foi determinado experimentalmente em equipamentos semelhantes da empresa parceira.

Um ponto importante realizado nesta etapa são as ligações entre os perfis que formam as treliças e os perfis principais. Neste serão desenvolvidos alguns modelos avaliando tensões em modelos CAE e referenciados em normas de fadiga com isso pretende-se desenvolver dois modelos de uniões soldadas, para as quais serão determinadas as curvas de fadiga experimentalmente. E utilizadas para correlacionar as tensões da análise transiente com a vida em fadiga. Desta forma, serão realizadas previsões de vida em fadiga da estrutura através do método Tensão Número de Ciclos (S-N), que representa de forma adequada os fenômenos de alto ciclo, o que corresponde com as características desejadas no componente a ser desenvolvido.

3.1 Descrição geral do modelo em estudo

O primeiro item a ser desenvolvido em projetos mecânicos, não exclusivamente para barras de pulverização, mas para a maioria das idealizações, deve ser a elaboração da lista de requisitos, que deve contemplar características essenciais, desejos atrelados a planejamentos comerciais e condições funcionais do produto.

Ressalta-se que o objetivo do estudo é a obtenção do procedimento de desenvolvimento. Para isso, utiliza-se um caso de projeto, sem relação alguma com produtos existentes ou futuros, apenas utilizado para exemplificação do procedimento proposto, assim como os carregamentos utilizados não representam fielmente as condições de trabalho, tampouco a vida do equipamento.

Um projeto de barras de pulverização tem como características principais as dimensões globais da estrutura com relação direta a capacidade operacional do equipamento. Um requisito deste projeto é que as uniões sejam realizadas por meio de uniões soldadas, para que sejam desenvolvidos conhecimentos sobre fadiga em uniões soldadas.

Com os requisitos desejáveis, tem-se os menores deslocamentos possíveis, uma vez que estes são atrelados à qualidade funcional do equipamento, garantindo que a vibração não prejudique a uniformidade da distribuição dos defensivos. Outra característica desejável é a mínima massa possível, que influencia diretamente em custos e desejo de minimização da compactação.

Para início do procedimento são necessários dados de entrada, constantes durante o desenvolvimento e tratados como referenciais de produtos a serem obtidos. Em uma barra de pulverização o primeiro item a ser respondido é qual será a largura de trabalho desejada, também conhecida popularmente como tamanho da barra.

O conjunto de barras de pulverização desse modelo que será utilizado como conceito inicial é composto por uma barra central alocada na parte traseira da máquina, mais uma estrutura por lado da máquina. Afirma-se que a largura útil de aplicação da barra é formada pela soma da largura de cada barra que forma o conjunto, o qual é exemplificado pela Equação 27.

$$L_{APLICAÇÃO} = L_{BARRA_CENTRAL} + 2 \times L_{BARRA_LATERAL} \quad (27)$$

onde:

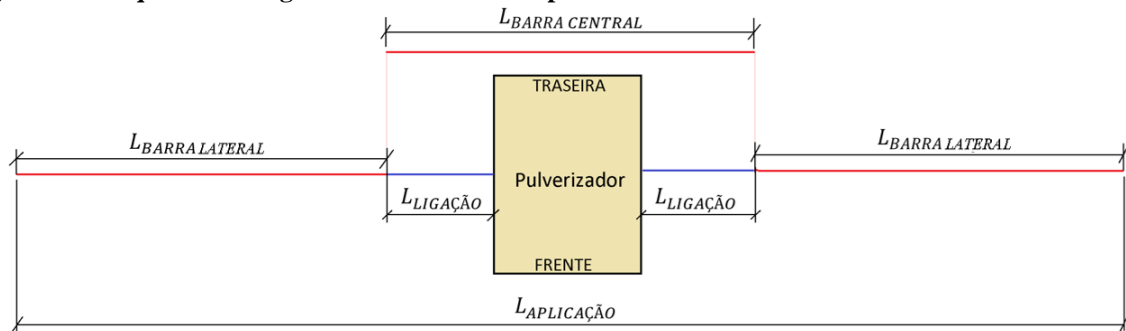
$L_{APLICAÇÃO}$: largura útil de aplicação da máquina;

$L_{BARRA_CENTRAL}$: largura útil de aplicação da barra central;

$L_{BARRA_LATERAL}$: largura útil de aplicação da barra lateral;

A Figura 32 apresenta um esboço de posicionamento das barras de pulverização.

Figura 32 – Esquema de largura útil das barras do pulverizador.



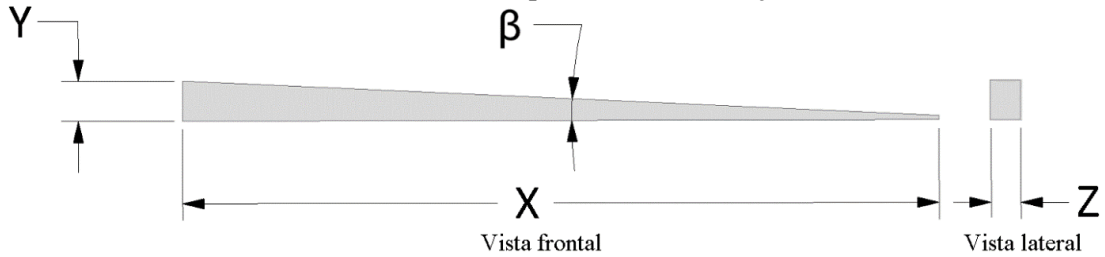
Fonte: Autor

A barra central tem sua largura útil que é equivalente ao seu comprimento total, já as barras laterais podem ter parte da estrutura utilizada como elemento de ligação, não sendo útil funcionalmente para pulverização a largura útil das barras laterais é a porção sem sobreposição.

Neste estudo, desenvolve-se uma estrutura de barra de pulverização lateral e o processo de desenvolvimento utiliza os mesmos princípios para cada uma das barras. É preciso definir as dimensões globais da estrutura, sendo valores exatos ou variáveis do problema.

A Figura 33 apresenta um esboço de uma barra lateral, na qual a dimensão X está diretamente relacionada com o alcance da barra e a estrutura de ligação necessária. A medida Y refere-se à altura máxima da barra de pulverização, o ângulo β representa o índice de decaimento da altura da seção em função de X . Logo, a dimensão Z está relacionada com a largura do perfil da estrutura, que pode variar ao longo da barra ou não.

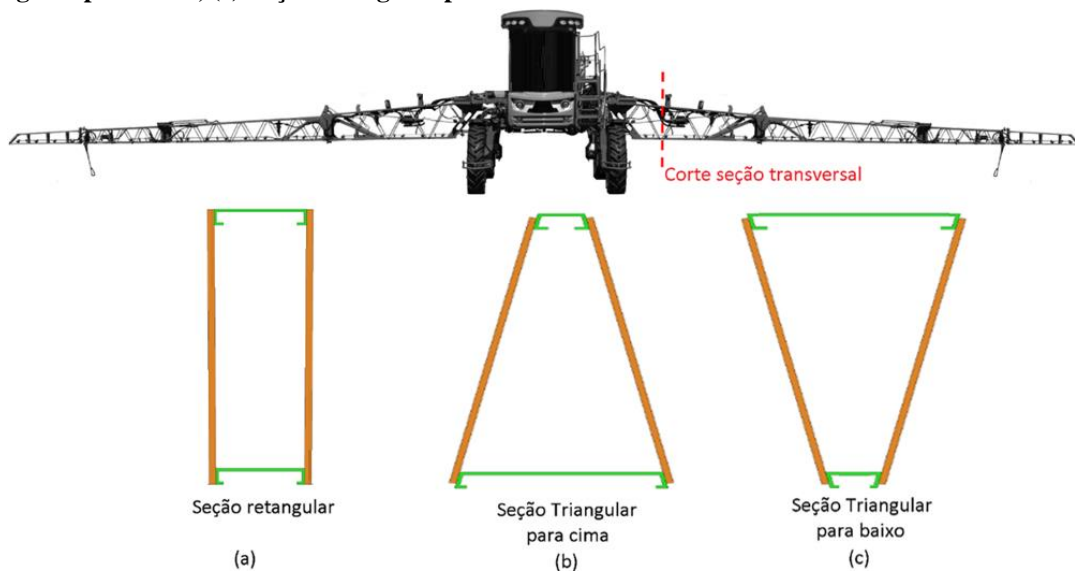
Figura 33 – Dimensões característica barra lateral para formar um conjunto de barras.



Fonte: Autor

A partir das dimensões primárias criam-se conceitos globais a serem avaliados. Neste serão avaliados três diferentes conceitos de estruturas mantendo como constantes as dimensões X , Y , β e a massa total da estrutura. Dentre estes três modelos, ocorrerá variação da dimensão Z e o perfil da vista lateral, o que pode ser observado por um corte transversal da barra de pulverização representado graficamente pela Figura 34.

Figura 34 – Seções transversais das barras a serem avaliadas globalmente. (a) Seção retangular, (b) Seção triangular para cima, (c) Seção triangular para baixo.



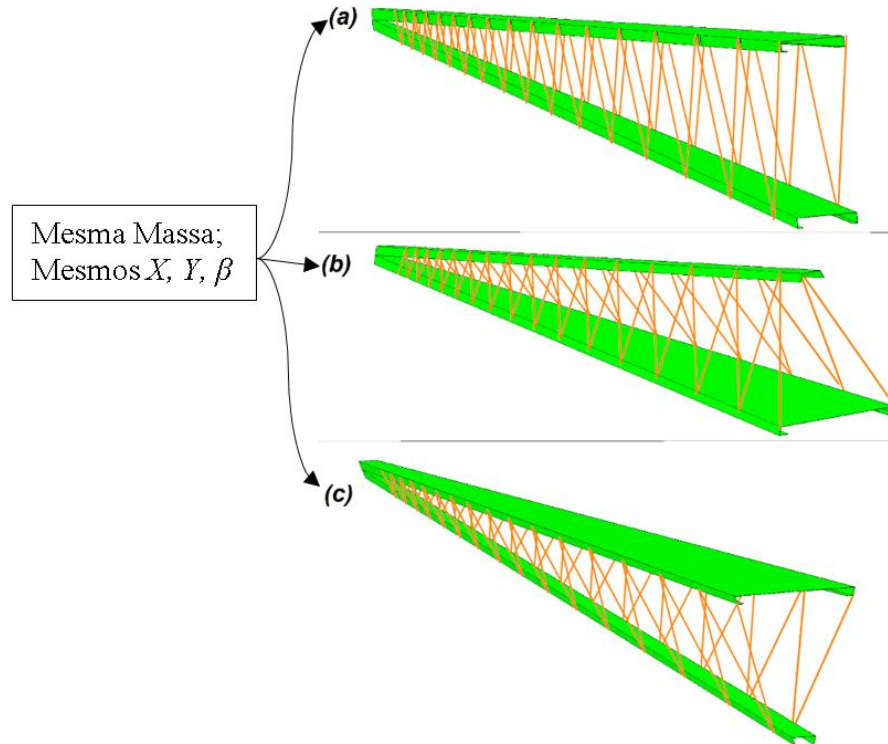
Fonte: Autor

As seções transversais apresentadas na Figura 34 são as variáveis da primeira avaliação de eficiência estrutural. O conceito de barra de pulverização proposto é formado por dois perfis principais, um superior e outro inferior, além das barras de ligações aplicadas na lateral de forma a constituir uma estrutura treliçada. A seção (a) representa um modelo retangular, no qual o perfil superior possui dimensões iguais ao perfil inferior. A seção (b) é uma seção triangular, na qual o perfil superior é menor que o perfil inferior. Já, na seção (c), o perfil de dimensões menores encontra-se na parte inferior da estrutura.

Com isso, obtêm-se três conceitos de barras de pulverização com características funcionais idênticas, tendo a mesma faixa de trabalho e mesma massa, nos quais, varia-se

apenas a seção transversal de forma a avaliar qual é a mais indicada para o caso estudado. A Figura 35 apresenta os conceitos geométricos gerados com base nas definições apresentadas.

Figura 35 – Conceitos a serem avaliadas globalmente. (a) Seção retangular, (b) Seção triangular para cima, (c) Seção triangular para baixo.



Fonte: Autor

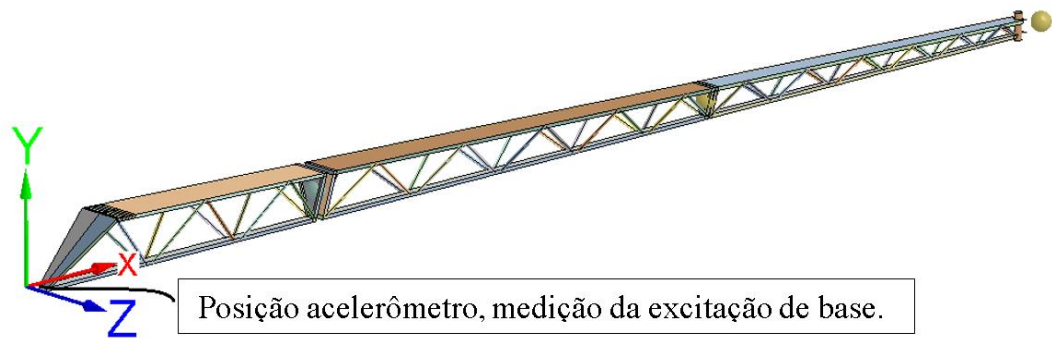
Além das definições geométricas, funcionais e estruturais também são necessárias informações referente as condições de trabalho em que a estrutura será submetida, as quais são definidas experimentalmente no item 3.1.1.

3.1.1 Dados de entrada experimentais para os modelos numéricos

A etapa de determinação das condições de contorno deve ser realizada criteriosamente. Deve explorar as diversas condições de trabalho possíveis para o equipamento, e representar fielmente a realidade de uso dos equipamentos, pois os erros e as incertezas desta etapa são diretamente transferidos para todos os desenvolvimentos posteriores.

Para determinar as condições de trabalho foram realizadas medições inerciais de aceleração em equipamentos semelhantes, realizadas nos pontos de excitação da estrutura, próximo aos pontos de restrição do modelo numérico. Quanto mais próximo aos pontos de restrição forem posicionados os sensores, menor será o erro. O sistema de coordenadas presente na Figura 36 representa a posição do acelerômetro no momento da aquisição de dados.

Figura 36 – Posição do acelerômetro para aquisição do sinal de excitação da barra.



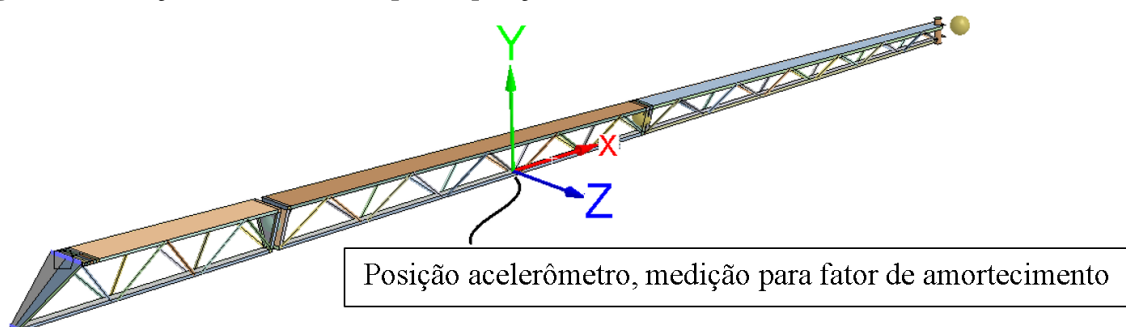
Fonte: Autor

As medições foram realizadas na empresa apoiadora, sem divulgação de imagens de máquinas, tampouco as condições de trabalho. Do sinal medido faz-se uso apenas de 3 segundos da medição como condição de trabalho para preservar as informações confidenciais internas da empresa apoiadora. Entretanto, uma condição real de projeto é indicado um intervalo de amostragem maior, a medição foi realizada com um acelerômetro triaxial, sob uma taxa de aquisição de dados de 600 Hz.

O eixo Y mede a aceleração vertical, enquanto o eixo Z realizava a medição horizontal no sentido de deslocamento da máquina, o eixo X mede a aceleração também horizontal, porém no sentido axial a estrutura da barra, perpendicular ao deslocamento da máquina. Os valores de acelerações medidos são utilizados diretamente na análise transiente final. Porém, anteriormente, realiza-se uma FFT do sinal para determinação das principais componentes harmônicas da excitação, as quais comprovam a existência do comportamento dinâmico e definem a faixa de frequências a para avaliação harmônica.

Após a coleta dos dados de carregamento, o acelerômetro é reposicionado, desta vez para medição da resposta em uma parte com amplificação dinâmica no centro da barra para determinação dos valores de amortecimento. A Figura 37 apresenta um sistema de coordenada na posição de instalação do acelerômetro.

Figura 37 – Posição do acelerômetro para aquisição do amortecimento estrutural.



Fonte: Autor

Na medição para determinação do fator de amortecimento foram impostos deslocamentos horizontais na extremidade da barra de pulverização, aplicando uma flexão horizontal estática e posteriormente, o carregamento é removido de forma que a barra vibre livremente, excitando com predominância o primeiro modo de vibrar, visto que o deslocamento aplicado gera deformação semelhante ao primeiro modo.

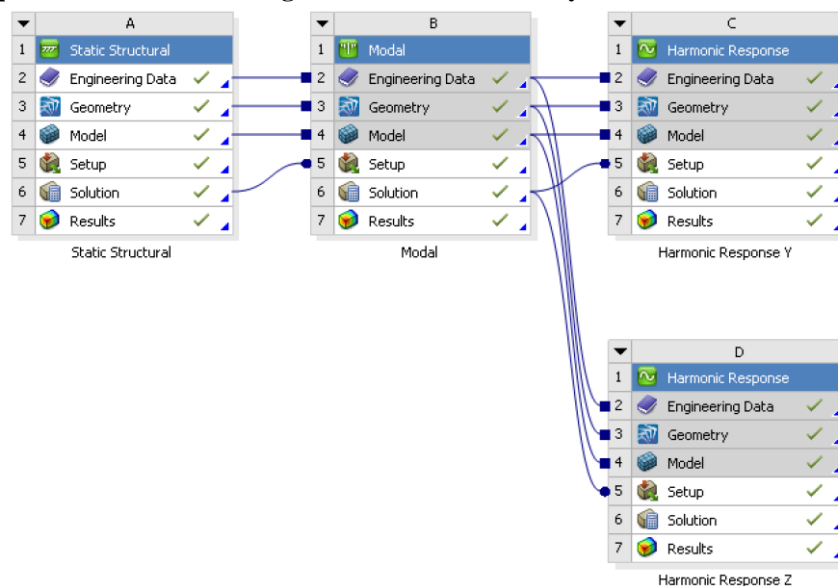
3.2 Avaliação global dos conceitos estruturais (modelo simplificado)

No presente estudo, as massas provenientes do sistema de pulverização, dutos, filtros, bicos foram aplicadas de forma distribuídas ao longo da estrutura, assim como a massa do sistema de abertura e fechamento da barra foi adicionada por meio de pontos de massa, uma vez que estão concentradas. Além da função de aplicação de defensivos, as barras de pulverização necessitam também dispor de sistemas de abertura e fechamento para transporte da máquina, entretanto, não se representa, nem se desenvolve estes sistemas no presente estudo, visto que a ênfase do trabalho está na dinâmica das condições de trabalho.

Afirma-se que o objetivo principal do estudo é desenvolver estruturas para barras de pulverização com a maior estabilidade, logo, que apresentem o menor deslocamento. Juntamente a isso, avalia-se a resistência mecânica e estima-se a previsão da vida em fadiga.

Para avaliação global e seleção do melhor conceito a ser utilizado são utilizadas análises de elementos finitos com auxílio do software Ansys Workbench 19R1. A sequência de análises para avaliação global segue representada pela Figura 38, sendo que o processo é replicado da mesma forma para os três modelos.

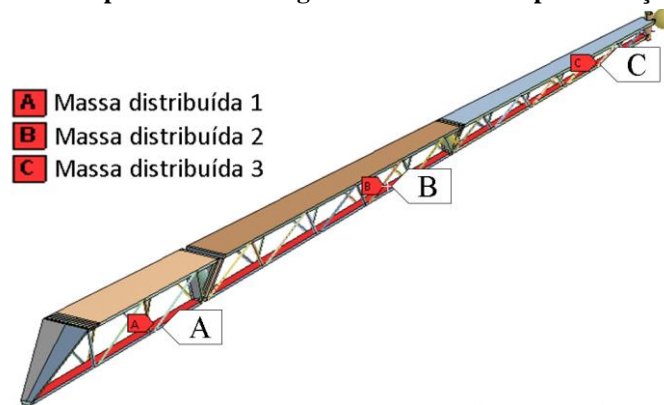
Figura 38 – Sequências de análises configuradas no Software Ansys Workbench.



No quadro A é desenvolvido um modelo de análise estática, com carregamento da aceleração gravitacional para verificação dos comportamentos da estrutura sob o peso próprio. Transferindo pretensões e restrições para cálculo da modal, que apresenta as características dinâmicas da estrutura. Na sequência são realizadas duas análises harmônicas uma para o carregamento vertical e outra para o horizontal, que por sua vez, apresentam respostas de deslocamentos e tensões em função das acelerações senoidais.

Além da estrutura modelada em elementos de vigas e casca existem as massas do sistema de pulverização, as quais foram impostas ao modelo por meio de massa distribuída no perfil inferior da estrutura, representados pela cor vermelha na Figura 39.

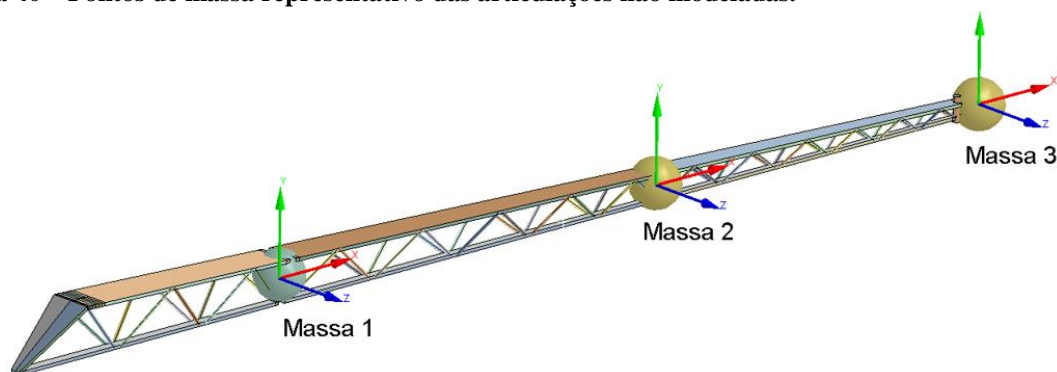
Figura 39 – Massa distribuída representado carregamento da linha de pulverização



Fonte: Autor

Já, a Figura 40 mostra as massas remotas que representam os sistemas de articulação para recolhimento da lança não modelados.

Figura 40 – Pontos de massa representativo das articulações não modeladas.

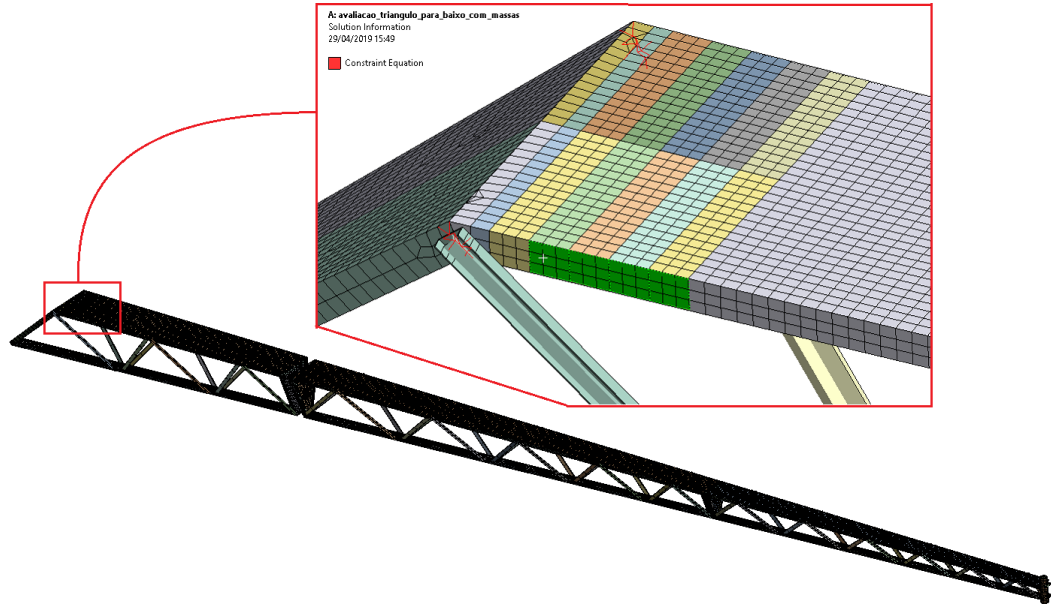


Fonte: Autor

As ligações entre os módulos da barra foram realizadas por elementos rígidos de contato MPC, no entanto, para real representação de um produto real é necessário considerar com fidelidade os elementos de ligação, normalmente dotados de sistemas de articulações. Que, conforme a concepção, podem ser prejudiciais ao comportamento dinâmico da estrutura.

A malha utilizada para avaliação do modelo global é composta por elementos de casca quadriláteros de quatro nós e elementos de viga, com um total de aproximadamente 15 000 nós, apresentados pela Figura 41.

Figura 41 – Malha de discretização do modelo global da barra.

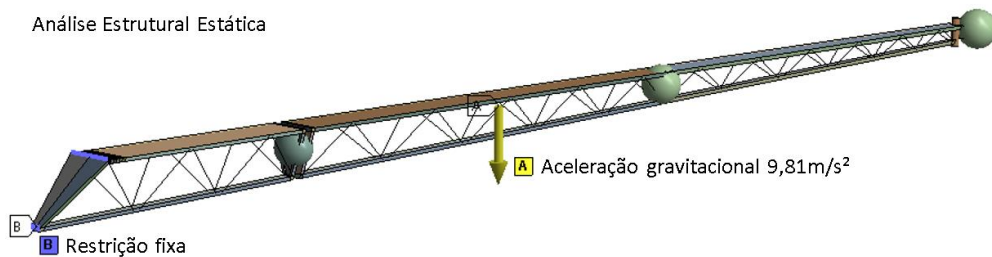


Fonte: Autor

A condição de contorno do modelo é apresentada pela Figura 42, na qual as linhas azuis indicam as restrições fixas. O carregamento imposto é a aceleração gravitacional representado pela seta de cor amarela.

Figura 42 – Condição peso próprio.

Análise Estrutural Estática



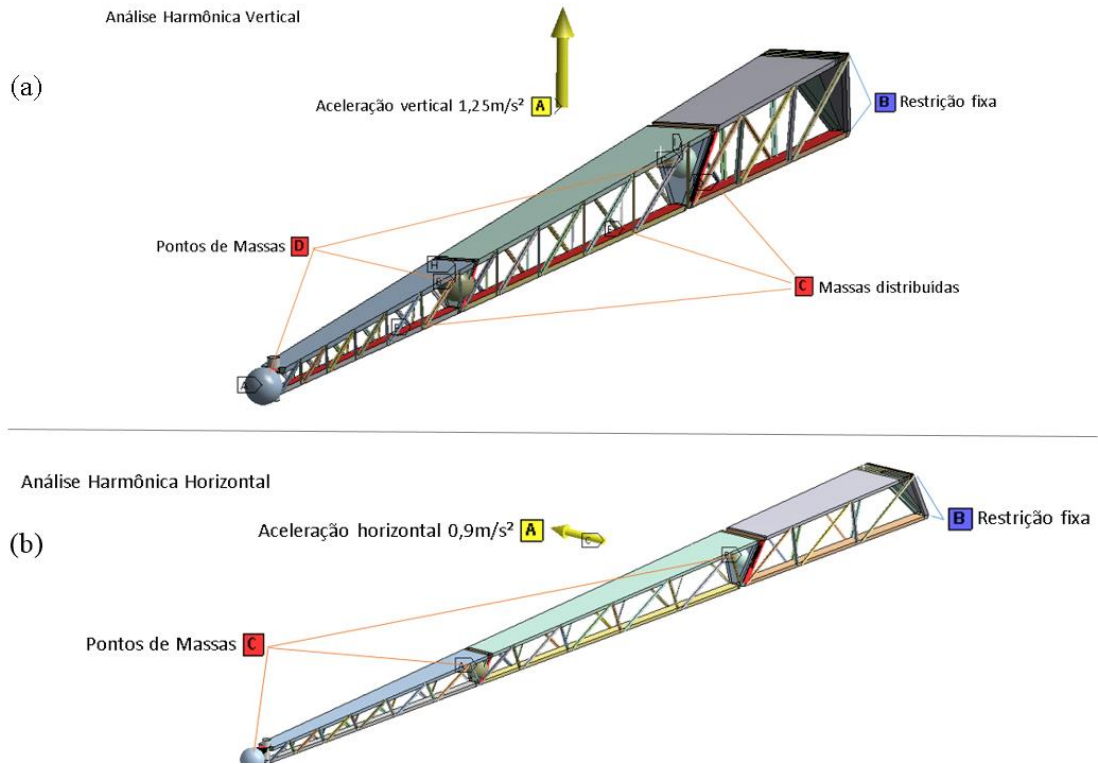
Fonte: Autor

As pretensões e as restrições aplicadas neste modelo estático são transferidas para a análise modal. Esta por sua vez necessita de configuração apenas para a seleção dos modos de vibrar que neste caso foi configurada para capturar os menores que 120 Hz.

Na sequência são realizadas duas análises harmônicas por superposição utilizando modos pré-tensionados, uma para verificação da resposta no sentido vertical e outra no sentido horizontal, utilizando como carregamento uma varredura de frequências e amplitude de aceleração capturada pela FFT dos sinais medidos a campo. Nesta mesma é ativado o recurso de agrupamento de frequências, a qual configura as frequências de excitação nos

mesmos valores das frequências naturais, para confirmar a captura dos picos de ressonância. Além disso, também é configurado o amortecimento estrutural obtido com o cálculo do decremento logarítmico, apresentado no item 4.3.1. Os modelos harmônicos são apresentados pelas Figura 43 (a) com excitação vertical e (b) com excitação horizontal.

Figura 43 – Modelo de avaliação harmônica. (a) Aceleração vertical. (b) Aceleração horizontal.



Fonte: Autor

As amplitudes de aceleração se referem às amplitudes máximas obtidas na FFT do sinal de excitação na mesma direção que o modelo numérico, também apresentado no item 4.3.1. Destes modelos foram controlados os deslocamentos e as tensões máximas, os quais foram comparados para os três modelos de barras avaliadas, e por meio destes selecionar a estrutura mais eficiente para tais condições, visto que as estruturas que apresentam os menores resultados de deslocamentos tendem a ser mais estáveis durante a utilização, logo qualitativamente melhores, bem como, as que apresentam menores tensões possuem menos tendência a falha por fadiga, ou possibilitarão um redução de massa estrutural.

Após selecionar a estrutura com base nos resultados das avaliações globais, a geometria será validada na avaliação transiente descrita na seção 3.3.

3.3 Avaliação transiente (modelo detalhado)

A avaliação numérica transiente é realizada apenas para o conceito estrutural selecionado, identificando as uniões mais solicitadas, as quais foram detalhadas no modelo numérico de forma a obter as tensões estruturais necessárias para os cálculos de viga em fadiga (correlação entre tensões *hot spot* na junta soldada e vida em fadiga experimental).

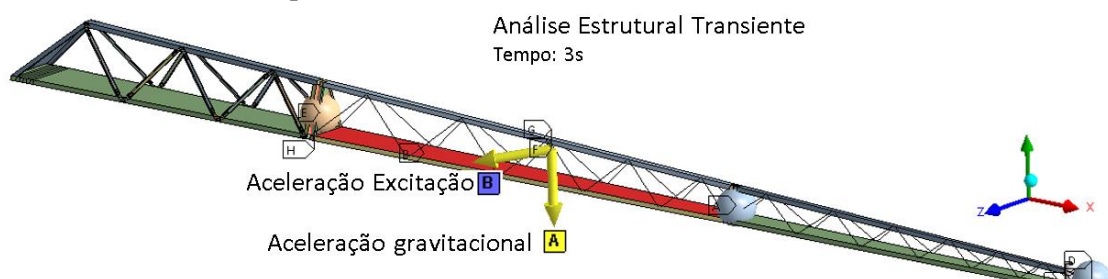
A primeira avaliação transiente do projeto foi realizada com o mesmo modelo simplificado utilizado para avaliação global do melhor conceito, apenas aplicando a excitação dinâmica. Assim, obteve-se uma previsão do comportamento e definiram-se as regiões mais solicitadas. Logo, foi possível definir quais uniões eram mais solicitadas e conseqüentemente devem receber o modelamento detalhando em casca para determinação das tensões estruturais *hot spot*.

Assim como no modelo global, no modelo transiente foram contempladas as massas distribuídas do sistema de pulverização, as massas localizadas representando os sistemas de abertura e fechamento, bem como a aceleração gravitacional no sentido *Y* vertical. A excitação dinâmica foi aplicada por meio de uma aceleração global, e fixando a estrutura na região onde foi realizada a medição de aceleração.

Na análise transiente foram consideradas não linearidades geométricas de grandes deslocamentos, logo, a solução por superposição modal é descartada. Entretanto, por limitações de *software* de simulação, a inserção de acelerações de base era disponível apenas para avaliações lineares. Para contornar esta limitação sem necessidade de transformar o sinal de entrada em deslocamentos ou forças, fixou-se ao espaço a região de excitação da estrutura e aplicaram-se acelerações globais. Tal consideração é válida pois o modelo possuía apenas um ponto de excitação. Basicamente, ao invés de aplicar a excitação foi aplicada a reação e são medidas as respostas relativas. Uma discussão sobre essa modelagem é apresentada no Apêndice E.

A Figura 44 apresenta os carregamentos impostos na análise transiente.

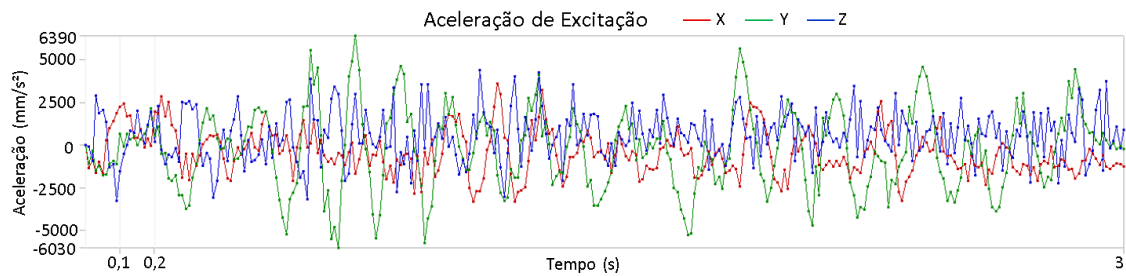
Figura 44 – Modelo numérico para análise transiente.



É possível observar que os perfis de ligação que formam o conceito de treliça no primeiro módulo da barra de pulverização são representados com elementos de casca, por ser o mais solicitado estruturalmente, diferente do restante que é discretizado por elementos de viga. Este é o chamado “modelo detalhado” para análise de tensões.

Já a Figura 45 apresenta o gráfico da aceleração da excitação de campo aplicada.

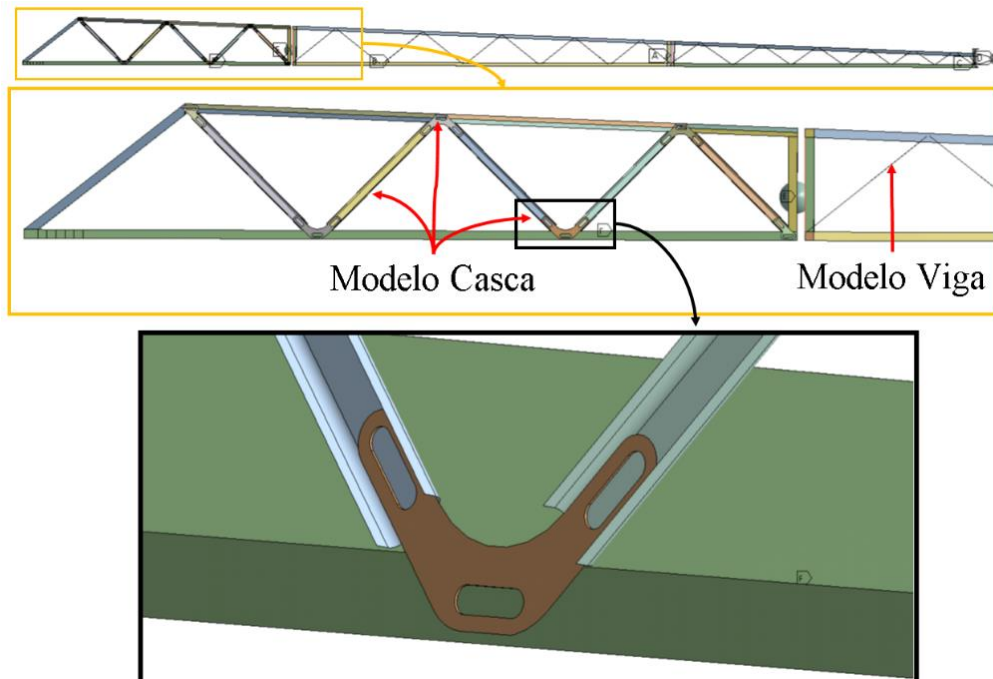
Figura 45 – Aceleração de excitação análise transiente



Fonte: Autor

A região mais solicitada é representada com elementos de casca para maior precisão dos valores de tensões. Entretanto, para que o modelo global seja válido o mesmo deve apresentar rigidez semelhante. Também foram comparadas as frequências naturais entre os modelos de casca e viga, nos quais, evidenciou-se uma variação de 4% no valor do primeiro modo de vibrar. Porém, os comportamentos das deformações dos modos foram preservados. A Figura 46 apresenta detalhes do modelo utilizado.

