

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

MODELAGEM E AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DA
SUSPENSÃO PASSIVA DE BARRAS DE PULVERIZAÇÃO

Rafael Kappaun

Passo Fundo

2020



Rafael Kappaun

**MODELAGEM E AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DA
SUSPENSÃO PASSIVA DE BARRAS DE PULVERIZAÇÃO**

Orientador: Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Júnior

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

2020

CIP – Catalogação na Publicação

K17m Kappaun, Rafael
Modelagem e avaliação de desempenho da suspensão passiva de barras de pulverização [recurso eletrônico] / Rafael Kappaun. – 2021.
28MB ; PDF.

Orientador: Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Júnior.
Dissertação (Mestrado em Projeto e Processos de Fabricação) – Universidade de Passo Fundo, 2021.

1. Processos de fabricação. 2. Barra de pulverização.
3. Suspensão passiva. 4. Dinâmica dos corpos rígidos.
5. Deformações (Mecânica). I. Meira Júnior, Agenor Dias de, orientador. II. Título.

CDU: 621.9

Catalogação: Bibliotecária Jucelei Rodrigues Domingues - CRB 10/1569

Rafael Kappaun

**MODELAGEM E AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DA
SUSPENSÃO PASSIVA 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: 20 de novembro de 2020.

Os componentes da Banca examinadora abaixo aprovaram a Dissertação:

Professor Doutor Agenor Dias de Meira Júnior - Orientador
Universidade de Passo Fundo - PPGPPF

Professor Doutor Fábio Goedel
Universidade de Passo Fundo - UPF

Professor Doutor Gustavo Prates Mezzomo
Universidade de Passo Fundo - PPGPPF

Professor Doutor Jackerson Ricardo Gevinsk
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS

Dedico este trabalho a minha mãe Iridi

AGRADECIMENTOS

Agradecimento especial à Universidade de Passo Fundo por ter me agraciado com uma bolsa de estudos.

Ao Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Junior, o qual contribuiu para meu crescimento científico e intelectual.

Ao meu amigo de profissão Alex Sander Cappellari, por ter disponibilizado seu tempo e o conjunto trator-pulverizador utilizado nesta pesquisa.

A equipe de suporte técnico da ESSS, que sanou várias dúvidas referentes ao uso do software ANSYS.

Ao Derli Rosa e Fábio Goedel pelo auxílio com o equipamento de medição experimental.

E a todos os meus colegas de trabalho, que, de alguma forma, me ajudaram a enriquecer este trabalho.

*Se eu falar sobre o que não entendem
Poucos escutam, muitos se ofendem.*

Jimmy London

RESUMO

A uniformidade e qualidade da aplicação de um agrotóxico depende da estabilidade da barra de pulverização, definida pelo sistema de suspensão passiva entre a barra e o chassi do pulverizador. O objetivo deste estudo é apresentar um procedimento para modelagem e identificação de parâmetros para melhorar o desempenho de suspensões de barra de pulverização passiva. Com auxílio de software dedicado, dois modelos de dinâmica multicorpos de um conjunto trator-pulverizador são desenvolvidos para avaliar o sistema de suspensão: um modelo dinâmico de corpo rígido (RBD) e outro modelo de elementos finitos (MEF) contendo corpos deformáveis. São realizados testes experimentais para calibração dos modelos, monitorando as acelerações de entrada e resposta na suspensão e deslocamentos do amortecedor e das molas de borracha. Conclui-se que o modelo MEF é mais adequado para a avaliação das oscilações horizontais da barra. A média RMS e a curva normal são ferramentas adequadas para identificar a configuração de suspensão mais estável. A rigidez horizontal da barra tem grande influência nos deslocamentos oscilatórios e seu comportamento deve ser incluído nos modelos de simulação. O redimensionamento da estrutura da barra pode reduzir as oscilações horizontais.

Palavras-chave: Barra de pulverização. Suspensão passiva. Dinâmica de corpos rígidos. Transiente estrutural.

Abstract

The uniformity and quality of the application of an agrodefensive depends on the stability of the spray boom, defined by the passive suspension system between the boom and the sprayer chassis. The objective of this study is to present a procedure for modeling and identifying parameters to improve the performance of passive spray boom suspensions. With the aid of dedicated software, two multi-body dynamics models of a tractor-sprayer assembly are developed to evaluate the suspension system: a rigid body dynamic model (RBD) and another finite element model (MEF) containing deformable bodies. Experimental tests are performed to calibrate the models, monitoring the accelerations of entry and response in the suspension and displacements of the damper and rubber springs. It is concluded that the MEF model is more suitable for the assessment of horizontal bar oscillations. The average RMS and the normal curve are suitable tools to identify the most stable suspension configuration. The horizontal stiffness of the boom has a great influence on oscillatory displacements and its behavior must be included in the simulation models. Resizing the bar structure can reduce horizontal oscillations.

Keywords: Spray boom. Passive suspension. Dynamics of rigid bodies. Structural transient.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Funcionalidade das articulações da barra de pulverização; a) Pulverizador com barras abertas; b) Pulverizador com barras fechadas.	27
Figura 2. Quadro do pulverizador acoplado com suspensão do tipo trapezoidal “A”.	27
Figura 3. Pulverizador de barras acoplado.	28
Figura 4. Pulverizador de barras rebocado.	29
Figura 5. Pulverizador de barras autopropelido.	29
Figura 6. Posicionamento das barras nos pulverizadores autopropelidos; a) Barra frontal; b) Barra entre eixos;	29
Figura 7. Representação esquemática de uma mola; a) Mola sob uma força tensora; b) Gráfico força <i>versus</i> deformação.	34
Figura 8. Geometria e rigidez típica de uma mola	36
Figura 9. Representação esquemática de um amortecedor; a) Amortecedor sob uma força tensora; b) Gráfico força <i>versus</i> velocidade.	37
Figura 10. Representação gráfica de vibração livre amortecida, observando a redução de amplitude de u_1 para u_2	39
Figura 11. Amortecedor monotubular não pressurizado; a) Válvula; b) Câmara de compensação; c) Orifícios; d) Tubo; e) Haste.	40
Figura 12. Representação esquemática da massa; a) Massa sob a ação da aceleração; b) Gráfico força <i>versus</i> aceleração.	41
Figura 13. Sistema de um grau de liberdade com massa (m), mola (k) e amortecedor (c).	42
Figura 14. Vibração livre amortecida.	44
Figura 15. Formas de atuação do amortecimento em um sistema massa-mola.	45
Figura 16. Vibração livre em função da razão de amortecimento.	46
Figura 17. Resposta na frequência e fase em função da razão de amortecimento	48
Figura 18. Coordenadas generalizadas usadas para descrever os movimentos do trator e da barra.	49
Figura 19. Geração dos movimentos de rolagem e guinada em uma barra rigidamente montada em um trator.	50
Figura 20. Influência das oscilações verticais da barra de pulverização sobre a deposição do agrodefensivos.	52

Figura 21. Influência das oscilações horizontais da barra de pulverização sobre a deposição do agrodefensivos; <i>a)</i> modo simétrico; <i>b)</i> Modo antissimétrico.	53
Figura 22. Padrão de distribuição uniforme, com barras de pulverização paralelas ao solo.	53
Figura 23. Laboratório de testes para barras de pulverização.	54
Figura 24. Plataforma de movimento de seis graus de liberdade localizada em Bejin, China; 1) Controlador; 2) Sensores de altura ultrassônicos; 3) Plataforma de teste com seis graus de liberdade; 4) Barra testadas.	55
Figura 25. Simulador da área-alvo para sensores de altura em barras de pulverização.	56
Figura 26. Métodos de ensaio; <i>a)</i> Pista com obstáculos padrões; <i>b)</i> Bancada de excitação vertical abaixo de uma roda de um pulverizador autopropelido.	57
Figura 27. Vista em perspectiva do modelo avaliado no <i>software</i> ADAMS.	58
Figura 28. Diagrama esquemático da barra de pulverização no solo irregular desenvolvido por Tahmasebi (2012).	59
Figura 29. Principais passos realizados na análise por MEF.	63
Figura 30. Exemplo de carregamento dinâmico.	64
Figura 31. Motocicleta com um motociclista, um sistema físico e modelos matemáticos.	69
Figura 32. Exemplo de vibrações naturais de estrutura.	70
Figura 33. Pista acidentada de 35 metros.	75
Figura 34. Pista suave de 100 metros.	75
Figura 35. Esquema básico de medição de vibração.	77
Figura 36. Diagrama esquemático para um acelerômetro capacitivo.	78
Figura 37. Diagrama esquemático de um transdutor LVDT.	79
Figura 38. Exemplos de FFT a partir do sinal no domínio do tempo; <i>a)</i> sinal senoidal, <i>b)</i> FFT do sinal senoidal; <i>c)</i> Soma de senoides; <i>d)</i> FFT da soma das senoides.	81
Figura 39. Etapas da metodologia	84
Figura 40. Conjunto trator-pulverizador utilizado no estudo.	85
Figura 41. Vista isométrica da geometria do trator-pulverizador.	86
Figura 42. Vista lateral da geometria do trator-pulverizador.	86
Figura 43. Vista traseira da geometria do trator-pulverizador.	87
Figura 44. Geometrias para representar o trator.	87
Figura 45. Juntas de translação entre blocos e trator apresentando as coordenadas locais	88

Figura 46. Representação gráfica e janela de configuração do elemento de mola-amortecedor linear.....	89
Figura 47. Representação esquemática do trator e pneus.....	90
Figura 48. Indicação dos componentes modelados na suspensão.....	91
Figura 49. Junta de translação entre roldanas e mastro.....	92
Figura 50. Montagem do quadro móvel.....	93
Figura 51. Juntas utilizadas para ligação entre roldana e quadro móvel.....	94
Figura 52. Movimento do quadro móvel no sentido horizontal comprimindo as molas de borracha.....	94
Figura 53. Prensa hidráulica para ensaio de compressão das molas de borracha; a) Célula de carga; b) Relógio comparador; c) Mola de borracha.....	95
Figura 54. Gráfico força x deslocamento da mola de borracha.....	96
Figura 55. Configuração da rigidez não linear das molas de borracha.....	96
Figura 56. Curva força deslocamento inserida no <i>software</i>	97
Figura 57. Modelagem da mola vertical.....	98
Figura 58. Componentes de ligação entre quadro e barras de pulverização.....	99
Figura 59. Comparação do desenho de projeto e o modelo de RBD.....	100
Figura 60. Juntas de revolução para união das bielas entre o quadro móvel e quadro oscilante.....	100
Figura 61. Gráfico da força x velocidade do amortecedor <i>Cofap</i> modelo 22010.....	101
Figura 62. Configuração do amortecedor não linear.....	101
Figura 63. Abertura da barra de pulverização.....	102
Figura 64. Ligação do cabo de aço e molas para abertura da segunda seção da barra.....	103
Figura 65. Modelagem da articulação entre a primeira e segunda seção.....	104
Figura 66. Densidade aplicada em cada componente.....	105
Figura 67. Restrições aplicadas no modelo.....	106
Figura 68. Configuração de um <i>joint load</i>	107
Figura 69. Janela de configurações da solução da análise de dinâmica de corpos rígidos.....	110
Figura 70. Etapas da preparação da malha com elementos de viga no quadro móvel.....	111
Figura 71. Etapas da modelagem da primeira e segunda seção da barra.....	112
Figura 72. Etapas da modelagem.....	112
Figura 73. Malha gerada na barra de pulverização e quadro.....	113

Figura 74. Juntas <i>general</i> para configuração das molas de borracha e movimento relativo entre quadro móvel e fixo.....	114
Figura 75. Ligação entre o quadro movel Q_m e quadro oscilante Q_o	114
Figura 76. Ligação entre quadro oscilante Q_o , atuadores hidráulicos A_h e primeira seção da barra $Br1$	115
Figura 77. Modelagem da mola vertical, M_v	116
Figura 78. Detalhes da configuração do amortecedor do quadro.....	116
Figura 79. Elementos de mola para representar as molas paralelas e cabo de aço.....	117
Figura 80. Configuração de solução do modelo MEF.....	119
Figura 81. Equipamentos utilizados no procedimento experimental; a) Quantum X; b) acelerômetro; c) LVDT.....	121
Figura 82. Indicação dos locais de montagem dos acelerômetros.....	122
Figura 83. Indicação dos locais de montagem dos LVDTs.....	122
Figura 84. Campo utilizado para condução do conjunto trator-pulverizador.....	123
Figura 85. Local do trecho percorrido.....	124
Figura 86. Perfilômetro estático.....	125
Figura 87. Comparação dos perfis de pista normatizados e medidos.....	125
Figura 88. Ensaio de vibração livre para excitar o modo de rolagem da suspensão.....	126
Figura 89. Ensaio de vibração livre para excitar o modo de guinada da suspensão.....	126
Figura 90. Ensaio de vibração livre para excitar um modo de vibrar horizontal da barra.	127
Figura 91. Curvas Força \times Velocidade para ajuste do movimento de rolagem nos modelos RBD e MEF.....	128
Figura 92. Amortecimento não linear para ajuste do movimento de guinada no modelo MEF.....	128
Figura 93. Acelerações horizontais medidas no trajeto.....	130
Figura 94. Intervalo de 5 segundos das acelerações horizontais medidas no trajeto.....	130
Figura 95. Acelerações verticais medidas no trajeto.....	131
Figura 96. Intervalo de 5 segundos das acelerações verticais medidas no trajeto.....	131
Figura 97. Gráfico das FFTs das acelerações horizontais.....	132
Figura 98. Gráfico das FFTs das acelerações verticais.....	132
Figura 99. Deslocamentos medido no amortecedor do quadro pelo LVDT 2.....	133
Figura 100. Deslocamentos medido na mola de borracha pelo LVDT 1.....	133

Figura 101. FFTs dos sinais dos LVDTs.....	133
Figura 102. Deslocamento do amortecedor do quadro no ensaio de rolagem.....	134
Figura 103. FFTs verticais dos acelerômetros 2 e 3 no ensaio de rolagem.....	134
Figura 104. Deformação da mola de borracha no ensaio de guinada.....	135
Figura 105. FFT do LVDT 1 no ensaio de guinada.....	135
Figura 106. FFTs horizontais dos acelerômetros 2 e 3 nos ensaios de guinada.....	136
Figura 107. Comparação do sinal, com e sem filtro.....	137
Figura 108. Deslocamento experimental x numérico do movimento relativo do amortecedor no ensaio de rolagem.....	137
Figura 109. Deslocamento experimental x numérico da deformação da mola de borracha no ensaio de guinada.....	138
Figura 110. Primeiro modo de vibrar do modelo RBD, $f = 0$ Hz; Vista traseira.....	139
Figura 111. Segundo modo de vibrar do modelo RBD, $f = 0,40$ Hz; Vista superior.....	140
Figura 112. Terceiro modo de vibrar do modelo RBD, $f = 1,62$ Hz; Vista lateral.....	140
Figura 113. Quarto modo de vibrar do modelo RBD, $f = 2,06$ Hz; Vista traseira.....	141
Figura 114. Primeiro modo de vibrar do modelo MEF, $f = 0$ Hz; Vista traseira.....	141
Figura 115. Segundo modo de vibrar do modelo MEF, $f = 0,36$ Hz; Vista superior.....	142
Figura 116. Terceiro modo de vibrar do modelo MEF, $f = 0,60$ Hz; Vista superior.....	142
Figura 117. Quarto modo de vibrar do modelo MEF, $f = 1,58$ Hz; Vista lateral.....	142
Figura 118. Quinto modo de vibrar do modelo MEF, $f = 2,03$ Hz; Vista traseira.....	143
Figura 119. Sexto modo de vibrar do modelo MEF, $f = 2,15$ Hz; Vista superior.....	143
Figura 120. Décimo modo de vibrar do modelo MEF, $f = 4,19$ Hz; Vista traseira.....	143
Figura 121. FFTs verticais numérico x experimental correspondentes ao acelerômetro 1. ...	145
Figura 122. FFTs horizontais numéricos x experimental correspondentes ao acelerômetro 1.	145
Figura 123. FFTs numérico e experimental correspondente ao LVDT 1.....	146
Figura 124. Comparaçã numérico experimental correspondente ao LVDT 2.....	147
Figura 125. Deslocamento vertical na extremidade esquerda da barra de pulverização.....	148
Figura 126. Deslocamento horizontal na extremidade esquerda da barra de pulverização....	148
Figura 127. Deslocamentos verticais na extremidade da barra, com e sem sistema de suspensão para o modelo MEF.....	150

Figura 128. Deslocamentos horizontais com e sem sistema de suspensão para o modelo MEF.	151
Figura 129. Comparação dos deslocamentos verticais com e sem sistema de suspensão para o modelo RBD.....	152
Figura 130. Comparação dos deslocamentos horizontais com e sem sistema de suspensão para o modelo RBD.....	152
Figura 131. Variação das curvas de amortecimento.....	153
Figura 132. Variação das curvas de rigidez.....	154
Figura 133. Comparação de deslocamento verticais da extremidade da barra no modelo MEF.	155
Figura 134. Comparação de deslocamento verticais da extremidade da barra no modelo MEF	155
Figura 135. Distribuição normal dos deslocamentos verticais para os três níveis de amortecimento simulados no modelo MEF.....	156
Figura 136. Comparação de deslocamento horizontais da extremidade da barra no modelo MEF.	157
Figura 137. Comparação de deslocamento horizontais da extremidade da barra no modelo MEF.	157
Figura 138. Distribuição normal dos deslocamentos horizontais para os três níveis de rigidez simulados no modelo MEF.....	158
Figura 139. Deslocamento verticais da extremidade da barra no modelo RBD.....	159
Figura 140. Deslocamento horizontais da extremidade da barra no modelo RBD.	159
Figura 141. Distribuição normal dos deslocamentos verticais para os três níveis de amortecimento simulados no modelo RBD.....	160
Figura 142. Distribuição normal dos deslocamentos horizontais para os três níveis de rigidez simulados no modelo RBD.....	161
Figura 143. Tensão de Von Mises ao longo do tempo no quadro móvel, quadro oscilante e bielas.....	162
Figura 144. Tensão de Von Mises ao longo do tempo na primeira seção da barra.....	163
Figura 145. Tensão de Von Mises ao longo do tempo na segunda seção da barra.	163
Figura 146. Esquema básico do circuito de pulverização.	171

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Propriedades dos pneus.....	89
Tabela 2. Propriedades das molas de abertura da segunda seção.....	104
Tabela 3. Propriedade dos metais utilizado nas barras.....	118
Tabela 4. Local de montagem dos sensores de aquisição de dados.....	121
Tabela 5. Média RMS experimental e dos modelos numéricos no ensaio de rolagem.....	138
Tabela 6. Média RMS experimental e dos modelos numéricos no ensaio de guinada.....	138
Tabela 7. Comparação de frequências entre os modelos numéricos e ensaio experimental. .	144
Tabela 8. Comparação dos resultados numéricos entre os modelos MEF e RBD.....	149
Tabela 9. Avaliação do modelo MEF com e sem sistema de suspensão.....	151
Tabela 10. Avaliação do modelo RBD com e sem sistema de suspensão.....	153
Tabela 11. Combinação de rigidez e amortecimento simulados.....	154
Tabela 12. Frequência natural do modo de guinada com variação da rigidez da moda de borracha.....	155
Tabela 13. Resultados do modelo MEF variando parâmetros de rigidez e amortecimento. .	158
Tabela 14. Resultados do modelo RBD variando parâmetros de rigidez e amortecimento. .	160
Tabela 15. Comparação do nível de tensão.....	162

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Ah	Atuador hidráulico para abertura das barras
Aq	Amortecedor do quadro
Bl	Bielas
Ca	Cabo de aço para abertura da segunda seção
CAD	Computer Aided Desing
DFT	Discrete Fourier Transform
Ed	Eixo dianteiro
ESSS	Engineering Simulation and Scientific Software
FFT	Fast Fourier Transform
GNSS	Global Navigation Satellite System
ISO	Internation Standard Organization
Mb	Molas de borracha
MEF	Método dos elementos finitos
MEMS	Micro Electro Mechanical Systems
Ms	Molas para abertura da segunda seção da barra
Mv	Mola de ação vertical
Pp	Pino passante
Qf	Quadro fixo
Qm	Quadro móvel
Qo	Quadro oscilante
Ra	Roldana em forma de ampulheta
RBD	Rigid body dynamic
RMS	Root Meam Square
Rt	Reservatório
Trt	Trator
UPF	Universidade de Passo Fundo

LISTA DE SÍMBOLOS

$[C]$	Matriz de amortecimento da estrutura
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$[M]$	Matriz de massa da estrutura
$[U]$	Matriz dos deslocamentos nodais
$[\dot{U}]$	Matriz das velocidades nodais
$[\ddot{U}]$	Matriz das acelerações nodais
$\{F(t)\}$	Matriz das forças nodais variáveis com o tempo
A	Área
c	Constante de amortecimento
C	Capacitância
C_c	Amortecimento Crítico
d	Diâmetro do arame de mola
D	Diâmetro médio das
\dot{E}	Energia total do sistema
E_p	Energia potencial
F	Força geral
F_d	Força de amortecimento
F_m	Força da massa
F_s	Força da mola
G	Módulo elástico de torção
k	Rigidez
K_d	Constante dielétrica
m	Massa
n	Número de ciclos entre amplitudes
N	Número de espiras
r	Razão entre frequência natural e de amortecimento
T	Inércia cinética
t	Tempo
u	Deslocamento
\dot{u}	Velocidade
\ddot{u}	Aceleração
\dot{u}_d	Velocidade do amortecedor
u_s	Deslocamento da mola
ω_d	Frequência natural amortecida
ω_n	Frequência natural
δ	Decremento logarítmico
λ	Autovalor
ζ	Razão de amortecimento

τ_d	Período
Φ	Autovalor
ϕ	Ângulo de fase
Ω	Ohm

SUMÁRIO

1. Introdução	22
1.1 Justificativa.....	23
1.2 Objetivo.....	24
1.3 Objetivos específicos	24
2. Revisão Bibliográfica	25
2.1 Pulverização e pulverizador	25
2.2 Pulverizadores de Barras	26
2.3 Sistemas de suspensões	30
2.3.1 Tipos de suspensões	30
2.3.2 Dinâmica Veicular	32
2.4 Componentes de mola, massa e amortecimento.....	33
2.4.1 Molas	34
2.4.1.1 Mola helicoidal linear	35
2.4.1.2 Molas de borracha	36
2.4.2 Amortecimento	37
2.4.2.1 Determinação do amortecimento.....	38
2.4.2.2 Amortecedor hidráulico	40
2.4.3 Massa.....	40
2.5 Equação do movimento – Um Grau de liberdade.....	41
2.5.1 Vibração livre com amortecimento	42
2.5.2 Vibração forçada com amortecimento e excitação harmônica.....	46
2.6 Coordenadas generalizadas para o movimento do pulverizador	49
2.7 Definições de deslocamento vertical e horizontal.....	49
2.8 Causa dos movimentos de rolagem e guinada.....	50
2.9 Efeitos das oscilações verticais e horizontais em barras de pulverização.....	51
2.10 Métodos de avaliação das suspensões das barras	53
2.11 Dinâmica de múltiplos corpos.....	60
2.12 Método dos Elementos finitos (MEF).....	61
2.13 Equações do movimento – vários graus de liberdade.....	64

2.14	Método Runge-Kutta	65
2.15	Método Newmark	66
2.16	Modelagem de sistemas com n graus de liberdade	68
2.17	Análise modal	70
2.17.1	Autovalores e Autovetores	73
2.18	Normas ISO	74
2.19	Ensaio experimental	76
2.19.1	Acelerômetros.....	77
2.19.2	Transformador Diferencial Variável Linear (LVDT)	78
2.19.3	Transformada de Fourier	79
2.19.4	Ensaio de vibração livre	81
3.	Metodologia	83
3.1	Equipamento em estudo	84
3.2	Desenvolvimento dos modelos.....	85
3.2.1	Modelo de corpos rígidos	87
3.2.1.1	Restrições e carregamentos.....	105
3.2.1.2	Configurações de solução RBD.....	108
3.2.2	Modelo de elementos finitos	110
3.2.2.1	Configurações de solução MEF	118
3.3	Procedimentos Experimentais	119
3.3.1	Equipamentos utilizados no procedimento experimental	120
3.3.2	Instrumentação do pulverizador	121
3.3.3	Local do procedimento experimental.....	123
3.3.4	Ensaio de Vibração Livre.....	125
3.4	Calibração dos modelos	127
4.	Resultados e discussões.....	129
4.1	Resultados no trajeto de campo.....	129
4.2	Resultados do ensaio de vibração livre	133
4.3	Resultados da calibração do movimento de rolagem	137
4.4	Resultados da calibração do movimento de guinada.....	138
4.5	Resultado da análise modal.....	138
4.6	Conclusões parciais.....	144

4.7	Comparação perfil ISO 5008 x perfil de campo.....	144
4.8	Comparação entre MEF e RBD	147
4.9	Comparação sem sistema de suspensão	150
4.10	Comparação com variação de parâmetros	153
4.11	Análise de tensões.....	161
4.12	Conclusões parciais.....	163
5.	Conclusões	165
5.1	Proposta de continuidade.....	165

1. INTRODUÇÃO

As lavouras estão frequentemente sujeitas a ação de doenças, pragas e plantas daninhas, cujo controle envolve operações de alto significado socioeconômico, por reduzirem as perdas, melhorarem a qualidade dos produtos e garantirem retorno do investimento realizado pelo produtor, uma vez que essas perdas podem ser muito elevadas, chegando a alcançar toda a produção (GADANHA, 1991).

A população mundial está aumentando, e segundo projeção da ONU (2019), a população mundial deverá chegar aos 8,5 bilhões em 2030, em torno de 9,7 bilhões em 2050 e exceder os 11 bilhões em 2100. Tendo em vista a crescente demanda por alimentos, a proteção das culturas contra as possíveis pragas deverá ser realizada com maior eficiência e assertividade.

Segundo Pontelli (2012b), deve-se considerar a pulverização como um dos principais fatores que influenciam a formação dos custos agrícolas podendo chegar a 50% desses custos. Ao contrário das etapas de plantio e colheita, as quais ocorrem apenas uma vez no ciclo de uma cultura, a pulverização é realizada várias vezes.

Conforme dados divulgados pela EMBRAPA (2019), anualmente, são usados no mundo aproximadamente 2,5 milhões de toneladas de agrotóxicos. O consumo anual desses, no Brasil, tem sido superior a 300 mil toneladas de produtos comerciais, representando um aumento de 700% no consumo de agrotóxicos, nos últimos quarenta anos, enquanto a área agrícola aumentou 78% nesse período.

O tratamento de pulverização é realizado em campos com superfície consideravelmente irregular. Tais irregularidades causam oscilações na barra de pulverização nos planos vertical e horizontal, o que resulta na deposição irregular de líquido nas plantas pulverizadas. Para redução desse movimento indesejado da barra do pulverizador é necessário um mecanismo de suspensão entre a referida barra e o chassi da máquina (SOBOTKA, 2015), (GOHARI, 2017).

Segundo Lacerda (2001), a simples determinação do volume de calda a ser aplicado em uma determinada área não é suficiente para avaliar a qualidade da aplicação do defensivo agrícola. Pois essa não depende somente da vazão por unidade de área, mas também de como o defensivo está sendo distribuído na área.

A eficiência ou desempenho de um sistema de suspensão, a fim de isolar vibrações, pode ser avaliado de forma experimental ao ser utilizado um protótipo físico de elevado custo, mas

também, de forma teórica, através de um modelo dinâmico. Com o auxílio de um modelo dinâmico é possível prever o desempenho do sistema de suspensão antes da sua existência física (LORENZI, 2015).

A simulação do desempenho de uma suspensão antes da sua construção, permite a otimização e o dimensionamento prévio de componentes que o integram. São minimizados, desta forma, custos e prazos de desenvolvimento, decorrentes de modificações de componentes para solucionar problemas que são detectados somente na experimentação do protótipo (FREITAS, 2006).

1.1 Justificativa

Um sistema de suspensão desempenha papel importante na isolação das oscilações provenientes das irregularidades do solo. A estabilidade das barras de pulverização é um fator de significativa importância para uma aplicação uniforme dos agrodefensivos. A eficiência da estabilidade da barra depende do nível de sofisticação dos projetos de suspensões e recursos disponíveis nas empresas, as quais desenvolvem e fabricam os pulverizadores. Assim, o usuário final do produto não consegue, ou pouco pode interferir, nessa característica da máquina.

Observa-se que a largura das barras dos pulverizadores agrícolas aumentou devido às demandas de produtividade agrícola. Em virtude da largura das barras, mais comumente encontradas na faixa de 18 a 36 metros, pequenas oscilações do chassi podem causar deslocamentos consideráveis em sua extremidade, prejudicando a qualidade e uniformidade da aplicação dos agrodefensivos e causando a falta e/ou a superdosagem da aplicação. Um método incorreto de pulverização geralmente resulta na indisponibilidade do efeito planejado.

A operação de pulverização combate os agentes causadores de perda contribuindo para o aumento de produtividade. Destaca-se, portanto, a necessidade de aplicar um procedimento a fim de desenvolver, de forma melhorada, determinadas características das suspensões passivas das barras de pulverização, assim, permitindo que as empresas desenvolvedoras dos pulverizadores criem soluções capazes de aumentar a eficiência da proteção de culturas, permitindo ao produtor rural extrair o máximo de produtividade de sua lavoura.

1.2 Objetivo

O objetivo principal deste trabalho é apresentar um procedimento para modelagem de um sistema de suspensão passiva já existente, e avaliar seu desempenho a fim de desenvolver os projetos das suspensões passivas para pulverizadores de barra com parâmetros de rigidez e amortecimento melhorados. De forma a aumentar a eficiência da proteção de culturas.

1.3 Objetivos específicos

Para o atendimento do objetivo principal, é necessário desenvolver uma sequência de objetivos específicos

- Modelar o sistema de suspensão da barra de um conjunto trator-pulverizador utilizando dois modelos de dinâmica de multicorpos: um modelo de dinâmica de corpos rígidos e outro modelo de elementos finitos com modelagem mista envolvendo corpos rígidos e elementos flexíveis;
- Realizar ensaios experimentais de vibração livre e translado em campo;
- Calibrar os modelos numéricos com base em ensaios experimentais;
- Avaliar o comportamento da suspensão passiva para barras de pulverização em ambos os modelos de simulação, quando submetidos ao perfil de pista artificial normatizada ISO 5008 (2002);
- Determinar a influência da variação dos coeficientes de rigidez e amortecimento da suspensão passiva nas oscilações verticais e horizontais através de análises numéricas;
- Determinar parâmetros de regulagem do sistema de suspensão passiva das barras de pulverização (comportamento do amortecedor do quadro e da mola de borracha).

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentadas as características dos pulverizadores de barra, assim como os sistemas de suspensões utilizados e os requisitos de estabilidades das barras de pulverizadores. Na sequência, apresenta-se uma revisão dos fundamentos para o entendimento e modelagem de uma suspensão passiva, com a definição das componentes de rigidez, massa e amortecimento, bem como conhecimentos gerais da mecânica vibratória e dinâmica. Posteriormente, mostrar-se-á uma breve revisão sobre a dinâmica de multicorpos e os métodos numéricos de simulação utilizados neste trabalho. Também serão apresentadas as normas ISO 5008 (2002) e ISO 14131 (2005) consultadas para esta pesquisa, e, por último, será discorrido acerca do embasamento teórico de medições experimentais.

2.1 Pulverização e pulverizador

Cabe, inicialmente, fazer uma distinção entre pulverização, aplicação e pulverizador. A pulverização é o processo físico-mecânico de fracionamento de uma substância líquida em partículas ou gotas homogêneas, com o diâmetro das gotas compreendido entre 150 e 450 μm . Na maioria dos casos, a quantidade do princípio ativo requerido por unidade de área é pequena. Na prática, é difícil conseguir uma distribuição adequada sem recorrer a algum método de diluição e o meio mais utilizado para isso é a água.

A aplicação é a deposição das gotas, as quais contêm o princípio ativo sobre um alvo desejado, com tamanho e densidade adequados ao objetivo proposto. As gotas se constituem no veículo mais comum para levar o princípio ativo diluído até o alvo.