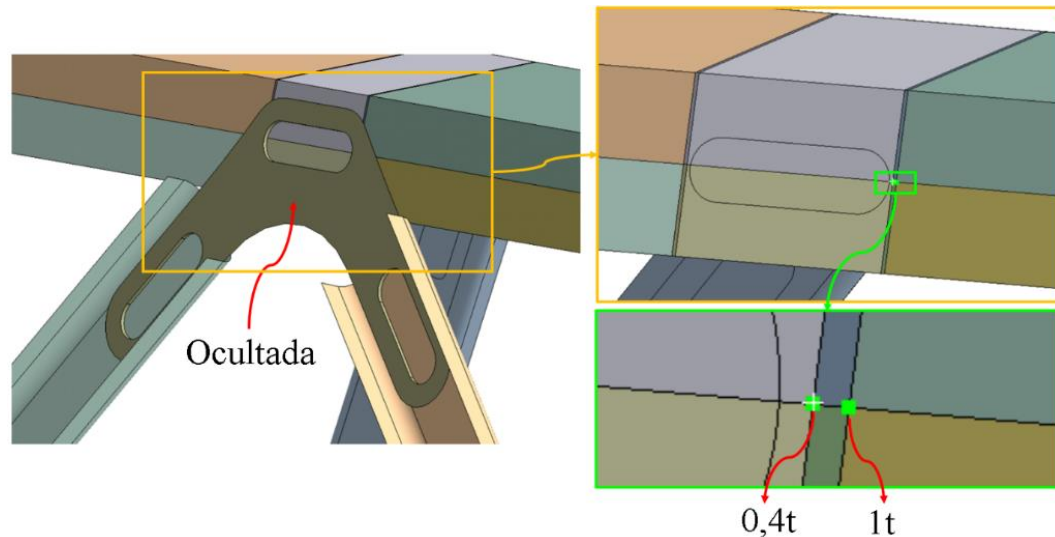
Figura 46 – Modelo numérico detalhado para análise transiente.



Fonte: Autor

A Figura 47 apresenta o modelamento da região da solda. As divisões de face impostas ao perfil superior criam vértices nos pontos de controle da tensão para extrapolação e cálculo da tensão de *hot spot*, possibilitando que as tensões sejam obtidas nos pontos corretos.

Figura 47– Geometria das uniões soldadas mais solicitadas no modelo numérico detalhado.



Fonte: Autor

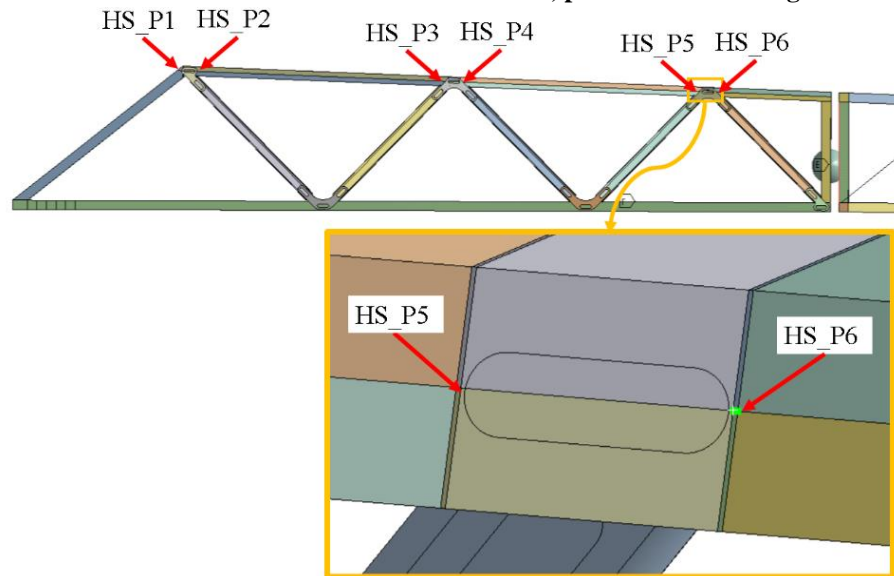
A forma de modelagem apresentada é aplicada em todas as soldas que unem as treliças com o perfil superior da primeira seção. Além disso, o controle é realizado dos dois lados de cada solda, assim totalizando 12 pontos de controle de tensão de *hot spot* e avaliação da vida em fadiga.

3.4 Avaliação da vida em fadiga das uniões soldadas

Quando uma estrutura é solicitada dinamicamente, existe a tendência de favorecer a ocorrência de falhas por fadiga, em virtude da maior ocorrência de ciclos. Da mesma forma, uniões soldadas reduzem a resistência à fadiga dos materiais.

Logo, no presente estudo, a previsão de vida da estrutura foi calculada para as regiões de solda, modeladas em casca no primeiro módulo da barra de pulverização descrito na seção 3.3. A Figura 48 apresenta os pontos de controle de tensão de *hot spot*, os quais foram denominados por HS_Pn, sendo que n varia de 1 a 12. Observam-se os pontos de 1 a 6 em um lado da barra e simetricamente no perfil, existem os pontos de 7 a 12.

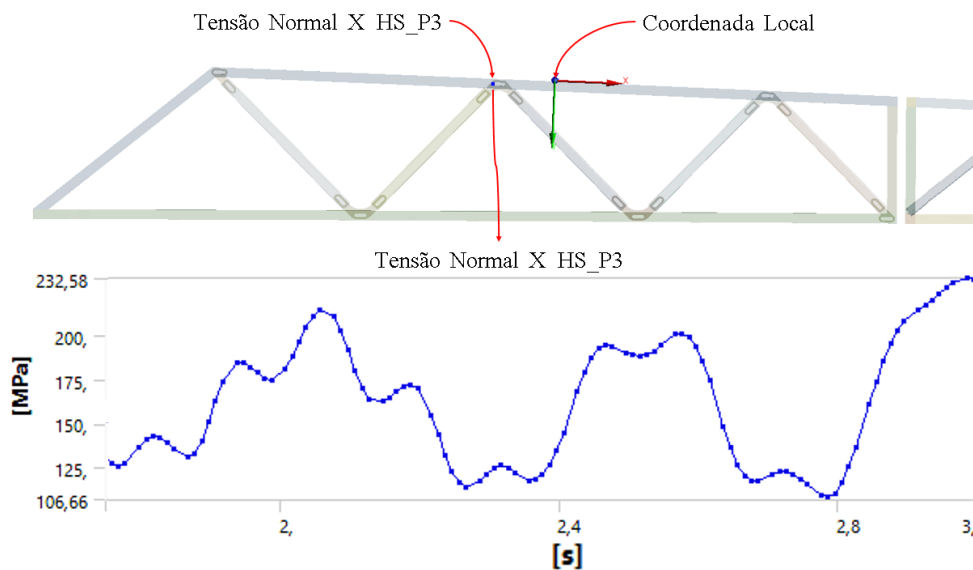
Figura 48 – Pontos de controle de tensão do modelo detalhado, para o cálculo da viga em fadiga.



Fonte: Autor

A Figura 49 apresenta um exemplo de controle de tensão em função do tempo, na qual monitora-se a tensão normal ao eixo X da coordenada local, pois o estado de tensões é praticamente uniaxial nesta direção.

Figura 49 – Controle de tensão normal a solda na análise transiente



Fonte: Autor

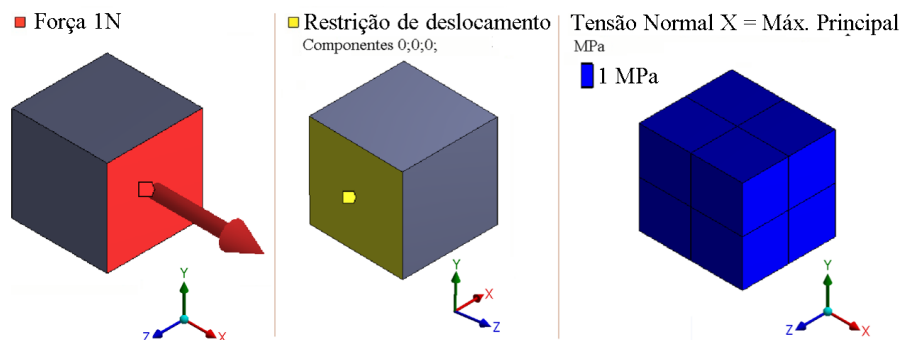
Da análise transiente, para cada lado da união soldada foram obtidas as tensões normais ao perfil em dois pontos, os quais são submetidos à equação 28, com isso, constituem a tensão estrutural de *hot spot*, que é obtida para cada intervalo de resposta da análise transiente.

$$\sigma_{hs} = 1,67 \sigma_{1 \ 0,4t} - 0,67 \sigma_{1 \ 1,0t} \quad (28)$$

Estas tensões *hot spot* HS são correlacionadas com as curvas de resistência à fadiga das uniões soldadas obtidas experimentalmente. Para correlação do histórico de tensões HS utiliza-se o método da contagem de ciclos Rainflow e posteriormente, a regra de Palmgren-Miner para determinação do dano acumulado e previsão da vida em fadiga.

Para isso, fez-se uso do módulo *Fatigue Tool* do *Software Ansys Workbench*, no qual foi inserida a curva de fadiga experimental como propriedade de um cubo qualquer, junto a uma análise estática “genérica”, desenvolvida para obtenção de tensão máxima principal unitária constante em toda a geometria com valor de 1 MPa. Neste caso, a geometria utilizada não representa um componente, mas servirá de base para ser amplificada pelos valores de tensões HS, possibilitando o uso de ferramentas básicas de cálculo de fadiga, pois o *software* utilizado é apenas uma ferramenta de pós processamento e amplifica uniformemente todos os carregamentos de uma análise estática, logo válido para análises uniaxiais. Para a constituição da análise estática do modelo auxiliar, foi utilizado um cubo de 1 mm com uma carga axial de 1 N, gerando tensões de 1MPa, na qual, o estado de tensões será multiplicado pelo histórico de tensões HS. Como apresenta a Figura 50.

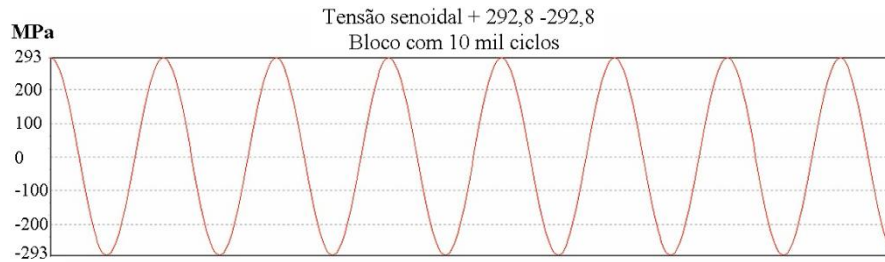
Figura 50 – Análise estática de um modelo auxiliar para o *Fatigue Tool*: cubo de 1mm com tensão unitária.



Fonte: Autor

Desta forma, representa-se uma geometria com tensão constante de 1 MPa, e com os limites de resistência à fadiga das uniões soldadas ensaiadas. Assim, com o módulo de pós-processamento do *Fatigue Tool*, foram utilizados os históricos de tensões de *hot spot* para amplificar as tensões unitárias e, assim, ter o histórico de tensões do modelo analisado nesse trabalho. Como exemplo, cita-se uma condição de tensão senoidal, com um bloco de 10 mil ciclos formando um bloco de carregamento, apresentado na Figura 51

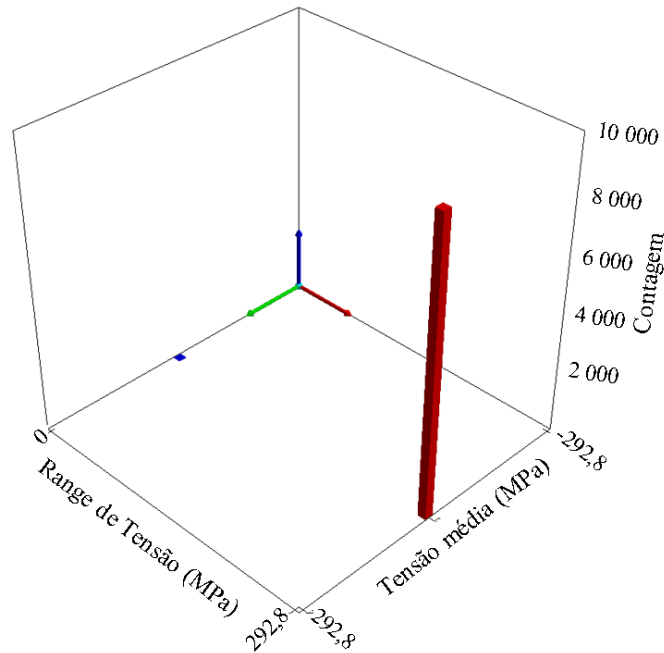
Figura 51 – Bloco de carregamento de 10 mil ciclos senoidais, com amplitude de 292,8 Mpa e média 0.



Fonte: Autor

Após ter inserido o histórico de carregamento no Fatigue Tool, foi realizado o método da contagem de ciclos Rainflow. Os resultados estão representados na Figura 52. Observa-se que as máximas amplitudes coincidem com 292,8MPa, e a média é 0, e a contagem de ciclos no eixo vertical é de 10 000, validando a metodologia.

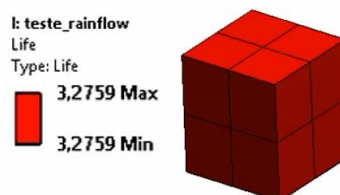
Figura 52 – Rainflow do bloco de carregamento de 10 mil ciclos senoidais aplicados na geometria auxiliar.



Fonte: Autor

Nesta mesma simulação é possível obter a estimativa de vida do componente, referenciada no histórico de carregamentos inseridos. Neste exemplo, a Figura 53 apresenta o resultado de vida.

Figura 53 – Vida prevista para o exemplo de histórico de carregamento imposto na geometria auxiliar.



O resultado obtido 3,2759 ciclos refere-se a quantidades de vezes que o carregamento inserido como dado de entrada poderia ser repetido até a falha. Neste exemplo cada bloco de carregamento possuía 10 mil ciclos, logo o valor da vida em ciclos é o produto do número de ciclos do bloco multiplicado pelo resultado de vida.

É possível validar o procedimento utilizado, quando comparado aos resultados experimentais de fadiga apresentados na seção 4.2, para um caso de tensão alternada de 292,8MPa, com tensão média igual a zero a união soldada suportaria 32759 ciclos, coerente com os resultados experimentais do ensaio de fadiga realizado com uma carga de $\pm 20\text{kN}$, que conforme modelo de tensão estrutural de *hot spot* na solda bujão correspondia com a tensão da análise.

Uma vez que se obtiveram valores de tensões de *hot spot* na análise dinâmica para as uniões mais solicitadas, repetindo este procedimento para cada ponto de tensão, determinou-se a previsão da vida em fadiga das uniões, definido assim a mínima resistência da estrutura.

3.5 Procedimento experimental para avaliação das juntas soldadas

A resistência à fadiga das juntas soldadas do modelo numérico detalhado, utilizado na análise transiente, também é um dado de entrada e foi obtida experimentalmente neste trabalho. Além disso, toda a caracterização das propriedades do material e das juntas soldadas foi realizada de forma experimental, conforme descrito nesta seção.

Para comprovar os dados, foram desenvolvidos corpos de provas para ensaios de fadiga das uniões soldadas, assim como ensaios de tração, macrografia e microdureza, para determinar a resistência ao escoamento e ruptura dos materiais e certificar a integridade das uniões soldadas.

Com isso, busca-se avaliar os efeitos da união soldada em um aço ARBL laminado a frio de elevada resistência e baixa liga, o qual deve ter sua microestrutura afetada na zona termicamente comprometida pelo aporte térmico, assim como o aumento do tamanho do grão e perda do encruamento.

Com a finalidade para estudo específico, os corpos de prova foram fornecidos pela empresa apoiadora para sigilo industrial, especificações de parâmetros de soldagem e nomenclatura do material ensaiado serão preservados.

Os principais ensaios utilizados neste desenvolvimento foram:

- Inspeção de líquidos penetrantes na união soldada, garante que a solda não possua trincas geradas no processo. Posteriormente, realizaram-se amostras de ensaios de

tração a fim de verificar a influência da solda nos valores limites ao escoamento e a ruptura do componente.

- Ensaio de fadiga, verificando a relação entre tensão aplicada e número de ciclos até a falha nos corpos de prova, quantificando a resistência à fadiga de um determinado tipo de solda, constituindo as curvas S-N.
- Análise macroestrutural, para verificação da zona termicamente afetada.
- Análise micro estrutural, com intuito de especificar as regiões do metal de solda, grande crescimento de grão, refino de grão, intercrítica e a região do metal base.
- Microdureza, determinando a dureza ao longo da seção de corte transversal da junta soldada, a qual pode ser diretamente relacionada à resistência mecânica.

3.5.1 Ensaio mecânico do material de fabricação

Nesta seção são apresentados os procedimentos metodológicos seguidos na execução dos ensaios mecânicos, iniciando na determinação das propriedades dos materiais, seguindo para avaliação da integridade do material soldado em que foram realizadas avaliações macro gráficas, micro gráficas e dureza. Posteriormente, são desenvolvidos os procedimentos para ensaios de fadiga, realizando cálculos de tensões, determinação de cargas, aplicadas em ensaios que, correlacionados com a durabilidade dos corpos de provas em dado nível de carga proporcionam a determinação da curva limite de resistência à fadiga da união soldada, através do método S-N (tensão-número de ciclos).

O experimento foi iniciado com a realização de quatro análises químicas, a fim de validar as composições informadas pelo fabricante, e a correta seleção do material, que apresentou estar dentro dos limites nominais.

Posteriormente, foram realizadas seis repetições do teste de tração, seguindo a Norma ASTM E8M, e foram obtidos os resultados apresentados na tabela 4.

Tabela 4 – Resultados ensaios de tração do material base.

	Tensão máxima (Mpa)	Tensão escoamento (MPa)	Alongamento elástico	Alongamento Final	Estricção
CP 01 B	1083	757	0,21	0,10	0,37
CP 02 B	1081	699	0,18	0,09	0,45
CP 03 B	1104	775	0,20	0,10	0,50
CP 04 B	1137	830	0,20	0,10	0,50
CP 05 B	1110	715	0,19	0,09	0,44
CP 06 B	1128	779	0,22	0,10	0,47

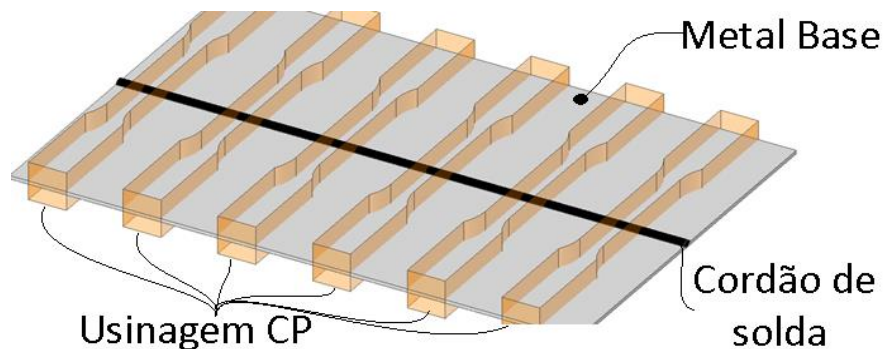
Fonte: Autor

Como se tratam de aços de alta resistência laminados a frio, o encruamento dos grãos é responsável por parte da resistência mecânica. No entanto, ao realizar o procedimento de

soldagem com o aquecimento excessivo do componente, altera-se a microestrutura do material aumentando o tamanho dos grãos encruados e, conseqüentemente, reduzindo a resistência da zona afetada.

Assim, optou-se por realizar ensaios de tração contemplando os efeitos do processo de soldagem, mesmo que este não tenha sido embasado em normas. A Figura 54 apresenta um esboço dos corpos de prova soldados e utilizados no ensaio de tração.

Figura 54 – Corpos de prova soldados para ensaio de tração.



Fonte: Autor

Para produção destes, inicialmente, realizou-se um cordão de solda na parte central do metal base, sendo que este não possuía divisão, ou fenda para soldagem, apenas foi adicionado um cordão de solda sobre uma chapa inteiriça. No segundo momento, extraíram-se desta chapa os corpos de prova, por meio de um processo de usinagem referente, gerando os perfis demarcados na Figura 54. Após as seis repetições de ensaios de tração, geraram-se os resultados da Tabela 5, e a Figura 55 apresenta a fratura do corpo de prova gerada no ensaio de tração.

Tabela 5 – Resultados dos ensaios de tração do material com solda

	Tensão máxima (Mpa)	Tensão escoamento (MPa)	Alongamento elástico	Alongamento Final	Estricção
CP 01 S	647	466	0,41	0,03	0,33
CP 02 S	674	575	0,48	0,04	0,53
CP 03 S	673	565	0,51	0,03	0,32
CP 04 S	675	549	0,48	0,04	0,42
CP 05 S	691	608	0,57	0,03	0,47
CP 06 S	678	508	0,46	0,04	0,53

Fonte: Autor

Figura 55 – Fratura do corpo de prova do ensaio de tração com solda.



Fonte: Autor

Os corpos de prova apresentaram uma redução de aproximadamente 33% a 40% dos limites ao escoamento, ruptura e alongamento. A redução das propriedades mecânicas é parcialmente ocasionada pelo aporte término do processo de soldagem, que provoca o crescimento de grão e conseqüentemente perde o encruamento do processo de laminação a frio.

3.6 Ensaios de fadiga em uniões soldadas

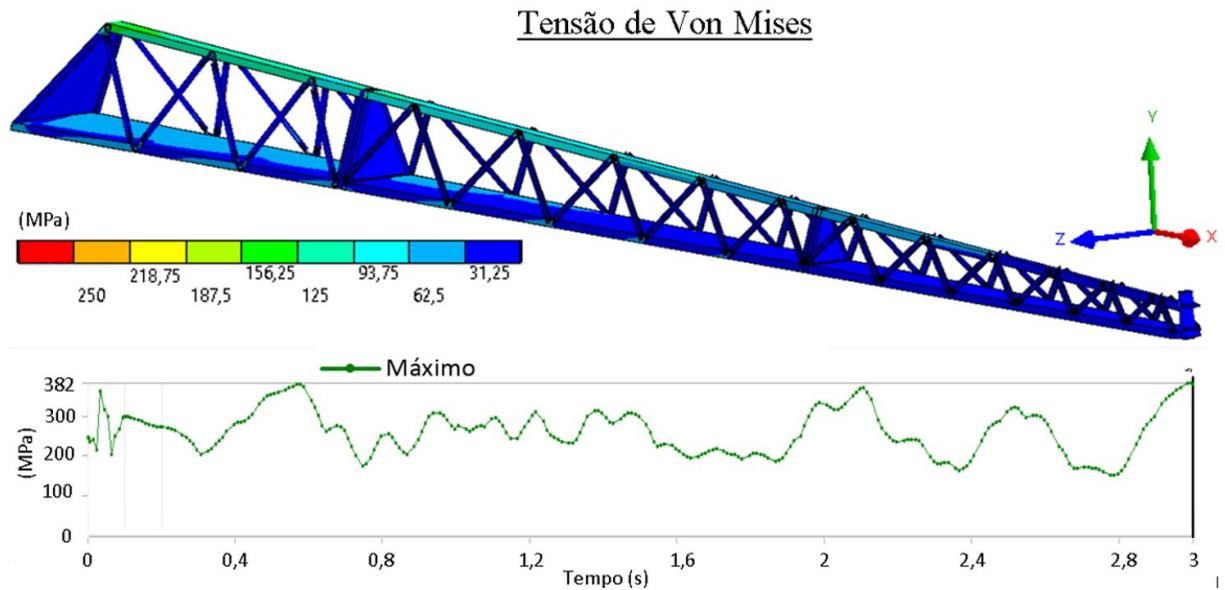
A determinação das curvas de resistência à fadiga das uniões soldadas do presente estudo é baseada em três etapas: (1) Modelamento numérico, com uso de modelos simplificados globais da barra de pulverização para idealizar os corpos de prova, e modelos locais do próprio ensaio de fadiga para correlação da tensão de *hot spot* e ciclos de vida; (2) Fabricação dos corpos de prova; (3) Ensaios de fadiga até a ruptura em diferentes níveis de cargas; (4) Correlação com as tensões de *hot spot* do modelo local.

3.6.1 Modelamento numérico das juntas soldadas (modelo local)

Para desenvolvimento dos corpos de prova utilizados para ensaio das curvas de fadiga, inicialmente, busca-se a compreensão do comportamento das tensões ocorrentes nas uniões soldadas na análise transiente, com uso do modelo global detalhado.

Por meio dos resultados da análise transiente, verifica-se que o perfil superior é mais solicitado e, após avaliados os resultados de tensões de Von Mises, comprova-se a inexistência de plastificações para o carregamento de campo, logo, possui coerência da utilização do método da tensão estrutural de *hot spot* para cálculo de fadiga. A Figura 56 apresenta os resultados das tensões de VonMises para análise a transiente, em um instante de tensão máxima, sendo que os demais picos de tensões possuem distribuição semelhante para estrutura, com o perfil superior do primeiro módulo apresentando os valores máximos de tensões do modelo.

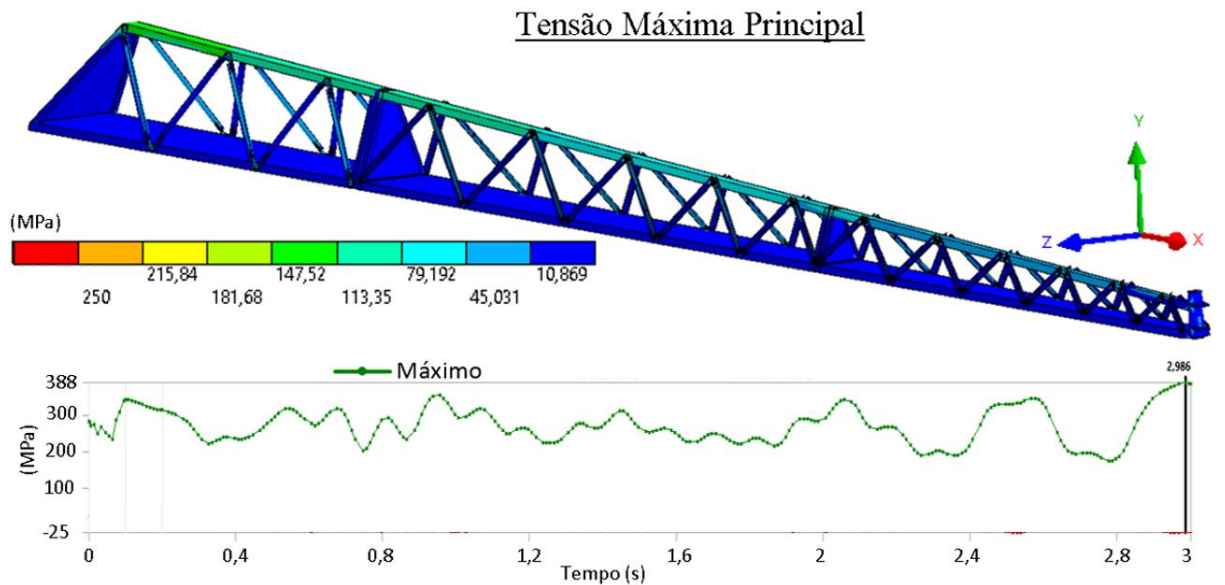
Figura 56 – Tensões de Von Mises para um instante do carregamento de campo (pico de tensão).



Fonte: Autor

Embora as tensões de Von Mises assegurem a não ocorrência de plasticidade, também é necessária a avaliação das tensões máximas principais, apresentadas pela Figura 57, pois estas são as responsáveis pela fadiga em um estado uniaxial de tensões.

Figura 57 – Tensão máxima principal para um instante do carregamento de campo (pico de tensão).



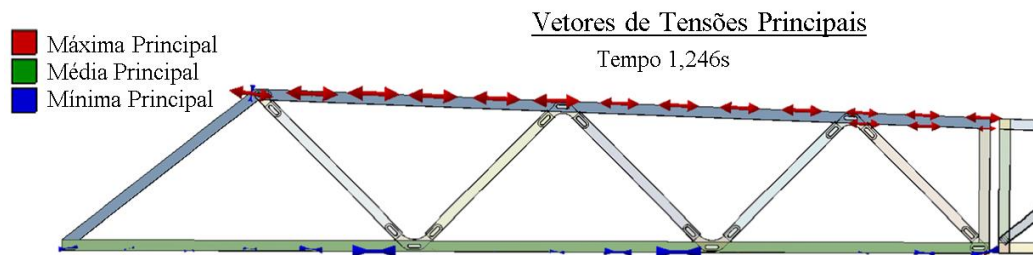
Fonte: Autor

Conforme os resultados de Von Mises, o instante de tempo em que são mostrados os resultados representa proporcionalmente a distribuição de tensões durante toda a avaliação transiente. Embora a análise seja não linear geométrica, todos os instantes de picos de tensões apresentam distribuição e sentido de tensões semelhantes, possivelmente justificados pelo elevado fator de participação dos primeiros modos de vibrar. Assim, conclui-se que o perfil

superior do primeiro módulo da barra de pulverização apresenta tensões máximas principais maiores que no restante da estrutura.

Para avaliação de fadiga é fundamental conhecer a direção das tensões atuantes. A Figura 58 apresenta os vetores das tensões principais, onde o tamanho das setas representa a magnitude do valor das tensões principais, apresentadas de forma global para a parte modelada em casca.

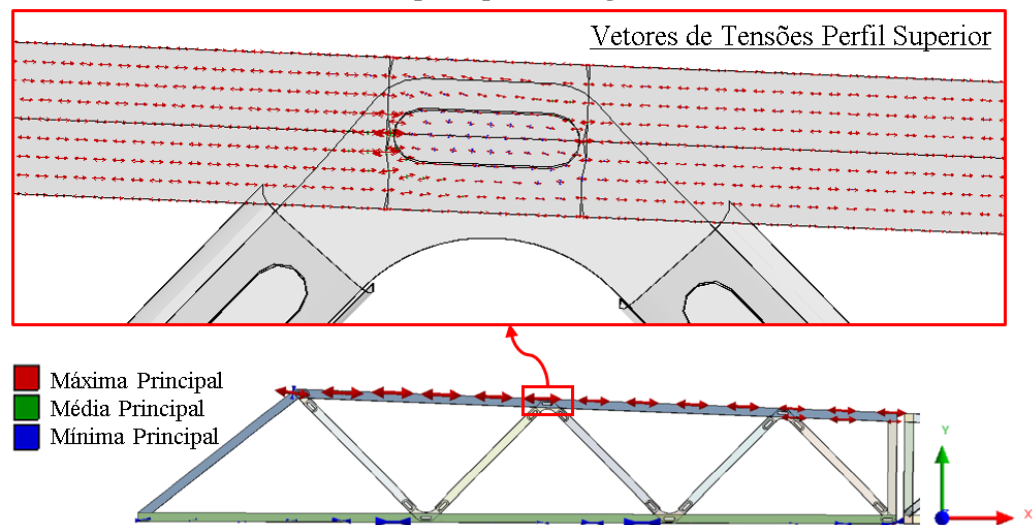
Figura 58 – Vetores de tensões principais globais no modelo global detalhado (análise transiente com carregamento real).



Fonte: Autor

Para avaliação detalhada, a Figura 59 apresenta os vetores de tensões no entorno das uniões.

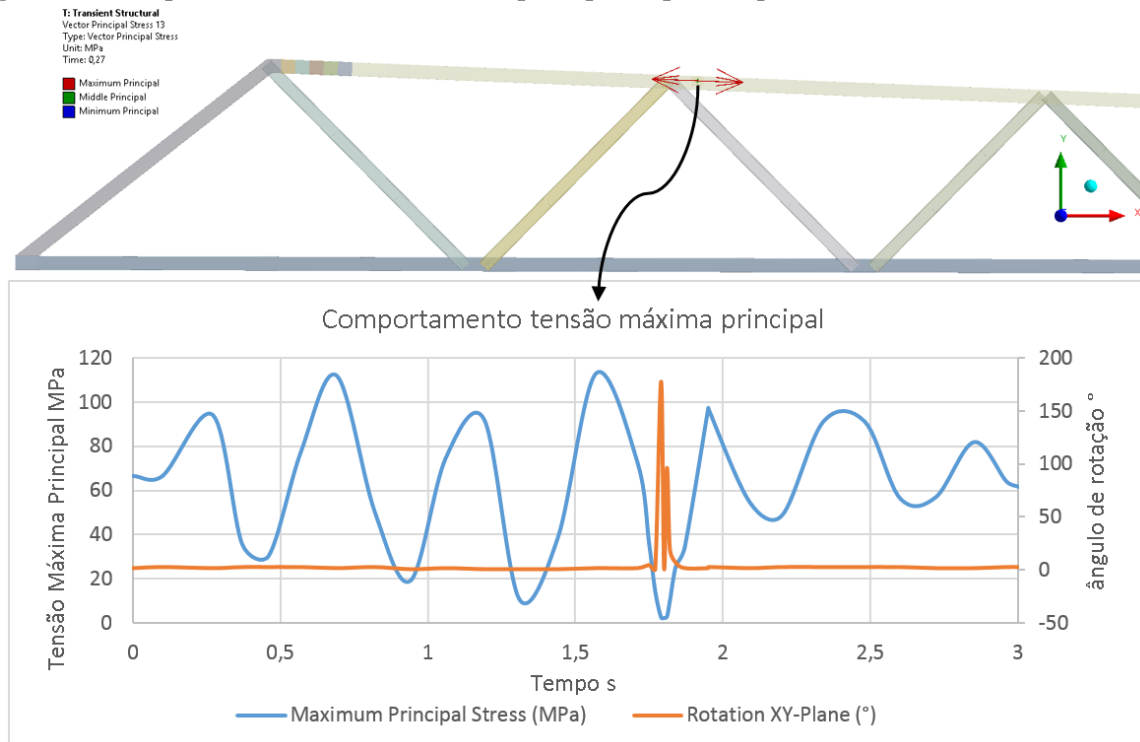
Figura 59 – Detalhes dos vetores de tensões principais nas regiões de solda.



Fonte: Autor

Ainda, explorando o comportamento das tensões principais no perfil superior, monitoram-se os resultados em um nó próximo a uma união soldada do perfil superior, onde se cria um gráfico da magnitude da tensão máxima principal, e na escala secundária referencia-se o ângulo da direção da tensão principal no plano XY , na qual verifica-se um único instante de rotação da tensão máxima principal. No entanto, neste instante, o valor de tensão é zero. Os resultados são apresentados pela Figura 60.

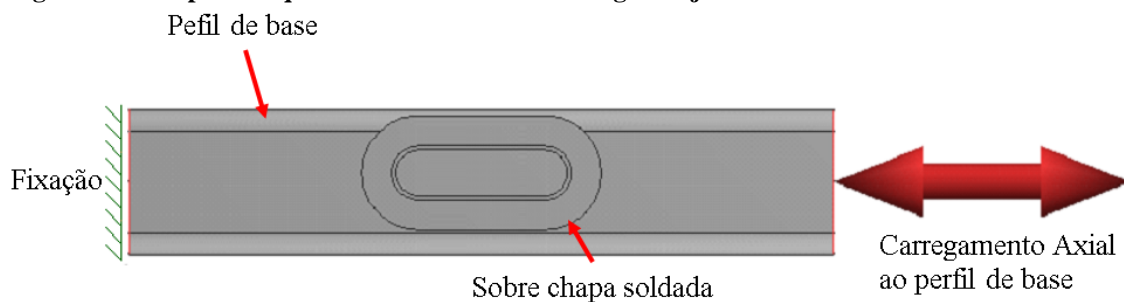
Figura 60 – Comportamento da tensão máxima principal no perfil superior.



Fonte: Autor

Com isso, comprova-se o estado quase uniaxial de tensões, para o qual cria-se a correlação com um corpo de prova de fadiga para ensaio uniaxial, visto que as tensões percorrem longitudinalmente o perfil de base, o qual possui uma ligação soldada sobreposta a ele, a fim de atribuir aos corpos de prova. Os efeitos gerados pelos processos de solda, bem como as dobras existentes nos perfis das barras, são representados pela Figura 61.

Figura 61 – Proposta esquemática dos ensaios de fadiga das juntas soldadas.



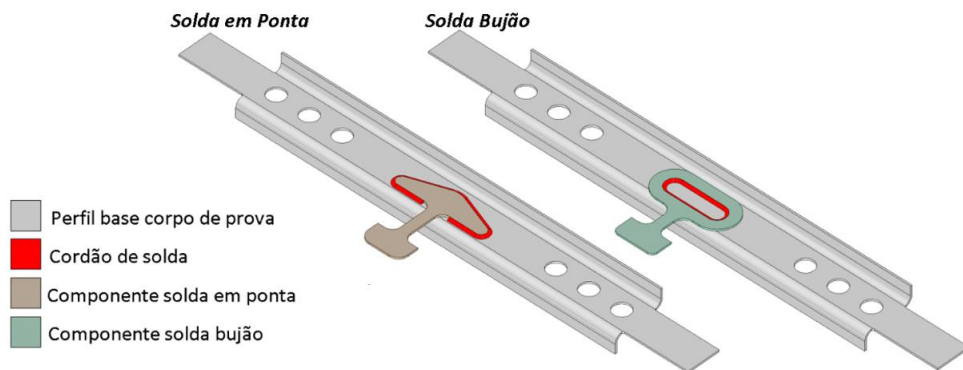
Fonte: Autor

O conceito de ensaio proposto ignora os carregamentos transferidos à união por meio das barras que formam as treliças, em função da baixa magnitude de tensões ocorrentes nestes assume-se a simplificação aceitável, parte pela baixa influência nos resultados e parte pela indisponibilidade de recursos para ensaio de fadiga multiaxial.