O pulverizador, por sua vez, é o equipamento que realiza a pulverização e a aplicação nas operações de proteção de plantas contra ervas daninhas, controle de pragas e fertilização (adubação líquida). Segundo Balastreire (1987), a eficácia da proteção química das plantas depende de vários fatores. Pode-se mencionar como principais, os seguintes:

- **Clima** – A pluviosidade, a temperatura, a umidade relativa e a ocorrência de ventos, são alguns dos fatores climáticos a serem considerados, pois podem arrastar as gotas numa maior ou menor distância em função de seu tamanho ou peso. A chuva geralmente é um fator proibitivo para se realizar qualquer operação com maquinário em campo.
- **Operador** – Sendo o operador parte integrante de um sistema de aplicação de defensivos

agrícolas, deve haver preocupação em relação a sua adequada instrução, não só quanto à correta utilização dos equipamentos, como também do defensivo mais apropriado para o controle do patógeno, assim como a seleção do tipo bico, a dosagem, a janela de tempo para aplicação e a velocidade de deslocamento.

- Máquina – É por meio da máquina que se faz a aplicação mecanizada dos defensivos. O sucesso do tratamento realizado, medido pelo grau de controle da praga, depende também da sofisticação do projeto e características operacionais da máquina utilizada. É nessa variável que este trabalho se dedica, através do estudo e modelagem do sistema de suspensão passiva da barra de pulverização.

2.2 Pulverizadores de Barras

Conforme Balastreire (1987) a barra de pulverização constitui-se na estrutura de suporte da tubulação e de bicos, esses montados comumente com espaçamento de 350 e 500 mm. A referida estrutura é feita de diversos materiais, tais como: aço, alumínio, compósitos e fibra de carbono; e em diversos formatos de tubos ou perfis extrudados. Qualquer que seja o formato ou o material, a barra deve ter rigidez o suficiente para suportar os impactos devidos à operação em terrenos irregulares e ser resistente à corrosão provocada pelos produtos químicos contidos nos defensivos.

Por possuir uma grande largura, a fim de atender a maior área possível, as barras de pulverização necessitam ser dobradas para que a máquina possa trafegar em vias até o campo de trabalho. Para isso, são articuladas em seções. O dobramento das barras é comumente realizado por um sistema de atuadores hidráulicos. Existem, basicamente, duas formas para realizar o fechamento dessas: o recolhimento vertical e o horizontal. Nos casos em que a barra de pulverização dobra sua extremidade no sentido vertical é necessário um cuidado extra, pois pode atingir grandes alturas, sendo possível projetar-se contra a rede elétrica (CASALI, 2015).

Por intermédio da Figura 1 verifica-se o funcionamento das articulações da barra para um pulverizador autopropelido em dois estágios, em “a” a máquina está com as barras abertas e em “b” estão fechadas. Elas também possuem, em sua extremidade, sistemas de desarme das ponteiros, que possibilitam a retração de uma parte da extremidade, caso ocorra uma colisão com o solo ou algum obstáculo. Isso permite que o impacto seja amenizado e conseqüentemente a barra não sofra danos (CASALI, 2015).

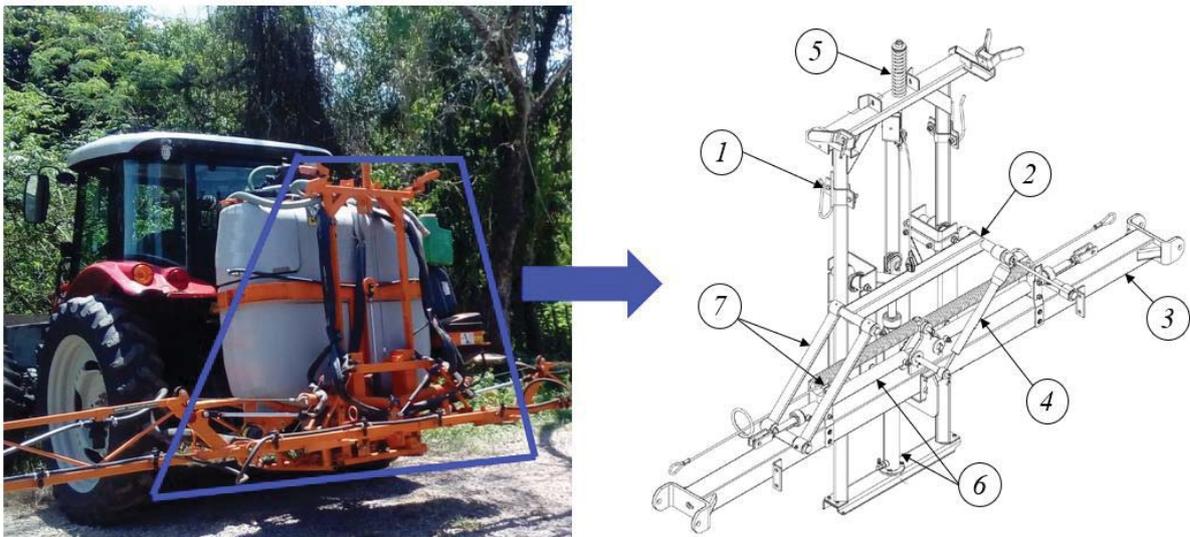
Figura 1. Funcionalidade das articulações da barra de pulverização; a) Pulverizador com barras abertas; b) Pulverizador com barras fechadas.



Fonte: Adaptado de Stara <www.stara.com.br> (2019).

As barras são ligadas ao chassi da máquina através de mecanismos de suspensão denominado quadro. O quadro, além de conter os componentes da suspensão, também possui atuadores hidráulicos para ajuste da altura de trabalho da barra. A Figura 2 apresenta o quadro de um pulverizador acoplado com suspensão do tipo trapezoidal “A”, denominado assim pelas inclinação das bielas, que formam um trapézio com os perfis tubulares dos quadros móvel e oscilante, lembrando também uma letra “A”. Essa inclinação das bielas concede ao quadro oscilante um movimento pendular. Na Figura 2 são indicados os principais componentes: 1) quadro fixo; 2) quadro móvel; 3) quadro oscilante; 4) amortecedor; 5) mola; 6) atuador hidráulico; 7) bielas.

Figura 2. Quadro do pulverizador acoplado com suspensão do tipo trapezoidal “A”.



Fonte: Adaptado de Jacto <www.stara.com.br> (2019).

Os pulverizadores de barras são máquinas utilizadas exclusivamente para pulverização, adequados para grandes áreas cultivadas. A eletrônica embarcada é uma realidade nos pulverizadores atuais, resultando em maior precisão e total controle da pulverização. Esses pulverizadores são basicamente constituídos de chassi, quadro, barra, circuito de pulverização, reservatórios hidráulicos e rodados, e apresentam diferentes tamanhos e configurações entre seus componentes. Devido à importância do circuito de pulverização, o apêndice A foi dedicado para descrever o arranjo básico de funcionamento desse conjunto.

Os pulverizadores equipados com barra podem ser classificados de acordo com a sua fonte de potência para acionamento e transporte. Podem ser:

- 1- hidráulicos ou acoplados: não possuem rodas e são acoplados nos braços hidráulicos e terceiro ponto do trator. A Figura 3 apresenta um exemplar desse tipo de pulverizador. Os modelos dinâmicos desenvolvidos para esta pesquisa são referentes a essa configuração de máquina;
- 2- rebocados: Também conhecidos como tipo *carreta*, possuem eixo com rodas e são arrastados pelo trator. A Figura 4 apresenta um exemplar deste tipo de pulverizador;
- 3- autopropelido: possuem motorização e tração própria. A Figura 5 apresenta um exemplar deste tipo de pulverizador. Cabe destacar que, nos pulverizadores autopropelidos, as barras podem ser instaladas em três posições distintas em relação ao chassi: montagem traseira, entre eixos e frontal conforme apresentado na Figura 6.

Figura 3. Pulverizador de barras acoplado.



Fonte: Amazone <WWW.AMAZONE.NET> (2019).

Figura 4. Pulverizador de barras rebocado.



Fonte: Amazone <WWW.AMAZONE.NET> (2019).

Figura 5. Pulverizador de barras autopropelido.



Fonte: Stara <www.stara.com.br> (2019).

Figura 6. Posicionamento das barras nos pulverizadores autopropelidos; *a*) Barra frontal; *b*) Barra entre eixos; *c*) Barra traseira.



Fonte: Adaptado de Hagie <www.hagie.com> (2020); Stara <www.stara.com.br> (2019); Massey Ferguson <www.masseyferguson.com.br> (2020).

2.3 Sistemas de suspensões

Para veículos de transporte e passeio, a suspensão tem a função de absorver e isolar o chassi do veículo das vibrações e choques que as rodas recebem devido às irregularidades do solo. Com o desenvolvimento da engenharia automotiva existem hoje diversos modelos e geometrias de suspensão, utilizados nos mais variados modelos de veículos. Há também uma contínua necessidade de se desenvolvem modelos de suspensão, os quais evitem ao máximo a transmissibilidade das irregularidades do solo ao veículo, o conforto aos ocupantes, bem como manter as rodas sempre em posição favorável nas curvas e em contato com o solo. A suspensão tem uma grande influência na estabilidade e dirigibilidade do veículo. (BARROSO, 2015) e (FERREIRA, 2003).

No setor agrícola, as suspensões aplicadas entre a barra de pulverização e o chassi da máquina proporcionam os seguintes benefícios:

- redução nos movimentos de oscilação das barras dos pulverizadores, o que diminui a variabilidade na aplicação (SCHMIDT-OTT, 1985);
- pulverização com a barra próximo à cultura, o que aumenta a capacidade de penetração das gotas. A curta distância da barra até a cultura também leva a uma redução no processo de deriva. Essa redução significa uma diminuição na poluição do meio ambiente (FROST, 1975);
- redução nas cargas dinâmicas na barra, possibilitando a construção de barras mais esbeltas (NATION, 1976);
- desenvolvimento de pulverizadores mais rápidos e com barras maiores (PONTELLI, 2007);
- maior facilidade no uso de marcadores de espuma e outras técnicas visuais de marcação da faixa de aplicação (LAWRENCE, 1977).

2.3.1 Tipos de suspensões

As definições apresentadas nesta seção foram extraídas levando-se em consideração o conteúdo das obras dos autores Gillespie (1992) e Pontelli (2012b). A literatura divide os tipos de suspensão em duas categorias: suspensão passiva e suspensão ativa.

- Suspensões passivas: consistem em componentes convencionais com propriedades de

mola e amortecimento invariantes no tempo. Os elementos passivos podem armazenar energia apenas durante uma parte de um ciclo de suspensão (molas) ou dissipar energia (amortecedores). Nenhuma energia externa é fornecida diretamente a esse tipo de suspensão. Assim, um sistema de suspensão passiva dificilmente consegue ter um desempenho, em sua totalidade, satisfatório nas diversas situações a que é exposto, uma vez que seus parâmetros são previamente determinados.

- Suspensões ativas: possuem atuadores, a fim de que eles gerem as forças desejadas na suspensão. Os atuadores são, normalmente, cilindros hidráulicos e é necessário energia externa para operar o sistema. Seu desempenho depende de uma fonte extensiva de potência, bem como de processamento de sinal, de atuadores, de transdutores de proximidade, *Feedback* e elementos amplificadores.

Há vários níveis de sistemas ativos, e esse conjunto pode ser subdividido em três categorias básicas: as adaptativas, as semiativas e as totalmente ativas. São elas:

- suspensões adaptativas: são aquelas cujos parâmetros podem ser ajustados automaticamente em função de alterações nas condições de utilização do veículo. Os parâmetros sujeitos à adaptação comumente são o coeficiente de amortecimento, a rigidez e a altura da suspensão, enquanto que as suspensões pneumáticas e hidropneumáticas podem frequentemente implementar regulagens de rigidez e de altura, através da variação do volume da mola a gás ou de sua pressão. Sistemas mais simples limitam-se à utilização de amortecedores ajustáveis, a variação do amortecimento pode ser obtida de forma simples, a partir do controle da abertura de uma válvula de orifício no amortecedor;
- suspensões semiativas: contêm elementos de mola e de amortecimento, cujas propriedades podem ser alteradas por um controle externo, a fim de se adequarem às situações a que são submetidas. Um sinal ou energia externa é fornecida a esses sistemas com o objetivo de alterar as propriedades. Destaca-se nesse sistema uma melhora no comportamento dinâmico, consumindo uma potência menor e utilizando um sistema menos complexo;
- suspensão totalmente ativa: neste sistema ativo não existe a limitação presente nos sistemas passivos – de que as forças aplicadas sejam sempre no sentido contrário ao movimento relativo entre as massas suspensa e não suspensa. Essa restrição é decorrente do fato de que as molas e os amortecedores somente armazenam e dissipam

energia, respectivamente. Por sua vez, a suspensão ativa introduz energia no sistema através de atuadores rápidos, exercendo forças de mesmo sentido do movimento relativo chassi-roda. Essa energia, fornecida pelos atuadores da suspensão ativa, é moderada e possibilita que sejam implementadas as mais diversas estratégias de controle.

A investigação de Borchert (2015), referente a absorvedores passivos e ativos de vibração, mostrou que métodos passivos com o objetivo de reduzir as amplitudes de vibração na barra foram eficazes. No entanto, também ficou claro que as vibrações não puderam ser completamente eliminadas.

Di Prinzio (2010), observa em seus estudos que para barras com larguras inferiores a 12 metros, não é necessário incorporar sistemas de suspensão. Para larguras de 12 a 18 metros, é essencial usar um sistema de suspensão passiva; enquanto que, para larguras superiores a 18 metros, é necessário incorporar algum sistema ativo.

2.3.2 Dinâmica Veicular

Segundo Berto (2015), a dinâmica veicular é o estudo das origens e efeitos das forças de aceleração, frenagem e comportamento em curvas de um veículo. Isto posto, a dinâmica veicular é dividida em três grupos: dinâmica longitudinal, lateral e vertical.

A dinâmica longitudinal é focada nos estudos de desempenho dos modelos ao longo de sua trajetória (eixo *X*, Figura 18), fundamentalmente em acelerações e em frenagens. Das análises, são coletados dados de aceleração, velocidade máxima, desempenho em aclives e consumo de combustível, caracterizando as forças trativas do veículo, os esforços resistivos delas e o desempenho e comportamento dos pneus.

O segundo grupo que compõe a dinâmica veicular é chamada de lateral. Essa, por sua vez, preocupa-se em prever o comportamento do veículo sob a ação de movimentos e forças na direção transversal à sua trajetória (eixo *Y*, Figura 18). Além dos estudos relacionados ao desempenho dos veículos em curva, também são estudadas as forças aerodinâmicas laterais (rajadas de vento).

Já a dinâmica vertical é fundamentalmente focada no desenvolvimento da suspensão, tem grande importância para o deslocamento do veículo e comportamento perante oscilações impostas pelo solo, sendo assim, se preocupa com os movimentos e forças que atuam no eixo

Z, Figura 18, (perpendicularmente ao solo), cobrindo aspectos de sistemas como suspensão, *powertrain* e características de conforto.

É importante destacar que, neste estudo, os modelos desenvolvidos têm o foco na dinâmica vertical do conjunto trator-pulverizador (suspensão da barra), pois o perfil de pista normatizado ISO 5008 (2002), utilizado como fonte de excitação, somente impõe deslocamentos verticais – o qual é normal ao solo. Não são aplicadas acelerações de arrancada ou frenagem (dinâmica longitudinal), os modelos também não são capazes de simular o translado do equipamento em curvas (dinâmica lateral). Outro comportamento simulado, devido à grande largura das barras de pulverização e a variação do perfil de solo entre as rodas direitas e esquerdas, levam a deslocamentos significativos no sentido horizontal pelo movimento de guinada. Esse comportamento é descrito de forma abrangente na seção 2.6.2.

Em relação ao contexto deste trabalho, o requisito de conforto, essencial em um veículo de passeio ou transporte, não tem relevância, pois aqui, a suspensão é destinada a isolar a barra de pulverização das vibrações e impactos que o chassi recebe.

2.4 Componentes de mola, massa e amortecimento

Os sistemas vibratórios representam conjuntos de componentes individuais que atuam conectados um ao outro. A fim de que se possa produzir as equações de movimento para um determinado sistema, é necessário estabelecer as características de resposta à excitação dos componentes constituintes. Os componentes são amplamente divididos em três classes, dependendo se as forças desses são proporcionais aos deslocamentos, às velocidades ou às acelerações. Da mesma forma, eles podem ser divididos em componentes que armazenam e liberam energia potencial (rigidez/mola), dissipam energia (amortecimento), e armazenam e liberam energia cinética (massa). Esta seção é dedicada à caracterização desses componentes.

De forma específica, são abordadas nesta pesquisa, somente os componentes de mola e amortecedor utilizados na suspensão do pulverizador em estudo. Para tal, são utilizados os seguintes componentes: mola cilíndrica helicoidal; mola de borracha e amortecedor hidráulico telescópico de tubo simples.

2.4.1 Molas

Conforme Meirovitch (2001), as molas são os componentes que possuem a característica de que, quando deslocados da posição de equilíbrio, geram forças que procuram restaurar o equilíbrio do sistema. Isso ocorre, pois, em sua maior parte, essa propriedade é correspondente à elasticidade. Todos os componentes elásticos armazenam energia potencial à medida que os deslocamentos aumentam, e liberam energia potencial ao passo que os deslocamentos diminuem.

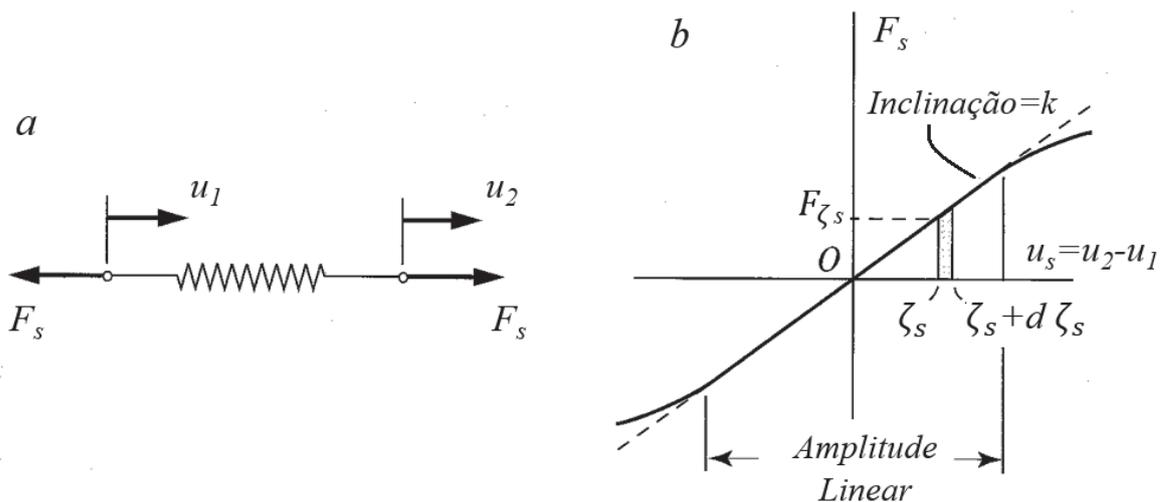
Um componente típico desse grupo é mostrado esquematicamente na

Figura 7a, de modo que uma força F_s , em uma extremidade, deve ser equilibrada por uma força F_s , a qual atua na outra extremidade. Uma força tensora F_s , como a mostrada na Figura 7a, faz com que a mola sofra um alongamento igual à diferença $u_2 - u_1$. Uma plotagem gráfica típica da força F_s , como uma função do alongamento u_s , é representada na

Figura 7b. Para um determinado intervalo, conhecido como intervalo linear, u_s é proporcional a F_s , em que a constante de proporcionalidade k é igual à inclinação da curva F_s versus u_s . Portanto, na faixa linear, a relação entre força e alongamento é definida pela equação 1.

$$F_s = k u_s = k(u_2 - u_1) \quad \text{Eq. 1}$$

Figura 7. Representação esquemática de uma mola; a) Mola sob uma força tensora; b) Gráfico força versus deformação.



Fonte: Meirovith, (2001).

Deve-se ressaltar que as Figuras 7 *a* e 8 *b* mostram a força F_s externa à mola. Em todos os pontos da mola há uma força elástica F_s , a qual tende a retornar essa última à configuração não deformada, representando, portanto, uma força restauradora. Por sua vez, as molas são consideradas sem massa, embora tal afirmação esteja próxima à verdade, pois elas possuem massas desprezíveis proporcionais à massa do equipamento avaliado.

Uma mola que opera na faixa linear é considerada linear, caso em que a constante k é referida como constante da mola ou rigidez da mola. É habitual identificar uma mola linear por sua rigidez k . Observa-se que as unidades de k são N/m . Quando os alongamentos não são mais proporcionais à força; nesse caso, a mola é considerada não-linear. As forças das molas são conservativas independentemente dela ser linear ou não linear, pois dependem apenas do alongamento.

Em seguida, deriva-se a expressão de energia potencial, equação 2. Reconhecendo que na faixa linear existe uma força de restauração da mola igual a $k\zeta_s$, correspondente a um alongamento ζ_s e tomando a configuração não deformada como posição de referência. Pode-se usar a equação 2 para determinar a energia potencial. A energia potencial elástica E_{pe} pode ser interpretada geometricamente como a integral da área abaixo da curva na Figura 7 *b*.

$$E_{pe} = \int_{\delta_s}^0 F_{\zeta_s} d\zeta_s = \int_{u_s}^0 (-k\zeta_s) d\zeta_s = \frac{1}{2} k u_s^2 \quad \text{Eq. 2}$$

2.4.1.1 Mola helicoidal linear

A mola helicoidal é fabricada a partir de um arame enrolado de forma helicoidal e pode variar no passo, diâmetro do arame e, também, em diâmetro médio. A cilíndrica linear é o tipo mais comum e de menor custo dentre as molas helicoidais.

As molas helicoidais apresentam entre outras vantagens, o peso reduzido, mínima necessidade de espaço e facilidade de manutenção. Também é possível projetá-las com rigidez não linear. Em relação à sua direção de atuação de carga, a mola coincide com o eixo geométrico teórico e a rigidez k linear deste tipo de mola pode ser determinada pela equação 3 (SHIGLEY, 2008).

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad \text{Eq. 3}$$

Sendo:

d = Diâmetro do arame;

D = Diâmetro médio da mola;

N = Número de espiras ativas;

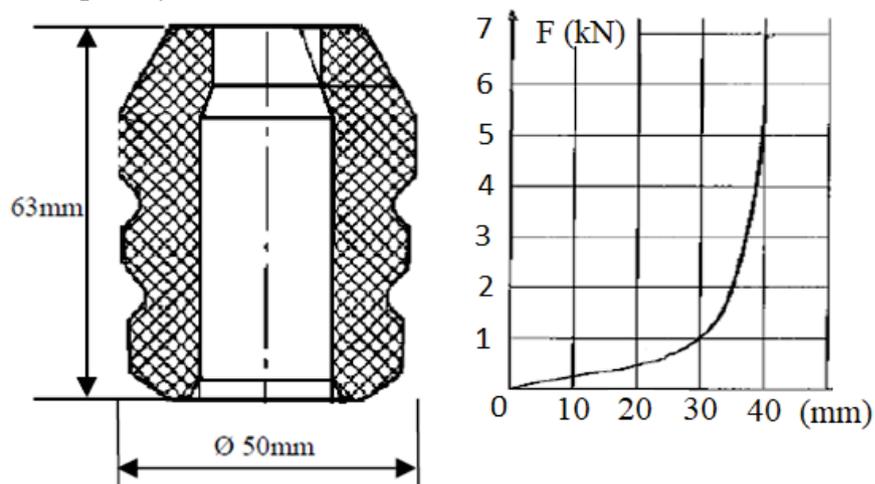
G = Módulo elástico de torção.

2.4.1.2 Molas de borracha

A mola de borracha é um tipo de componente de controle de vibração que usa a deformação elástica da borracha para realizar o papel da mola fabricada normalmente em poliuretano (PU) microcelular ou borracha. Trata-se de uma mola de rigidez não-linear, sendo que a geometria e o módulo de elasticidade definem a rigidez característica, essa, por sua vez, é mostrada na Figura 8, assim como a geometria de uma mola de borracha típica de uma suspensão.

Segundo Freitas (2006), uma mola de borracha diferencia-se de um batente pelo fato de os batentes terem características de rigidez com menor progressividade e o início de sua atuação ocorrer mais perto do final de curso de compressão ou de extensão da suspensão. A mola de borracha tem a característica de rigidez mais progressiva e sua atuação ocorre na compressão durante o curso da suspensão.

Figura 8. Geometria e rigidez típica de uma mola



Fonte: Freitas, (2006).

2.4.2 Amortecimento

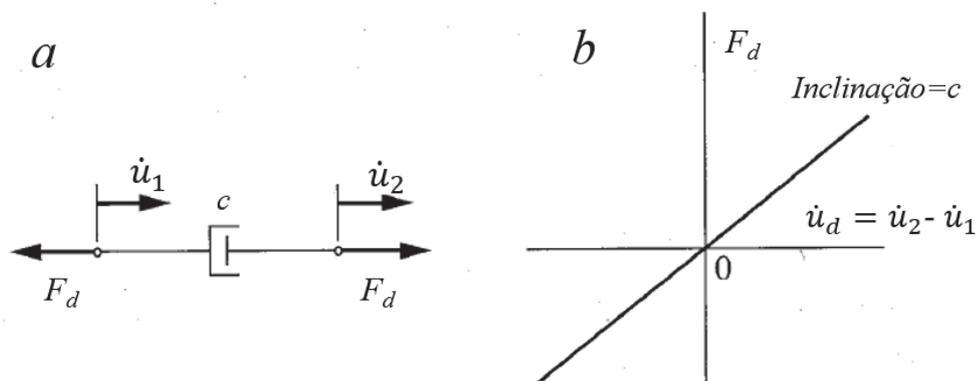
Conforme Meirovitch (2001), o tipo de componente que relaciona forças com velocidades é o amortecedor. Presume-se que os elementos de amortecimento não tenham inércia nem meios para armazenar ou liberar energia potencial. O movimento mecânico transmitido a esses elementos é convertido em calor ou som e, portanto, são chamados de não conservativos ou dissipativos, porque essa energia não é recuperável pelo sistema.

De modo que uma força F_d em uma extremidade deve ser equilibrada por uma força correspondente F_d , na outra extremidade, como mostrado esquematicamente na Figura 9a. O gráfico da Figura 9b apresenta a relação linear entre a força F_d versus a velocidade \dot{u}_d , em que $\dot{u}_d = \dot{u}_2 - \dot{u}_1$ é a velocidade de separação dos dois pontos. A relação entre a força F_d e a velocidade de separação ou aproximação \dot{u}_d é simplesmente definida pela equação 4.

$$F_d = c\dot{u}_d = c(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) \quad \text{Eq. 4}$$

Em que a constante de proporcionalidade c , que é meramente a inclinação da curva F_d versus \dot{u}_d , é conhecida como coeficiente de amortecimento viscoso. A unidade do coeficiente c é newton segundo por metro ($N.s/m$)

Figura 9. Representação esquemática de um amortecedor; a) Amortecedor sob uma força tensora; b) Gráfico força versus velocidade.



Fonte: Meirovitch, (2001).

Neste ponto, considera-se as implicações energéticas dos amortecedores. A força no amortecedor é oposta à força externa. Em virtude da suposição de que o amortecedor é sem massa, a força tem a mesma magnitude que a força externa, de modo que é igual a $c\dot{u}_d$.

Claramente, a força do amortecedor não é conservadora, pois depende da velocidade e não da posição. Em relação ao amortecedor como parte de um sistema, pode-se escrever a equação 5.

$$\dot{E} = (-c\dot{u}_d)\dot{u}_d = -c\dot{u}_d^2 \quad \text{Eq. 5}$$

Em que \dot{E} é a energia total do sistema. O lado direito da Equação 5 é negativo desde que $\dot{u}_d \neq 0$, e é igual a zero somente quando $\dot{u}_d = 0$. Portanto, conclui-se que o sistema perde energia constantemente, de modo que os amortecedores dissipem tal energia. No entanto, é difícil determinar as causas do amortecimento em sistemas práticos. Como consequência ele é modelado como um ou mais dos tipos descritos a seguir:

- amortecimento viscoso: análogo ao amortecimento proporcionado pela viscosidade de um fluido durante seu escoamento;
- amortecimento por histerese: se deve a perda de energia durante a interação dos átomos do material de uma estrutura;
- amortecimento de Coulomb: é a perda de energia devido ao atrito entre as partes quando essas se movem uma em relação à outra.

2.4.2.1 Determinação do amortecimento

A determinação do amortecimento em sistemas mecânicos é uma das principais etapas relacionadas às análises numéricas dinâmicas, servindo como parâmetro indispensável na calibração de modelos numéricos. A sua determinação pode ocorrer de diversas formas.

Uma das formas de ajustar o amortecimento de um modelo numérico consiste em realizar uma análise harmônica e comparar os seus resultados com curvas de resposta em frequência determinada experimentalmente, elevando ou reduzindo o amortecimento do modelo numérico até que as curvas experimentais e numéricas apresentem resultados semelhantes.

Outra forma amplamente utilizada para determinar o amortecimento presente em um sistema é o decremento logarítmico, definido como o logaritmo natural da razão entre duas amplitudes sucessivas. Essa metodologia se baseia no fato de que, após cessada a excitação, um sistema subamortecido apresenta amplitude de vibração inferior a cada ciclo até que toda a energia vibratória seja dissipada, (ALVES, 2008)

Pode-se determinar o decremento logarítmico por meios experimentais. Logo após a aplicação de uma perturbação inicial, deve-se medir a amplitude de vibração no domínio do tempo de quaisquer dos dois deslocamentos consecutivos, u_1 e u_2 separados por um período τ_d , representado graficamente na Figura 10. Tomando o logaritmo natural da razão entre u_1 e u_2 , obtém-se δ conforme apresentado na Equação 6.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{u_1}{u_2} \quad \text{Eq. 6}$$

Sendo:

δ é o decremento logarítmico;

u_1 é o valor da primeira amplitude utilizada como referência;

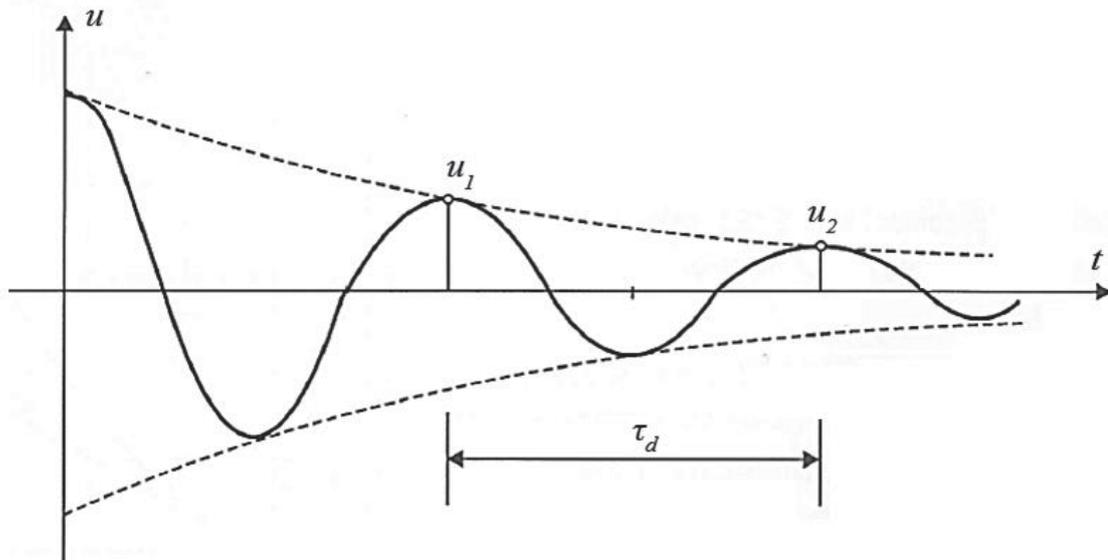
u_2 é o valor da segunda amplitude utilizada como referência;

n é o número de ciclos entres as duas amplitudes.

O decremento logarítmico é relacionado à razão de amortecimento ξ pela Equação 7:

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\delta}\right)^2}} \quad \text{Eq. 7}$$

Figura 10. Representação gráfica de vibração livre amortecida, observando a redução de amplitude de u_1 para u_2 .