Desta forma, determina-se que o comportamento da união é significativamente representado por um ensaio de fadiga uniaxial, para o qual se desenvolvem dois conceitos de

uniões: (1) Uma denominada por solda bujão, na qual a sobrechapa a ser soldada possui um recorte em formato oblongo que recebe o cordão de solda na parte interna; (2) Outro conceito é denominado por solda em ponta, no qual a sobrechapa tem sua seção reduzida gradativamente na tentativa de minimizar variações bruscas de rigidez. A Figura 62 apresenta os conceitos de soldas a serem avaliados, na geometria dos corpos de prova.

Figura 62 – Projeto dos corpos de prova para ensaios de fadiga das juntas soldadas: solda em ponta e solda bujão.



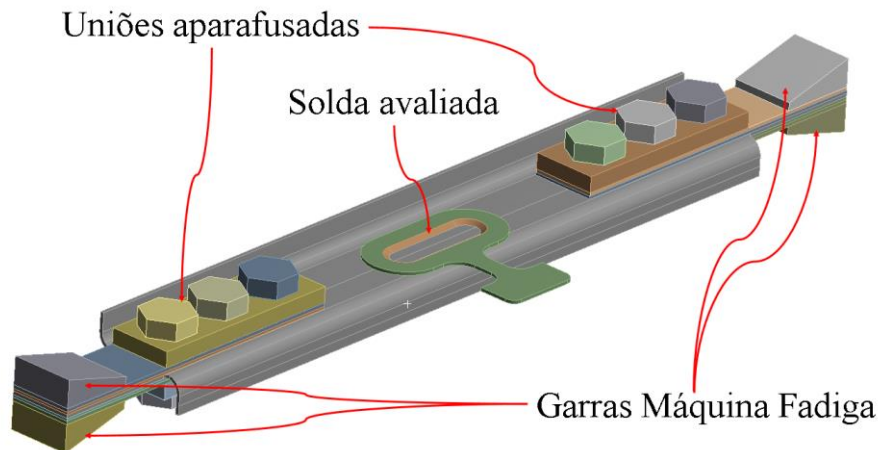
Fonte: Autor

A legenda de cores especifica os componentes do corpo de prova. Os perfis de base na cor cinza representam a lateral do perfil superior da barra de pulverização, já os chanfros na cor vermelha simulam os cordões de solda, as sobrechapas de cor marrom e de cor verde representam as chapas de ligação entre perfil principal e treliças da barra de pulverização. A extensão das sobrechapas para fora da chapa base possuem função de posicioná-las no gabarito de soldagem e não recebem carregamento durante os ensaios.

Destes corpos de prova, o estudo contempla apenas a região central soldada. No processo de fabricação se escolheu a melhor representação do processo utilizado pela empresa apoiadora para fabricação de seus produtos, soldados na linha de produção, divididos em cinco lotes de amostras, para maximizar a representatividade e contemplar as possíveis variações do processo.

Para fixar os corpos de prova na máquina de fadiga de ensaio uniaxial utilizada foi necessário desenvolver também um adaptador feito por intermédio de chapas parafusadas, assim como apresentado pela Figura 63.

Figura 63 – Montagem corpo de prova



Fonte: Autor

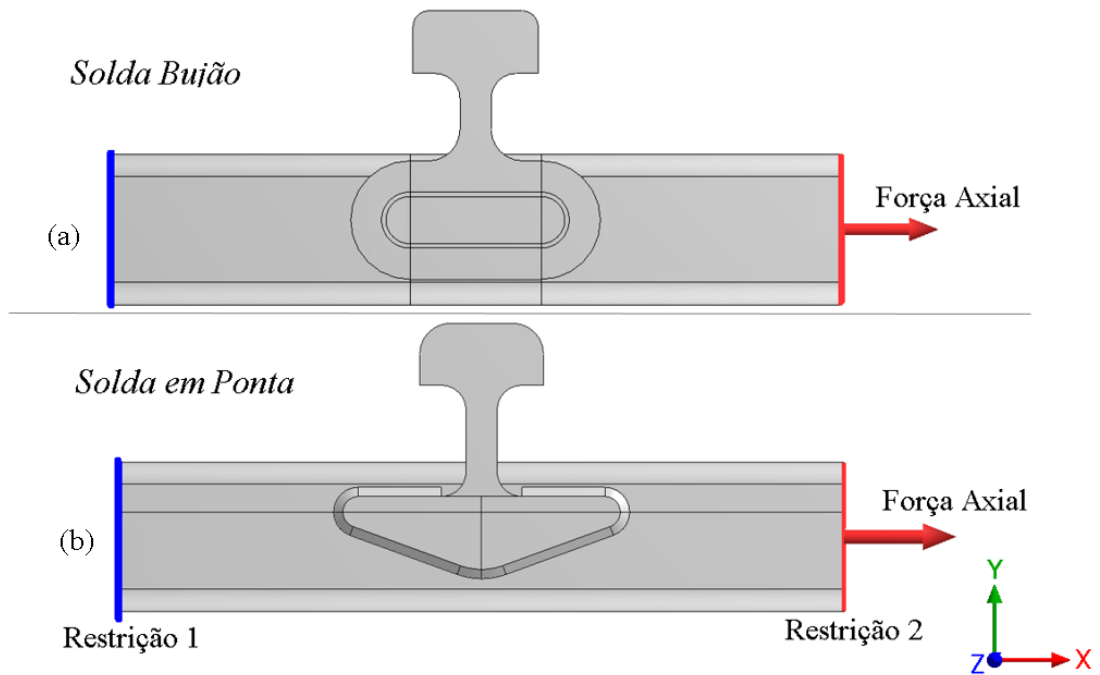
O corpo de prova foi dimensionado pelo escoamento, garantindo que os níveis de tensões não atingissem a plastificação. As uniões parafusadas foram dimensionadas e avaliadas pelo comportamento de tensões na solda por modelamento numérico em elementos sólidos. A avaliação de tensões no corpo de prova é apresentada pelo Apêndice D.

Embora este modelo apresente resultados completos, sua utilização para correlação das tensões de *hot spot* entre ensaio de fadiga e análise transiente torna-se inviável em função do custo computacional, podendo até mesmo impossibilitar a solução transiente. Para tanto, necessita-se de modelos simplificados, com controle criterioso de modelamento da região da solda, para futura utilização nos modelos de cálculo da barra de pulverização. Assim, realiza-se o estudo local da solda com modelos de casca recomendados pela norma DNV (2010).

Para obtenção dos resultados de tensões de *hot spot* e determinação das curvas S-N, deve-se seguir técnicas de modelamento específicas, relacionadas com os pontos que serão controlados, e posteriormente, utilizados para extrapolar as tensões para o pé da solda. Afirma-se que a determinação exata de uma tensão no pé da solda é praticamente impossível. (DNV 2010)

No entanto, nos modelos de cálculo foram preservadas apenas as geometrias de interesse, com o perfil de base seccionado. A Figura 64 apresenta os modelos de casca utilizados para determinação das tensões dos corpos de prova e correlação entre tensão HS e número de ciclos.

Figura 64 – Modelos em casca para correlação da tensão HS x N ciclos. (a) Solda buijão. (b) Solda em ponta.

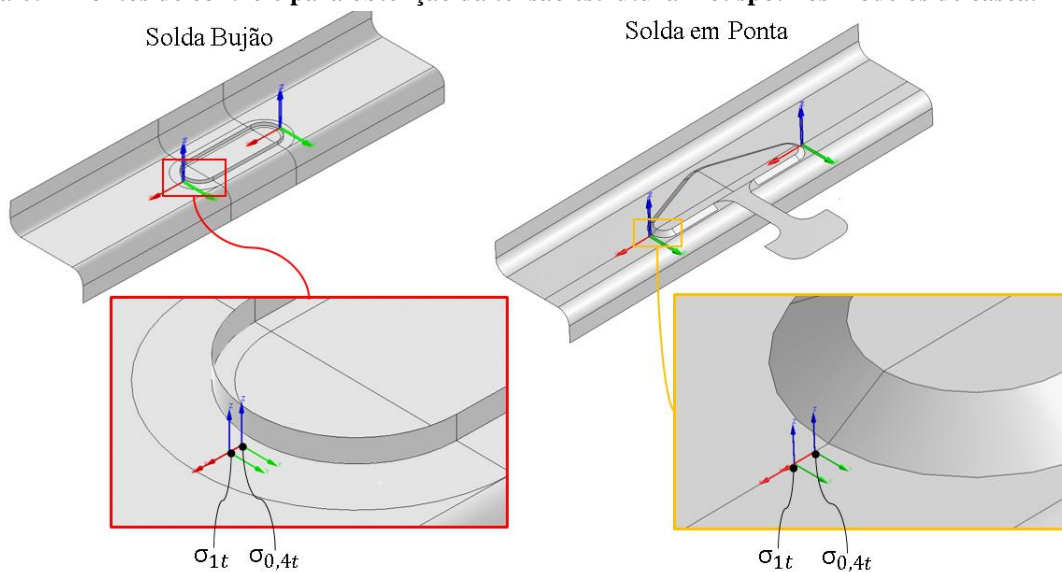


Fonte: Autor

Nos modelos numéricos dos corpos de prova são aplicadas duas restrições. Na restrição 1, todos os graus de liberdade foram restringidos, enquanto na restrição 2 foram restritas as translações Y e Z, e todas as rotações, aplicando na mesma aresta a carga axial do ensaio de fadiga.

A Figura 65 apresenta coordenadas nos pontos de controle de tensões pra extrapolação e cálculo das tensões de *Hot Spot*.

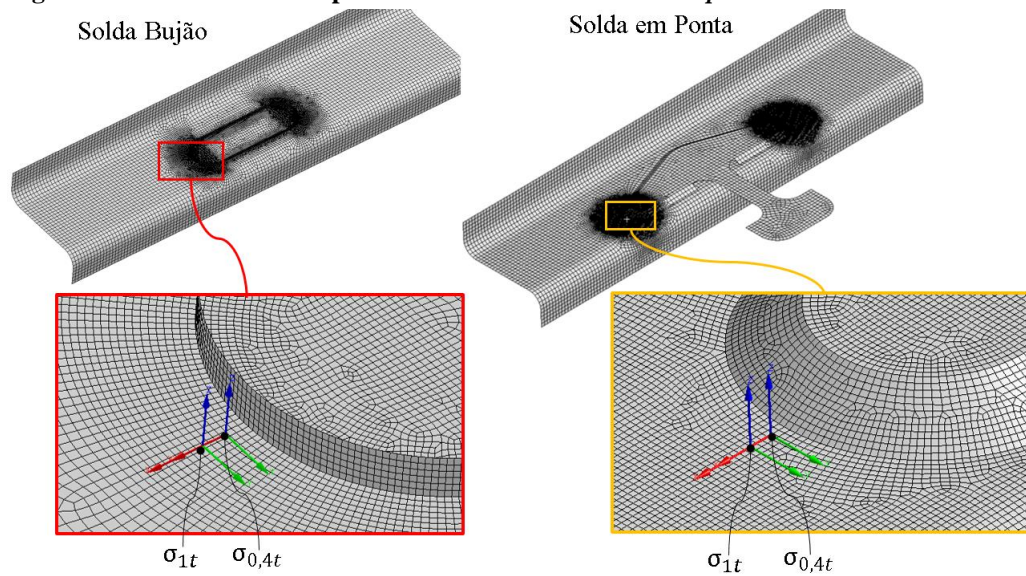
Figura 65 – Pontos de controle para obtenção da tensão estrutural hot spot nos modelos de casca.



Fonte: Autor

Os modelos de casca foram representados por elementos quadriláteros de quatro nós, com tamanho de malha de aproximadamente 50 mil nós em cada modelo, com maior refino na região de interesse da solda. A Figura 66 apresenta a malha utilizada para solução.

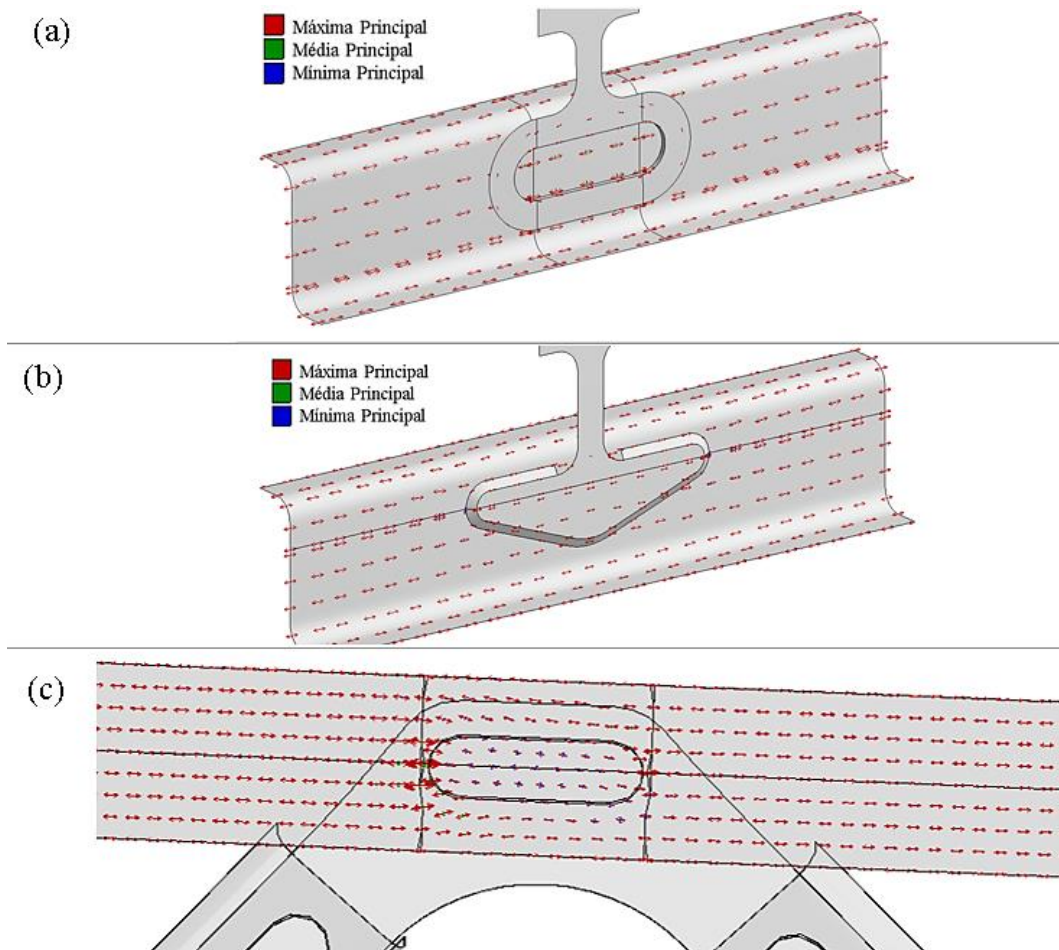
Figura 66 – Malha utilizada para cálculo das tensões de *Hot Spot*



Fonte: Autor

Além das magnitudes de tensões, é necessário obter semelhança na direção das tensões máximas em relação às ocorrentes no modelo global detalhado usado na análise transiente. Logo, os corpos de prova apresentam os vetores de tensões presentes na Figura 67. Na qual é possível realizar um comparativo gráfico dos vetores de tensões.

Figura 67 – Vetores de tensões principais nos modelos locais dos corpos de prova dos ensaios de fadiga. (a) Solda bujão. (b) Solda em ponta. (c) União da barra de pulverização.



Fonte: Autor

Os resultados das tensões dos modelos locais dos corpos de prova são apresentados no item 4.2.

3.6.2 Processo de fabricação dos corpos de prova

Os corpos de prova foram produzidos por um processo interno da empresa apoiadora, de tal forma que parâmetros não serão especificados por motivos de sigilo industrial.

Assim, como recomenda a norma ASTM E739-10, a amostragem foi fracionada em diversos lotes de produção, cortados de chapas diferentes e soldados por operadores distintos, de forma a representar a variação de processo. Para garantia de posicionamento dos corpos de prova foi desenvolvido um gabarito de soldagem. A Figura 68 apresenta o processo de soldagem manual desenvolvido.

Figura 68 – Processo de soldagem dos corpos de prova.



Fonte Autor

O mesmo processo foi utilizado para ambos os conceitos de uniões, os quais são apresentados na Figura 69.

Figura 69 – Uniões soldadas ensaiadas. (a) Solda em ponta. (b) Solda bujão.



(a)



(b)

Fonte: Autor

Após a fabricação dos componentes, foi realizada a montagem das uniões parafusadas, a qual foi realizada com parafusos M16 12.9 e Porcas M16 10 ZPF montados com um torque de 350 Nm, desta forma obtendo os corpos de prova finalizados conforme apresenta a Figura 70.

Figura 70 – Corpos de prova montados.



Fonte: Autor

3.6.3 Execução dos ensaios de fadiga

Os ensaios para determinação das curvas de resistência à fadiga foram realizados na máquina de ensaios de fadiga uniaxial da marca Shimadzu modelo *Servopulser*-Tipo E com codificação EHF-EB100kN-20L. A Figura 71 apresenta uma imagem da realização dos ensaios.

Figura 71 – Realização dos ensaios de Fadiga.



Fonte: Autor

O ensaio foi realizado com carregamento completamente reverso de média 0 e amplitude constante, iniciou com $\pm 40\text{kN}$ de carga reduzindo os níveis até atingimento de dois milhões de ciclos com $\pm 5\text{kN}$ cada união foi ensaiada para cada nível de carga, com três repetições cada.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

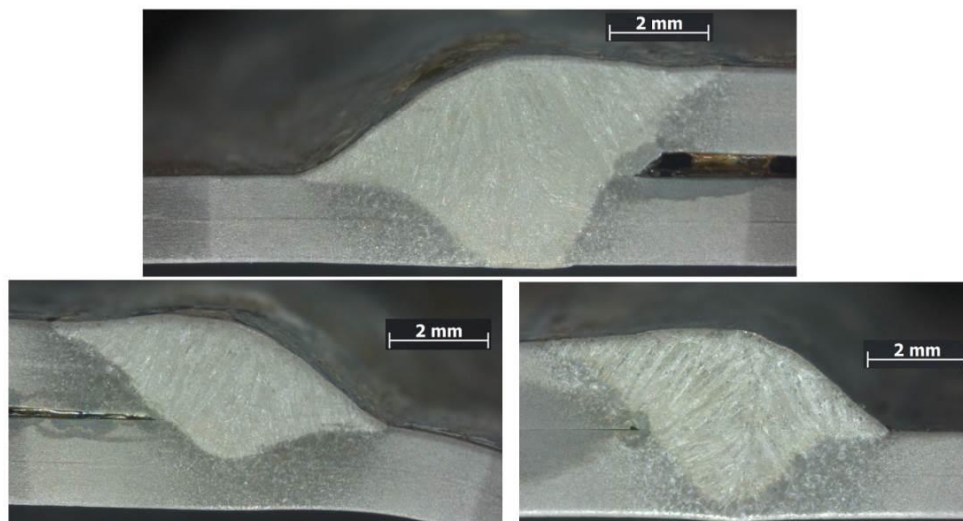
Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos, iniciando na determinação das propriedades do material ensaiado, seguindo para uma simulação estrutural do ensaio de fadiga através do modelo local de elementos finitos descrito na seção 3.6, a fim de conhecer as tensões e também os vetores de tensões a que são submetidos, e, na sequência, os resultados dos ensaios de fadiga para obtenção das curvas S-N das juntas soldadas utilizadas no projeto da barra de pulverização. Também são apresentados os ensaios de laboratório realizados nos componentes fraturados, sendo a medição de microdureza da seção soldada e metalografia no metal base, na zona termicamente afetada e no metal de adição.

Posteriormente, apresentam-se os resultados do desenvolvimento da estrutura da barra, que inicia com a obtenção experimental dos sinais de campo e do fator de amortecimento, seguindo para a avaliação global dos conceitos estruturais e seleção da melhor opção e, finalmente, a análise transiente do modelo definitivo detalhado, realizando, por fim, avaliações locais e cálculos de previsão de vida das juntas soldadas.

4.1 Ensaios mecânicos do material de solda

Após a fabricação dos corpos de prova para fadiga, foram realizados ensaios de validação da integridade das uniões realizadas. A Figura 72 apresenta três macrografias realizadas em cortes realizados transversalmente aos cordões de solda.

Figura 72 – Macrografia das seções soldadas dos corpos de prova para ensaios de fadiga.



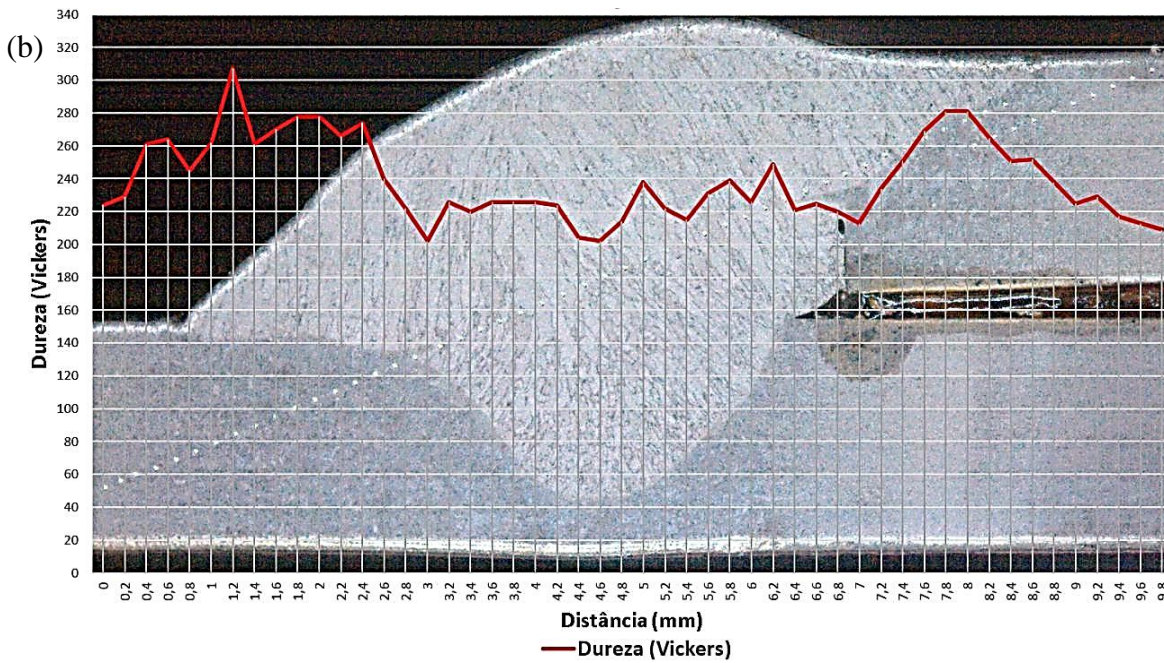
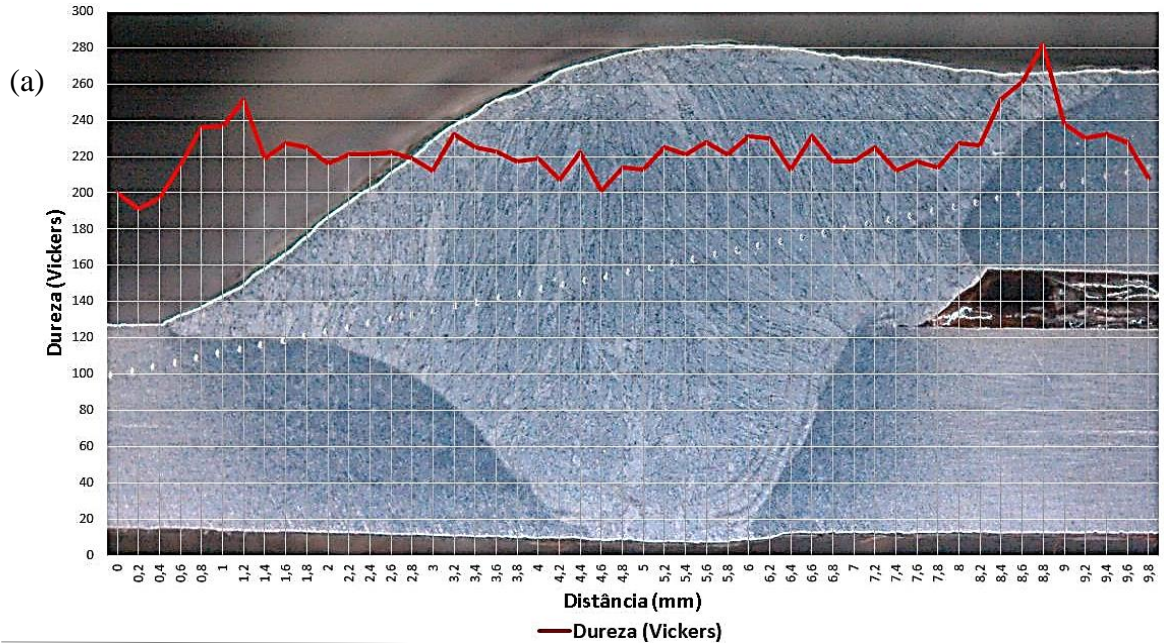
Fonte: Autor

As amostras ensaiadas apresentaram aspectos satisfatórios nos testes de macrografia, com, boa penetração sem fissuras e porosidades. A única variação entre as amostras foi a

quantidade de penetração, todavia aceitável, visto que as amostras foram soldadas através de um processo manual.

A Figura 73 apresenta os resultados de microdureza realizados ao longo da seção do cordão de solda: (a) Solda em Ponta; (b) Solda Bujão.

Figura 73 – Perfil de microdureza. (a) Solda em ponta. (b) Solda bujão.



Fonte: Autor

4.2 Determinação da curva S-N

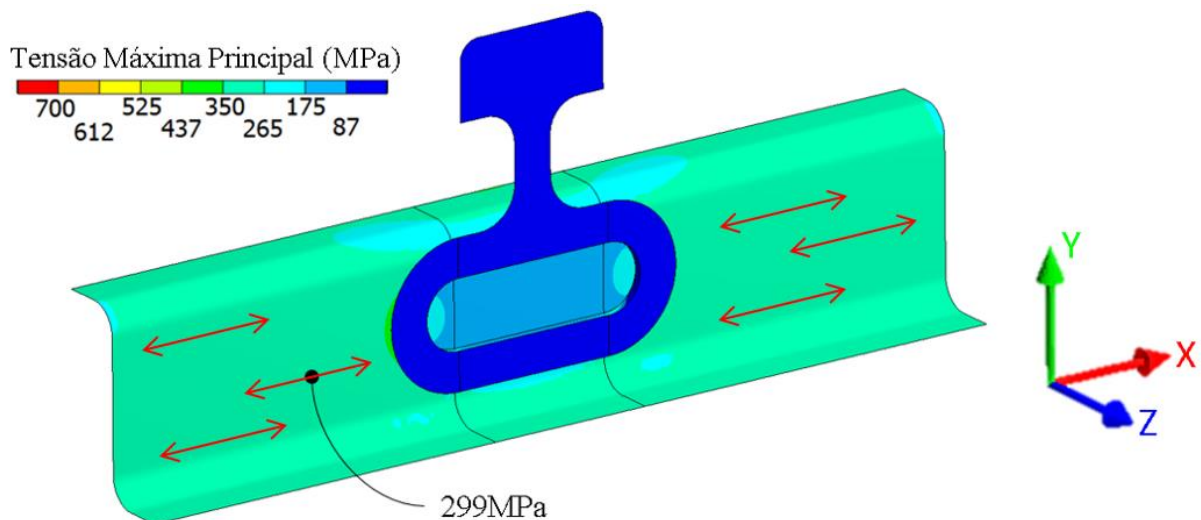
Para determinação das curvas de resistência à fadiga para uniões soldadas, previamente são realizados cálculos de tensões em função das cargas controladas no ensaio, a fim de que se possa correlacionar as tensões com número de ciclos até a fratura definida, assim a curva limite de resistência a fadiga *hot spot* S-N.

4.2.1 Determinação das tensões de *hot spot*

Para determinação das tensões de *hot spot*, utilizou-se um valor de carga de 40kN, sendo a máxima carga aplicada no ensaio de fadiga, nesta condição de carga se determina as tensões ocorrentes por meio de modelos numéricos. Para os demais níveis de carga, são adotados valores proporcionais.

Após, o cálculo de tensões concluído com carga trativa axial, constatou-se que os valores de tensões máximas principais e tensões normais em X são equivalentes, uma vez que o ensaio é uniaxial normal. A Figura 74 apresenta as tensões máximas principais do corpo de prova solda bujão para carga axial de 40Kn, as setas representam a direção dos vetores das tensões principais.

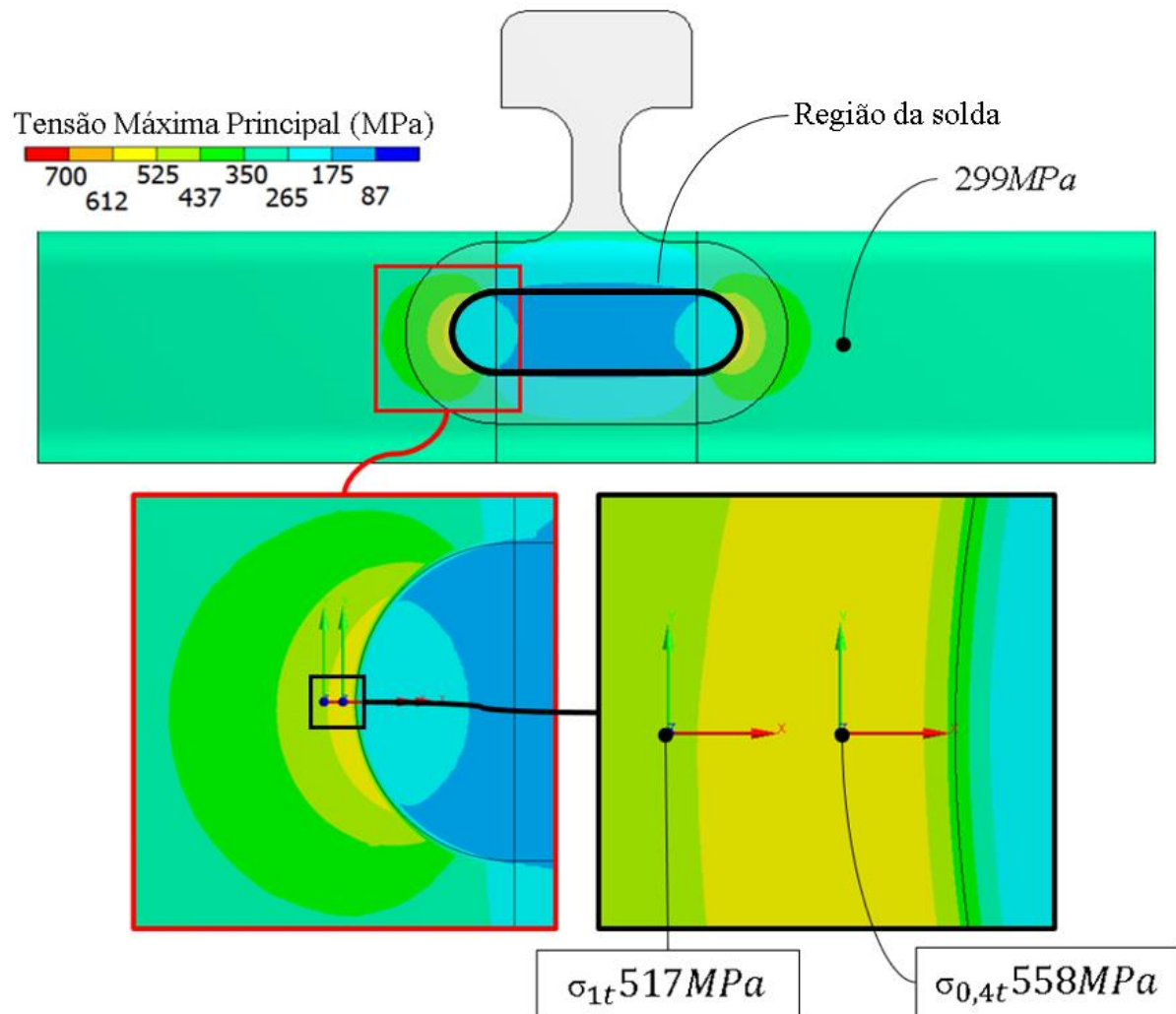
Figura 74 – Tensão máxima principal para o modeo de solda bujão com carregamento de 40 kN.



Fonte: Autor

No entanto, para este conceito as tensões máximas ocorrem em baixo da sobrechapa, portanto, a Figura 75, apresenta os mesmos resultados sem a plotagem na sobrechapa, para possibilitar a verificação da região de máxima tensão.

Figura 75 – Tensão máxima principal para o modelo de solda bujão com carregamento de 40 kN, com detalhe para tensão máxima.



Fonte: Autor

Através da equação 29 realiza-se a extrapolação das tensões de *hot spot*.

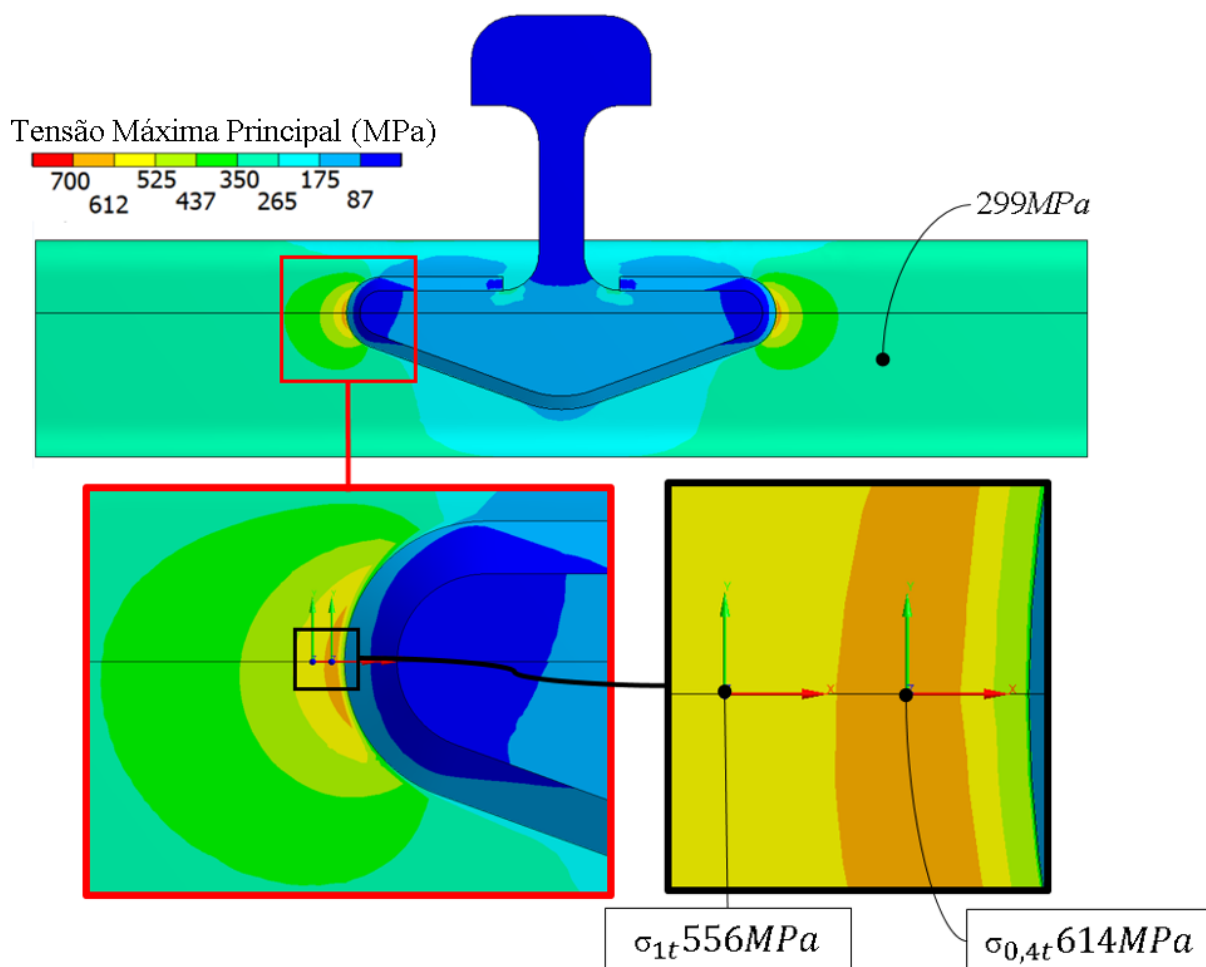
$$\sigma_{hs} = 1,67\sigma_{1,0,4t} - 0,67\sigma_{1,1,0t} \quad (29)$$

onde σ_{hs} é tensão de *hot spot*, $\sigma_{1,0,4t}$ é tensão máxima principal localizada à uma distância igual a 40% da espessura do pé da solda e $\sigma_{1,1,0t}$ é tensão máxima principal localizada a distância da espessura da chapa à partir do pé da solda. Realizou-se a seguinte extrapolação para solda bujão em casca.

$$\begin{aligned} \sigma_{hs \text{ Solda Bujão } 40kN} &= 1,67 \times 558MPa - 0,67 \times 517MPa \\ \sigma_{hs \text{ Solda Bujão } 40kN} &= 585,5MPa \end{aligned} \quad (29)$$

Já, para o modelo de solda em ponta, para mesma condição de carregamento de 40 kN, ocorrem os valores de tensões apresentados pela Figura 76.