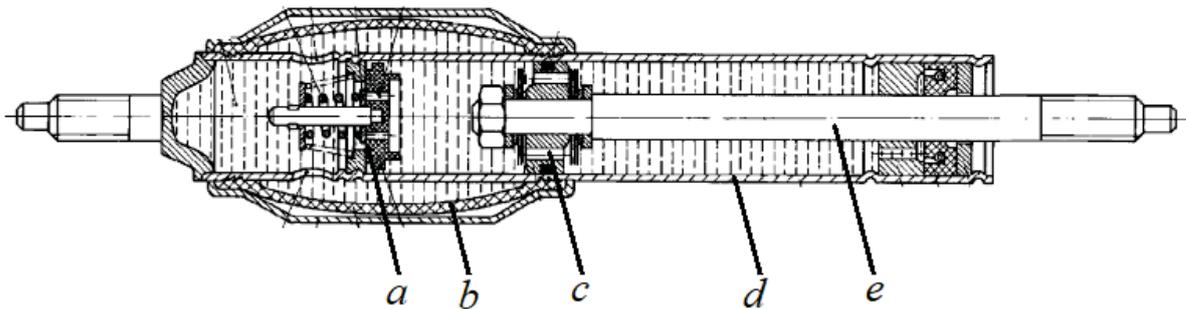
Fonte: Alves, (2008).

2.4.2.2 Amortecedor hidráulico

Os amortecedores hidráulicos telescópicos produzem força de amortecimento pela ação de um fluido, usualmente óleo, sendo forçado através de orifícios ou válvulas existentes no pistão (IEZZO, 2010). Na suspensão do pulverizador já referido neste estudo, são utilizados apenas amortecedores monotubulares não pressurizados. Como o próprio nome diz, esse amortecedor possui apenas um tubo.

O amortecimento é realizado por uma válvula única (pistão) que atua tanto no sentido da tração quanto no sentido da compressão e, por esse motivo, é chamado de pistão duplo-efeito. A câmara de compensação é constituída de um tubo de material elastomérico e está acima da câmara de trabalho e é completada até sua metade com óleo e ar. Esse tipo de amortecedor é ilustrado na Figura 11 (IEZZO, 2010).

Figura 11. Amortecedor monotubular não pressurizado; a) Válvula; b) Câmara de compensação; c) Orifícios; d) Tubo; e) Haste.



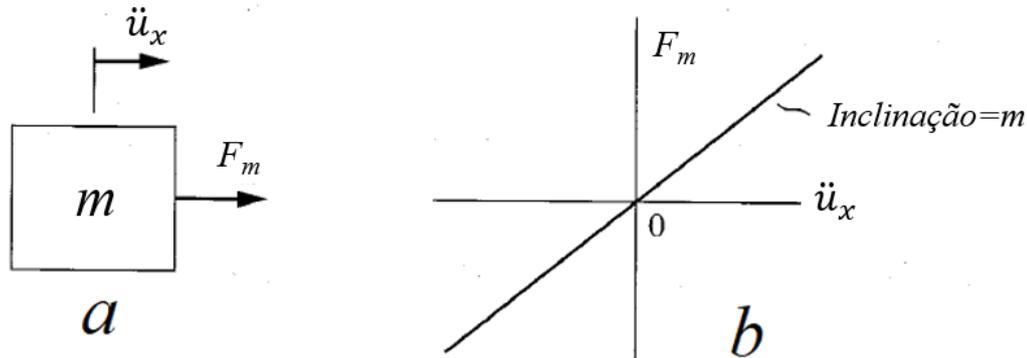
Fonte: Iezzo, (2010).

2.4.3 Massa

O terceiro e último tipo de componente é a massa rígida, a qual possui unidades em quilogramas (kg). Conforme Meirovith (2001), para um movimento somente na direção x , como mostra a Figura 12a, a segunda lei de Newton, conforme equação 8, resulta na força F_m como produto da massa m vezes aceleração \ddot{u}_x . A Equação 8 afirma que a força F_m é proporcional à aceleração, sendo a massa m a constante de proporcionalidade apresentada na Figura 12b.

$$F_m = m\ddot{u}_x \quad \text{Eq. 8}$$

Figura 12. Representação esquemática da massa; a) Massa sob a ação da aceleração; b) Gráfico força *versus* aceleração.



Fonte: Meirovitch, (2001).

Para examinar as implicações energéticas da massa como componente, considera-se a energia cinética T da translação na direção x através da Equação 9. A partir do qual é possível concluir que as massas armazenam energia cinética à medida que as velocidades aumentam; e liberam energia cinética à proporção que as velocidades diminuem.

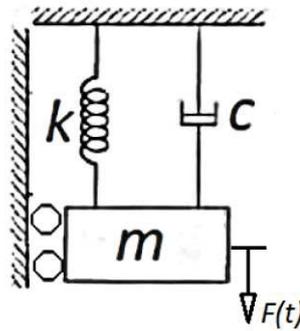
$$T = \frac{1}{2} m \dot{u}^2 \quad \text{Eq. 9}$$

2.5 Equação do movimento – Um Grau de liberdade

A grande tarefa da análise estrutural dinâmica é determinar a relação entre as cargas variáveis com o tempo que atuam nos nós da estrutura e os deslocamentos da estrutura inteira, os quais também variam com o tempo. Torna fundamental conhecer a formulação da equação do movimento de um sistema dinâmico, (ALVEZ, 2008)

Após o entendimento dos componentes de massa, mola e amortecedor, constitui-se um sistema de um grau de liberdade ilustrado na Figura 13. Em tal caso, o elemento de rigidez k da estrutura está fixada em um nó, pode-se considerar então, que a massa m está toda concentrada no nó extremo. O amortecimento presente é representado simbolicamente pela constante c . A força externa provoca o deslocamento u na estrutura. Entretanto, neste caso, a força externa varia como o tempo, $F(t)$, e o deslocamento também varia com o tempo $u(t)$, (ALVES, 2008).

Figura 13. Sistema de um grau de liberdade com massa (m), mola (k) e amortecedor (c).



Fonte: Autor.

As equações do movimento de qualquer sistema dinâmico podem ser obtidas com a aplicação da segunda lei de Newton, ou princípio fundamental da dinâmica. A Equação 10 constitui o ponto de partida para o estudo do comportamento dinâmico de um grau de liberdade.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = F(t) \quad \text{Eq. 10}$$

Em que $F(t)$ é a força externa aplicada ao corpo, variável com o tempo; u é o deslocamento do corpo; k é a constante de rigidez da mola; \dot{u} é a primeira derivada do espaço em relação ao tempo (velocidade v do corpo); c é o coeficiente de amortecimento; \ddot{u} é a segunda derivada do espaço em relação ao tempo (aceleração do corpo) e m é a massa do corpo.

Na equação 10, o termo ku representa uma força elástica; o termo $c\dot{u}$ representa uma força de amortecimento; e o termo $m\ddot{u}$ representa o produto de massa \times aceleração, portanto uma força de inércia.

Embora o exemplo abordado represente o que ocorre com um sistema de apenas um grau de liberdade, a sua importância é fundamental. Os fenômenos que afluem com os diversos graus de liberdade da estrutura são semelhantes. O entendimento claro do que sucede em um grau de liberdade permite entender o que ocorre em sua estrutura inteira (ALVES, 2008).

2.5.1 Vibração livre com amortecimento

Esta seção foi baseada levando-se em consideração o conteúdo dos livros de Alves (2008), Alves (2013) e do que foi consultado no manual do usuário *Ansys* (2020).

Partindo do sistema massa-mola de um grau de liberdade munido de amortecimento c já apresentado na Figura 13, se a massa m for deslocada da sua posição de equilíbrio e

abandonada, esta vibrará livremente. Como existe amortecimento no sistema, as vibrações anteriormente referidas extinguem-se após um certo tempo. Durante a ocorrência das vibrações livres, não há presença de uma força excitadora externa ao sistema, ou seja, $F(t)=0$. Assim, a Equação 11 traduz o comportamento do sistema.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = 0 \quad \text{Eq. 11}$$

O valor de massa m e rigidez k determina a frequência natural ω_n do sistema, para um sistema de um grau de liberdade que é definido pela Equação 12.

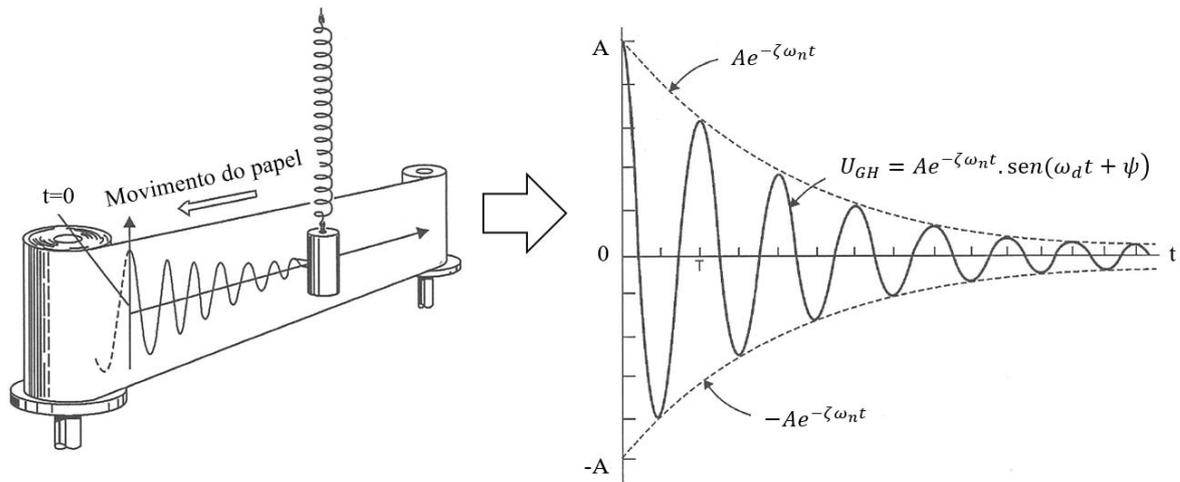
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Eq. 12}$$

A frequência natural de vibração do sistema é a frequência a qual o sistema irá vibrar após uma excitação inicial, ou a frequência em que as respostas serão amplificadas caso a excitação continue sendo aplicada. Segundo Alves (2008), as estruturas, na prática, submetidas às vibrações livres, perdem as amplitudes de oscilação em razão do amortecimento presente e tendem, progressivamente, a atingir o estado de repouso do qual foram afastadas no início das oscilações.

A lei matemática que descreve essas amplitudes é a lei exponencial. Ocorre um “decaimento das oscilações” até que o sistema atinja o repouso. A Figura 14 mostra o movimento amortecido da massa m na extremidade da mola. O gráfico da figura representa como a oscilação varia com o tempo. A curva pontilhada limita os valores máximos da oscilação, e corresponde a uma função exponencial decrescente.

Matematicamente, a curva pontilhada que traduz o decaimento é representada por uma função do tipo $A \cdot e^{-pt}$. A taxa com que esse decaimento ocorre é determinada pela constante p , que poderia, em um caso mais geral, ser chamada de “constante de decaimento”. No caso das vibrações amortecidas, a intensidade do amortecimento está presente nessa constante, ela será maior, quanto menor for o amortecimento do sistema.

Figura 14. Vibração livre amortecida.



Fonte: Adaptado de Alves (2008).

Demonstra-se que a constante p é dada pelo produto de um termo relacionado ao amortecimento (ζ - fator de amortecimento), pela frequência natural do sistema (ω_n) ou seja, a curva pontilhada da Figura 14 é descrita por $Ae^{-\zeta\omega_n t}$. O fenômeno de vibração pode ser descrito por uma função senoidal, que traduz a sua característica oscilatória, e o decaimento em razão do amortecimento é especificado pela função exponencial decrescente. Assim, o resultado desses dois efeitos é representado pelo produto das duas funções conforme apresentado na Equação 13.

$$U_{GH} = Ae^{-\zeta\omega_n t} \cdot \text{sen}(\omega_d t + \psi) \quad \text{Eq. 13}$$

A frequência ω_d chamada frequência natural amortecida, é menor que a natural, sendo:

$$\omega_d = \sqrt{1 - \zeta^2} \cdot \omega_n \quad \text{Eq. 14}$$

O fator ζ , chamado de fator de amortecimento, é uma grandeza adimensional e representa o amortecimento presente no sistema comparado ao amortecimento crítico C_c , conforme Equação 15.

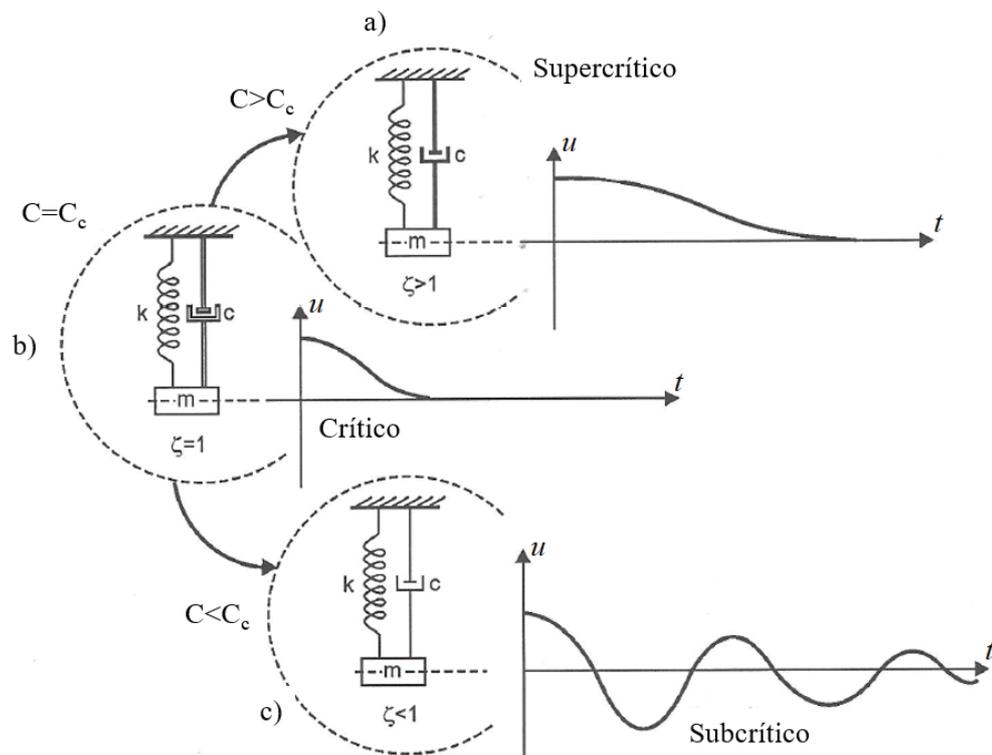
$$\zeta = \frac{c}{C_c} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad \text{Eq. 15}$$

Em relação à Equação 13, algumas observações importantes devem ser feitas. Sua função pode ser interpretada como um “movimento harmônico” de frequência ω_d e cuja

amplitude é $Ae^{-\zeta\omega_n t}$, ou seja, ela representa a equação de um movimento harmônico cuja amplitude variável decresce exponencialmente com o tempo. O movimento descrito por essa função é chamado de “movimento transiente do sistema”, ou seja, transitório. As oscilações livres tendem a desaparecer após certo tempo de duração do fenômeno.

O amortecedor introduzido no sistema massa-mola, na Figura 15, pode ser tão “forte” que, ao se retirar a massa da sua posição de equilíbrio, ela retorna à posição inicial sem oscilar, (Figura 15a). Por outro lado, se for colocado um amortecedor “fraco” no sistema massa-mola, ao afastar a massa de sua posição de equilíbrio, ela oscilará em torno dessa posição (Figura 15c).

Figura 15. Formas de atuação do amortecimento em um sistema massa-mola.



Fonte: Alves, (2008).

Existe, portanto, uma condição de amortecimento que representa a transição entre essas duas situações, isto é, vibrar ou não vibrar. O chamado de amortecimento crítico C_c , é uma condição representada na Figura 15b, o amortecedor que representa essa condição tem constante apresentada na Equação 16.

$$C_c = 2m\omega_n \quad \text{Eq. 16}$$

Observa-se que:

$c > C_c \Rightarrow \zeta > 1 \Rightarrow$ Não ocorrem vibrações (amortecimento supercrítico).