Figura 76 – Tensão máxima principal para o modo de solda em ponta com carregamento de 40 kN, com detalhe para tensão máxima.



Fonte: Autor

Repete-se a extrapolação das tensões conforme equação 29, que para solda em ponta é:

$$\begin{aligned}\sigma_{hs \text{ Solda em ponta } 40kN} &= 1,67 \times 614MPa - 0,67 \times 556MPa \\ \sigma_{hs \text{ Solda em ponta } 40kN} &= 652,9MPa\end{aligned}\quad (29)$$

Os modelos de solda em ponta seguiram os mesmos critérios de discretização de malha e custo computacional do modelo de solda bujão.

4.2.2 Determinação das curvas S-N das juntas soldadas

O ensaio de fadiga tem como critério de controle inicial a força aplicada nos corpos de prova na máquina de ensaios e como resultado o número de ciclos até a falha. Os cálculos de tensões foram realizados para a magnitude de força de 40 kN fazendo uso dos valores obtidos pelos modelos de casca, mas para os demais valores de força, as tensões são definidas por proporção linear entre a carga do ensaio e a tensão. Por fim, as tensões estruturais de *hot spot*

numéricas foram correlacionadas com a vida em fadiga experimental dos corpos de prova desenvolvidos.

Para solda bujão, obtiveram-se os resultados apresentados pela Tabela 6

Tabela 6 – Resultados ensaios de fadiga para solda bujão

Tipo de solda	CARGA kN	TENSÃO HS MPa	Número de ciclos até a ruptura
Bujão	40	585,5	4 317
			3 306
			4 091
	20	292,8	38 078
			34 300
			31 249
	10	146,4	249 291
			353 230
			378 829
	7,5	109,8	645 177
			461 217
			524 559
	5	73,2	2 000 000 sem falha
			2 000 000 sem falha

Fonte: Autor

Já para a solda em ponta obtive-se os resultados apresentados pela Tabela 7

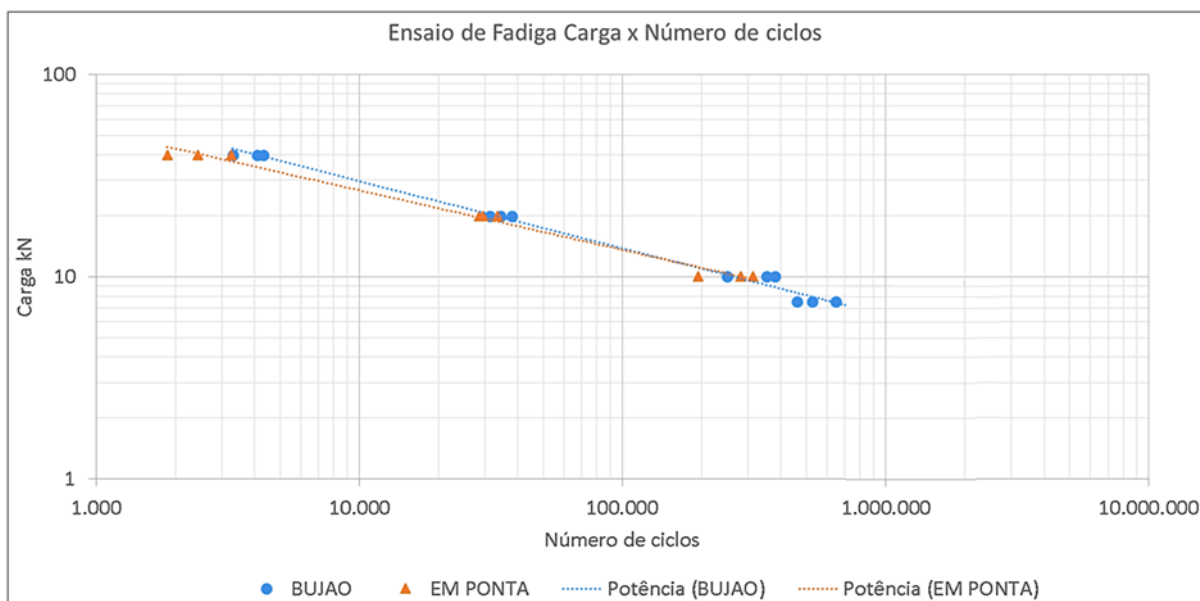
Tabela 7 – Resultados ensaios de fadiga para solda em ponta

Tipo de solda	CARGA kN	TENSÃO HS MPa	Número de ciclos até a ruptura
Em ponta	40	652,9	1.864
			3.258
			2.440
	20	326,5	33.551
			28.488
			29.460
	10	163,2	313.587
			281.068
			193.296

Fonte: Autor

Na sequência, a Figura 77 apresenta um gráfico log-log, da vida em fadiga em função da carga aplicada nos corpos de prova na máquina de ensaios.

Figura 77 – Vida em fadiga das uniões soldadas ensaiadas em função da carga aplicada na máquina de ensaios.

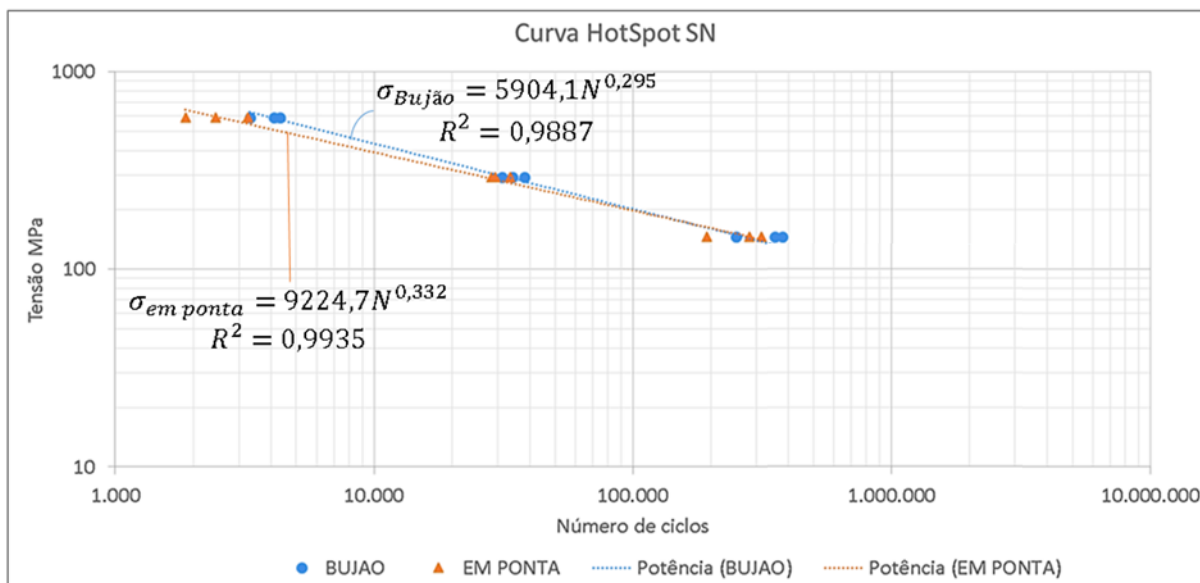


Fonte: Autor

Com isso, verificou-se que, em função da carga, a solda bujão apresentou maior resistência à fadiga e mais significativa para os níveis de carga maiores. Porém, para as cargas menores, as resistências dos dois tipos de solda se aproximam. Para obtenção da curva S-N foram substituídos os dados de forças pelas tensões calculadas Figura 78.

O índice R^2 das curvas indica boa repetitividade dos resultados, sendo que a replicação dos testes de três corpos de prova por nível de carga é especificada pela norma de referência.

Figura 78 – Curvas S-N das juntas soldadas ensaiadas.



Fonte: Autor

Os corpos de prova ensaiados apresentaram falha na região da máxima tensão do modelo de elementos finitos. A Figura 79 apresenta os corpos de prova fraturados no ensaio.

Figura 79 – União soldadas fraturadas por fadiga (a) Solda em ponta; (b) Solda Bujão



Fonte: Autor

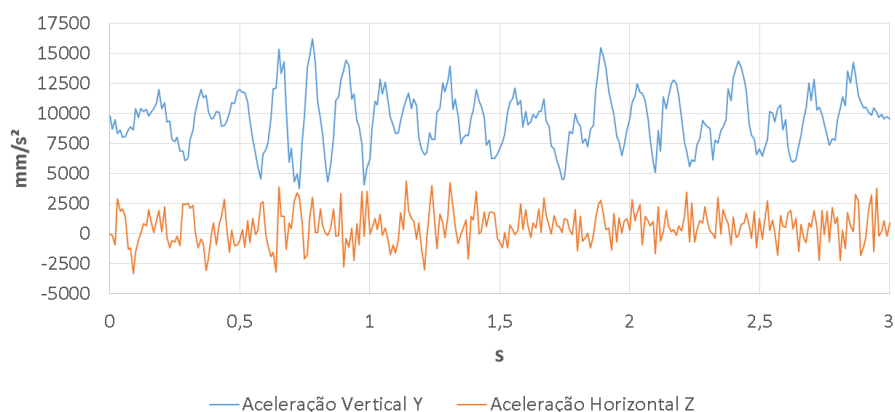
4.3 Desenvolvimento da estrutura da barra de pulverização

O desenvolvimento da estrutura da barra de pulverização do presente trabalho é realizado com uma sequência de passos iniciando com a obtenção experimental de carregamentos e fator de amortecimento, conhecimento dos modos de vibrar das estruturas, realização de uma avaliação global para determinar o melhor conceito estrutural, seguindo para a avaliação detalhada na análise transiente, considerando previsões da vida em fadiga para uma situação real.

4.3.1 Dados de entrada experimentais

Para as medições de aceleração realizadas na base da barra de pulverização (região de restrição do modelo) obtiveram-se os dados de aceleração apresentados na Figura 80, que foram utilizados como carregamento na análise transiente.

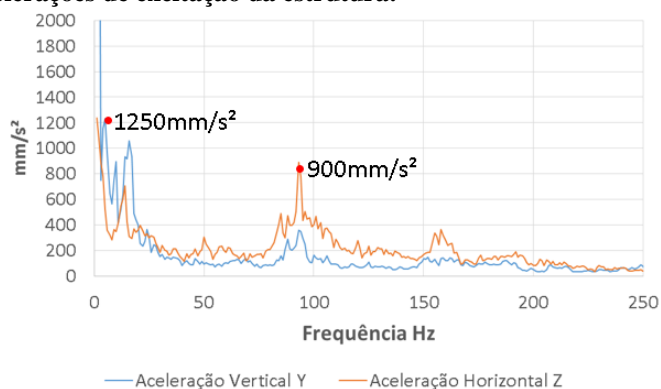
Figura 80 – Gráfico de acelerações de excitação da estrutura.



Fonte: Autor

Das acelerações medidas, realiza-se a FFT apresentados pela Figura 81, as quais apresentam as frequências de vibração. Além de demonstrar o comportamento do sinal de excitação, deste também serão extraídas informações para configurar o modelo simplificado para avaliação harmônica para seleção do conceito geométrico ideal.

Figura 81 – FFT das acelerações de excitação da estrutura.

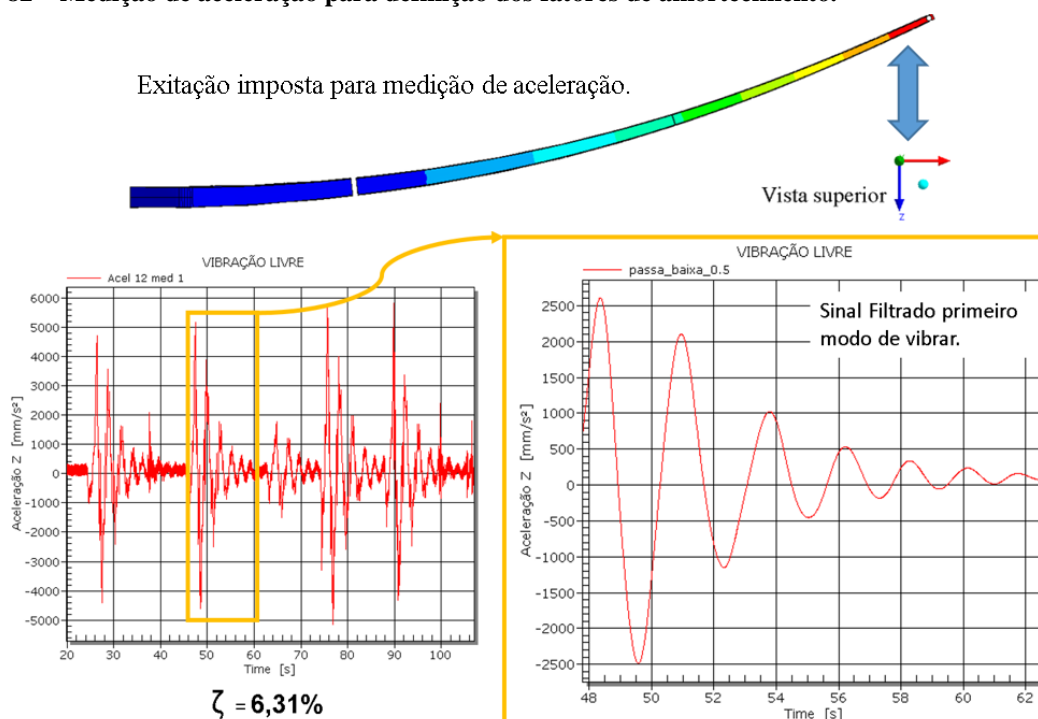


Fonte: Autor

Além desta medição, também foram realizadas medições de aceleração no meio da estrutura da barra para determinação dos fatores de amortecimento através do decaimento da amplitude de aceleração, por meio da excitação do primeiro modo de vibrar.

A Figura 82 apresenta o gráfico de medição de aceleração, no qual foram impostas excitações cinco vezes. Neste processo, isolou-se apenas uma das excitações, na qual, aplicam-se filtros de frequências para eliminar os ruídos do sinal medido com frequências distintas às do modo de vibrar excitado.

Figura 82 – Medição de aceleração para definição dos fatores de amortecimento.



Fonte: Autor

Neste caso, consideram-se os valores das quatro primeiras ondas de maior amplitude, logo $n = 4$, $u_0 = 2591 \text{ mm/s}^2$ e $u_4 = 530,4 \text{ mm/s}^2$. Assim, foi possível medir o decaimento da amplitude da aceleração e, com base nisso, determinar o fator de amortecimento estrutural por meio da metodologia do decremento logarítmico, cujo valor obtido foi de 6,31%

4.3.2 Avaliação do melhor conceito estrutural

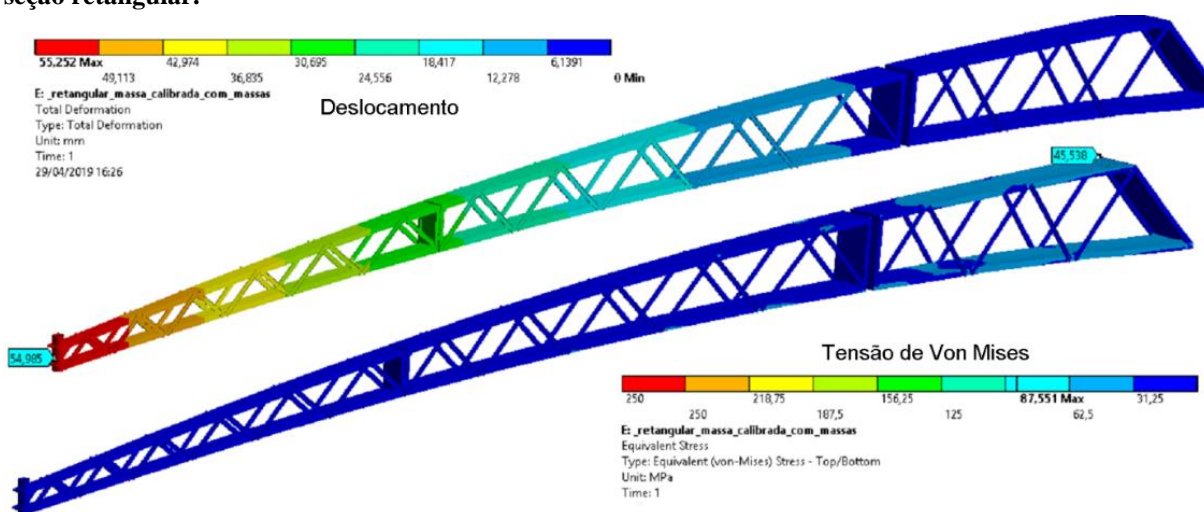
Para a avaliação global, torna-se necessária uma sequência de análises, iniciando com uma análise estática, considerando como carregamento o peso próprio, transferindo informações de pré-tensões para análise modal. Esse método fornece as características de vibração da estrutura para a análise harmônica (resolvida por superposição modal, utilizando os modos obtidos com as pré-tensões).

4.3.2.1 Análise estática de peso próprio.

Exploram-se os deslocamentos e tensões de Von Mises geradas pela própria massa da estrutura. Esta é uma das etapas mais simples da avaliação, porém, se alguma das estruturas analisadas apresentar resultados insatisfatórios pode ser descartada.

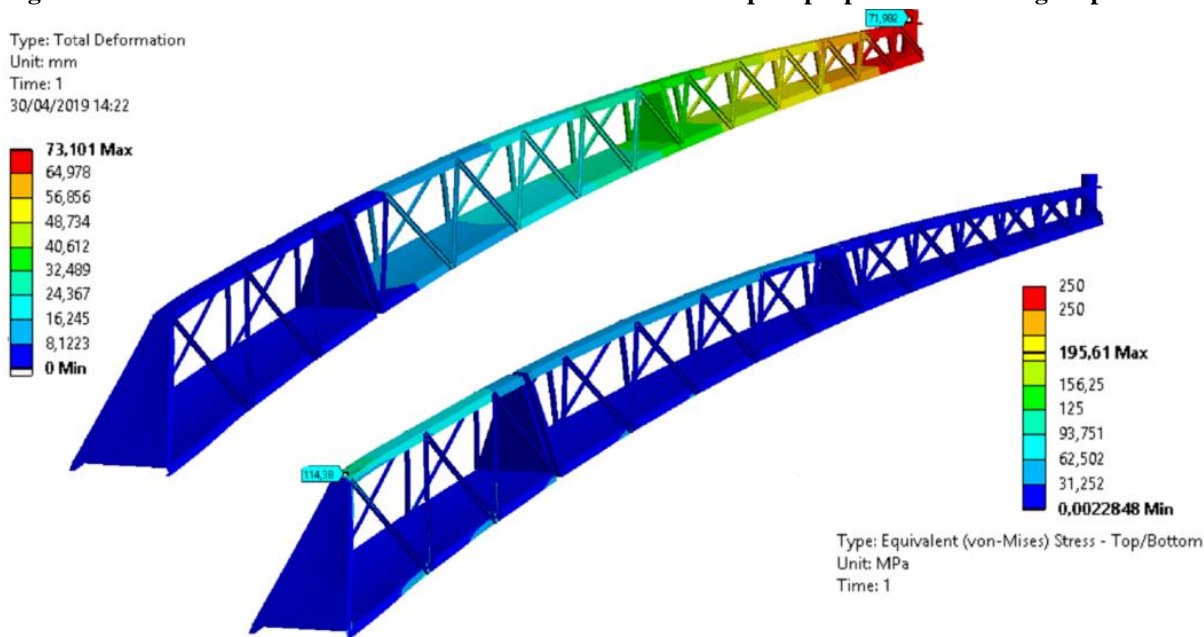
A Figura 83 apresenta os resultados da condição de peso próprio para o modelo de perfil de barra retangular. A Figura 84 apresenta os mesmos resultados para o modelo triângulo para cima e a Figura 85 apresenta os resultados para peso próprio para estrutura triângulo para baixo.

Figura 83 – Resultados de deslocamentos e tensões de Von Mises devidos ao peso próprio da barra de seção retangular.



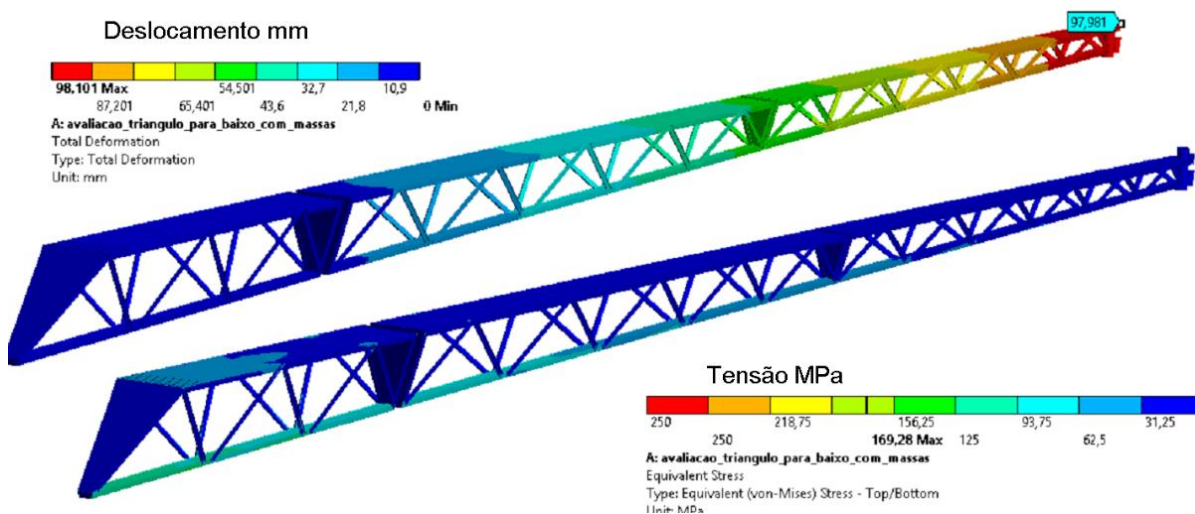
Fonte: Autor

Figura 84 – Resultados de Deslocamentos e tensões de Von Mises peso próprio barra Triângulo para cima.



Fonte: Autor

Figura 85 – Resultados de Deslocamentos e tensões de Von Mises peso próprio barra Triângulo para baixo.



Fonte: Autor

Com os resultados da condição estática de peso próprio é formada a Tabela 8.

Tabela 8 – Resultados das análises estáticas de peso próprio.

Resultado	Análise estática de peso próprio		
	Retangular	Triângulo para cima	Triângulo para baixo
Deslocamento Máximo (mm)	55	72	98
Tensão de Von Mises Máxima (MPa)	45	114	99

Fonte: Autor

Por meio dos resultados apresentados é possível observar que a barra de perfil retangular apresenta menores deslocamentos e menor tensão quando submetida à aceleração

gravitacional. É válido lembrar que todas as estruturas possuem a mesma massa. Logo o modelo de barra retangular apresenta maior eficiência para o carregamento vertical.

Entretanto, para a condição da análise estática todas as estruturas atenderiam a solicitação estrutural, sendo que a escolha da estrutura mais eficiente deve ser realizada com base nos valores de deslocamentos de comportamento dinâmico (análise harmônica descrita na seção 4.3.2.2), para obtenção da estrutura com a mínima oscilação durante trabalho em campo.

4.3.2.2 Análise modal

Para explorar as características dinâmicas da estrutura, são realizadas análises modais, fazendo uso dos modelos simplificados de barras de pulverização e os resultados são apresentados na sequência. Observou-se que os primeiros modos de vibrar possuem modos de deformações semelhantes para os conceitos avaliados.

Verifica-se que todos os conceitos geométricos apresentam modos de vibrar semelhantes, apenas apresentando diferenças nos valores de frequências naturais. Uma vez que a massa das estruturas é igual, a diferença de valor tem total relação com a rigidez da estrutura. Portanto, quanto maior a frequência natural, menor a tendência de deformação da estrutura, logo maior a tendência de estabilidade no sentido na direção de deformação. Desta forma, é possível obter uma previsão de comportamento já com a avaliação modal. Entretanto, as tensões devem ser avaliadas através da análise harmônica.

De forma sintetizada, a Tabela 9, apresenta os valores das frequências naturais para os cinco primeiros modos de vibrar da estrutura.

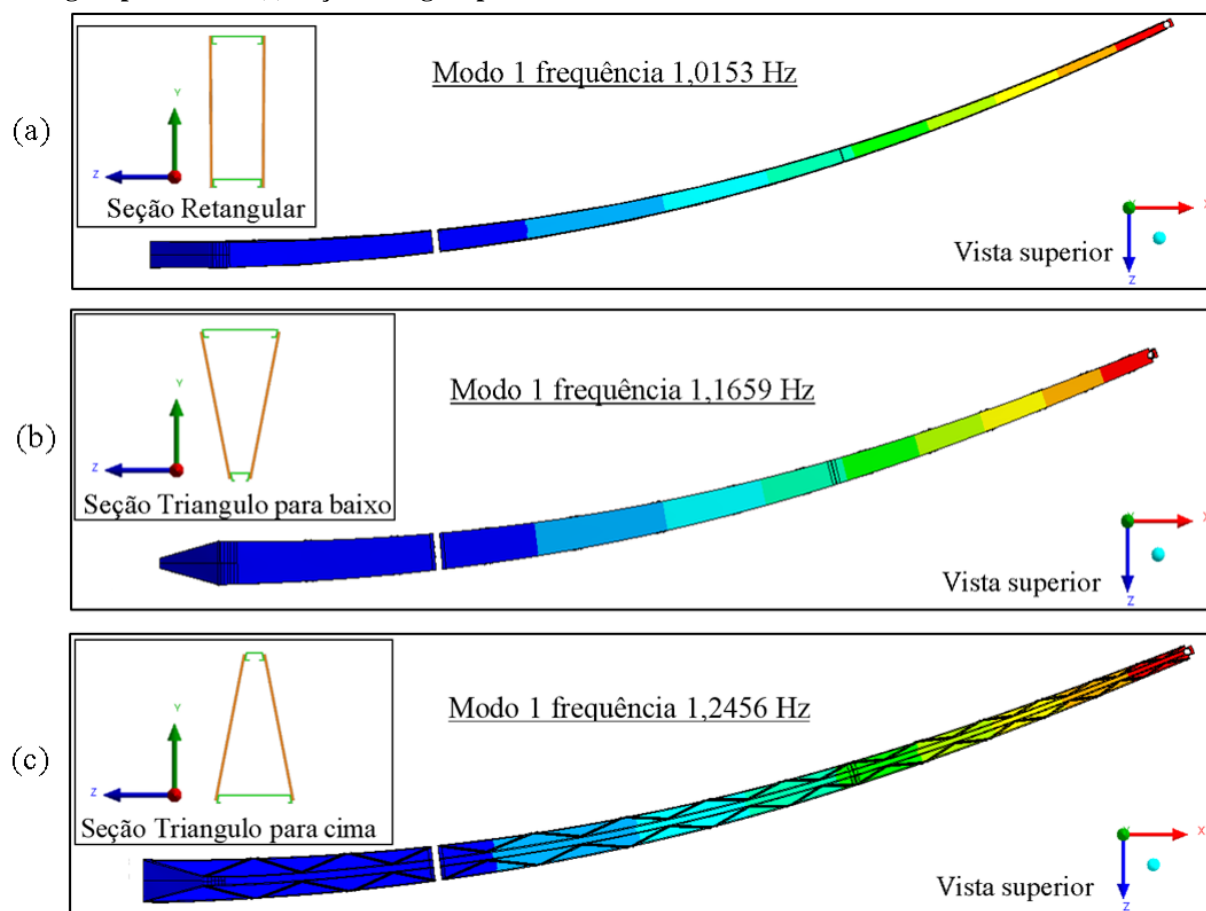
Tabela 9 – Frequências naturais das estruturas.

Modo	Frequência natural Hz		
	Retangular	Triangulo para cima	Triangulo para baixo
1	1,01	1,25	1,17
2	2,56	2,22	1,84
3	4,11	5,35	5,51
4	5,35	8,74	8,04
5	8,25	10,08	12,95

Fonte: Autor

A Figura 86 apresenta o primeiro modo de vibrar, onde o comportamento deste resume-se em uma flexão no sentido horizontal (eixo Z) da barra de pulverização. Os resultados do primeiro modo são para as três geometrias: (a) seção retangular; (b) seção triângulo para baixo; (c) seção triângulo para cima.

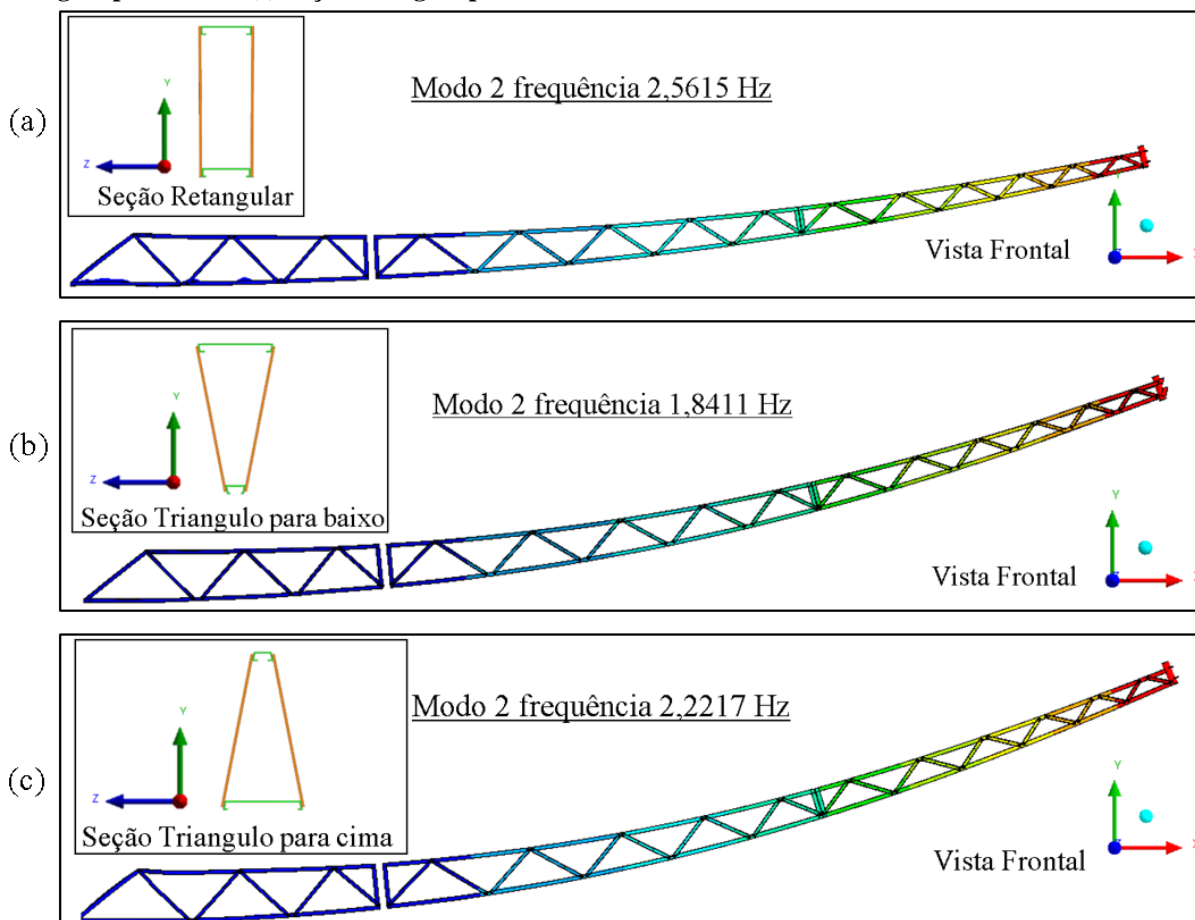
Figura 86 – Primeiro modo de vibração da barra de pulverização. (a) Seção retangular. (b) Seção triângulo para baixo. (c) Seção triângulo para cima.



Fonte: Autor

O segundo modo de vibrar representa uma flexão vertical, passível de obter conclusões semelhantes ao primeiro modo de vibrar, porém, neste caso, para o sentido vertical (eixo Y). Os resultados do segundo modo de vibrar são apresentados pela Figura 87.

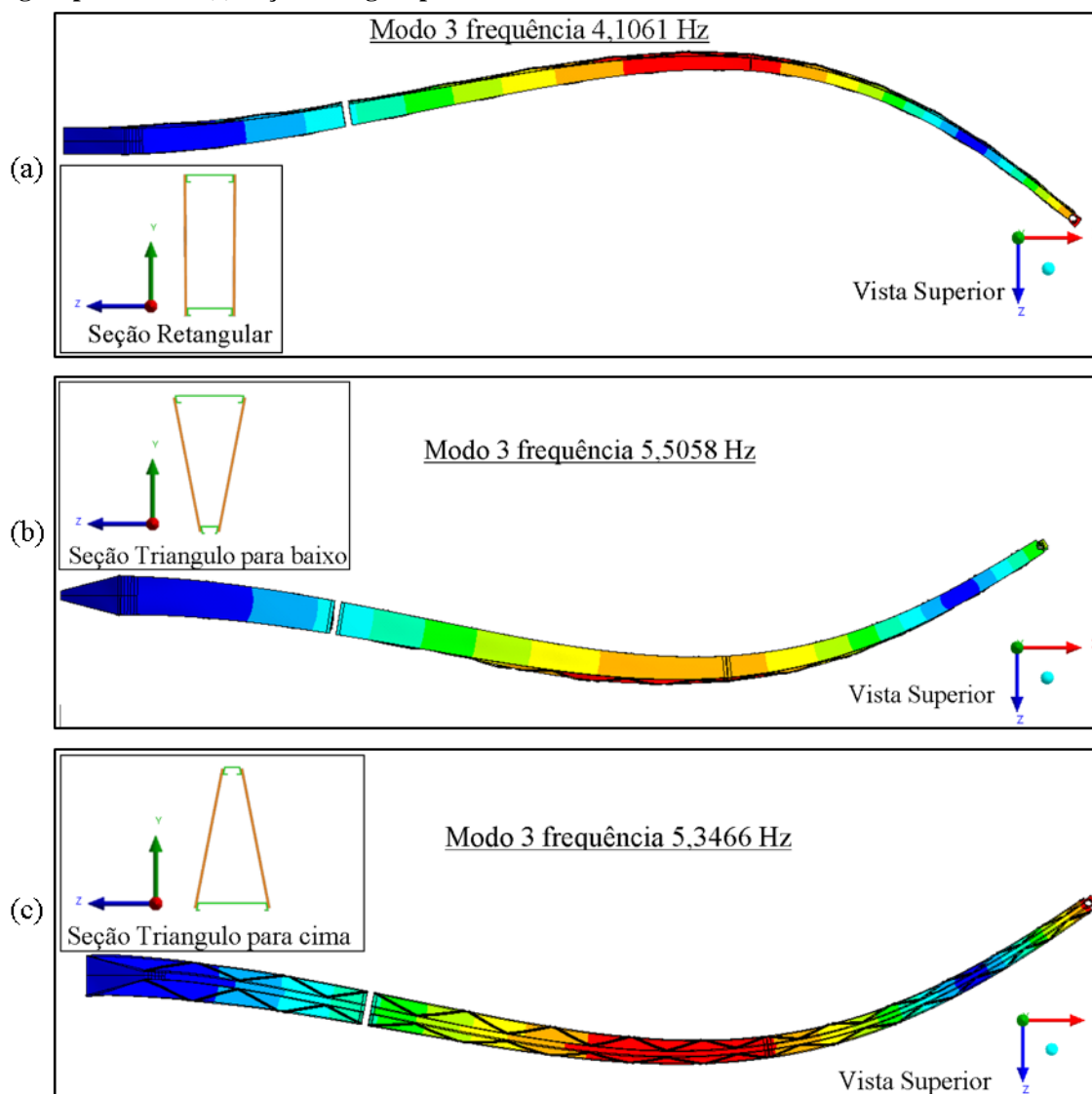
Figura 87 – Segundo modo de vibração da barra de pulverização. (a) Seção retangular. (b) Seção triângulo para baixo. (c) Seção triângulo para cima.



Fonte: Autor

O terceiro modo de vibrar possui direção de deformação similar ao primeiro modo, flexão horizontal, apenas com uma onda de vibração a mais, o qual é apresentado pela Figura 88.

Figura 88 – Terceiro modo de vibração da barra de pulverização. (a) Seção retangular. (b) Seção triângulo para baixo. (c) Seção triângulo para cima.



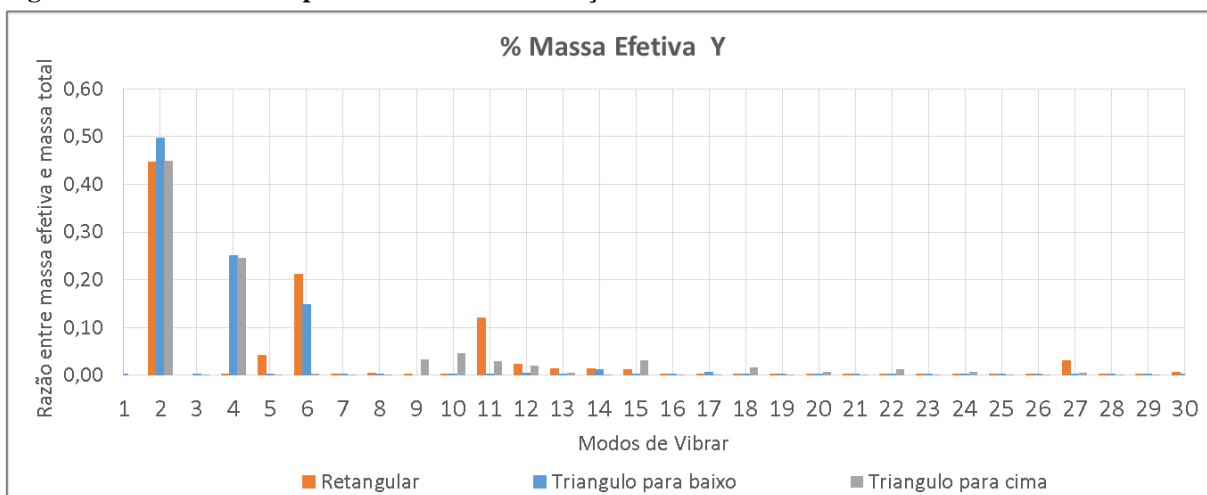
Fonte: Autor

Sabe-se que o primeiro modo de vibrar representa uma flexão horizontal. Uma vez que as estruturas possuem a mesma massa, a variação dos valores de frequências naturais pode ser correlacionada diretamente com a rigidez da estrutura para aquela direção de deformação. Com isso, afirma-se que o modelo de barra triângulo para cima apresenta a maior rigidez no sentido horizontal, enquanto o modelo de barra retangular apresenta a maior rigidez no sentido vertical.