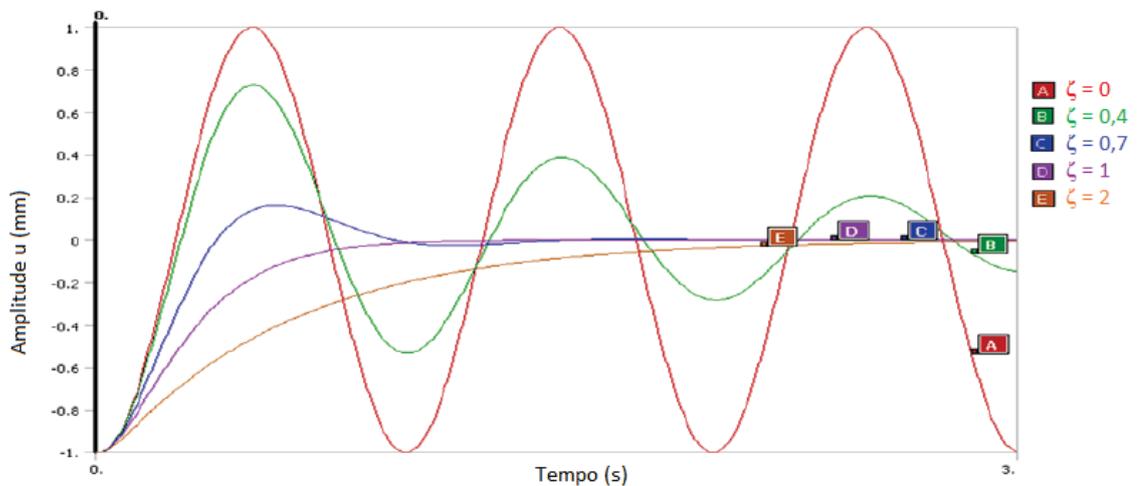
$c = C_c \Rightarrow \zeta = 1 \Rightarrow$ Não ocorrem vibrações (amortecimento crítico).

$c < C_c \Rightarrow \zeta < 1 \Rightarrow$ Ocorrem vibrações (amortecimento subcrítico).

Se não houvesse amortecimento $c = 0$, um sistema se manteria permanentemente em oscilação após a perturbação inicial. Essa condição é denominada como “vibração livre sem amortecimento”. A Figura 16 representa graficamente a posição u da massa em um sistema com um grau de liberdade em função do tempo para várias razões de amortecimento ζ .

Observando atentamente a Figura 16, verifica-se que o pico da primeira oscilação no sistema com razão de amortecimento igual à 0,4, ocorre ligeiramente antes do que ocorreria no sistema com razão de 0,7. Portanto, o amortecimento modifica ligeiramente a frequência de vibração do sistema, sendo essa nova frequência denominada de “frequência natural amortecida”.

Figura 16. Vibração livre em função da razão de amortecimento.



Fonte: Adaptado de Ansys <www.ansys.com> (2020).

2.5.2 Vibração forçada com amortecimento e excitação harmônica

Até o presente momento, os sistemas mostrados consideravam que o carregamento apenas provocava uma perturbação inicial, gerando um sistema de vibração livre. Nos casos em que o carregamento é mantido ao longo do tempo, geram vibrações forçadas no sistema, cujo balanço de forças é dado pela Equação 10, já apresentada anteriormente. Considera-se uma

força que varia ao longo do tempo conforme uma função cosseno, e que oscila em uma determinada frequência (MEIROVITCH, 2001):

$$F(t) = \cos(2\pi ft) \quad \text{Eq. 17}$$

Então, em regime permanente, o sistema responderá harmonicamente na mesma frequência de excitação, isto é:

$$x = X\cos(2\pi ft - \varphi) \quad \text{Eq. 18}$$

Onde φ é o ângulo de fase, ou seja, o parâmetro que estabelece a defasagem de tempo entre a força ter a sua amplitude máxima e a resposta do sistema ter a sua amplitude máxima. Observa-se que a amplitude de vibração é dada pela equação 19. Sendo o primeiro termo o deslocamento estático devido a aplicação da força F_0 e o segundo termo a amplificação dinâmica.

$$X = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad \text{Eq. 19}$$

Em que r é a razão entre a frequência da força de excitação e a frequência natural não-amortecida do sistema, ou seja:

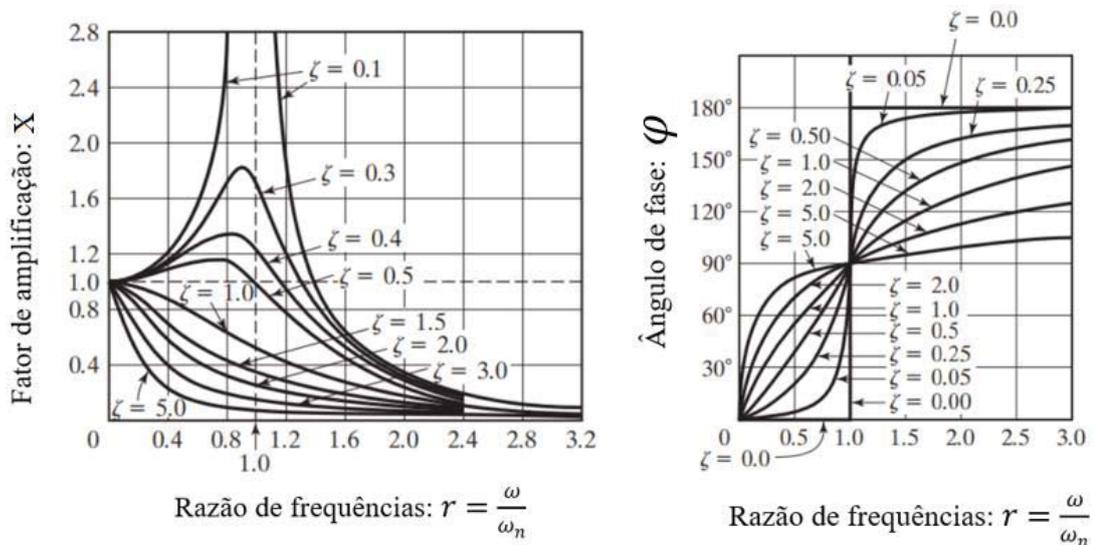
$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad \text{Eq. 20}$$

O ângulo de fase pode ser determinado por:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{2\xi r}{1 - r^2}\right) \quad \text{Eq. 21}$$

Assim percebe-se que o amortecimento, não somente influencia na frequência de ressonância, como influencia na amplitude de resposta do sistema e na defasagem entre a resposta e a fonte de excitação. A Figura 17 mostra um gráfico denominado de “função resposta”, em frequência de um sistema que apresenta informações importantes do seu comportamento dinâmico. Nesta figura verifica-se a influência do amortecimento sobre a amplitude de resposta e do ângulo de fase. (RAO, 2011)

Figura 17. Resposta na frequência e fase em função da razão de amortecimento



Fonte: Adaptado de Rao, (2011).

Conforme Rao (2011), um aumento no amortecimento pode reduzir significativamente a magnitude da vibração. A magnitude também pode ser reduzida se a frequência natural de vibração do sistema for alterada através de modificação na massa e/ou rigidez, afastando-a da frequência da fonte de excitação (como se pode observar na Figura 17). Analisa-se ainda o gráfico de resposta em frequência, percebe-se, portanto, que:

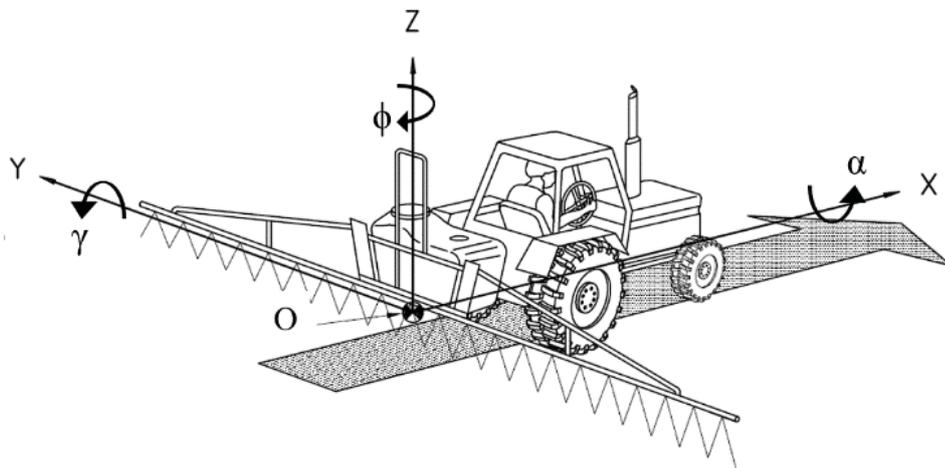
- se $r=1$ em um sistema não amortecido ($\zeta=0$), o referido está em ressonância e amplitude e a resposta tende ao infinito;
- se a frequência de excitação for muito menor do que a frequência natural, então a amplitude de vibração é igual a deflexão da mola sob condições de carregamento estático, portanto a vibração abaixo da frequência natural é afetada fundamentalmente pela rigidez do sistema;
- se a frequência de excitação for muito maior do que a frequência natural, a amplitude da vibração é menor do que a deflexão estática do sistema. Nesse cenário, o efeito da inércia é predominante na vibração.

2.6 Coordenadas generalizadas para o movimento do pulverizador

Os movimentos de um corpo rígido no espaço podem ser totalmente especificados através de seis coordenadas independentes, conforme salienta Pontelli (2007). São três de translações X , Y e Z e três de rotações, α , γ e ϕ , todas indicadas na Figura 18.

- A coordenada generalizada α , conhecida como “movimento de rolagem”, é o movimento de rotação em relação ao eixo X .
- A coordenada generalizada γ , conhecida como “movimento de arfagem”, é o movimento de rotação em relação ao eixo Y .
- A coordenada generalizada ϕ , conhecida como “movimento de guinada”, é o movimento de rotação em relação ao eixo Z .
- Eixo X , é o movimento no sentido de deslocamento da máquina.
- Eixo Y , é o movimento ao longo da barra.
- Eixo Z , é o movimento no eixo vertical.
- A origem do sistema O , está localizado no centro da barra.

Figura 18. Coordenadas generalizadas usadas para descrever os movimentos do trator e da barra.



Fonte: Adaptado de ISO 14131, (2005).

2.7 Definições de deslocamento vertical e horizontal

A norma ISO 14131 (2005) define o deslocamento vertical, (Eixo Z , Figura 18) como a distância entre a posição no final de uma seção da barra no momento t_0 , do início do teste, e sua

posição no momento indicado t_n , medida ao longo do eixo vertical, em um plano vertical-perpendicular ao eixo da barra.

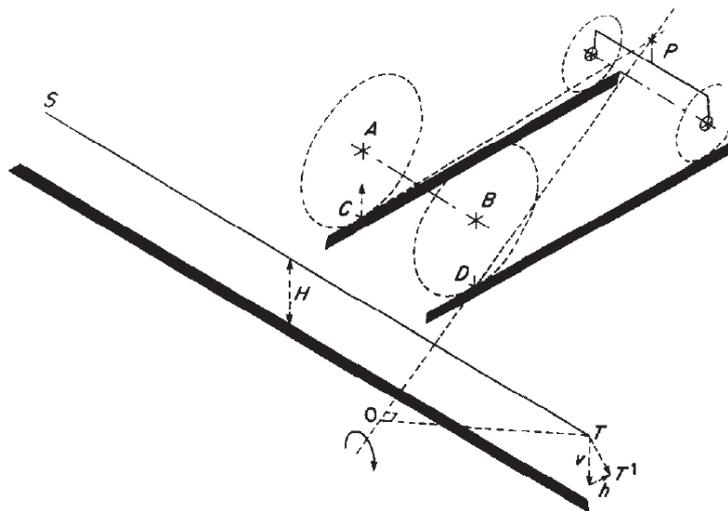
E o deslocamento horizontal, (Eixo X, Figura 18) como a distância entre a posição no final de uma seção da barra, no momento t_0 , no início do teste, e sua posição no momento indicado t_n , medida ao longo do eixo horizontal, em um plano vertical e perpendicular ao eixo da barra. Entende-se que a extremidade da barra de pulverização oscile continuamente em torno da posição de equilíbrio estático inicial t_0 .

2.8 Causa dos movimentos de rolagem e guinada

Nation (1982) interpretou a causa das oscilações em pulverizadores acoplados, conforme esquema representado na Figura 19. A barra de pulverização é montada rigidamente em um trator e representada pela linha ST a uma altura H acima do solo. As rodas traseiras A e B do trator entram em contato com o solo em C e D e o ponto de articulação do eixo dianteiro é em P . Se a roda A for levada a subir por uma colisão em C , em relação a D , o trator girará em torno da linha PD .

Ao mesmo tempo, a ponta da barra T gira sobre um ponto O pertencente a linha PD , para uma nova posição $T1$, com um componente vertical de deslocamento v e uma componente horizontal de deslocamento h . Consequentemente, se forem fornecidos meios para reduzir a transmissão do movimento para a barra, v e h serão reduzidos.

Figura 19. Geração dos movimentos de rolagem e guinada em uma barra rigidamente montada em um trator.



Fonte: Nation, (1982).

2.9 Efeitos das oscilações verticais e horizontais em barras de pulverização.

A uniformidade da pulverização nos campos é muito sensível e pode ser afetada pelas oscilações verticais e horizontais das barras de pulverização. Tais oscilações são causadas principalmente por irregularidades no terreno. Elas alteram a distância entre a barra de pulverização e o alvo. Além disso, quando as oscilações são excessivas, fazem com que as pontas da barra toquem o solo, causando danos eventuais na estrutura (PONTELLI, 2012b).

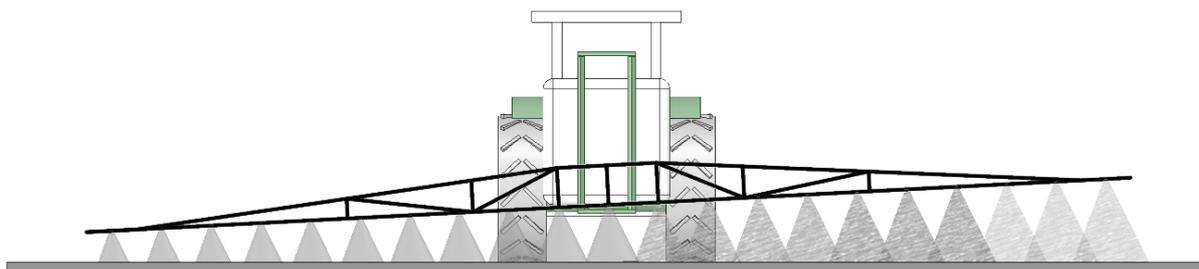
O padrão de distribuição é muito importante, pois a subdosagem de defensivos agrícolas tem impacto negativo no combate as pragas da lavoura. Por outro lado, doses excessivas têm efeitos ambientais negativos e aumentam as despesas dos produtores agrícolas (LANGENAKENS, 1999).

Segundo Langenakens (1999), os movimentos verticais da barra em relação à superfície do campo podem ser separados em movimentos de corpos rígidos e flexíveis. Os movimentos do corpo rígido são causados por desníveis do solo e desvios dos pneus. Eles resultam em uma combinação de movimentos verticais e movimentos de rolagem da barra (rotação em torno do eixo X , α). Eles demonstram um efeito menor dos movimentos verticais (eixo Z), enquanto o movimento de rolagem (α) e as deformações flexíveis verticais da barra têm maiores influências, especialmente em suas extremidades devido às amplitudes maiores. Os depósitos máximos de pulverizado atingem 760% e o mínimo 0%, em relação a um valor teórico ideal de 100%.

Em uma barra com largura total de 30 metros, uma rolagem de 1° em sua origem O (Figura 18), resulta em um deslocamento de 261,8 mm na sua extremidade. De um lado, afasta-se do solo e no outro lado aproxima-se. Os movimentos de rolagem (α) do trator são causados por um perfil de campo diferente para o lado esquerdo e direito.

Em relação às oscilações de rolagem e verticais, quando a barra se desloca para baixo, os bicos pulverizam o mesmo volume em uma área menor. O movimento em direção ao solo causa altas concentrações locais abaixo dos bicos e, também há uma falta de aplicação entre eles. O movimento de afastamento em relação ao solo, resulta em baixa deposição de líquido sob os bicos mais extremos, neste caso as perdas estão associadas ao efeito de deriva. A Figura 20 ilustra como o movimento de rolagem afeta a deposição da pulverização (LANGENAKENS, 1999).

Figura 20. Influência das oscilações verticais da barra de pulverização sobre a deposição do agrotóxicos.



Fonte: Autor.

A deriva é o transporte dos produtos agrotóxicos para fora do alvo desejado. Esse fenômeno pode ocorrer pela ação do vento que transporta as gotas para longe, escorrimentos ou mesmo volatilização do diluente e do produto. É uma das principais causas da contaminação do aplicador, do ambiente e do insucesso nas aplicações (ANDEF, 2010).