Além das frequências naturais, um fator muito importante é a avaliação do percentual de massa que está vibrando em cada modo para cada direção, ou seja, a massa efetiva. Neste caso, avalia-se a massa efetiva apenas para os eixos Y e Z que demonstram carregamentos significativos. O gráfico da Figura 89 apresenta a razão entre a massa efetiva de cada modo e

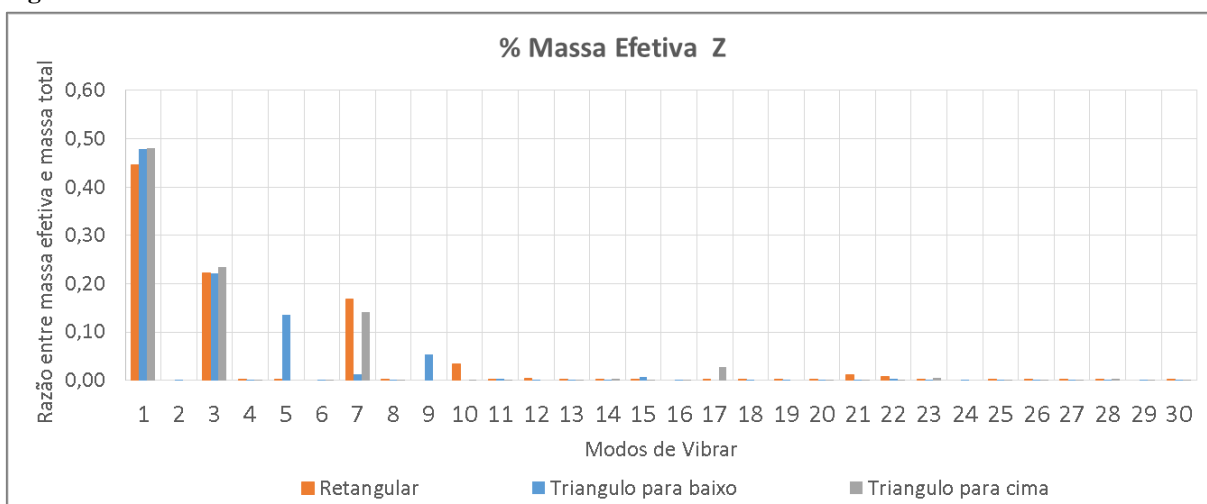
a massa total da estrutura, para o eixo Y (vertical), enquanto a Figura 90 apresenta os mesmos resultados para o eixo Z (horizontal).

Figura 89 – Massa efetiva para cada modo de vibração no eixo Y.



Fonte: Autor

Figura 90 – Massa efetiva no eixo Z.



Fonte: Autor

Verifica-se que os primeiros modos de vibrar apresentam as maiores massas efetivas e, logo, tendem a ter maior fator de participação na resposta dinâmica da estrutura.

Quando observado o gráfico de FFT do sinal de excitação experimental medido, Figura 81, verifica-se que as maiores amplitudes de excitação encontram-se em frequências baixas (até 15Hz) e, com isso, conclui-se que os primeiros modos de vibrar serão excitados dinamicamente. Associados às razões de massa efetiva que apresentam maiores valores para os primeiros modos, é possível firmar que estes são os principais responsáveis pela amplificação dinâmica. Logo, também serão os mais influentes para as oscilações das barras de pulverização em condições de trabalho.

Com isso, é possível afirmar que para o deslocamento horizontal o primeiro modo de vibrar terá o maior fator de participação. Já para o deslocamento vertical o modo mais participativo será o segundo. Portanto, para contemplar aproximadamente 80% da massa efetiva é necessária a utilização de frequências até 20 Hz.

Com isso, são obtidos os subsídios necessários para avaliação global Harmônica, desenvolvida no item seguinte.

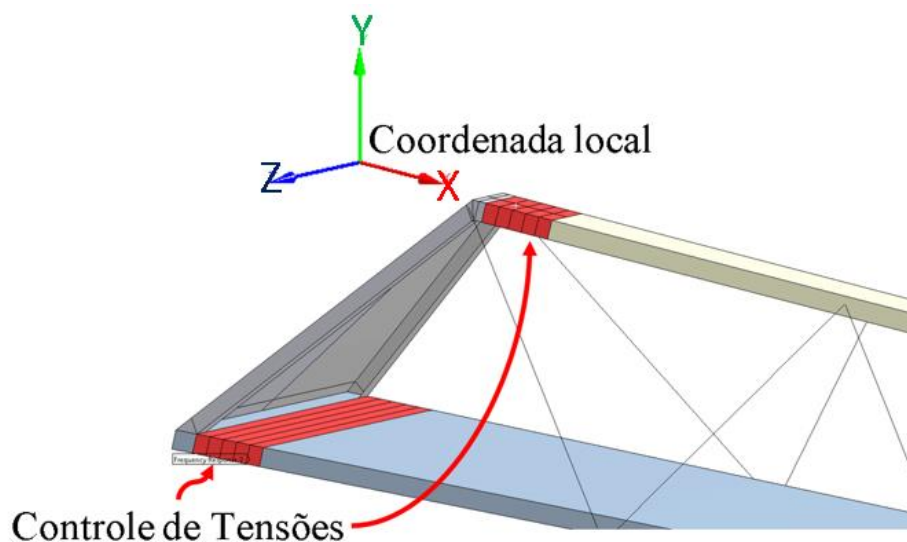
4.3.2.3 Análise harmônica

A avaliação harmônica é uma continuação da análise pra seleção do conceito geométrico mais eficiente, que na solução por superposição modal faz uso dos modos de vibração já determinados e multiplicados por um fator de participação, com isso, o modelo numérico utilizado é o mesmo.

Nesta etapa, além dos valores de rigidez avaliados pelo deslocamento da estrutura, também é necessário averiguar os valores de tensões, enfatizando os pontos de controles, dos quais foram extraídas as tensões normais máximas, próximo à região de fixação da estrutura, mas distante o suficiente para não considerar singularidades com ambas as geometrias na mesma distância.

A Figura 91 apresenta os pontos de controle de tensões com a respectiva coordenada local, que referencia a tensão normal X , para este modelo. Para cada modelo de barra, a coordenada local é posicionada conforme a direção do perfil com a máxima tensão.

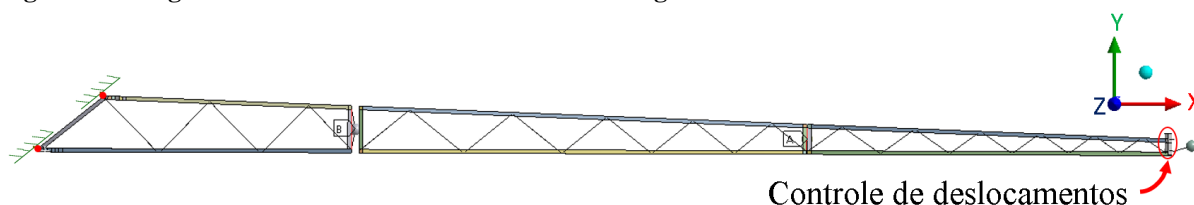
Figura 91 – Regiões de controle de tensões na análise harmônica do melhor conceito estrutural.



Fonte: Autor

Para deslocamento, o ponto de controle é a extremidade oposta da barra, região com maior deslocamento, assim como apresenta a Figura 92.

Figura 92 – Regiões de controle de deslocamentos análise global

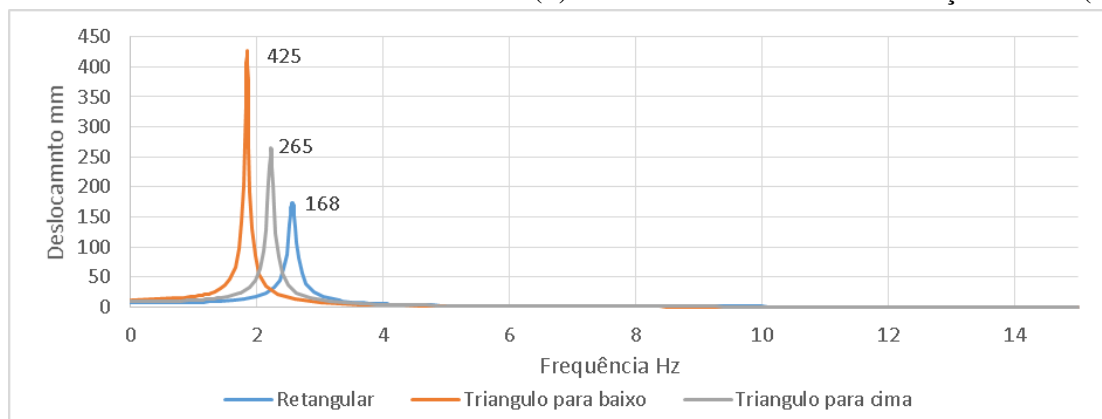


Fonte: Autor

Desta forma, constituíram-se os modelos harmônicos, nos quais foram aplicadas acelerações com magnitude de pico da FFT do sinal de excitação experimental (Figura 81), aplicadas em uma varredura de frequências. Os resultados da análise harmônica são apresentados até 15 Hz, pois os primeiros modos são os que possuem as maiores massas efetivas.

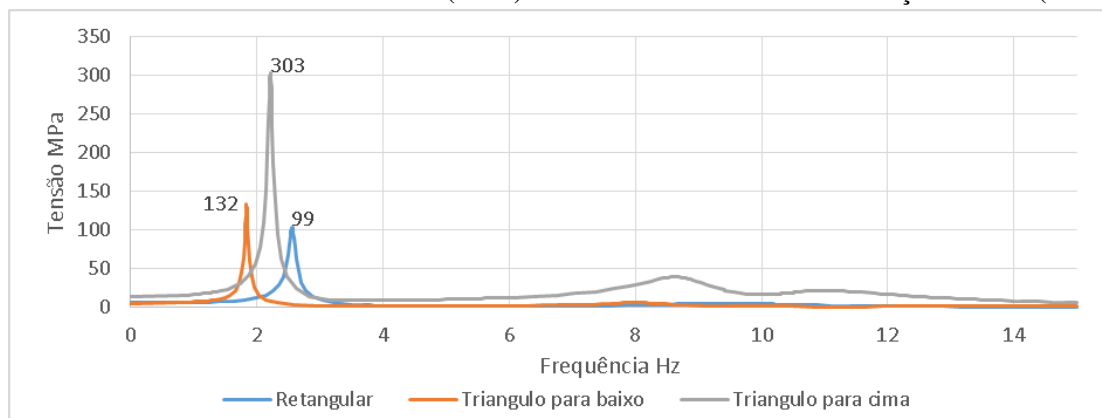
Para avaliação do sentido vertical (deslocamento em Y), é aplicada uma aceleração de 1250mm/s^2 em Y , para a qual, a Figura 93 apresenta os valores de deslocamentos em Y e a Figura 94 apresenta os resultados de tensão normal máxima, ambos os valores extraídos dos pontos de controle.

Figura 93 – Resultados de deslocamentos verticais (Y) na análise harmônica com excitação vertical (em Y).



Fonte: Autor

Figura 94 – Resultados de tensões normais (em X) na análise harmônica com excitação vertical (em Y).

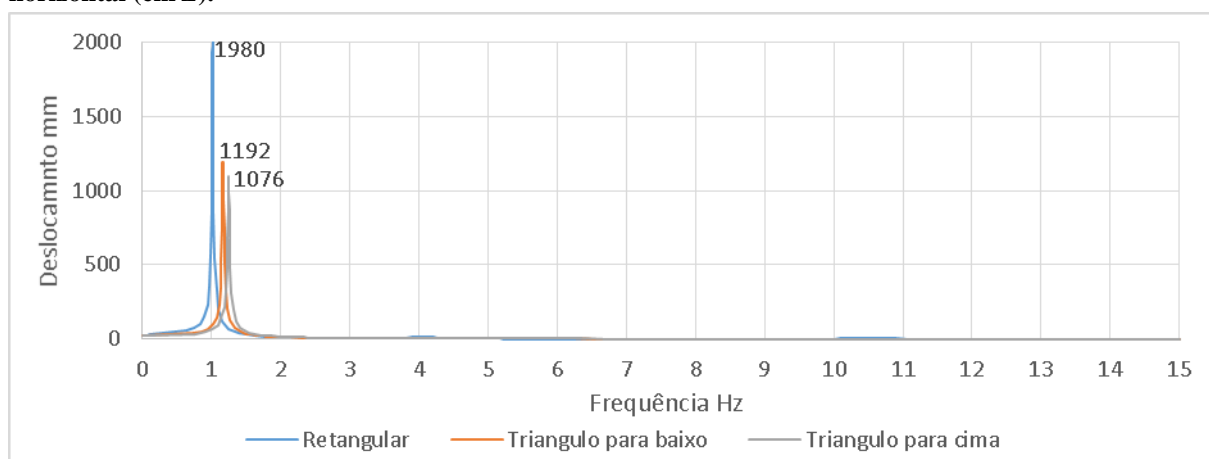


Fonte: Autor

Os picos apresentados nos gráficos de deslocamento e tensões representam a ressonância da estrutura, mas, no entanto, tal carregamento não será de regime constante (senoidal) durante as condições de trabalho, assim como considerado na análise harmônica. Por outro lado, a resposta dinâmica é formada pelo fator de participação de cada modo de vibrar e, desta forma, considera-se válido o comparativo da estrutura nos pontos de ressonância, podendo ser justificado ainda pela gama de variações de carregamentos a que a estrutura será submetida em vida útil, sendo sensível a cada condição regional de lavoura, tipo de cultivo, modo de pilotagem do operador, alterações de características da máquina.

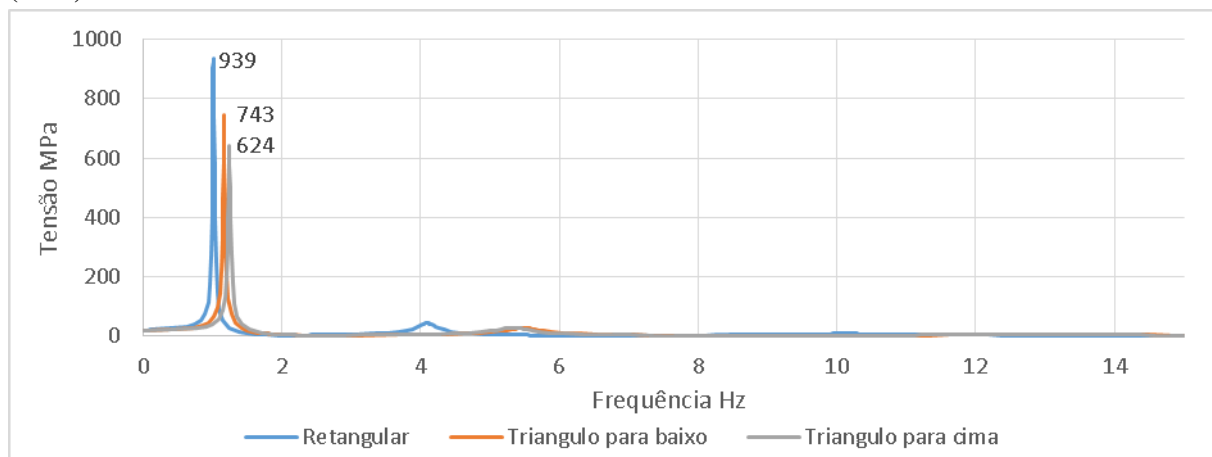
No carregamento horizontal, a aceleração aplicada foi de 900mm/s^2 em Z. A Figura 95 apresenta os resultados de deslocamentos horizontais em Z, e a Figura 96 apresenta as tensões normais máxima dos pontos de controle.

Figura 95 – Resultados de deslocamentos horizontais (em Z) na análise harmônica com excitação horizontal (em Z).



Fonte: Autor

Figura 96 – Resultados de tensões normais (em X local) na análise harmônica com excitação horizontal (em Z).



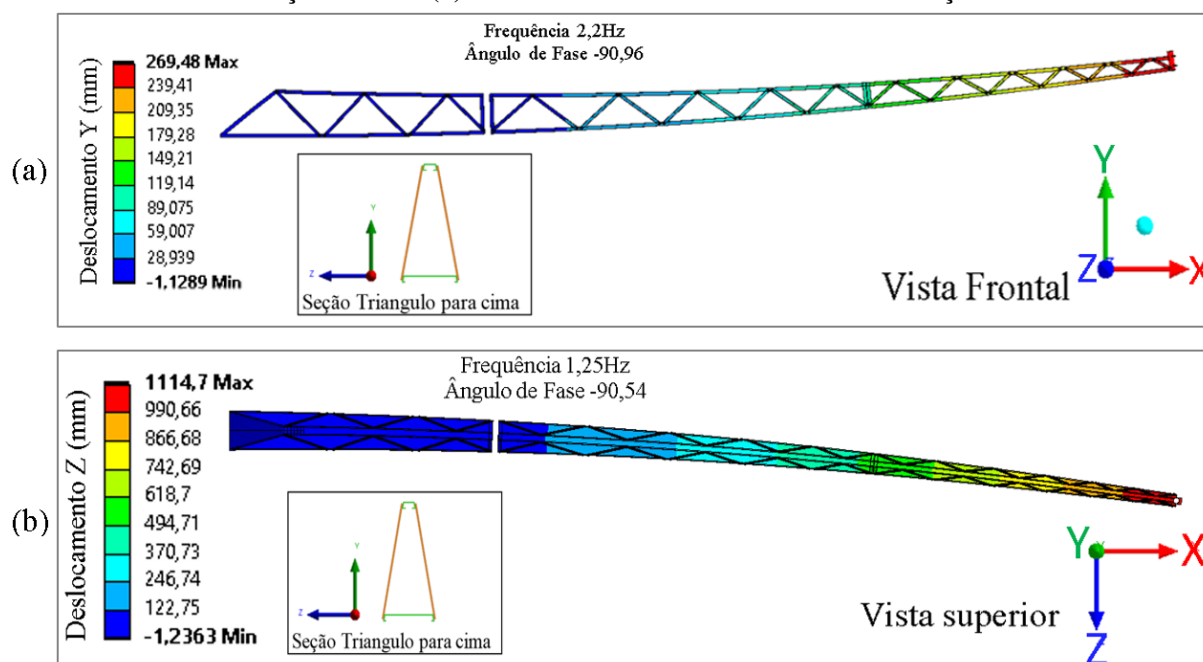
Fonte: Autor

Comparando apenas os deslocamentos, para condição de carregamento vertical o modelo retangular apresentou o melhor resultado com o menor deslocamento (168 mm). Em contra partida para o carregamento horizontal apresentou o pior resultado, com maior deslocamento, aproximadamente duas vezes maior que o perfil triângulo para cima, o qual apresentou o melhor resultado para o carregamento horizontal e intermediário para o carregamento vertical. Conclui-se que para distribuição uniforme do produto pulverizado o deslocamento mais influente é o horizontal e, assim, com base nos deslocamentos afirma-se que o modelo de barra triangular para cima é a mais eficiente.

Comparando valores de tensões, o perfil retangular apresenta os menores valores para o carregamento vertical, enquanto o perfil triângulo para cima apresenta o maior valor de tensão. Entretanto, tal constatação não inviabiliza a escolha anterior, visto que as tensões geradas para o carregamento são de baixa magnitude, quando comparadas com as tensões geradas pela excitação horizontal, para a qual o perfil de barra triângulo para cima apresenta os menores valores, confirmando a escolha realizada com base nos valores de deslocamentos.

Portanto, define-se como opção ideal para este caso a utilização do modelo triangular para cima, uma vez que apresentou o melhor resultado para carregamento lateral e demonstrou ser intermediário para o carregamento vertical. A Figura 97 apresenta os resultados de deslocamentos nos picos de maior amplitude para cada condição da geometria triângulo para cima, (a) com excitação no sentido vertical; (b) com excitação no sentido horizontal.

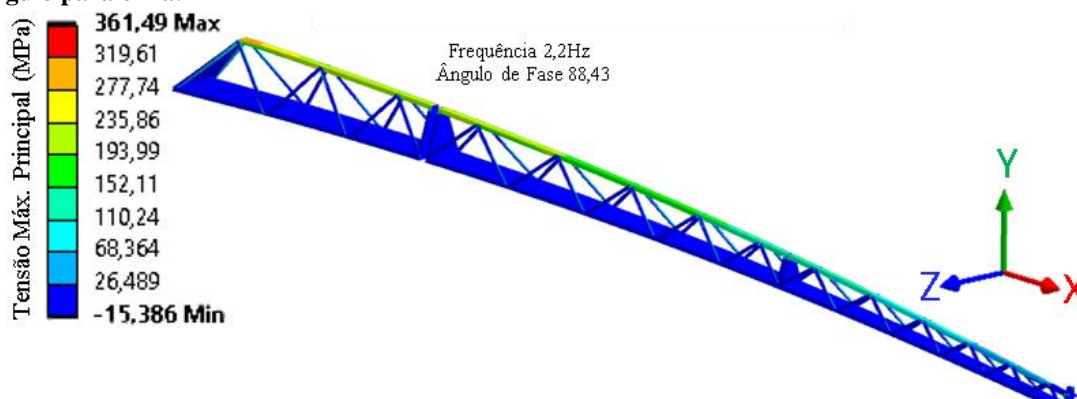
Figura 97 – Deslocamentos na análise harmônica para a seção triângulo para cima. (a) Deslocamento vertical em Y com excitação vertical. (b) Deslocamento horizontal em Z com excitação horizontal.



Fonte: Autor

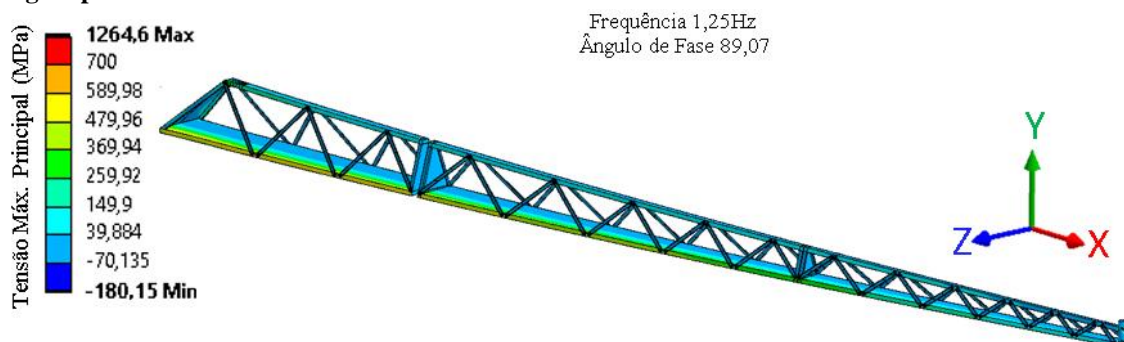
As Figuras 98 e 99 apresentam as tensões máximas principais nos instantes de valores máximos da análise harmônica, que coincidem com as frequências e ângulos de fase dos deslocamentos.

Figura 98 – Tensão máxima principal na análise harmônica com excitação vertical em Y para a seção triângulo para cima.



Fonte: Autor

Figura 99 – Tensão máxima principal na análise harmônica com excitação horizontal em Z para a seção triângulo para cima.



Fonte: Autor

Outra característica favorável à seleção deste perfil de barra é a localização das tensões máximas em locais distintos para carregamento vertical e horizontal.

Entretanto, ressalta-se que estes resultados são específicos para as geometrias avaliadas, sem relação direta com o tipo de perfil triangular ou retangular, mas sim com a inércia dos mesmos. Tendo em vista que, com variações dimensionais e restrições de projeto é possível alterar o conceito ideal e como exemplo tem-se o Apêndice C. Neste avaliou-se um quarto perfil de barra de pulverização, também com perfil triangular com a base inferior mais larga que a superior, com restrição de largura máxima igual ao modelo retangular. Com isso o modelo triangular estreito não é recomendado porque apresenta rigidez menor que o modelo triangular inicial. Logo, afirma-se que as avaliações realizadas neste trabalho são diretamente relacionadas à rigidez da estrutura, proporcional a frequência natural e propriedades de inércia dos perfis, sem relação exclusiva com a configuração geométrica entre triangular, retangular, etc.

Assim, exploraram-se as características dinâmicas globais dos três modelos de barras propostos, e se optou pela utilização do modelo triângulo para cima, o qual recebeu a continuidade do estudo, seguindo para a avaliação transiente e cálculos de vida em fadiga.

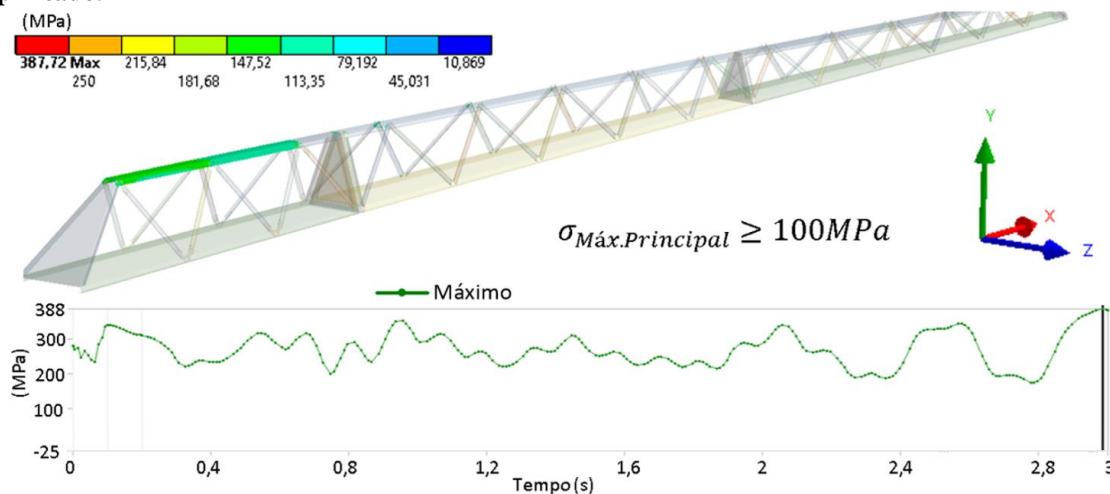
4.3.3 Análise transiente

Nesta seção, são realizadas análises transientes com o modelo numérico detalhado (descrito na seção 3.3) a fim de conhecer a resposta da estrutura em relação a um carregamento real, e fornecer históricos de tensões para os cálculos de fadiga.

Primeiramente, foram realizadas análises transientes utilizando o modelo global simplificado (descrito na seção 3.2), o mesmo utilizado anteriormente para avaliação do melhor conceito estrutural, com as treliças representadas por elementos de vigas. Os resultados da análise transiente do modelo global simplificado são utilizados para definição

das regiões a serem modeladas em elementos de casca. A Figura 100 apresenta os resultados de tensões máximas principais superiores a 100 MPa para um determinado instante da análise.

Figura 100 – Tensões máximas principais maiores do que 100 MPa na análise transiente do modelo simplificado.

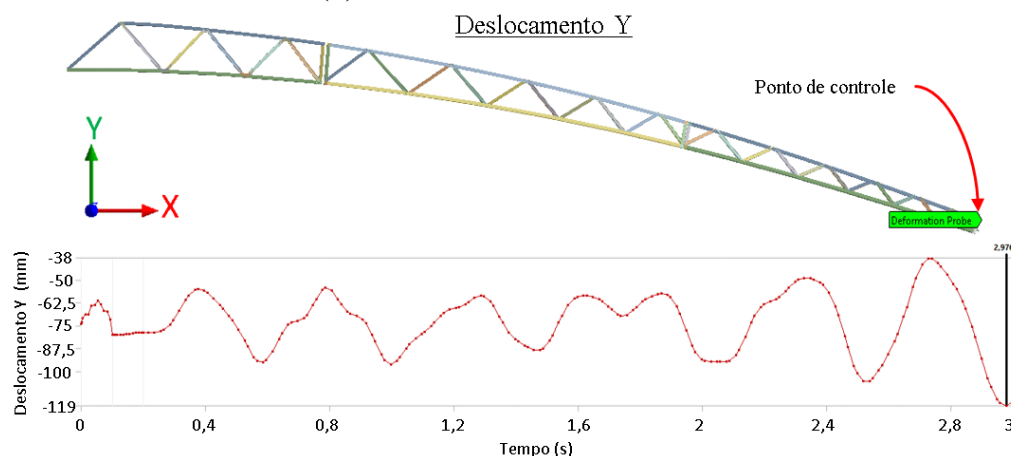


Fonte: Autor

Embora não apresentado, foi observado graficamente que, durante todos os passos de tempo da avaliação, as tensões máximas ocorriam na mesma região. Desta forma, define-se que o perfil mais solicitado é o perfil superior da primeira parte da estrutura da barra.

Com base nisso, foram constituídos os modelos detalhados com as uniões em elementos de casca já apresentados na seção 3.4, para obtenção das tensões de *hot spot*. A Figura 101 apresenta os resultados de deslocamentos verticais (Y), na extremidade da barra.

Figura 101 – Deslocamento vertical (Y) análise transiente do modelo detalhado.

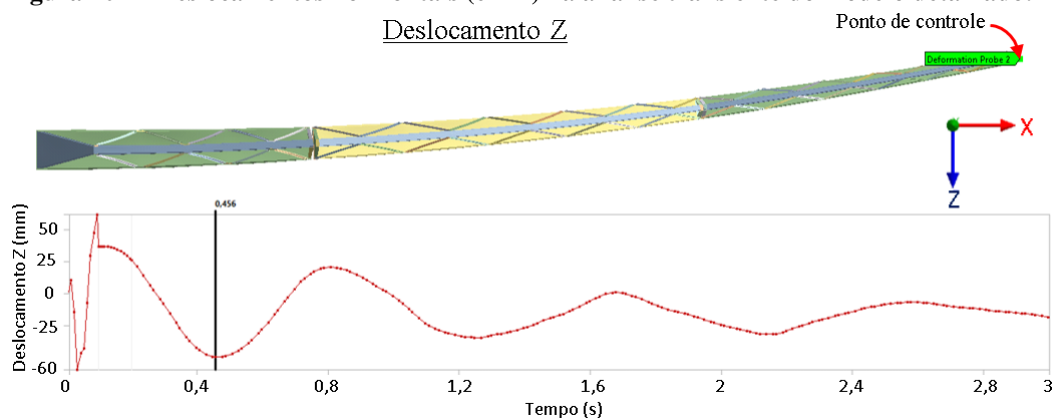


Fonte: Autor

Com base na análise estática, sabe-se que o deslocamento realizado pela aceleração gravitacional na extremidade deste modelo de barra é de 78 mm sendo esta a posição estática inicial. Durante condições de operação a estrutura apresenta uma amplitude de oscilação de 80 mm, sendo distribuída em ± 40 mm em torno da posição inicial. Tal magnitude de deslocamentos é aceitável para uma estrutura de grande porte.

A Figura 102 apresenta os resultados de deslocamentos horizontais (em Z), também medidos na extremidade da barra.

Figura 102 – Deslocamentos horizontais (em Z) na análise transiente do modelo detalhado.

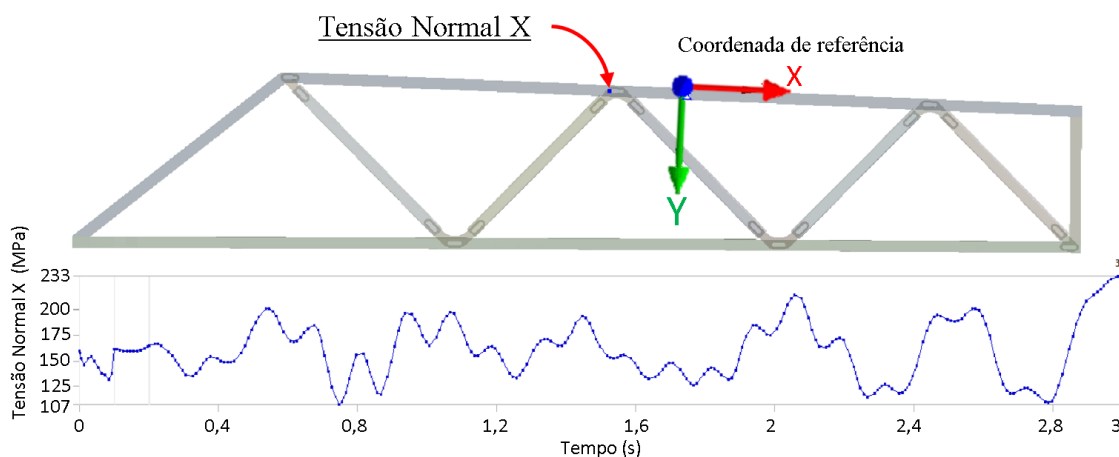


Fonte: Autor

Com isso, verifica-se na extremidade da barra oscilações com amplitude de 87 mm. Além dos deslocamentos, foram extraídas as tensões normais dos pontos de controle para cálculo da vida em fadiga. No total, foram extraídas vinte e quatro históricos de tensões, pois o perfil superior do primeiro módulo possui três soldas de cada lado, logo, seis uniões soldadas para avaliação. Em cada união soldada, são monitorados quatro pontos de tensões, dois em cada lado da união. Extrapolados, determinam doze históricos de tensões de *hot spot* que de forma individual são utilizados nos cálculos de vida em fadiga.

A Figura 103 apresenta uma das tensões normais, obtidas nos pontos de controle.

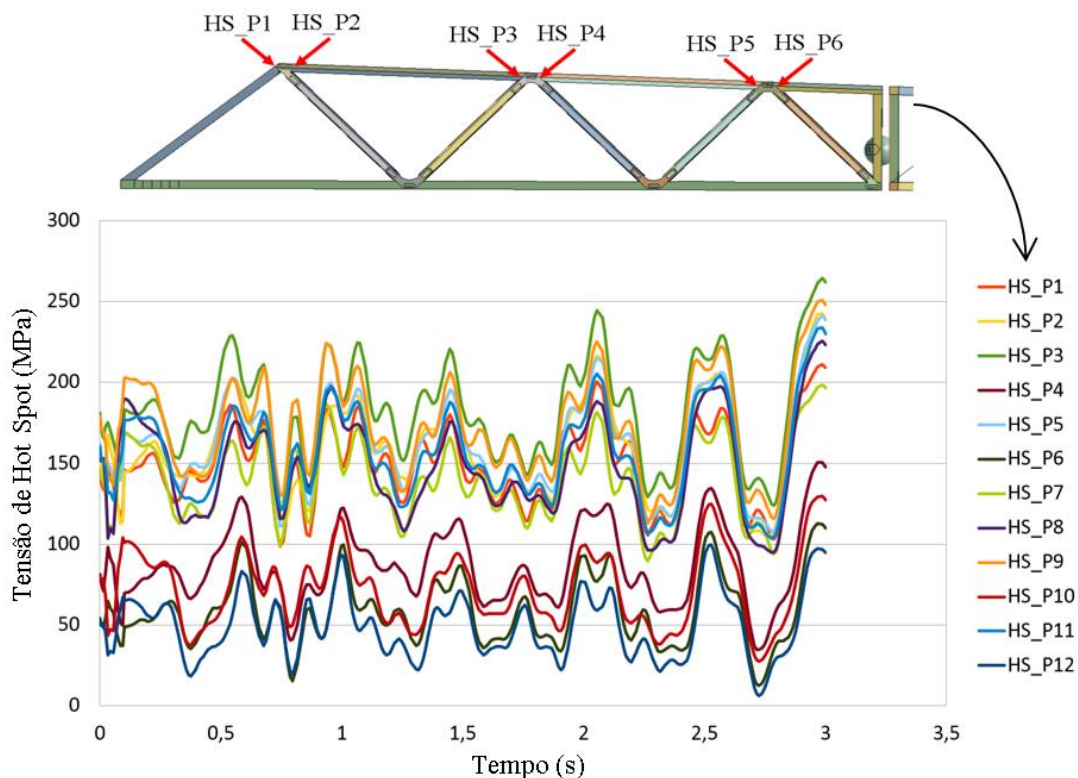
Figura 103 – Tensão normal (em X local) em um ponto de controle para HS (*hot spot*) na análise transiente do modelo detalhado.



Fonte: Autor

O mesmo processo de cálculo das tensões de *hot spot* realizados para determinação das solicitações dos corpos de provas durante ensaio é executado nas doze uniões avaliadas da estrutura. Com estes, são obtidos os históricos de tensões HS apresentados pela Figura 104.

Figura 104 – Tensões estruturais *hot spot* nos pontos de controle na análise transiente do modelo detalhado.