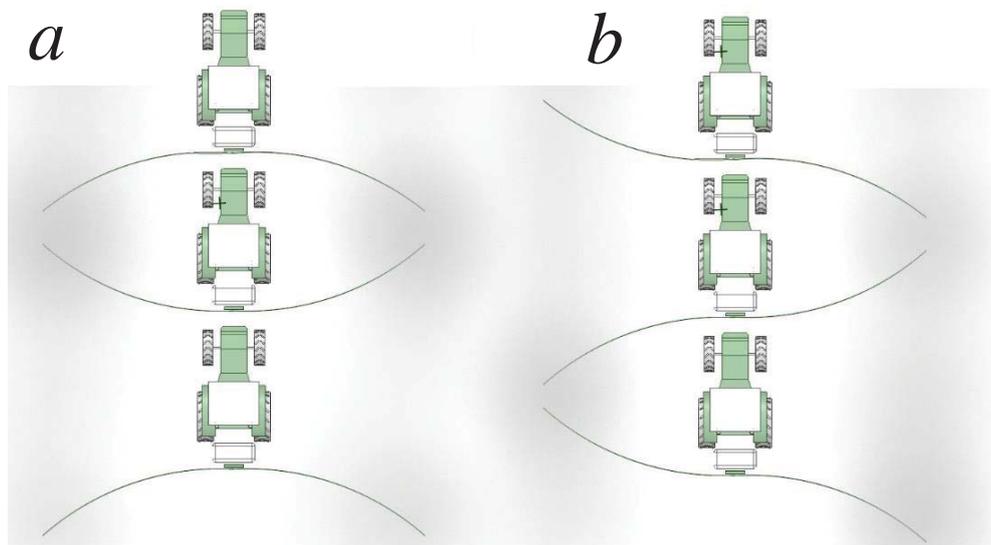
Conforme Engelen (2008), ao contrário dos movimentos de rolamento e verticais, os movimentos horizontais da barra (vibração em X) são causados por deformações, em vez de movimentos rígidos do corpo. As barras de pulverização são estruturas delgadas, com alta flexibilidade na direção horizontal. As frequências de ressonância são baixas e são facilmente excitadas pelas vibrações do trator.

Conforme Engelen (2008) o amortecimento estrutural é geralmente baixo. Os movimentos horizontais resultam em grandes deslocamentos da barra. As variações induzidas na velocidade longitudinal do bico perturbam gravemente o padrão de distribuição. A Figura 21 mostra como um movimento, de acordo com o primeiro modo simétrico “ a ” e o primeiro modo antissimétrico “ b ”, cria uma super aplicação ou subaplicação local de líquido de pulverização. Como as larguras das barras de pulverização aumentam continuamente, atingem valores de até 50 metros atualmente, esse problema de ressonância tornou-se um problema crítico.

Segundo Di Prinzio (2010), corroborando com a pesquisa de Engelen (2008), os movimentos horizontais da barra causam variações em sua velocidade de avanço. Em outras palavras, áreas do mesmo tamanho são pulverizadas usando tempos diferentes, o que resulta em uma aplicação desuniforme. O valor máximo dessa variação ocorre quando a velocidade da barra, devido aos seus próprios movimentos de vibração, é igual ao dobro da velocidade de avanço do trator. Nesse caso, duas situações opostas são observadas: em um determinado

momento a barra estará com velocidade zero (estacionária) e, no momento seguinte, ela se moverá com o dobro da velocidade do pulverizador.

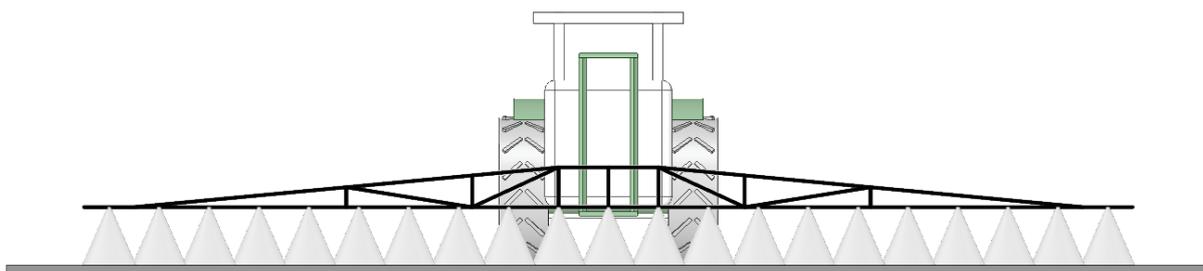
Figura 21. Influência das oscilações horizontais da barra de pulverização sobre a deposição do agrotóxicos; *a*) modo simétrico; *b*) Modo antissimétrico.



Fonte: Autor.

A Figura 22 apresenta a condição ideal de operação da barra de pulverização, a qual se mantém paralela ao solo, permitindo uma altura uniforme para todos os bicos de pulverização.

Figura 22. Padrão de distribuição uniforme, com barras de pulverização paralelas ao solo.



Fonte: Autor.

2.10 Métodos de avaliação das suspensões das barras

Encontram-se na literatura várias formas para avaliar e quantificar a estabilidade das barras de pulverização. Várias técnicas são descritas e podem ser divididas em três grupos:

- Estudos em laboratório: (BORCHERT 2015), (HERBST 2015 e 2018) e (CUI 2019).
- Avaliação em campo: (MACHADO 2016), (JEON 2003) e (HERBST 2015).
- Avaliação com modelos de simulação: (PONTELLI, 2010 E 2012a) (TAHMASEBI, 2011, 2012, 2013 E 2018).

Os estudos de campo podem ter duas distinções em relação ao traçado de deslocamento do pulverizador. Podem ser realizados em condições normais, com perfil aleatório, ou em pistas de teste com perfil conhecido. Um trabalho pode envolver mais de uma forma de avaliação. Quando se utilizam modelos de simulação é importante realizar ensaios experimentais para calibração do modelo.

Atualmente, não existe um método padrão disponível em todo o mundo para testar objetivamente a precisão das suspensões de barra dos pulverizadores, segundo Herbst (2018). Quando são testados, os pulverizadores geralmente são operados em campos reais e os valores da altura da barra são registrados para avaliação.

Já Borchert (2015), comparou entre si variantes das suspensões de barras da marca *Amazone* através de medições em laboratório (Figura 23). Os movimentos da barra são registrados usando sensores de deslocamento em posições previamente definidas para verificação das frequências naturais. Em síntese, toda a máquina é excitada na direção do deslocamento a uma certa frequência pela bancada de testes.

Figura 23. Laboratório de testes para barras de pulverização.



Fonte: Borchert, (2015).

Cui (2019), em seus estudos, desenvolveu um sistema eletrônico de controle de altura de barras para uma suspensão ativa. Para avaliação do desempenho, o sistema ativo de controle é montado em uma barra de 28 metros com a suspensão tipo “pêndulo”. E os testes de resposta com entrada tipo “degrau” e varredura senoidal são realizados usando uma plataforma de movimento com seis graus de liberdade para reproduzir a vibração do deslocamento do pulverizador durante a operação de campo, conforme mostra a Figura 24.

Figura 24. Plataforma de movimento de seis graus de liberdade localizada em Bejin, China; 1) Controlador; 2) Sensores de altura ultrassônicos; 3) Plataforma de teste com seis graus de liberdade; 4) Barra testadas.



Fonte: Cui, (2019).

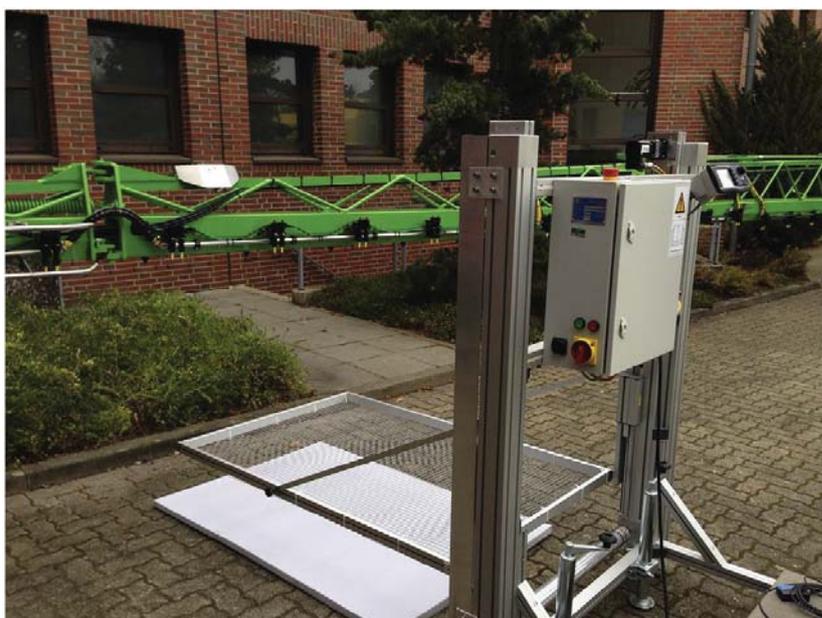
Machado (2016), realizou sua pesquisa em uma lavoura em condições normais. Comparou as oscilações verticais e horizontais de três diferentes pulverizadores do tipo autopropelido comercializados no Brasil. Em seu estudos encontrou diferenças estatísticas entre os pulverizadores nas oscilações verticais e horizontais, comprovando que os sistemas absorvedores de vibração ou suspensões tem influência no resultado.

Outro trabalho experimental foi realizado por Jeon (2003), num pulverizador autopropelido com 27,4 metros de largura de barra. Através de acelerômetros e sensores de altura de ultrassom, foi avaliado o comportamento dinâmico da barra em diversas condições de pista de prova. Segundo o autor, testar sob condições reais de campo tem vantagens sobre os

testes de laboratório, pois não possuem limitação do espaço físico e é possível incluir todos os efeitos de condição de campo reais nos resultados.

Já Herbst (2018) desenvolveu um equipamento, cujo objetivo é simular a área-alvo (relevo de solo e cultura), para serem posicionadas abaixo dos sensores de altura das barras em suspensões ativas, conforme Figura 25. O teste ocorre quando são executados movimentos verticais de subida e descida da área-alvo artificial. Para o autor, os testes de campo parecem inadequados, pois são difíceis de reproduzir. Para tanto, ele recomenda, como princípio básico, que os testes dos pulverizadores sejam os mais confiáveis e reproduzíveis possível.

Figura 25. Simulador da área-alvo para sensores de altura em barras de pulverização.



Fonte. Herbst, (2018).

Herbst (2015) sugere que para avaliar uma nova suspensão de barra, deve-se primeiramente, avaliar em comparação com um projeto já existente. Para isso, o autor investigou dois métodos alternativos e avaliou o desempenho das suspensões das barras. O primeiro método de avaliação investigado (Figura 26a) consiste no traslado sobre uma pista de teste com obstáculos padrões de acordo com a norma ISO 22763. O procedimento de teste mostrou-se inadequado, pois a pista revelou-se mais severa comparada à estrada de terra relativamente irregular. O autor aponta que é possível desenvolver uma pista de teste apropriada.

O segundo método consiste em uma bancada de teste estacionária, conforme mostra a Figura 26b. Essa bancada permite que a excitação dos movimentos dos pulverizadores de campo seja examinada com dois graus de liberdade. O equipamento apenas exerce excitações no sentido vertical, enquanto mede simultaneamente os movimentos da barra. As investigações mostraram que a bancada fornece resultados limitados, e que uma melhoria do procedimento de teste só pode ser alcançada se graus adicionais de liberdade forem estimulados. Independente das limitações do teste, o segundo método se mostrou mais apropriado para a validações comparativas de sistemas físicos.

Figura 26. Métodos de ensaio; a) Pista com obstáculos padrões; b) Bancada de excitação vertical abaixo de uma roda de um pulverizador autopropelido.



Fonte: Herbst, (2015).

Pontelli (2010) desenvolveu modelos de cálculo para simular o comportamento dinâmico de dois tipos de suspensões passivas das barras dos pulverizadores tracionados. As análises foram conduzidas em condições virtuais de pista de prova normalizada ISO 5008 (2002). Foram utilizados nas simulações os *softwares Matlab / Simulink e Visual Nastran®*. Os resultados mostram que a suspensão do tipo “trapezoidal” teve melhor desempenho em baixas frequências de excitação ($\omega < 0,2$ Hz), enquanto a suspensão do tipo “pêndulo simples” teve melhor desempenho nas demais condições das pistas normalizadas.

O autor apresenta ainda que o desenvolvimento de um modelo de dinâmica de corpos rígidos do pulverizador comercial (Figura 27), através do software *ADAMS*, tem validação experimental em duas etapas. A primeira trata da calibração do atrito de Coulomb e a segunda,

da comparação do modelo virtual com os resultados experimentais obtidos em uma pista de prova padronizada.

O modelo acima referido apresentou grande dependência dos resultados em relação ao atrito de Coulomb e, após a calibração do modelo, obtiveram-se bons resultados na comparação com os dados alcançados na pista de prova padronizada, chegando a uma correlação de 0,95 para frequências de excitação abaixo de 20 Hz. Em ambos os trabalhos de Pontelli (2010, 2012a) os modelos são representados somente com corpos rígidos.

Figura 27. Vista em perspectiva do modelo avaliado no *software* ADAMS.



Fonte: Pontelli, (2012a).

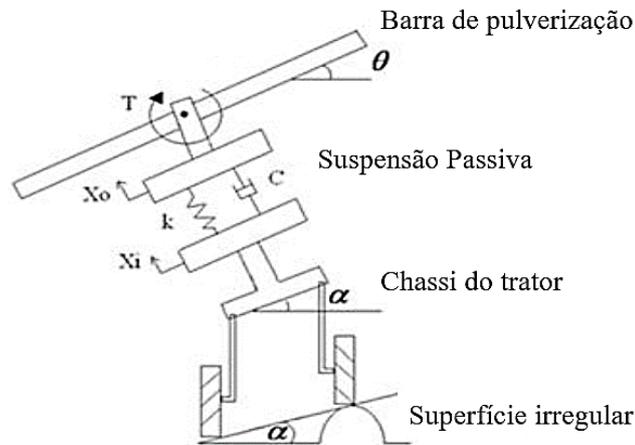
Com o objetivo de projetar uma suspensão passiva para a barra de pulverização a fim de reduzir oscilações de rolagem, Tahmasebi (2011) desenvolveu um modelo simplificado de cálculo para uma barra de pulverização de 8 m de largura. As frequências naturais da estrutura da barra são obtidas através do *software* *Abacus*. O sistema foi modelado no *Working Model 2D*, a fim de obter a resposta do sistema exposto à vibração harmônica.

Tahmasebi (2011) destaca, ainda, sobre a importância do conhecimento das frequências naturais da barra. O autor estrutura o desenvolvimento de uma suspensão para barras de pulverização em três etapas. Segundo ele, o primeiro passo é encontrar as frequências naturais, porque é necessário evitar a ocorrência de ressonância na estrutura da barra. O segundo passo é encontrar os coeficientes da mola e do amortecedor corretos para o sistema de suspensão, para

garantir que a transmissão de vibração do chassi para a barra de pulverização seja baixa. E o terceiro passo é avaliar o desempenho do sistema.

O modelo de simulação proposto por Tahmasebi (2012) foi apresentado de forma esquemática na Figura 28. Tal modelo mostra que a ligação entre a barra e a estrutura é do tipo pendular (pivotante). A barra é considerada como corpo rígido e o modelo é submetido ao perfil de pista normatizada ISO 5008 (2002), e excitações harmônicas. O autor apresenta esse protótipo também em outra de sua pesquisa (Tahmasebi, 2013). Ambas são dedicadas ao controle de suspensões ativas para atenuar o movimento de rolagem da barra.

Figura 28. Diagrama esquemático da barra de pulverização no solo irregular desenvolvido por Tahmasebi (2012).



Fonte: Tahmasebi, (2012).

Conforme Tahmasebi (2018), para avaliar o desempenho dos esquemas do controlador de uma suspensão ativa, o autor considerou várias cargas de diferentes condições operacionais de campo aplicadas a um modelo de simulação desenvolvido usando o *software Matlab / Simulink*. Uma geometria representativa de uma barra sobre uma bancada de teste foi modelada. O movimento de rolagem da barra de pulverização é minimizado pela suspensão ativa, enquanto a vibração vertical é controlada pela suspensão passiva. Além disso, foi assumido que a estrutura da barra é rígida.