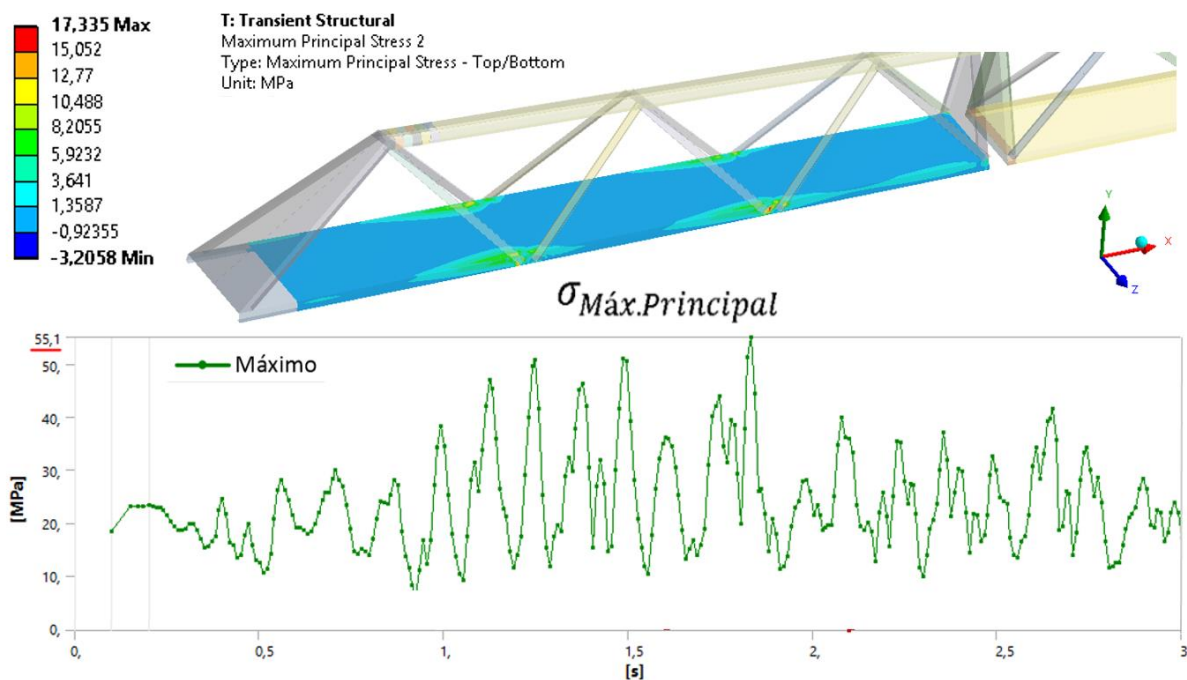


Fonte: Autor

Com isso, são obtidos os históricos de tensões necessários para estudo da vida em fadiga das uniões soldadas da estrutura.

Para complementar a justificativa da não realização da avaliação em fadiga no perfil inferior, a Figura 105 mostra o histórico de tensões nesse perfil.

Figura 105 – Tensões máximas principais da análise transiente no perfil inferior da barra.



Fonte: Autor

Com isso, no perfil superior do primeiro módulo evidencia-se durante a análise transiente tensões máximas principais de 388 MPa, enquanto no perfil inferior a tensão máxima principal não ultrapassa os 55 Mpa, o que justifica a não realização da avaliação de fadiga neste perfil.

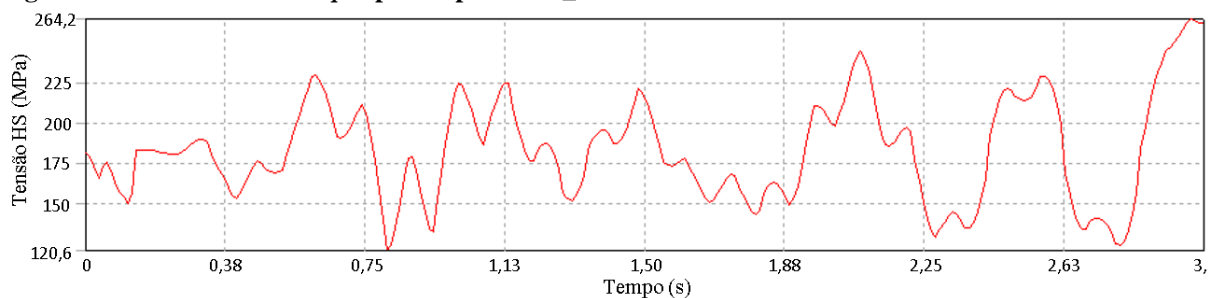
Desta forma é definida a resposta dinâmica da estrutura, específica da barra de pulverização, avaliando seus deslocamentos influenciados pela rigidez da estrutura e tensões amplificadas dinamicamente. No entanto, o Apêndice B exemplifica que o presente estudo também pode ser estendido para os elementos de ligação entre chassi e estrutura de barras, os quais podem influenciar diretamente na resposta dinâmica e, portanto, necessitam de atenção tanto quanto as barras.

4.3.4 Predição da vida em fadiga das uniões soldadas do modelo detalhado

Para previsão da vida em fadiga nas regiões de solda, cada ponto avaliado possui resultado distinto, visto que possuem históricos de tensões específicos, logo, o procedimento de cálculo é realizado para cada um dos pontos avaliados, sendo que o menor valor evidenciado é considerado como a vida do componente.

Logo, dar-se-á ênfase apenas aos resultados para o ponto HS_P3, o que apresentou menor vida. Os demais pontos estão representados no Apêndice A. A Figura 106 apresenta os valores de tensões *hot spot* para o ponto 3.

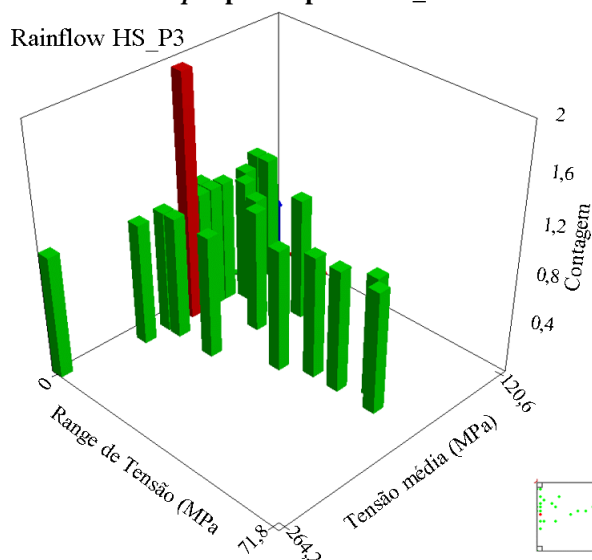
Figura 106 – Tensões de *hot spot* para o ponto HS_P3 das uniões soldadas.



Fonte: Autor

Realizou-se a contagem de ciclos pelo método *rainflow*, para posterior cálculo de vida. A Figura 107 apresenta os resultados de *rainflow* das tensões de *hot spot* do ponto 3.

Figura 107 – Rainflow das tensões de hot spot para o ponto HS_P3 das uniões soldadas.



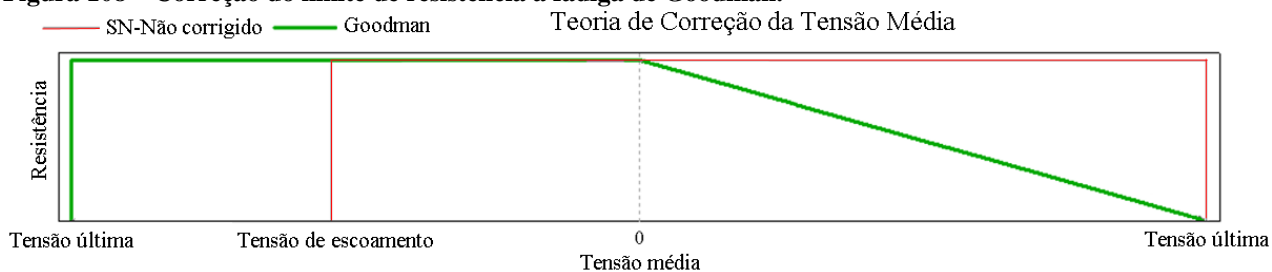
Fonte: Autor

Em um dos eixos horizontais tem-se o *range* de tensões e no outro a tensão média do ciclo. Na vertical, apresenta-se a contagem de ciclos durante o histórico avaliado.

Comumente, dimensionamentos de fadiga em uniões soldadas embasados em normas não fazem uso de correções de curvas de fadiga em função da tensão média, pois os valores apresentados em normas são conservadores. No entanto, no presente estudo faz-se uso da curva de fadiga na solda obtida por meio de ensaios, com tensão média igual a zero e sem fatores de segurança. Por tanto opta-se pela utilização da teoria de correlação da tensão média de Goodman.

É possível observar pelo gráfico da Figura 106, assim como pelo *rainflow* da Figura 107, que a tensão média é maior que zero. Uma vez que os ensaios de definição da resistência em fadiga foram realizados com tensão média zero, aplica-se a teoria de correção da resistência à fadiga pela tensão média de Goodman, apresentada na Figura 108.

Figura 108 – Correção do limite de resistência à fadiga de Goodman.

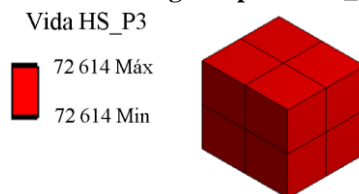


Fonte: Autor

Correlacionando os resultados de *rainflow* com a curva de resistência à fadiga ensaiada e corrigida pela tensão média de Goodman, é obtido o valor de vida apresentado pela

Figura 109, resultado da metodologia aplicada ao cubo de 1mm com tensão de 1 MPa e amplificado pelo histórico de tensões de *hot spot*.

Figura 109 – Resultado do cálculo da vida em fadiga do ponto HS_P3 das uniões soldadas.



Fonte: Autor

Para avaliação dos resultados de fadiga, deve-se lembrar que o histórico de carregamento utilizado era de três segundos, do qual os resultados de tensões HS amplificaram as tensões unitárias do cubo. Desta forma, a estimativa de vida da estrutura é de 72614 vezes de repetições carregamento imposto. Portanto, a vida da estrutura é de 217842 segundos, ou seja, 60,5 horas submetida à condição avaliada. Repetindo o mesmo procedimento para os demais pontos de controle, chega-se aos resultados apresentados pela Tabela 10.

Tabela 10 – Tensões de hot spot e vida em fadiga estimadas para as uniões soldadas do modelo detalhado.

Ponto de controle	Tensão HS (MPa)			Vida	
	Máx.	Min.	Amplitude	Blocos 10 ³	Horas
HS_P1	211	99	112	83,3	69,4
HS_P2	242	105	137	101,3	84,4
HS_P3	264	121	143	72,6	60,5
HS_P4	151	35	116	105,3	87,7
HS_P5	241	108	133	84,9	70,8
HS_P6	113	13	100	90,9	75,8
HS_P7	199	89	110	80,0	66,7
HS_P8	126	95	31	94,5	78,8
HS_P9	251	113	138	77,7	64,7
HS_P10	129	28	101	83,3	69,4
HS_P11	234	103	131	79,4	66,2
HS_P12	99	6	93	86,9	72,5

Fonte: Autor

Por meio destes resultados é possível verificar a necessidade de ajustes na estrutura para atendimento das condições ou aprovação para validação experimental. Entretanto, no presente trabalho, não existe o objetivo de julgar qualitativamente os valores de resultados obtidos, visto que o objetivo principal é o procedimento de desenvolvimento. Embora o carregamento utilizado para dimensionamento seja oriundo de condições reais de trabalho, foram utilizados apenas 3 segundos aleatórios, sem avaliações da representatividade destes em relação a vida útil da estrutura e as diversas condições de trabalho possíveis, característica que não compromete o desenvolvimento do procedimento, mas essencial para casos reais.

Um tema não abordado no presente trabalho por sigilo industrial é a caracterização do histórico de cargas. Como carregamento foi utilizada a aceleração medida durante um curto intervalo de tempo com grandes amplitudes de acelerações e, desta forma, a vida em fadiga estimada no presente estudo não representa a realidade. A determinação de um histórico de cargas com representação real do uso dos equipamentos é uma atividade muito custosa e variável conforme os objetivos do projeto, pois pode-se definir que determinado equipamento será comercializado apenas para uma região específica, ou não. Para isso, é preciso um extenso estudo probabilístico pois cada fazenda possui características próprias de utilização, em relação ao tempo de deslocamento, quantidade de manobras, irregularidades do solo, velocidade de utilização do equipamento, turnos de trabalho. Como exemplo, uma lavoura de arroz feita com taipas possui uma condição de utilização muito mais severa que uma lavoura de soja no Centro- Oeste, as quais são exemplificadas pela Figura 110 e pela Figura 111.

Figura 110 – Lavoura de arroz no estado do Rio Grande do Sul, com taipas.



Fonte: Stara <www.stara.com.br> (2018)

Figura 111 – Lavoura no estado de Mato Grosso, com solo regular.



Fonte: Stara <www.stara.com.br> (2018)

Tendo em vista as grandes variações de condições de contorno, e ainda que um equipamento pode ser desenvolvido especificamente para uma condição, ser genérico e deve atender até mesmo as mais severas condições de uso, fica clara a complexidade da determinação do ciclo de carregamento de um produto, logo, por sigilo industrial e por não ser foco de estudo, opta-se por não explorar este universo, fazendo uso apenas de um curto intervalo de tempo de medição de um carregamento severo real, que possibilita a execução do procedimento de desenvolvimento, mas não representa todo o histórico de carga real.

5 CONCLUSÕES

O estudo de desenvolvimento estrutural para barras de pulverização para obtenção do procedimento que foi aplicado a um projeto conceito, com possibilidade de replicar em desenvolvimentos futuros, foi alcançado, pois, verificou-se uma gama de possibilidades, através das sequências de análises e formas distintas de desenvolver uma estrutura de barras de pulverização. O procedimento proposto permitiu a compreensão do comportamento estrutural dinâmico das barras de pulverização, com ressalva para os elementos de ligação entre barras e chassi de pulverizadores, que normalmente são dotados de sistemas de suspensões, logo, cada pulverizador terá um comportamento distinto (explorado no Apêndice B).

No desenvolvimento do estudo, foram realizadas correlações entre dados de entradas experimentais e modelos numéricos, que caracterizou uma metodologia que permite o desenvolvimento de futuros conceitos de barras de pulverização, uma vez que os carregamentos foram obtidos com medições inerciais de aceleração, aplicadas a modelos numéricos que possibilitaram a verificação das tensões e deslocamentos ocorrentes na estrutura sob tal condição de trabalho, que, por sua vez, são correlacionados com as curvas das uniões soldadas, também definidas experimentalmente. Desta forma, é possível prever a vida da estrutura.

O procedimento de desenvolvimento de estruturas aplicado no presente estudo foi definido com base nos objetivos específicos:

a) Definir os carregamentos e amortecimento estrutural através de medições de aceleração em campo. Para isso foram realizadas medições experimentais de aceleração em máquinas semelhantes nos pontos de engaste da estrutura da barra na estrutura do chassi. Para sigilo de informações, foram utilizados no estudo apenas três segundos das medições, assumindo como carregamento da estrutura, logo, não possui representatividade ao ciclo de vida do produto, mas não altera a teoria e o procedimento de dimensionamento proposto. Outra medição foi realizada com um acelerômetro posicionado no centro da estrutura, e aplicado um deslocamento horizontal forçado e removido repentinamente, de forma a excitar o primeiro modo de vibrar da estrutura. A partir destes dados, foi obtido o valor de amortecimento estrutural, definido por meio do decremento logarítmico.

b) Avaliar diferentes configurações geométricas, através de modelos de MEF (análises modal e harmônica). Foram avaliadas três configurações geométricas distintas: a primeira possuía um perfil retangular, quando observado em corte de seção global, e as outras duas

com perfis triangulares, uma com a base inferior mais larga que a superior, denominada por triângulo para cima e a outra o inverso, denominada triângulo para baixo, pois possuía a base inferior de menor largura e a superior maior. Os três modelos traziam dimensões globais e massa constantes, exceto a largura dos perfis de barra.

Por meio das análises modais, foi possível verificar que os dois primeiros modos de vibrar da estrutura são os mais influentes no comportamento dinâmico da estrutura. Como a massa da estrutura é constante, as frequências naturais possuem relação direta com a rigidez da estrutura. Este estudo possibilitou uma avaliação prévia de rigidez da estrutura, mas sem relação com as tensões. Para isso, utilizaram-se duas análises harmônicas, uma com carregamento de aceleração no sentido vertical, e outra no sentido horizontal, com magnitude de acelerações igual aos picos da FFT do sinal medido.

Assim, pode-se constatar que o modelo triangular para cima, com a base inferior mais larga apresenta maior eficiência, uma vez que apresentou o menor deslocamento e a menor tensão quando submetido a excitações no sentido horizontal. O mesmo, para carregamentos no sentido vertical mostrou resultados intermediários de deslocamento, pois os valores são maiores que o perfil retangular. Mesmo que os valores de tensões tenham sido maiores para este perfil, são aceitos, visto a baixa magnitude quando comparada com as tensões do carregamento horizontal.

Embora o perfil retangular exiba os melhores resultados de deslocamentos e tensões para o carregamento vertical, constataram-se resultados insatisfatórios para solicitação horizontal, caracterizando a estrutura como não recomendada para tal aplicação.

Um fator comum para todos os perfis avaliados é a menor rigidez à flexão lateral quando comparada à vertical, logo, a excitação horizontal resulta em maior amplitude de deslocamentos e tensões e, portanto, prioriza-se a seleção da estrutura que apresente os menores resultados de deslocamentos para excitações horizontais.

Entretanto, ressalta-se que estes resultados são específicos para as geometrias avaliadas, sem relação direta com a configuração de perfis entre triangular ou retangular, tendo em vista que, com variações dimensionais e restrições de projeto é possível alterar o conceito ideal.

c) Análise transiente avaliando-se tensões, deslocamentos e previsão da vida em fadiga das uniões soldadas. Nesta, confirmam-se as verificações realizadas nos modelos numéricos de para avaliação global, como a maior participação da resposta dinâmica pelos dois primeiros modos de vibrar. Como resultados da análise transiente, obtiveram-se como principais resultados os valores de deslocamentos, dos quais verificou-se a magnitude das

oscilações da estrutura em função da deformação da mesma, garantindo que esta não prejudicasse a distribuição dos defensivos, e tensões de Von Mises, certificando a não ocorrência de plastificação e tensões normais nos pontos de controle nas proximidades das soldas para correlacionar a vida em fadiga das uniões.

A avaliação de fadiga é realizada nas uniões com maior magnitude de tensões máximas principais do modelo, sendo que, cada união apresenta um histórico distinto de tensões de *hot spot*, as quais correlacionadas com os resultados dos ensaios de fadiga, determinam a vida da estrutura.

O procedimento numérico experimental proposto, usando como dados de entrada a curva de fadiga experimental, correlacionados com a avaliação numérica das tensões que solicitam as uniões com comportamento dinâmico, permite uma avaliação mais confiável da vida em fadiga de barras de pulverização.

5.1 Trabalhos futuros

Para continuidade e evolução do procedimento de desenvolvimento de barras de pulverização, sugere-se a prosseguimento dos estudos na determinação das variadas condições de trabalho ao longo da vida da estrutura, formando um histórico de carregamentos. Em um projeto real, é fundamental a representatividade das condições de trabalho para fabricação de estruturas eficientes que atinjam o ciclo de vida desejado.

É preciso adicionar ao desenvolvimento uma avaliação da existência de biaxialidade ou multiaxialidade nos casos de fadiga. Embora nas geometrias avaliadas as tensões fossem predominantemente longitudinais ao perfil de base, não foi avaliada a influência dos vetores não longitudinais.

Também se verifica a probabilidade de aprofundar o estudo dos mecanismos de ligação das barras de pulverização com o chassi da máquina, uma vez que eles influenciam na oscilação da estrutura. Junto a isso, surge a possibilidade da adição ao modelo de cálculo o sistema de suspensão da máquina, possivelmente por elementos de corpos rígidos.

6 REFERÊNCIAS

AGÊNCIA IBGE NOTÍCIA. **PIB avança 1,0 % em 2017 e fecha ano em R\$ 6,6 trilhões.** Publicado em 10/04/2018. Disponível em <https://agenciadenoticias.ibge.gov.br/agencia-noticias/2013-agencia-de-noticias/releases/20166-pib-avanca-1-0-em-2017-e-fecha-ano-em-r-6-6-trilhoes.html>. Acesso em: Maio 2018.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE.**, Avelino Alves Filho. 2.ed, São Paulo: Érica, 2013. 298p.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE / Análise dinâmica.**, Avelino Alves Filho. 2.ed, São Paulo: Érica, 2008. 302p.

ANDRÉ, L.C. **Caracterização, avaliação e classificação dos pulverizadores autopropelidos produzidos no Brasil.** Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria 2015.

ABNT ISO 5008:2002. **Tratores agrícolas de rodas e máquinas de campo – Medição da vibração transmitida ao corpo inteiro do operador.** Norma ABNT ISO, 2002.

ASTM E1049 – 85 Standard. **Practices for cycle counting in fatigue analysis.** Norma ASTM, 1997.

ASTM E739 – 10 Standard. **Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (E-N) Fatigue Data.** Norma ASTM, 2015.

BENEZ, Rogério Camargo. **Análise da influência dos movimentos verticais e horizontais das barras de pulverização de um pulverizador de calda.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Ciências Agrônômicas, Botucatu 2013.

BORCHET, Anna-Gret.; SCHMIDT, Reinhard. **Modelling, simulation and optimization of agricultural sprayer boom horizontal motion behavior.** Em: Landtechnik. 2015;70(4)DOI 10.15150/it.2015.2667

CESÁRIO, A.A. **Estimativa da vida em fadiga de componentes de implementos rodoviários através de métodos espectrais.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre 2012.

CUNHA, J.P.A.R.; REIS, E.F.; SANTOS, R.O. **Controle químico da ferrugem asiática da soja em função de ponta de pulverização e volume de calda.** Ciência Rural, Santa Maria, v.36, n.5, p.1.360-1.366, 2006

DIESEL, Fabiano Nunes. **Análise Dinâmica.** Apostila de aula – IESSS, Institute Engineering Simulation and Scientific Software, Porto Alegre 2017.

DOWLING, Norman E. *Mechanical behavior of materials, engineering methods for deformation, fracture and fatigue*. 4.ed, ISBN 979-0-13-139506-0 by Norman E. Dowling: Pearson, 2013. 968p.

DOWNLING ,S.D., SOCIE, D.F., *Simplified rainflow counting algorithms*. International Journal of Fatigue, Vol. 4, No. 1, p. 31-40. 1982.

DNV-RP-C203 – Recommended practice. *Fatigue design of offshore steel structures*. Norma DNV, 2010.

DURIGAN, J. C. **Comportamento de herbicidas no ambiente**. Em: SEMINÁRIO TÉCNICO SOBRE PLANTAS DANINHAS E O USO DE HERBICIDAS EM REFLORESTAMENTO, 1989, Rio de Janeiro. Rio de Janeiro: 1989

EMBRAPA, Empresa Brasileira De Pesquisa Agropecuária.; **Visão 2030 - o futuro da agricultura brasileira**. Brasília, DF : Embrapa, 2018. 212p. ISBN 978-85- 7035-799- 1.

ESSS. **A mecânica da fratura como base do projeto tolerante ao dano**. Em: Engineering Simulation and Scientific Software, Disponível em <www.esss.com.br>. Acesso em: Maio 2018

FERMÉR, Mikarl.; ANDREASSON, Magnus.; FROFIN, Bjorn. *Fatigue life prediction of MAG-welded thin-sheet structures*. Proceedings of the IBER, 98 Volume 2, Body Materials P-33, USA, 1998

FIGUEIREDO, Ligia J.; GAFANIZ, Ana R.; LOPES, Gustavo S.; Pereira, Rúben.. **Aplicações de Acelerômetro**. Monografia – Universidade de Lisboa, Lisboa 2007.

FKM – Guideline. *Analytical strength assessment of components*. FKM guideline, 6.ed. 2012.

FURTADO, D.C. **Análise estrutural de chassi de veículos automotivos**. Monografia (Graduação em Engenharia Automotiva) – FGA, Universidade de Brasília, Distrito Federal 2013.

GIORDANI, Felipe André. **Estudo de metodologias para medir a vida em fadiga multiaxial não proporcional**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre 2015.

KOC, Cner. *Structural Analysis of Field Sprayer Booms*. Ankara University, Faculty of Agriculture, Department of Agricultural Machinery and Technologies Engineering, 06110,Ankara, Turquia, 2015

LARDOUX, Y.; SINFORT, C.; ENFÄLT, P.; MIRALLES, A.; SEVILA, F. *Test method for boom suspension influence on spray distribution. Part II: Validation and Use of a Spray Distribution Model*. Biosystems Engineering, London, v.96, n.2, p.161-168, 2007.

MAHALINGA, R.; WILLS, B. M. D. Factors determining the design of tractor-mounted booms. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 23, n. 1, p. 37-41, 1978.

MILLER, P.; MAWER, C. **Effect of roll angle and nozzle spray pattern on the uniformity of spray volume distribution below a boom.** Crop Protection, n. 8, p. 217-222,1989.

NEGRÃO, Gabriel Queiroz. **Implementação e avaliação da metodologia deformação-vida em componentes entalhados.** Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília 2014.

NEVES, E. M.; RODRIGUES, L.; GASTALDI, H. L. G. **Defensivos agrícolas e custos na produção de citros.** EM: Visão agrícola n°2 DEZ 2004, Disponível em: <www.esalq.usp.br/visaoagricola/sites/default/files/va02-economia.pdf>. Acesso em: Setembro 2019

Hoddur, et al. **Dynamic Analysis Of The Intelligent Sprayer Boom.** International Conference on Vibration Problems. Lisboa, Portugal, 9-12 Setembro 2013

PASSOS, J.P. **Comportamento dinâmico de suspensões passivas de barra para pulverizadores.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru 2007.

PONTELLI, C.O. **Estimativa da vida em fadiga através de análise dinâmica global-local no domínio da frequência.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre 2016.

PONTELLI, C.O. **Comportamento dinâmico de suspensões passivas de barra para pulverizadores.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho”, Bauru 2007.

PONTELLI, et al. **Comparação entre dois tipos de suspensão passiva de barra em condições simuladas de pista de prova normalizada.** Artigo técnico – Eng. Agríc., Jaboticabal, v.30, n.4, p.761-775, jul./ago. 2010

PONTELLI, Cristiano Okada . **Estratégias de controle para isolação ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas.** Tese (Doutorado – Programa de pós-graduação em Engenharia mecânica e Área de concentração de projetos mecânicos) – Escola de Engenharias de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Paulo 2012.

REIS, C.G. **Estimativa da vida em fadiga de componentes submetidos a solicitações aleatórias.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – PROMEC, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre 2013.

NORTON, Roberto L. **Projeto de máquinas: uma abordagem na íntegra,** Roberto L. Norton; trad. João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar... [et al.]. 2.ed, Porto Alegre: Bookman, 2013. 887p.

SACI SOLUÇÕES. **A importância do pulverizador.** Em: Saci Soluções, Amostragem e Coleta de Infor. LTDA, Disponível em <www.sacisolucoes.com.br/blog/a-importancia-do-pulverizador/>. Publicado em: Julho 2019, Acesso em: Agosto de 2019.

SARTORI, S. **Pulverizadores para aplicação terrestre tratorizada.** In: SIMPÓSIO BRASILEIRO SOBRE TECNOLOGIA DE APLICAÇÃO DE DEFENSIVOS AGRÍCOLAS,

Jaboticabal. Simpósio brasileiro sobre tecnologia de aplicação de defensivos agrícolas. Jaboticabal: Funep, 1985, p. 47-79.

SHIGLEY, Joseph E. **Projeto de engenharia mecânica**, Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; trad. João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar. 7.ed, Porto Alegre: Bookman, 2005. 960p.

SILVEIRA, et al. **Avaliação dos métodos da tensão estrutural e curva mestre para determinação da vida em fadiga de junta soldada**. Artigo técnico – Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería. 2017;33(3-4):318–328

SORIANO, Humberto de Lima. **Elementos Finitos – Formulação e Aplicação na Estática e Dinâmica das Estruturas**. Humberto de Lima Soriano. 1.ed, Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda, 2009. 432p.

SPEELMAN, L.; JANSEN. J. W . *The effect of spray-boom movement on the liquid distribution of field crop sprayers*. Journal of Agricultural Engineering Research, 19(2): 117-129,1974.

STARA. **Prospecto Imprador 3.0**. Em: Stara indústria de implementos Agrícolas, Disponível em <www.stara.com.br>. Acesso em: Abril 2018

STEPHENS, R.I., FATEMI, A., STEPHENS, R.R., FUCHS, H.O., *Metal Fatigue in Engineering, Wiley Inter-Science*, Second Edition. 2001.

THOMSON, William T. **Teoria da Vibração com aplicações**, Willian T. Thomson; Tradução de Cássio Sigaud. – Rio de Janeiro: Interciência, 1978. 468p.

TORII. André Jacomel. **Análise dinâmica de estruturas com o método dos elementos Finitos Generalizado**. Tese (Pós graduação em Métodos Numéricos em Engenharia) Universidade Federal do Paraná, Curitiba 2012.

DURIGAN, J. C. **Comportamento de herbicidas no ambiente**. In: SEMINÁRIO TÉCNICO SOBRE PLANTAS DANINHAS E O USO DE HERBICIDAS EM REFLORESTAMENTO, 1989, Rio de Janeiro. Anais... Rio de Janeiro: SBS/ABRACAV/SIF, 1989. Paginação Irregular.

MAHALINGA, R.; WILLS, B. M. D. *Factors determining the design of tractor-mounted booms*. Journal of Agricultural Engineering Research, v. 23, n. 1, p. 37-41, 1978.

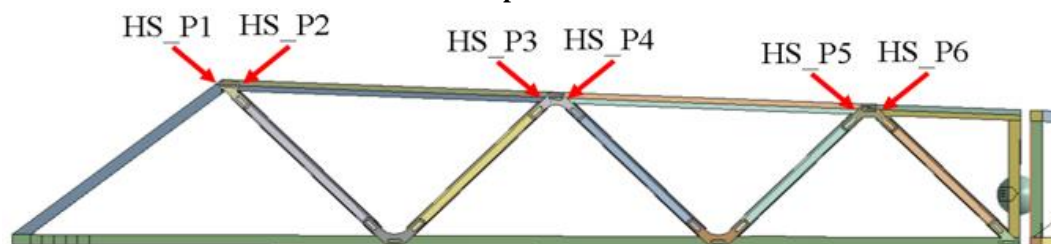
MANEA, Dragos.; GIDEA, Mihai.; MARIN, Eugen.; MATEESCU, Marinela.; *Simulation of mechanical parameters of sprayer boom*, National Institute of Research-Development for Machines and Installations Designed to Agriculture and Food Industry, Romaniac University of agronomic Sciences and Veterinary Medicine of Bucharest, Romania, 2018

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations** , Singiresu S. Rao. 5.ed, Upper Saddle River, NJ 07458: Pearson Education, 2011. 1084p.

APÊNDICE A – Resultados de avaliações de fadiga.

No desenvolvimento da dissertação, foram apresentados os resultados das avaliações de fadiga apenas no ponto de controle crítico. Neste apresenta-se a avaliação dos demais pontos. A Figura A.1 mostra novamente os pontos de controle.

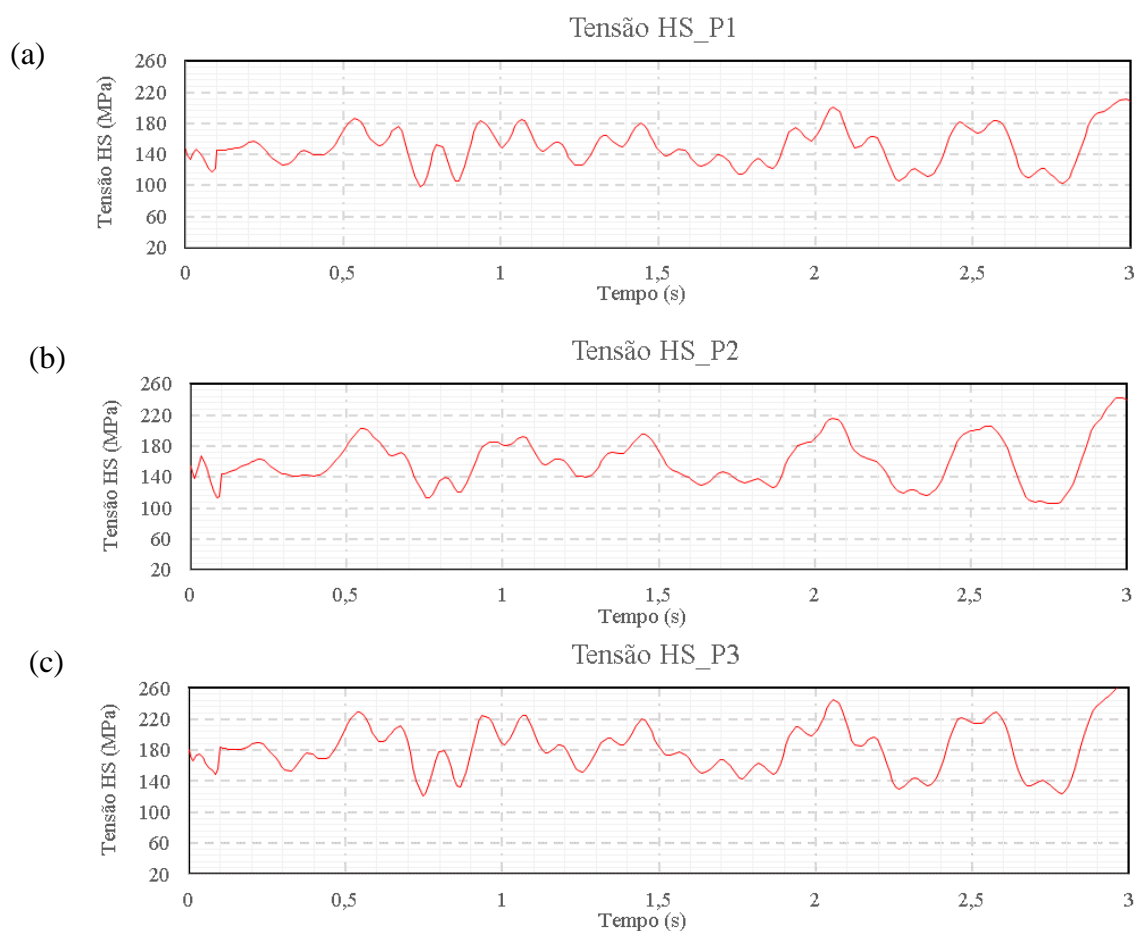
Figura A.1 – Pontos de controle de tensões de hot spot.



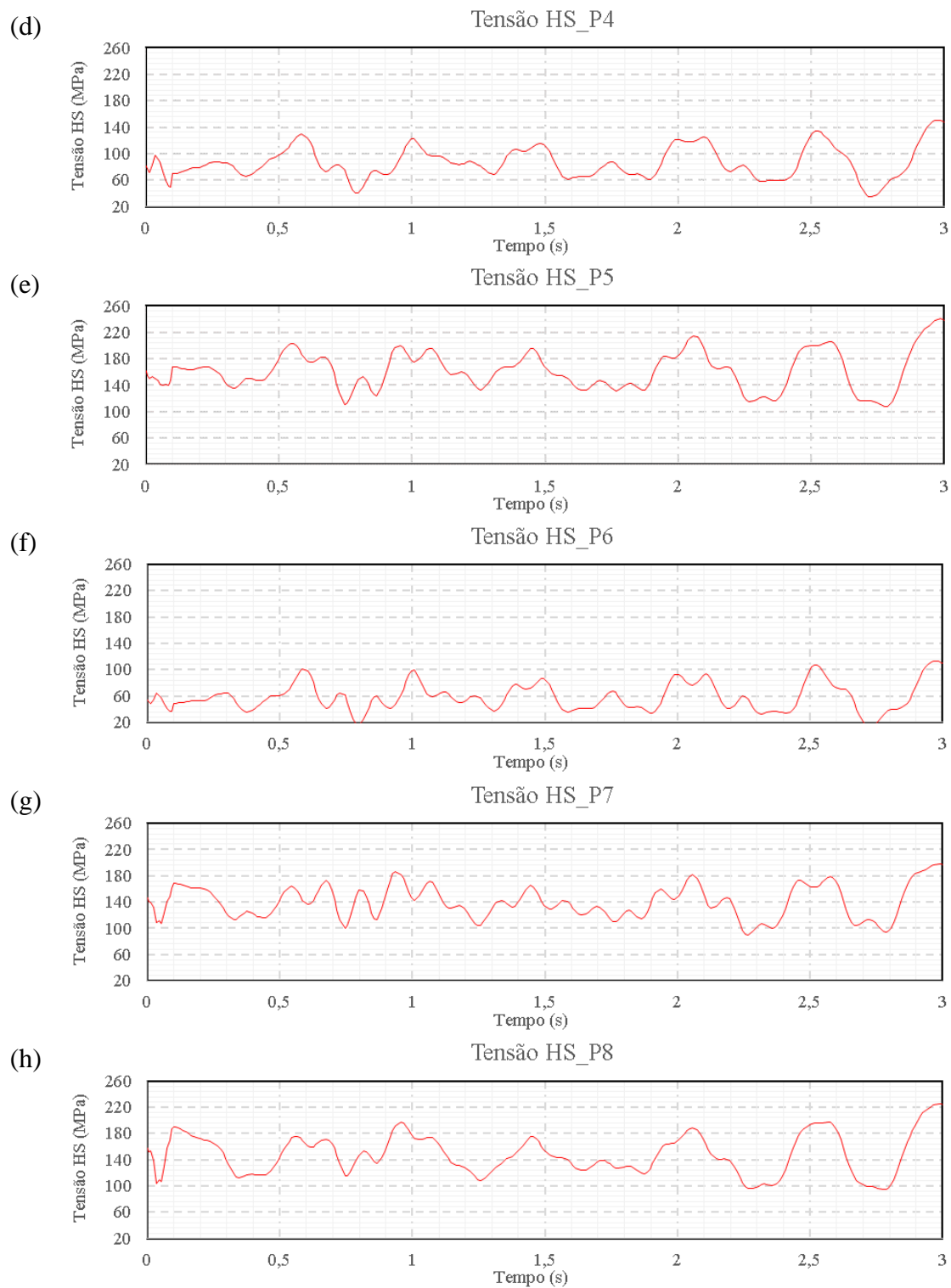
Fonte: Autor

A Figura A.2 apresenta os gráficos de tensões de *hot spot* nos pontos de controle para cálculo da vida em fadiga.

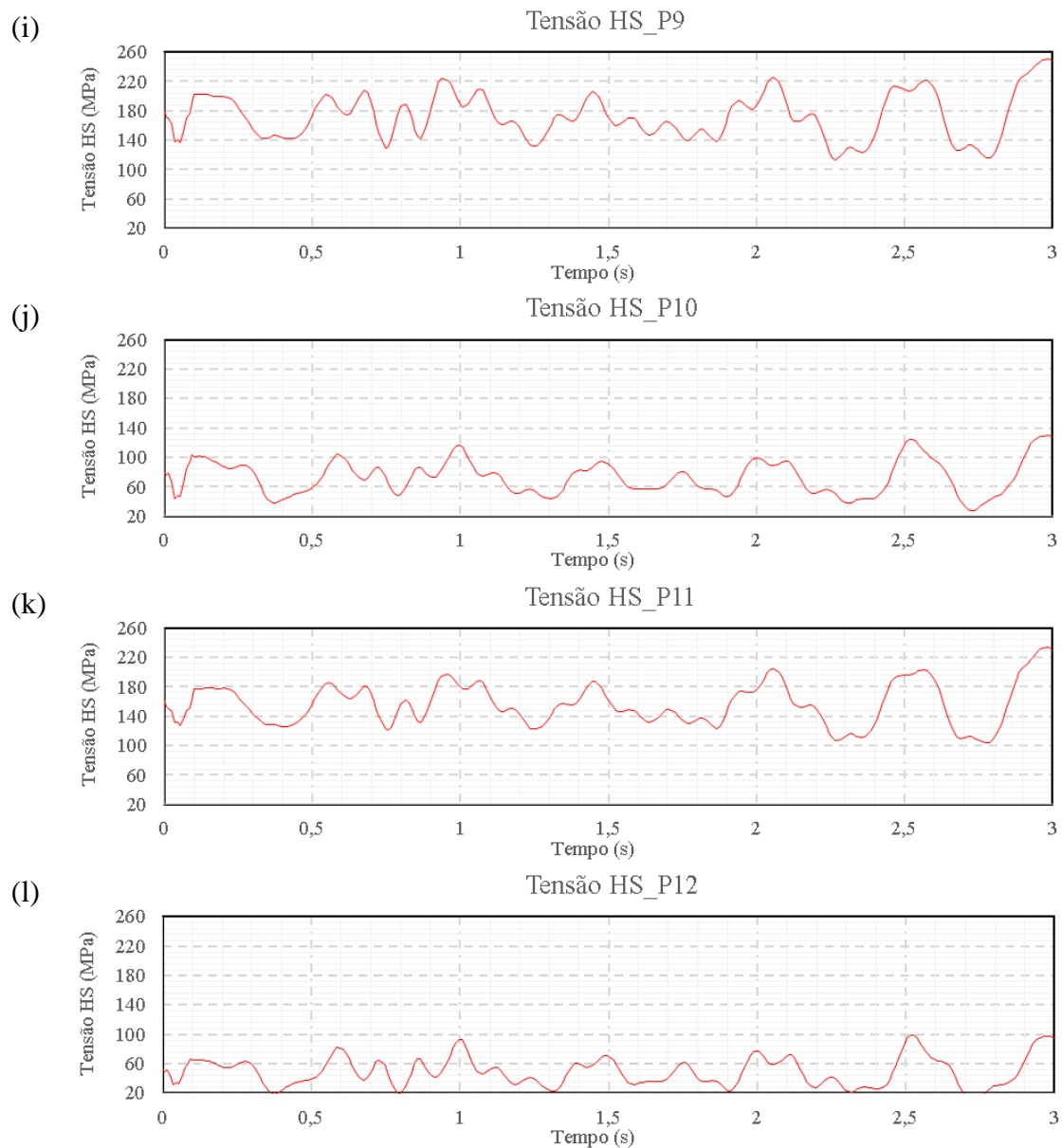
Figura A.2 – Tensões de *hot spot*. (a) HS_P1 (*hot spot* ponto 1). (b) HS_P2. (c) HS_P3.



Fonte: Autor

Figura A.2 continuação – Tensões de *hot spot*. (d) HS_P4. (e) HS_P5. (f) HS_P6. (g) HS_P7. (h) HS_P8.

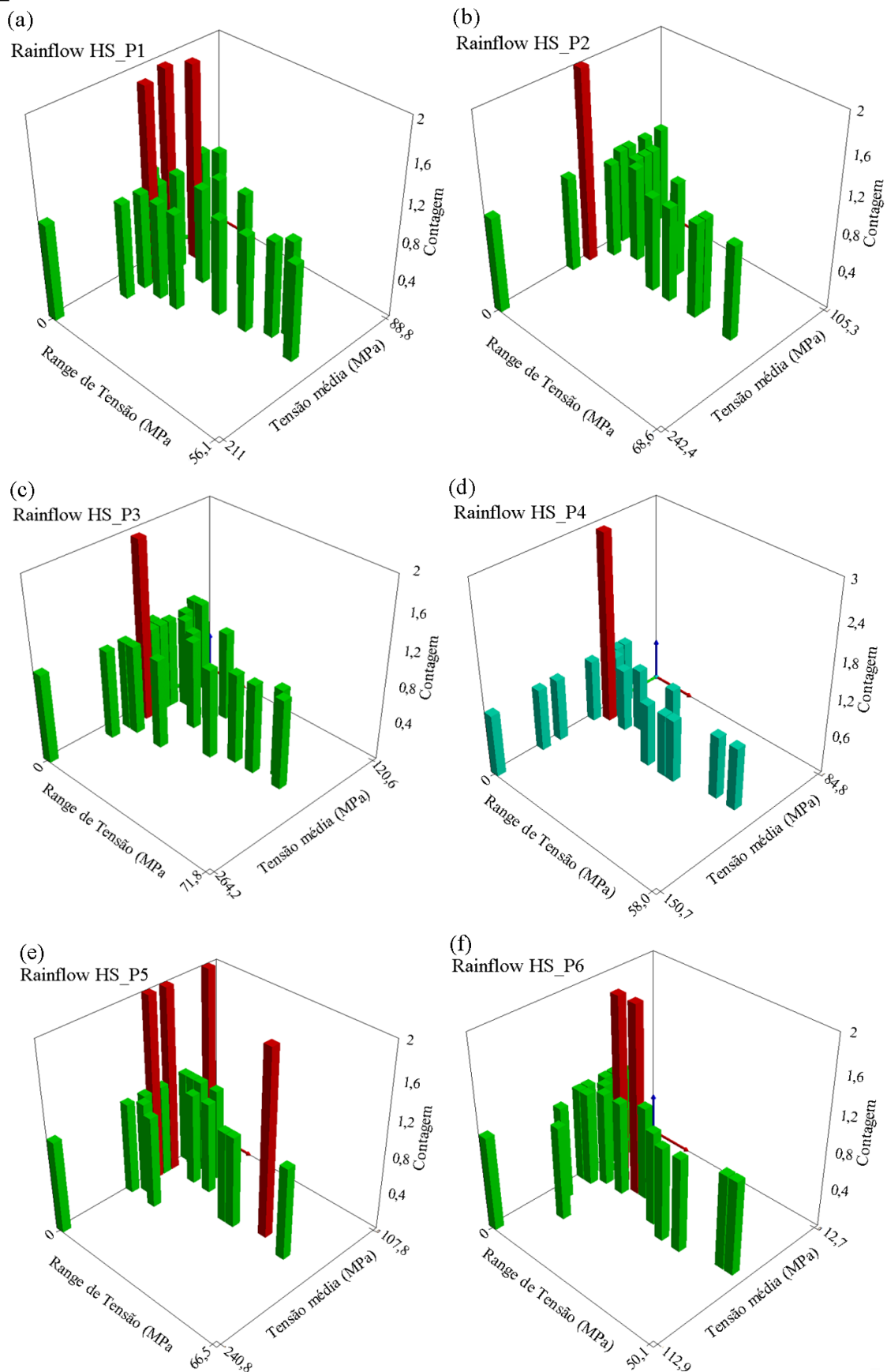
Fonte: Autor

Figura A.2 continuação – Tensões de *hot spot*. (i) HS_P9. (j) HS_P10. (k) HS_P11. (l) HS_P12.

Fonte: Autor

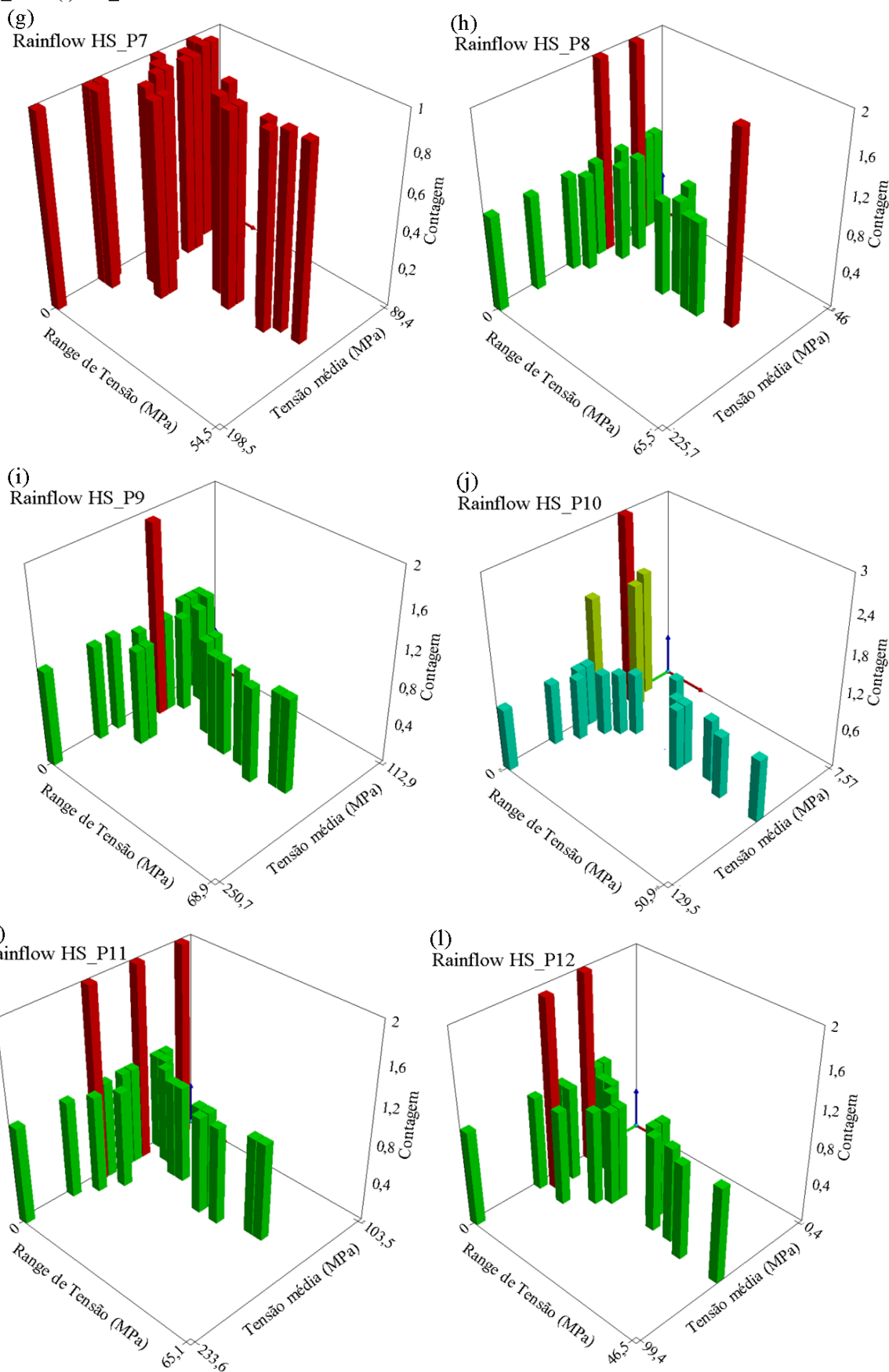
Para avaliação de fadiga, aplica-se o método de contagem de ciclos de *Rainflow* para cada uma das tensões de *hot spot* apresentadas, o que resulta nos gráficos apresentados pela Figura A.3.

Figura A.3 – Rainflow das tensões de hot spot. (a) HS_P1. (b) HS_P2. (c) HS_P3. (d) HS_P4. (e) HS_P5. (f) HS_P6.



Fonte: Autor

Figura A.3 continuação – Rainflow das tensões de hot spot. (g) HS_P7. (f) HS_P8. (i) HS_9. (j) HS_P10. (k) HS_P11. (l) HS_P12.



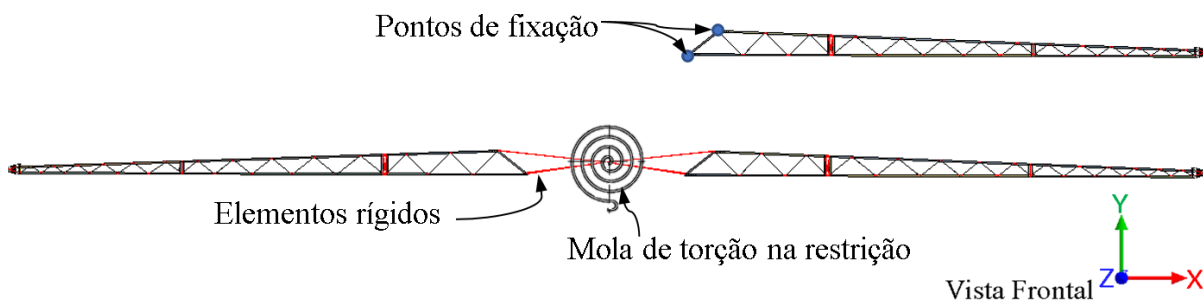
Fonte: Autor

APÊNDICE B – Avaliação influência rigidez da estrutura de fixação da barra.

Comumente, pulverizadores possuem sistemas de suspensões para as barras de pulverização, articulações, molas e amortecedores, sistemas desenvolvidos para minimizar possíveis impactos em condições de acidentes, nas quais a barra entre em contato com o solo ou obstáculos. Estes sistemas devem atuar como filtros de excitações para a barra de pulverização. Porém, para isso, sua estrutura também necessita possuir rigidez relativamente elevada, para que não prejudicar a estabilidade de barras.

O presente apêndice possui objetivo de exemplificar a influência dos elementos de ligação das estruturas entre barras e chassi, os quais também devem ser desenvolvidos considerando sua rigidez e amplificação dinâmica. Além disso, mecanismos também podem influenciar no comportamento dinâmico. Como exemplo, as análises modais de dois modelos numéricos, um deles com a fixação na extremidade da lança de pulverização e o outro com lanças de pulverização em ambos os lados, ligadas por elementos rígidos e em seu centro restringidas no espaço com liberdade de rotação em torno de Z, mas estabilizado por uma mola de torção, assim como apresenta a Figura B.1.

Figura B.1 – Esquema de restrição de modelos numéricos para verificação da influência rigidez da estrutura de fixação da barra.



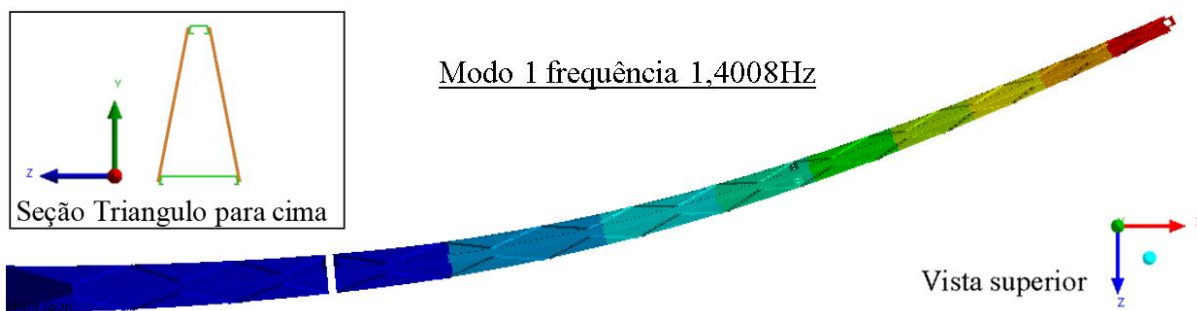
Fonte: Autor

Para estes, comparam-se os modos de vibrar, para verificação da influência da restrição no comportamento dinâmico.

As figuras B.2 a B.6 apresentam os cinco primeiros modos de vibrar considerando apenas uma das lanças fixadas.

A Figura B.2 apresenta o primeiro modo de vibrar, que é uma flexão horizontal.

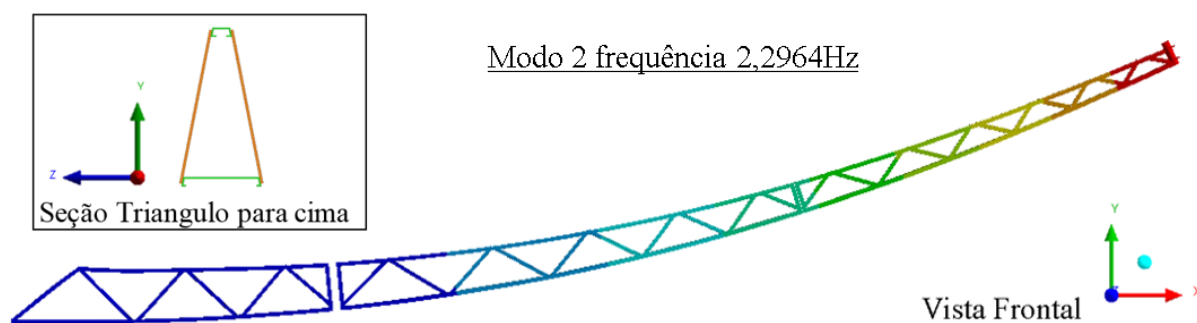
Figura B.2 – Primeiro modo de vibrar lança fixada.



Fonte: Autor

A Figura B.3 apresenta o segundo modo de vibrar, sendo uma flexão vertical.

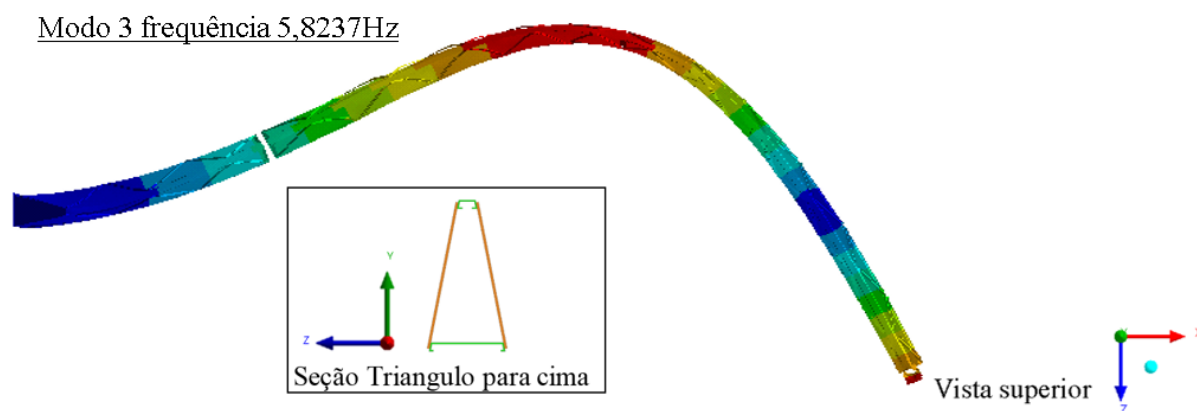
Figura B.3 – Segundo modo de vibrar lança fixada.



Fonte: Autor

A Figura B.4 apresenta o terceiro modo de vibrar, uma flexão horizontal.

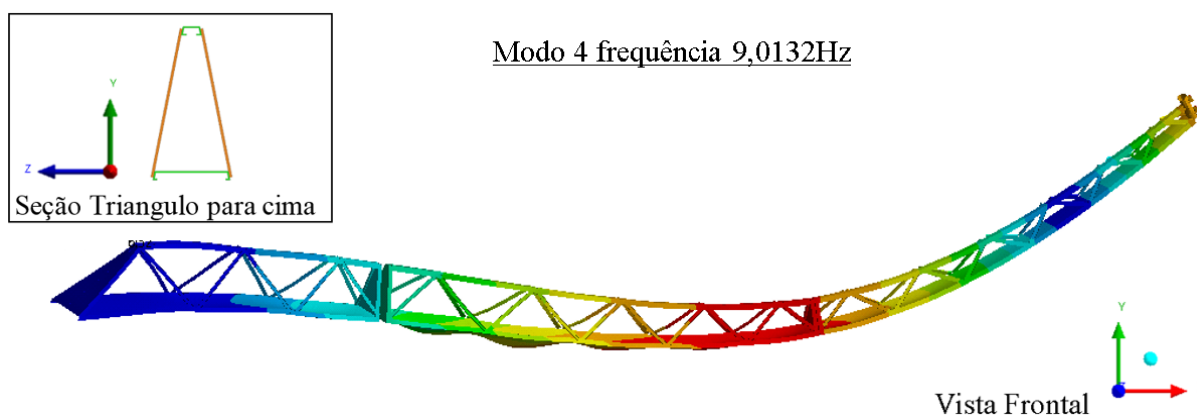
Figura B.4 – Terceiro modo de vibrar lança fixada.



Fonte: Autor

A Figura B.5 apresenta o quarto modo de vibrar, uma flexão vertical, combinada com vibrações locais no perfil inferior.

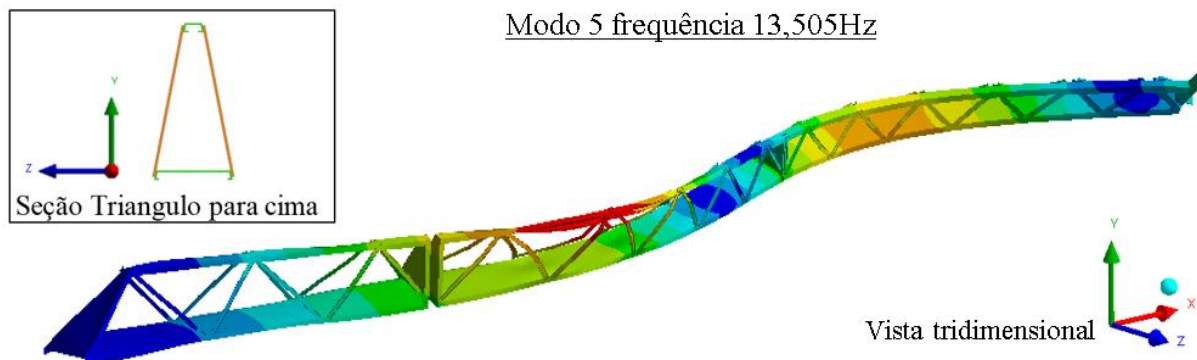
Figura B.5 – Quarto modo de vibrar lança fixada.



Fonte: Autor

A Figura B.6 apresenta o quinto modo de vibrar, uma flexão horizontal, combinada com torção da estrutura.

Figura B.6 – Quinto modo de vibrar lança fixada.

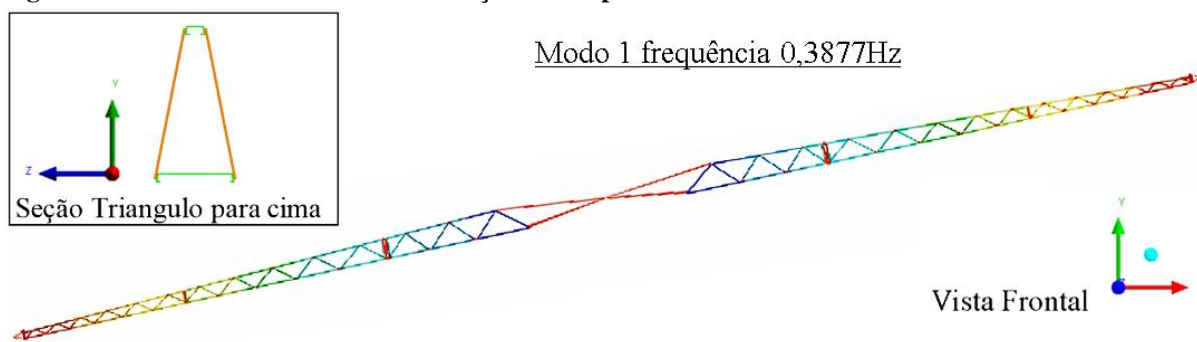


Fonte: Autor

Posteriormente, foi avaliado o modelo com duas lanças e mola torcional na restrição central. A rigidez da mola torcional foi ajustada para que a primeira frequência natural apresentasse movimento de corpo rígido, com frequência menor que a estrutura, porém maior que zero.

Com isso, o primeiro modo de vibrar apresentou uma rotação de corpo rígido de aproximadamente 0,4Hz, 3,5 vezes menor que o primeiro modo de vibrar da lança. Tal modo pode ser compreendido por uma rotação de corpo rígido em torno do eixo Z, com frequência relacionada à rigidez da mola, apresentado pela Figura B.7.

Figura B.7 – Primeiro modo de vibrar lança restrita por mola torcional.

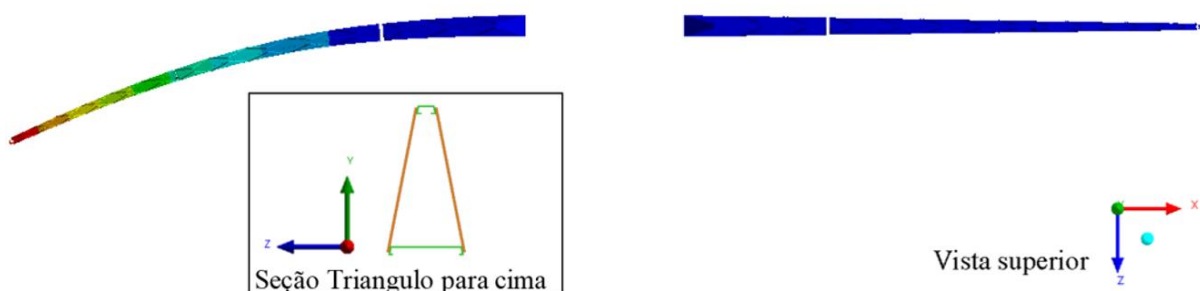


Fonte: Autor

A Figura B.8 apresenta o segundo modo de vibrar, flexão horizontal idêntico, ao primeiro modo de vibrar da avaliação com apenas uma lança.

Figura B.8 – Segundo modo de vibrar lança restrita por mola torcional.

Modo 2 frequência 1,3998Hz



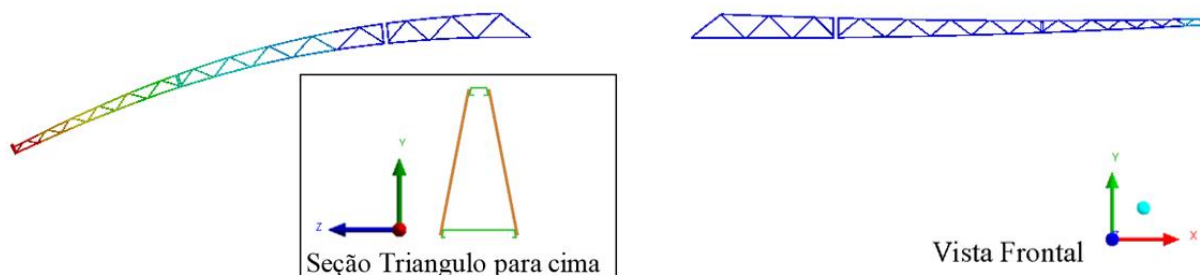
Fonte: Autor

O próximo modo de vibrar apresenta o mesmo comportamento, apenas apresentando a flexão na outra lança. Visto que a estrutura é simétrica e o mesmo comportamento ocorre no outro lado da estrutura, os modos repetidos serão ignorados.

O terceiro modo de vibrar representa uma flexão vertical, com frequência igual à avaliação de uma lança apenas.

Figura B.9 – Terceiro modo de vibrar lança restrita por mola torcional.

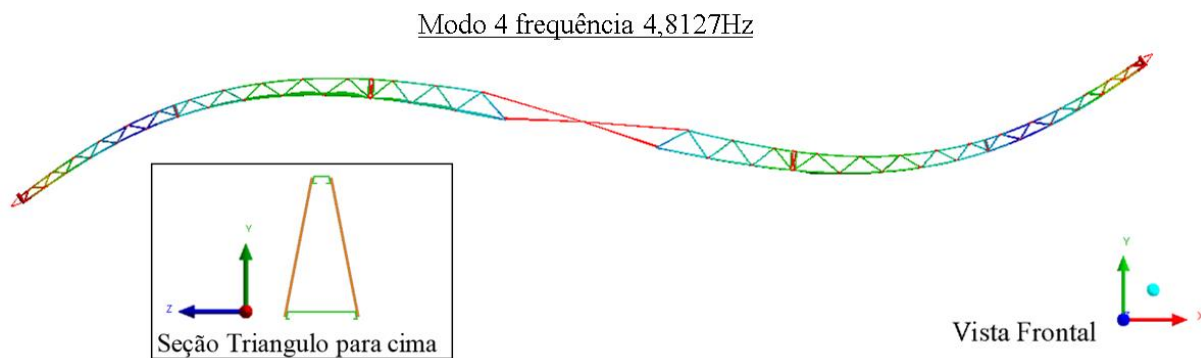
Modo 3 frequência 2,2917Hz



Fonte: Autor

Por outro lado, o quarto modo de vibrar apresenta comportamento distinto, não identificado na avaliação com apenas uma lança. Pode ser compreendido por uma combinação entre rotação de corpo rígido e flexão vertical.

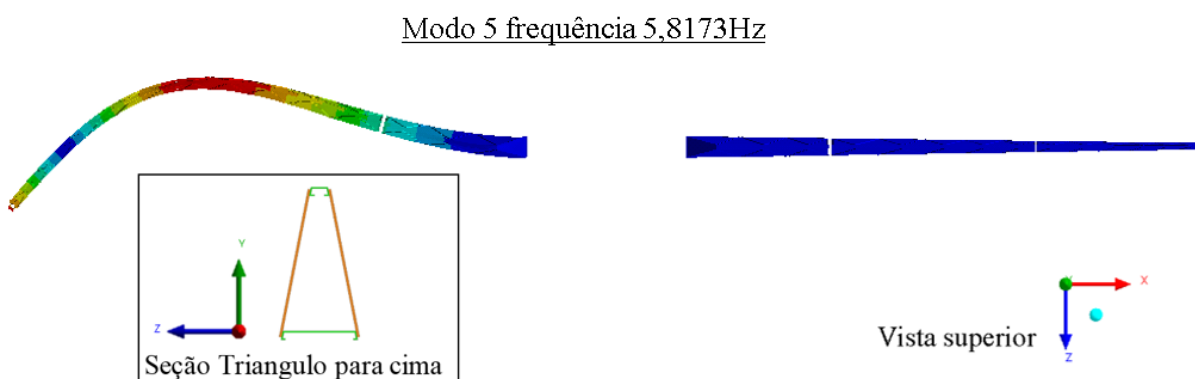
Figura B.10 – Quarto modo de vibrar lança restrita por mola torcional.



Fonte: Autor

Já o quinto modo volta a representar o comportamento da lança, uma flexão horizontal de 5,8Hz, semelhante ao terceiro modo de vibrar da lança.

Figura B.11 – Quinto modo de vibrar lança restrita por mola torcional.

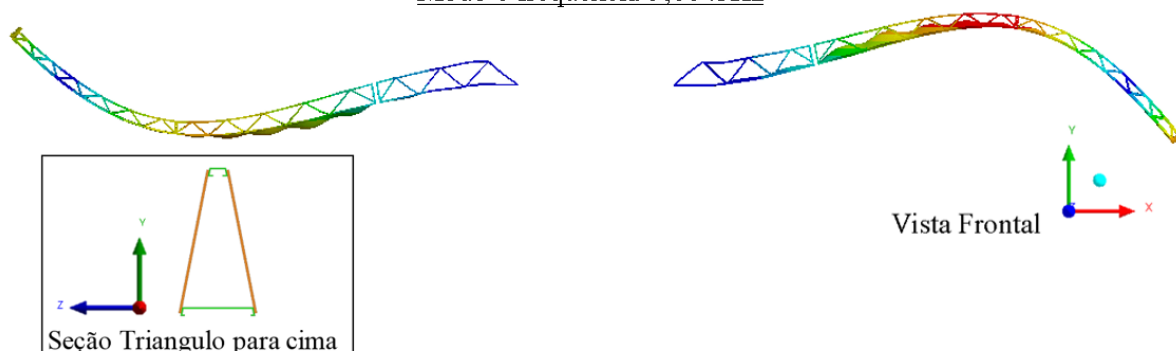


Fonte: Autor

O sexto modo compreende uma flexão no sentido vertical e vibrações locais na base do perfil inferior.

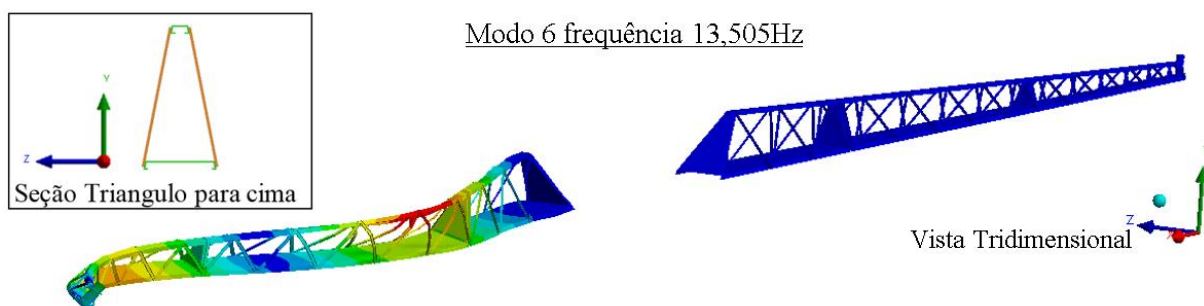
Figura B.12 – Sexto modo de vibrar lança restrita por mola torcional.

Modo 6 frequência 9,0045Hz



Fonte: Autor

Já o sétimo modo pode ser descrito por uma flexão horizontal combinado com torção

Figura B.13 – Sétimo modo de vibrar lança restrita por mola torcional.

Fonte: Autor

A tabela B.1 apresenta de forma concisa os resultados comparativos das frequências naturais.

Tabela B.1 – Resumo modos de vibrar e frequências naturais.

Modo	Descrição	Estrutur a fixa	Duas lanças ligadas mola de torção no centro.
1	Rotação de corpo rígido	N	0,4
2	Flexão horizontal	1,4	1,4
3	Flexão vertical	2,3	2,3
4	Rotação de corpo rígido + flexão vertical	N	4,8
5	Flexão horizontal	5,8	5,8
6	Flexão vertical + vibração local	9,0	9,0
7	Flexão Horizontal + torção	13,5	13,5

Fonte: Autor

Verifica-se que dois modos de vibrar do modelo com duas lanças e articulação não são representados no modelo em que se restringe uma lança no espaço. Com isso, confirma-se a hipótese que o sistema de fixação e suspensão existente entre barra e chassi pode influenciar nas respostas dinâmicas, logo, estes pontos devem receber o mesmo processo de desenvolvimento estrutural que as barras de pulverização.

Posteriormente foi realizada outra iteração, aumentando a rigidez da mola torcional, de forma que o primeiro modo de rotação de corpo rígido possuísse a mesma frequência do primeiro modo da lança, 1,4Hz. Neste modelo, o quarto modo que combinava rotação da restrição com flexão da estrutura deixa de existir.

Afirma-se que todos os componentes e sistemas devem possuir rigidez condizentes com sua solicitação, ou então, também é possível afirmar que a rigidez da barra de pulverização deve ser crescente da ponta externa em direção ao chassi da máquina.

Neste estudo comparativo, não foram consideradas as massas distribuídas representativas do sistema de pulverização, fato que justifica o aumento das frequências naturais apresentada na Tabela B.1, com relação aos demais modelos.

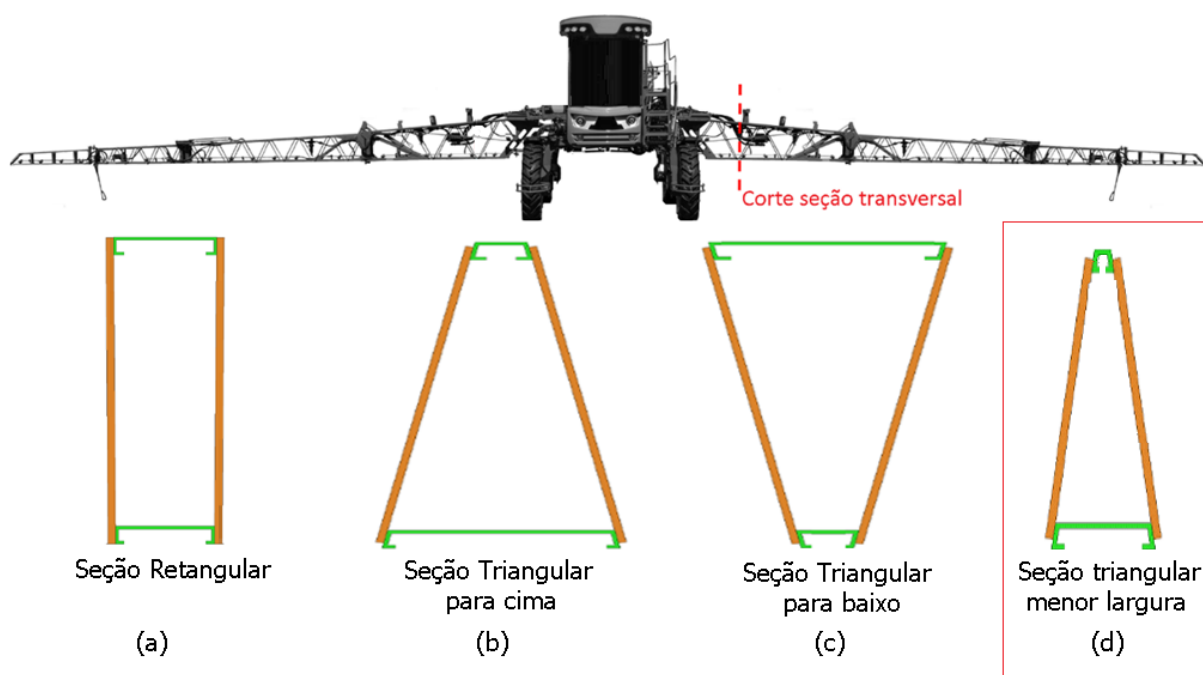
APÊNDICE C – Avaliação de mais um conceito geométrico de barra.

Durante o desenvolvimento do trabalho, avaliaram-se três conceitos geométricos de estruturas de barras de pulverização, os quais possuíam massa e altura de seção iguais. Entretanto, os perfis triangulares (b) e (c) possuíam maior largura de seção em relação ao perfil (a). Dentre estes, determinou-se que o perfil (b), seção triangular para cima, foi o mais eficiente para o carregamento no sentido horizontal e intermediário para o carregamento vertical, selecionado como o perfil mais indicado.

Neste apêndice, é avaliado outro conceito geométrico de barra de pulverização, também, um perfil triangular para cima, mas com menor largura de base, com formato semelhante ao modelo (b) e limitado a largura máxima do perfil (a), logo, a massa da estrutura é reduzida.

A Figura C.1 apresenta os quatro perfis de barras avaliados.

Figura C.1 – Perfis de barras de pulverização avaliados



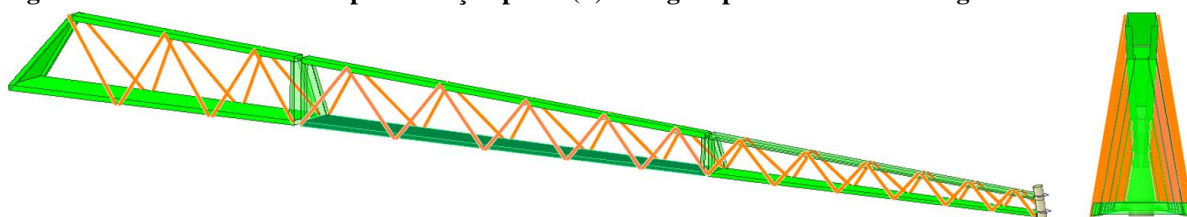
Fonte: Autor

O modelo (d) também pode ser compreendido como uma adaptação do perfil (a), no qual utiliza a mesma largura de base inferior, com o perfil superior de largura reduzida.

No desenvolvimento do estudo, comparam-se os modelos com massas iguais, obtendo a possibilidade de comparar os modelos (a) e (d) com massas distintas, mas largura máxima igual.

A Figura C.2 apresenta o modelo (d) proposto.

Figura C.2 – Modelo barra de pulverização perfil (d) triângulo para cima menor largura.

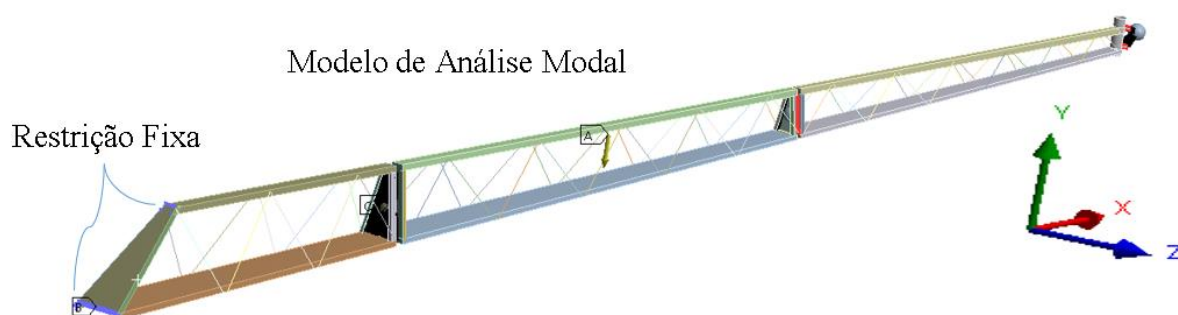


Fonte: Autor

Este formato geométrico foi convertido em um modelo geométrico seguindo os mesmos parâmetros de modelagem dos demais conceitos e realizada a avaliação inicial em uma análise modal com pretensão.

A Figura C.3 apresenta o modelo utilizado.

Figura C.3 – Modelo de análise perfil (d) triângulo para cima menor largura.

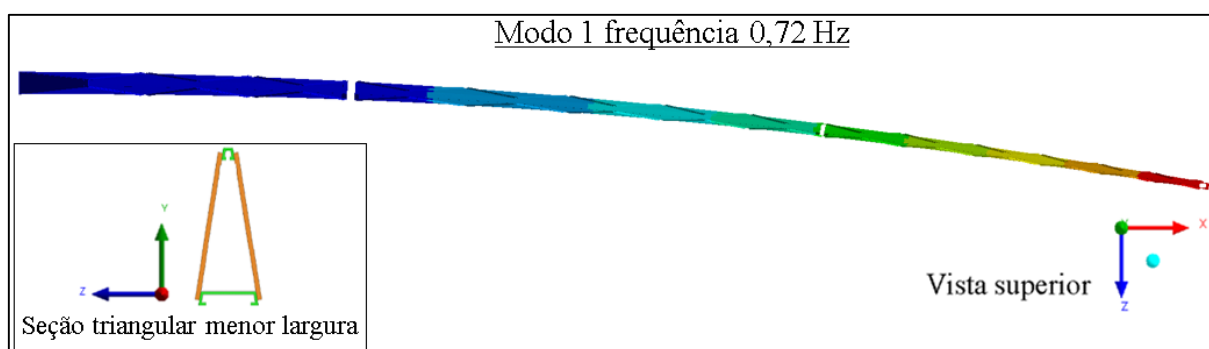


Fonte: Autor

Com a análise modal, foram obtidos modos de vibrar com deformada semelhante aos demais conceitos.

A Figura C.4 apresenta o primeiro modo de vibrar da estrutura, podendo ser descrito por uma flexão horizontal da estrutura.

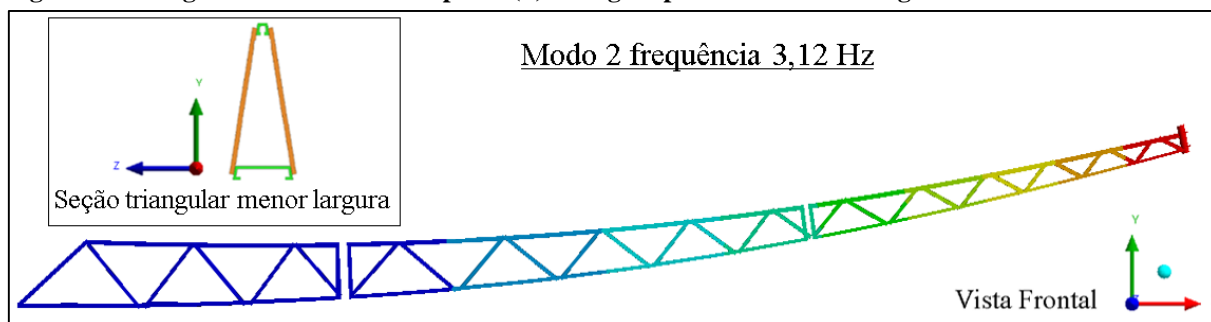
Figura C.4 – Primeiro modo de vibrar perfil (d) triângulo para cima menor largura.



Fonte: Autor

A Figura C.5 apresenta o segundo modo de vibrar, este com comportamento de flexão no sentido vertical.

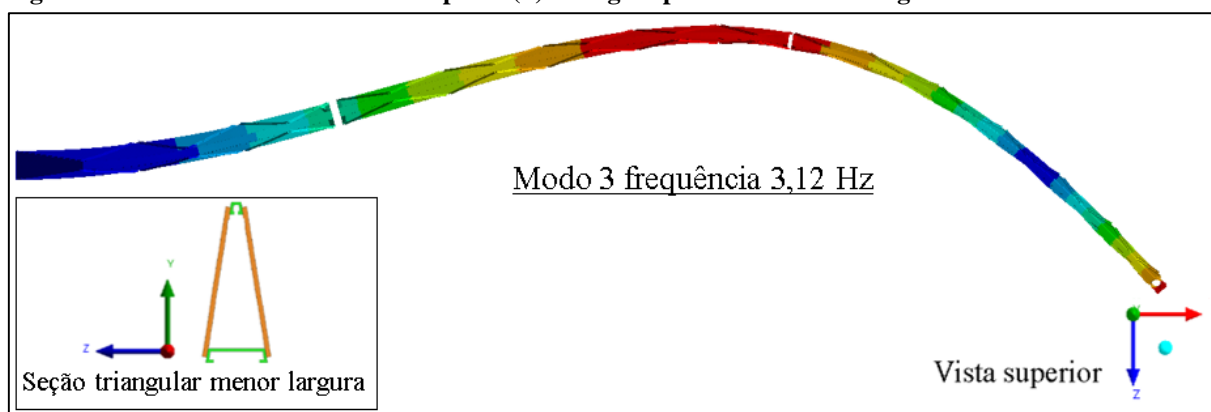
Figura C.5 – Segundo modo de vibrar perfil (d) triângulo para cima menor largura.



Fonte: Autor

A Figura C.6 apresenta o terceiro modo de vibrar da estrutura, também compreendido como uma flexão no sentido horizontal.

Figura C.6 – Terceiro modo de vibrar perfil (d) triângulo para cima menor largura.



Fonte: Autor

Apresentando modos de vibrar semelhantes as demais estruturas, realiza-se um comparativo entre as frequências naturais da estrutura entre os primeiros modos de vibrar, com comportamento de deformada semelhante. Os primeiros modos de vibrar são os mais influentes no comportamento dinâmico pois apresentam os maiores fatores de participação.

A Tabela C.1 apresenta as frequências naturais dos quatro primeiros modos de vibrar, para os quatro conceitos geométricos avaliados.

Tabela C.1 – Resumo modos de vibrar e frequências naturais.

Modo	Frequência natural Hz			
	Retangular (a)	Triângulo para cima (b)	Triângulo para baixo (c)	Triângulo para cima menor largura (d)
1	1,01	1,25	1,17	0,72
2	2,56	2,22	1,84	2,14
3	4,11	5,35	5,51	3,12
4	5,35	8,74	8,04	7,22

Fonte: Autor

Inicialmente, revisam-se as conclusões obtidas no desenvolvimento do trabalho, no qual comparam-se os modelos (a), (b) e (c). Destes, o modelo (b) apresentou os menores

deslocamentos quando solicitado sob carregamento horizontal, consequência da frequência natural mais alta no primeiro modo de vibrar, que possui alto fator de participação no sentido horizontal.

Para excitações verticais, o segundo modo de vibrar é o mais participativo e, desta forma, o modelo (a) retangular apresentou os menores deslocamentos. No entanto, o mesmo apresentou os piores resultados no carregamento horizontal, pois possuía a menor frequência no primeiro modo. Já o perfil (b) triângulo para cima apresentava resultados intermediários nos valores do segundo modo de vibrar e, desta forma, foi selecionado como o mais eficiente.

O quarto modelo avaliado, (d) triângulo para cima com menor largura de base, quando comparado com os perfis (a) e (b), apresenta frequências naturais menores em todos os modos de vibrar, principalmente no primeiro modo de vibrar que representa uma flexão horizontal. Uma vez que a frequência natural é dependente da massa e rigidez, e que o modelo (d) possui menor massa, é possível afirmar que a rigidez do modelo triangular com a menor largura de seção é relativamente menor que as demais estruturas e a avaliação dos modos de vibrar é suficiente para afirmar que o conceito apresentaria deslocamentos maiores que os demais.

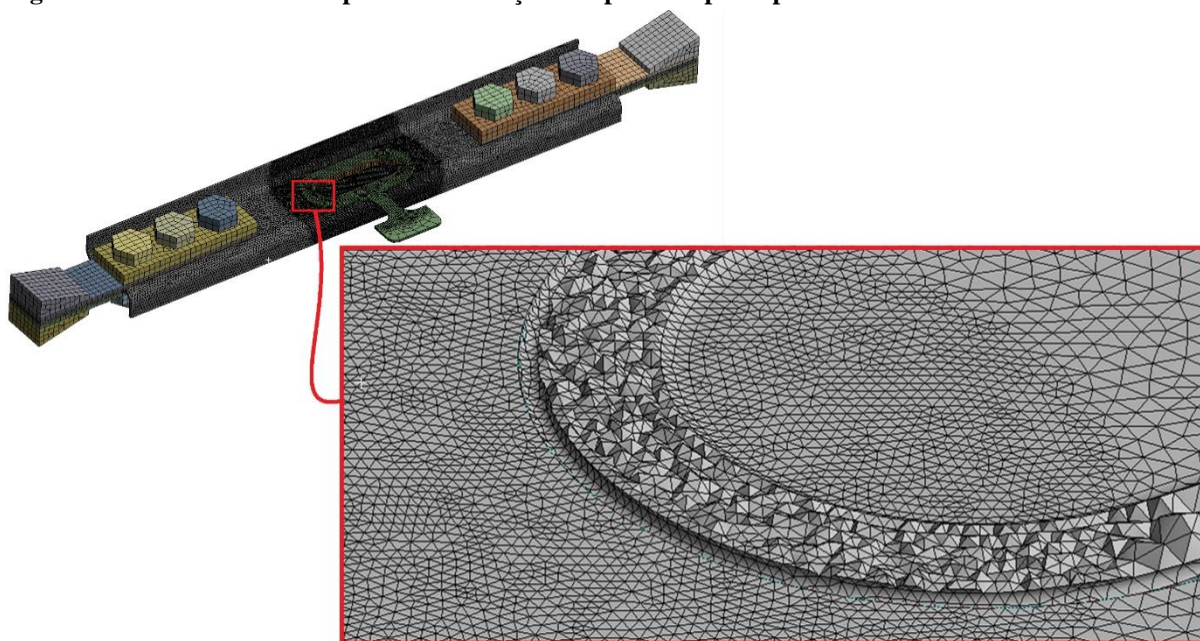
Com isso afirma-se que os resultados superiores do perfil (b) não são consequências exclusivas do formato triangular, mas sim das propriedades de inércia do perfil, influenciadas fortemente pelo aumento da largura da seção.

Desta forma, define-se o perfil (b) como o mais eficiente para dentre os avaliados de mesma massa. Entretanto, caso existam restrições de projeto que limitem a largura da estrutura, o modelo retangular (a) torna-se a melhor escolha.

APÊNDICE D – Modelamento completo corpo de prova do ensaio de fadiga.

Anteriormente à fabricação dos corpos de prova foram realizadas análises de elementos finitos para verificar a não ocorrência de plastificação, integridade das uniões parafusadas. Para tanto, foi adotada uma discretização refinada do corpo de prova, no qual utilizaram-se elementos sólidos, com maior nível de refinamento na região de interesse, conforme apresenta a Figura D.1

Figura D.1 – Malha utilizada para discretização completa corpo de prova.



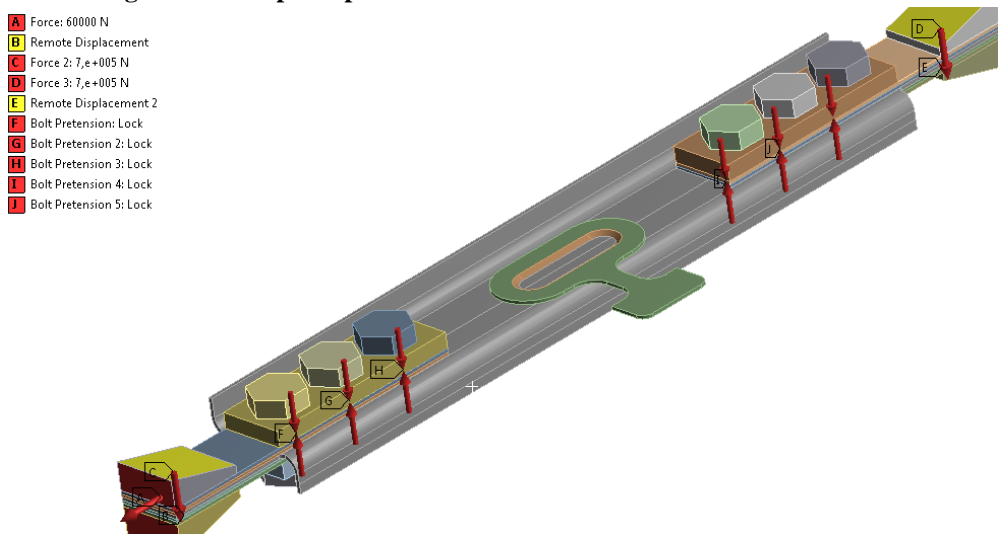
Fonte: Autor

Neste as regiões soldadas foram unidas por malha compartilhada, enquanto os componentes montados foram ligados por contatos não lineares com atrito, assim como as garras da máquina de fadiga também são ligadas por atrito ao corpo de prova.

Os carregamentos aplicados foram as forças de aperto das garras da máquina de ensaios de fadiga uniaxial, a pretensão de aperto dos parafusos e uma carga axial de 40kN, carga máxima ensaiada.

No modelo, as garras da máquina de fadiga tiveram os graus de liberdade de rotação restritos, assim como parte de suas translações, de modo que apenas uma garra do par pudesse deslocar de encontro a outra, gerando a pressão de contato e a força de atrito que estabiliza o corpo de prova, bem como um par de garras pudesse deslocar no sentido longitudinal do corpo de prova, de tal forma que neste seriam aplicados os carregamentos, como apresenta a Figura D.2.

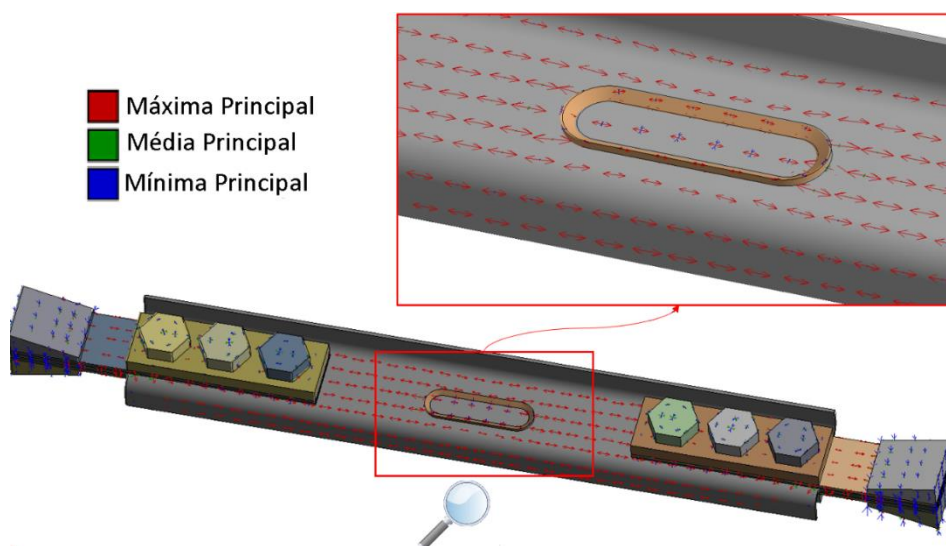
Figura D.2 – Carregamentos corpo de prova.



Fonte: Autor

Tal modelo foi utilizado para dimensionamento do corpo de prova. Desta forma, a Figura D.3 apresenta os resultados dos vetores de tensões ocorrentes no corpo de prova.

Figura D.3 – Vetores de tensões principais.

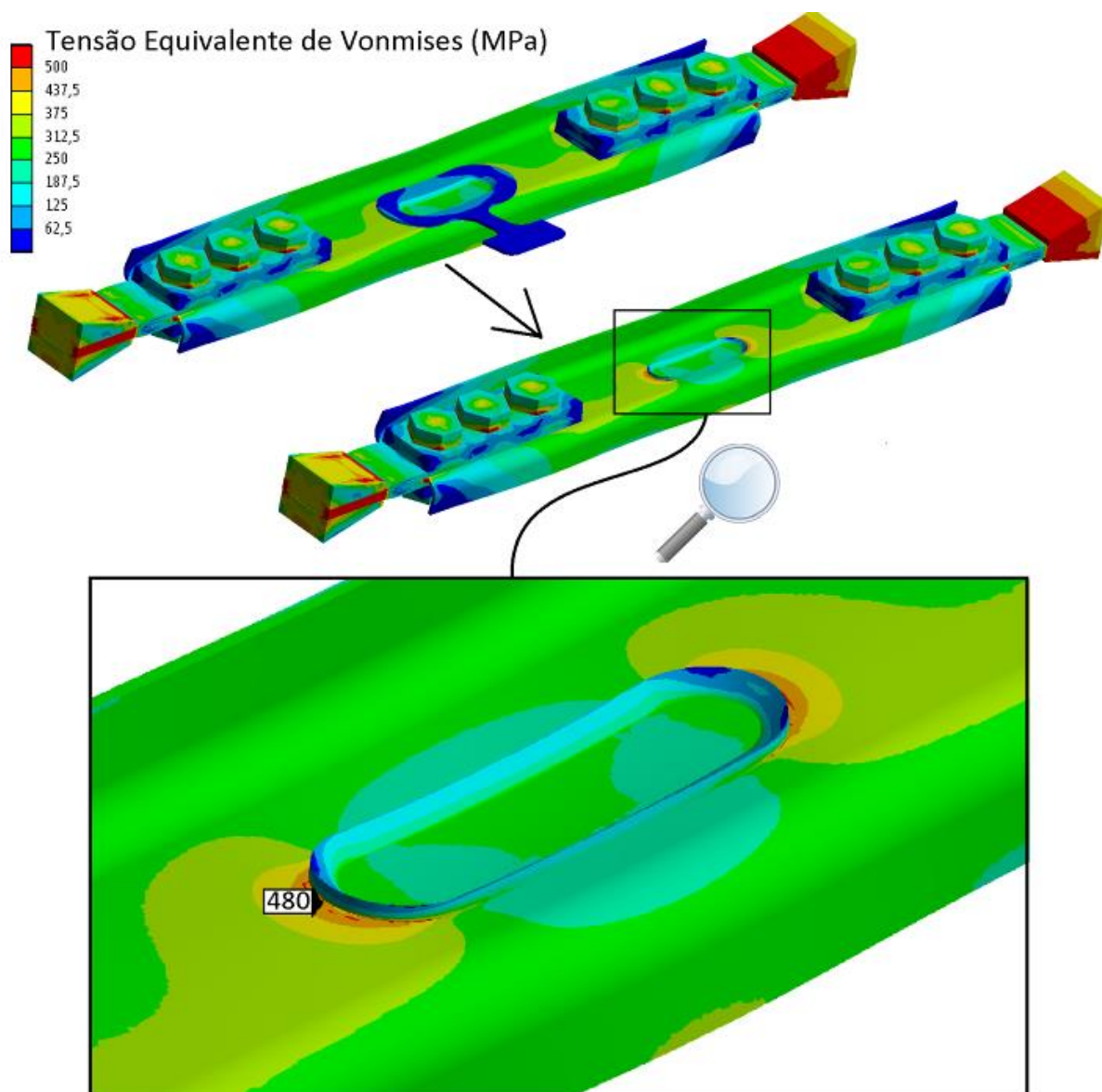


Fonte: Autor

Observa-se no perfil de base do corpo de prova, na região próxima da solda, uma predominância das tensões máximas principais trativas paralelas ao sentido de aplicação da carga, caracterizando um carregamento normal para o corpo de prova, e semelhante aos observados na barra de pulverização durante análise transiente.

A Figura D.4 apresenta as tensões de Von Mises para o corpo de prova quando submetido a uma carga trativa de 40kN, no qual validam-se as uniões aparafusadas, tensão no componente e fator de flambagem.

Figura D.4 – Resultado de tensões equivalentes de Von Mises para corpo de prova com carga de 40kN.



Fonte: Autor

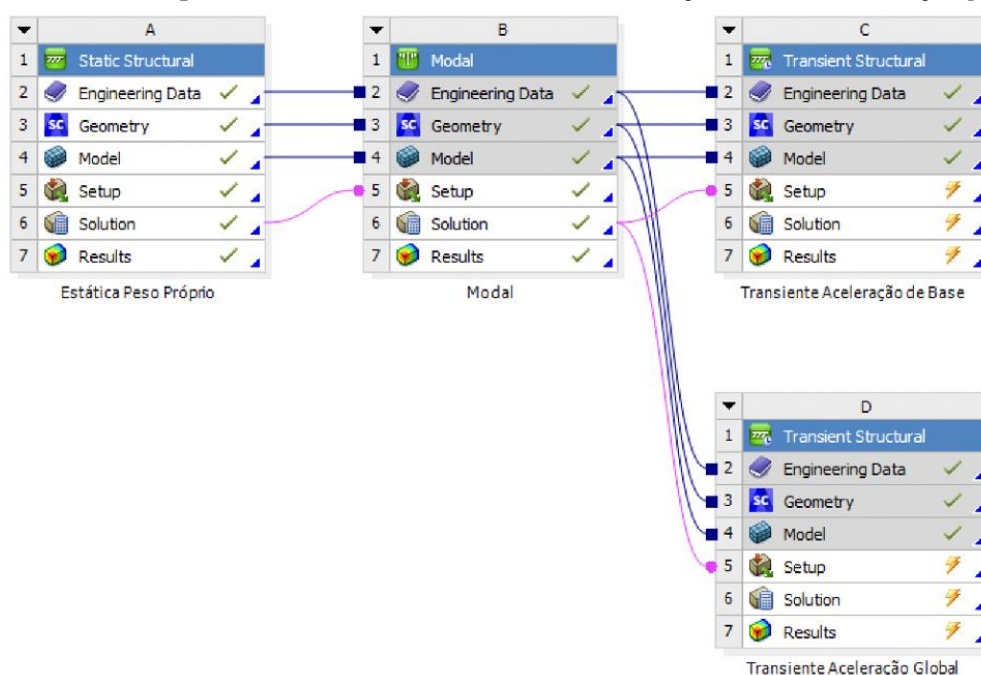
Com isso, certifica-se a não ocorrência de falha estática por sobre carga aos corpos de prova. As mesmas avaliações também foram realizadas para o estudo de solda em ponta, entretanto a apresentação desta não é realizada em função da semelhança dos resultados, tendo distinções apenas no concentrador de tensões da solda.

APÊNDICE E – Verificação da influência da forma de aplicar o carregamento inercial no modelo numérico e das não linearidades geométricas.

Durante o desenvolvimento das avaliações transientes, foram verificadas duas formas de aplicar os carregamentos inerciais nos modelos numéricos: (1) aplicar a aceleração como excitação de base, e (2) fixar a base e aplicar uma aceleração global. Na primeira opção é preciso uma análise estática de pretensão com a região de excitação fixa, ligada a uma análise modal, que por sua vez era ligada a uma transiente, na qual habilitava-se a consideração do deslocamento de base com resultados relativos à base. Desta forma, os movimentos de corpo rígido eram desprezados, o que facilitava a visualização gráfica dos resultados. Entretanto, tal configuração é habilitada apenas para solução por superposição modal e, desta forma, impossibilitaria a consideração das não linearidades geométricas. Na segunda forma, é aplicada uma restrição fixa na análise transiente, no ponto de excitação da estrutura e aplica-se a aceleração global, o que possibilita análises lineares e não lineares, porém a consideração é válida apenas para casos com apenas um único ponto de excitação de base.

Para validação da forma de aplicar as acelerações de carregamentos foram realizados testes comparativos por meio de modelos transientes lineares, a qual inicia por uma análise estática de peso próprio, aplica-se a restrição fixa na extremidade da barra de pulverização, a qual fornece informações para a análise modal, que por sua vez fornece as propriedades dinâmicas das estruturas para as avaliações transientes comparativas, conforme organização apresentada pela Figura E.1

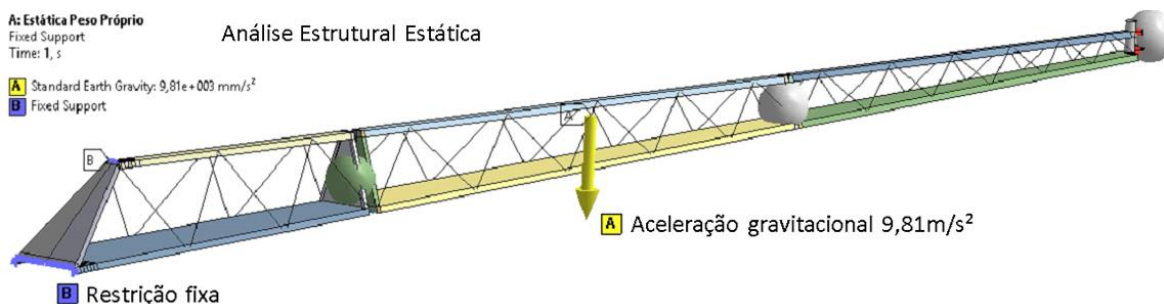
Figura E.1 – Estudo comparativo de modelos transientes com aceleração de base x aceleração global.



Posteriormente, foi duplicado o modelo transiente com excitação global e realizada a solução por integração direta ativando as não linearidades geométricas.

O modelo estático A recebe a mesma abordagem que os modelos utilizados no desenvolvimento do estudo da dissertação, como apresenta a Figura E.2.

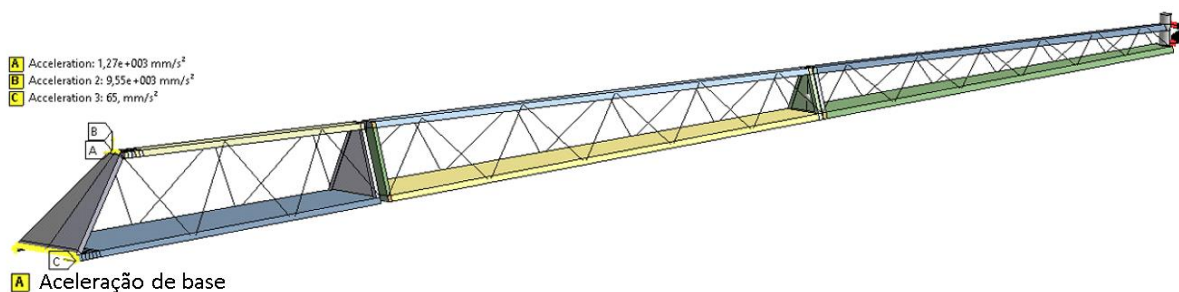
Figura E.2 – Estudo comparativo de modelos transientes com aceleração de base x aceleração global.



Fonte: Autor

Na análise transiente C, as acelerações medidas foram aplicadas na restrição fixa como excitação de base, configurados para não gerar resultados absolutos. Com isso os resultados de deslocamentos da estrutura são apresentados de forma relativa à base de excitação, desprezando os movimentos de corpo rígido da estrutura, como apresenta a Figura E.3.

Figura E.3 – Estudo comparativo de modelos transientes com aceleração de base x aceleração global.



Fonte: Autor

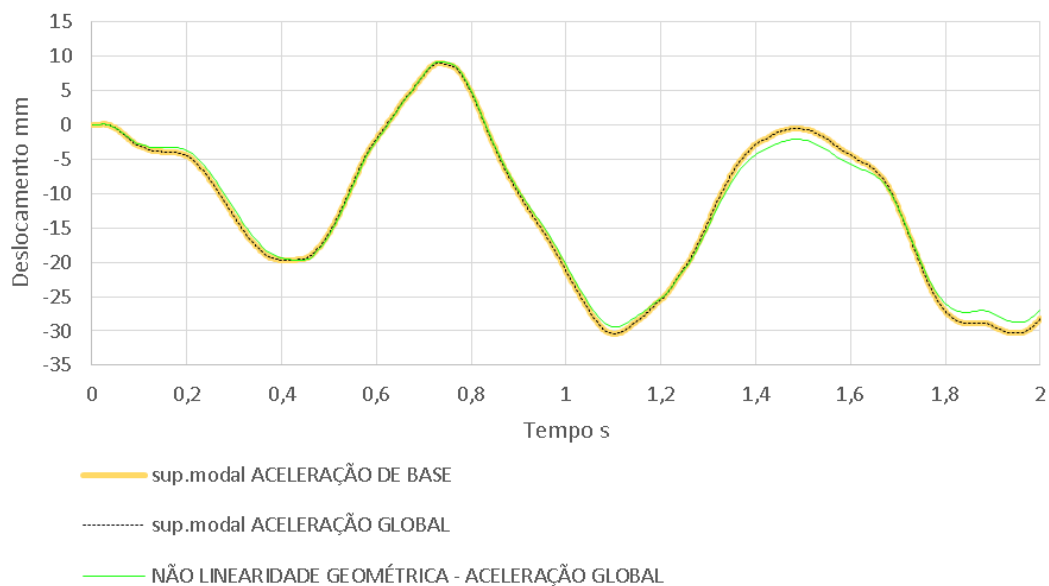
Já na análise transiente D, foi mantida a restrição fixa da análise estática e aplicada a aceleração global no modelo. Para avaliação comparativa, foram utilizados os mesmos dados de carregamentos utilizados na dissertação e mesmos pontos de controle de deslocamentos na extremidade da barra e tensão na região máxima na região próxima a restrição.

Além das variações da forma de inserção das acelerações, foi realizado outro teste de comportamento não linear geométrico no modelo em que foi aplicado a aceleração global. Neste caso a solução é feita por integração direta. Desta forma, são avaliados comparativamente os resultados de deslocamentos entre os modelos:

- Superposição modal aceleração de base;
- Superposição modal base fixa, aceleração global;
- Integração direta, não linear geométrico, base fixa aceleração global.

Para tanto, a Figura E.4 apresenta os gráficos de deslocamentos na extremidade da barra de pulverização.

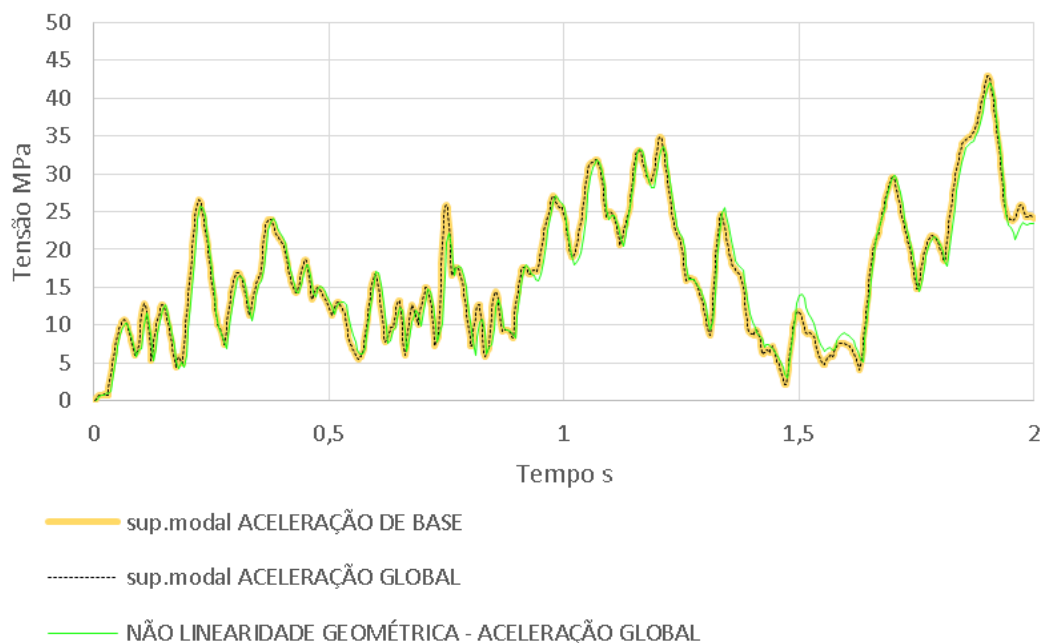
Figura E.4 – Resultados de deslocamentos na extremidade da barra de pulverização.



Fonte: Autor

Já a Figura E.5 apresenta um gráfico comparativo de tensões na estrutura.

Figura E.4 – Resultados de tensões na estrutura da barra de pulverização.



Fonte: Autor

Por meio dos resultados apresentados pela Figura E.4 e E.5 verifica-se que os resultados dos modelos lineares solucionados por superposição modal são idênticos, independente da forma de aplicar a aceleração, global ou de base. Ao mesmo tempo, verificam-se leves diferenças no modelo não linear geométrico.



UPF

UNIVERSIDADE
DE PASSO FUNDO

UPF Campus I - BR 285, São José
Passo Fundo - RS - CEP: 99052-900
(54) 3316 7000 - www.upf.br