São encontradas diferentes técnicas de modelagem para representação dos sistemas de suspensão e barras de pulverização. Uma delas é a representação com corpos indeformáveis, (PONTELLI, 2010, 2012b) e (TAHMASEBI, 2018) e, a outra, é a representação das barras com elementos deformáveis (KOC 2015) e (MANEA 2018).

Bjornsson (2013) realiza uma modelagem alternativa com segmentos rígidos conectados por molas torcionais para contemplar a rigidez horizontal da barra.

Já Borchert (2015) aplicou a teoria da transformação modal e redução, produzindo um modelo de sistema de substituição linear com graus de liberdade reduzidos.

As vantagens e limitações entre modelos de corpos rígidos e elementos finitos são conhecidas na literatura, no entanto não há um estudo que compare as duas técnicas aplicada a um mesmo conjunto trator-pulverizador.

A criação de um modelo dinâmico que forneça resultados teóricos mais próximos possíveis da realidade depende de uma série de características específicas e intrínsecas ao tipo de suspensão estudada como o atrito, a geometria, as não linearidades, o nível de detalhamento do modelo, o levantamento dos dados de entrada e o conhecimento das condições de operação (FREITAS, 2006).

2.11 Dinâmica de múltiplos corpos

A dinâmica de multicorpos é o estudo do movimento de conjuntos de corpos rígidos ou flexíveis, os quais sofrem grandes movimentos no espaço 3D. As principais incógnitas de uma solução de dinâmica multicorpos são a translação e rotação de cada corpo e o movimento nas próprias articulações (ANSYS, 2020).

O movimento livre dos corpos é contido pelas articulações e restrições. Toda articulação une dois corpos. Essas articulações são idealizações do contato entre os dois corpos e são caracterizadas pelo movimento relativo permissivo entre os corpos que conectam. Por exemplo, uma articulação de revolução permite uma rotação relativa entre dois corpos, restringe todas as três translações relativas e bloqueia as duas outras rotações relativas. Os corpos também podem ser ligados por elementos elásticos e amortecedores desprovidos de massa. (ANSYS, 2020).

Há diferentes métodos que podem ser usados para aproximar um sistema contínuo como um sistema com vários graus de liberdade. Um método simples envolve substituir a massa ou a inércia distribuída do sistema por um número finito de massas concentradas ou corpos rígidos, em que coordenadas lineares ou angulares são usadas para descrever o movimento dos corpos rígidos (RAO, 2011).

Em um corpo rígido, as deformações são negligenciadas. A distância entre dois pontos em um único corpo rígido é constante, independentemente das forças aplicadas. Os corpos

podem transladar e rotacionar em todas as direções. Em peças rígidas não são produzidos resultados de tensão ou deformações, apenas forças, momentos, deslocamentos, velocidades e acelerações (ANSYS, 2020).

Os sistemas multicorpos são convencionalmente modelados como sistemas de corpos rígidos. Sendo este método bem documentado na literatura que estuda a dinâmica de multicorpos. Uma grande limitação em relação aos métodos que consideram os corpos rígidos é que a não linearidade geométrica e a não linearidade de material não podem ser incorporadas completamente nesses modelos (ANSYS, 2020).

Outro método conhecido para aproximar um sistema contínuo com um sistema de vários graus de liberdade envolve substituir a geometria do sistema por um grande número de pequenos elementos. Considerando uma solução simples dentro de cada elemento, os princípios de compatibilidade e equilíbrio são usados para determinar uma solução aproximada para o sistema original. Esse método é conhecido como método dos elementos finitos, e é melhor explanado na seção 2.12 (ALVES, 2013).

O método de elementos finitos (MEF) oferece uma abordagem interessante para modelar um sistema multicorpos, embora uma análise dinâmica de multicorpos com uma estrutura deformável possa exigir mais recursos computacionais e tempo de modelagem em comparação com a análise dinâmica de corpo rígidos. Ele tem a seguinte vantagem: a malha de elementos finitos representa automaticamente a geometria, enquanto os efeitos de grandes deformações e rotações são incorporados à formulação de elementos finitos. Esses corpos flexíveis fornecerão resultados de tensão e deformação na estrutura (Ansys, 2020).

Com base no conceito de multicorpos, e de acordo com o objetivo geral desta pesquisa, é utilizado como ferramenta para modelagem do sistema multicorpos o *software* comercial *Ansys Workbench*. Esse *software* permite a modelagem do conjunto trator-pulverizador somente com corpos rígidos através do módulo de dinâmica de corpos rígidos, (em inglês *Rigid Body Dynamic*, RBD) e com corpos deformáveis (MEF) através do módulo transiente estrutural.

2.12 Método dos Elementos finitos (MEF)

Segundo Alves (2013) o método dos elementos finitos é um método aproximado de cálculo de sistemas contínuos, que podem ser aplicados em caráter geral, independente da forma

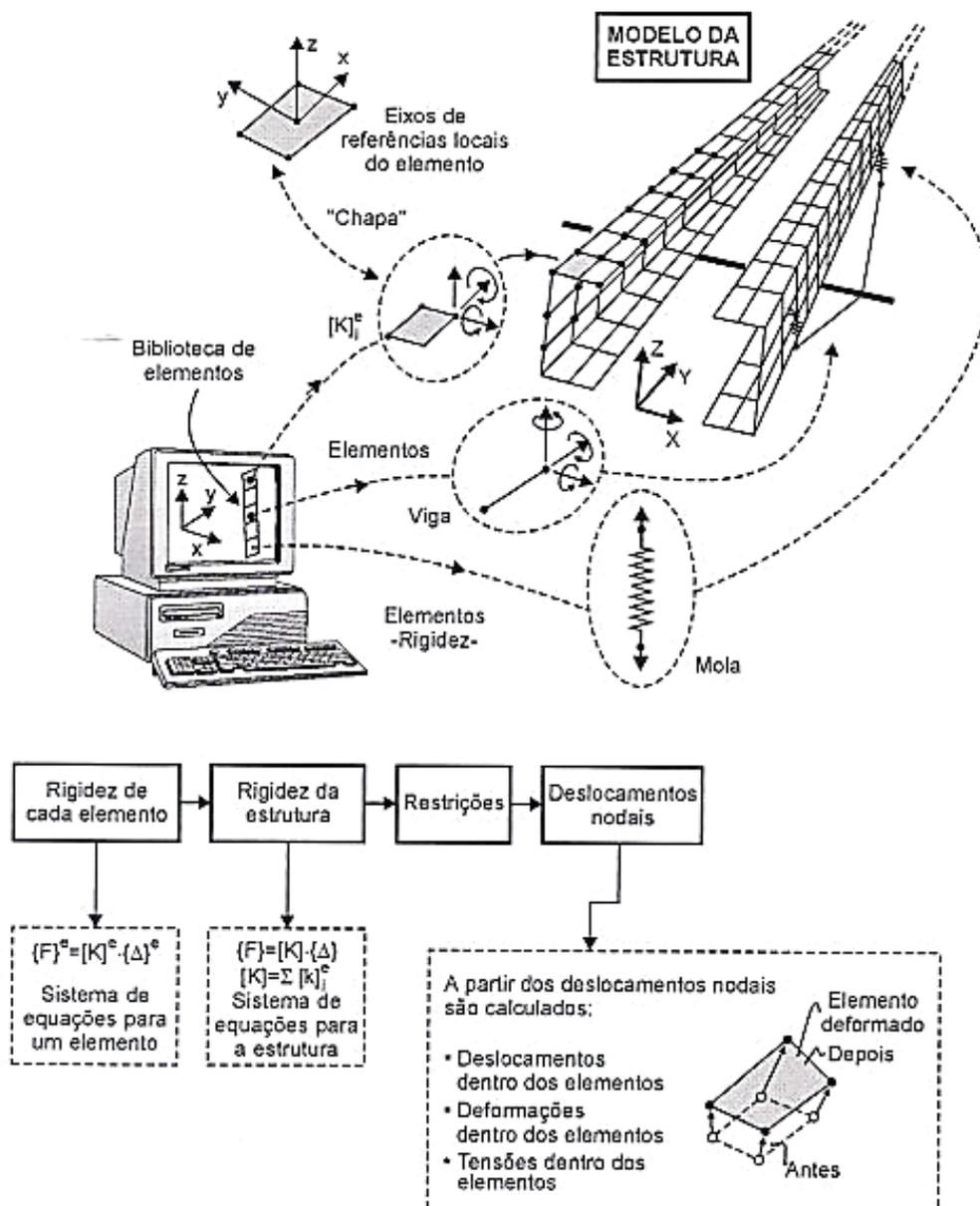
da estrutura e da condição de carregamento, dentro da precisão aceitável do problema de engenharia.

No método dos elementos finitos, o corpo contínuo é subdividido em um número finito de partes chamados de elementos finitos conectados entre si pelos pontos discretos, que são chamados de nós. A montagem de elementos, que constitui o modelo matemático, tem o seu comportamento especificado por um número finito de incógnitas. Assim, a estrutura inteira é modelada por um agregado de elementos “simples”. A partir do entendimento do comportamento de cada elemento, é possível entender o comportamento do conjunto por mais complexo que possa parecer (ALVES, 2008).

Conforme Alves (2008), para a discretização do problema, o analista deve escolher determinados elementos para representar numericamente seu sistema. O arranjo de nós e elementos que descrevem o modelo é conhecido como malha. O modo como a estrutura se comporta entre os nós do modelo depende das propriedades atribuídas ao elemento escolhido. Os *softwares* de análise pelo método de elementos finitos oferecem uma biblioteca contendo diversos elementos, cada qual tentando representar um diferente comportamento físico conhecido da mecânica estrutural (placas, cascas, membranas, sólidos, vigas, entre outros). Assim, a partir do conhecimento dos deslocamentos dos nós, pode-se calcular o comportamento interno de cada elemento. Quanto melhor especificado for esse comportamento interno, mais a resposta do modelo se aproxima do comportamento real da estrutura.

A forma mais compacta de representar essas características dos elementos no computador é por meio da matriz de rigidez de um elemento. Com base nelas, o *software* monta a matriz de rigidez da estrutura, que em última análise, contabiliza a rigidez da estrutura inteira. Depois de calculados os deslocamentos nodais, são calculados as deformações e as tensões dentro dos elementos, permitindo avaliar a estrutura como um todo (ALVES, 2008). A Figura 29 mostra os principais passos efetuados na análise pelo método dos elementos finitos.

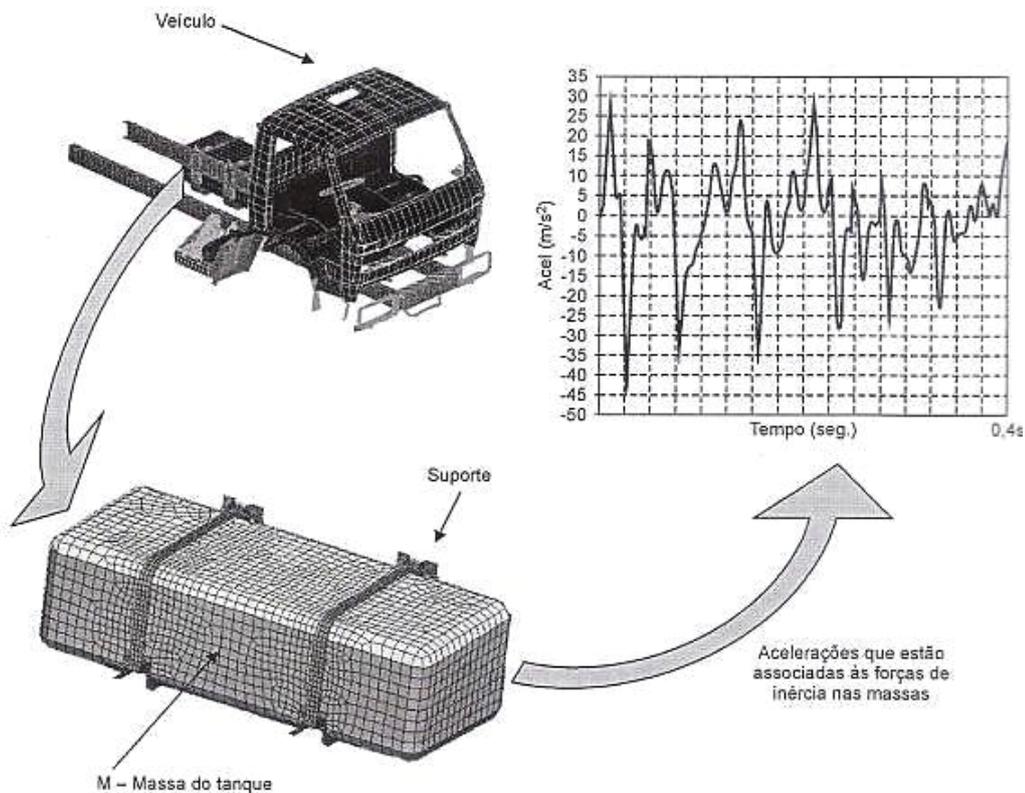
Figura 29. Principais passos realizados na análise por MEF.



Fonte: Alves, (2008).

Um grande número de aplicações em engenharia envolve componentes sujeitos a cargas dinâmicas. A maioria dos componentes mecânicos está sujeita à cargas que variam com o tempo e, portanto, possuem características dinâmicas, (ALVES 2008). A Figura 30 ilustra um exemplo de carregamento dinâmico. Pode-se observar que a massa do tanque, suspensa pelo suporte, está sujeita a todo tipo de ações ocasionadas por frenagens violentas, acelerações repentinas, pavimentos irregulares, etc. Esses eventos acarretam ao veículo e as suas componentes, acelerações de diversas intensidades e em diferentes direções.

Figura 30. Exemplo de carregamento dinâmico.



Fonte: Alves, (2008).

2.13 Equações do movimento – vários graus de liberdade

Nas estruturas reais, o analista estrutural se vê diante de um modelo representativo da estrutura constituído de muitos elementos, e como consequência, de muitos componentes de deslocamentos a determinar. São geradas milhares de equações que traduzem o comportamento dinâmico dos graus de liberdade da estrutura. O meio mais eficiente de armazenar essas equações e processá-las é por intermédio de matrizes. Nas estruturas reais existem muitos componentes de deslocamentos nodais, velocidades nodais, acelerações nodais e forças nodais. A Equação 22 está representada numa versão matricial para todos os graus de liberdade da estrutura (ALVES, 2008).

Considerando que no MEF são tratados os sistemas discretos, podem-se obter resultados satisfatórios envolvendo um número limitado de graus de liberdade para equacionar o problema dinâmico da estrutura.

$$[M][\ddot{U}] + [C][\dot{U}] + [K][U] = \{F(t)\}$$

Eq. 22

Em que:

[M] – matriz de massa da estrutura;

[\ddot{U}] – matriz das acelerações nodais;

[C] – matriz de amortecimento da estrutura;

[\dot{U}] – matriz das velocidades nodais;

[K] – matriz de rigidez da estrutura;

[U] – matriz dos deslocamentos nodais;

{F(t)} – matriz das forças nodais variáveis com o tempo.

2.14 Método Runge-Kutta

Para solução do modelo de corpos rígidos é selecionado o algoritmo de integração de tempo Runge-Kutta de quarta ordem.

Conforme Lai (2017) a família de métodos Runge-Kutta é desenvolvida para resolver numericamente equações diferenciais de primeira ordem. A ideia básica do Runge-Kutta de quarta ordem, RK4, é aproximar a expansão de Taylor com uma média de quatro estimativas preliminares da inclinação. Destaca-se por sua simplicidade e precisão, levando a um bom comportamento para uma ampla gama de problemas. De acordo com os problemas a serem resolvidos, eles são adotados para iterar explícita ou implicitamente. Neste estudo o método RK4 explícito é adotado para discretizar a equação 23 em uma nova equação de recorrência. Aqui, o intervalo de tempo h é fixo e a interpolação linear é assumida para o comportamento entre amostras. Para ilustração, considere um sistema de massa de mola simples sujeito a uma carga externa com a condição inicial $x(0) = x_0, \dot{x}(0) = \dot{x}_0$ que poderia ser descrito matematicamente como uma equação diferencial de segunda ordem, formulada pela equação 22.

A equação 22 pode ser transformada em uma equação diferencial de primeira ordem, como a equação 23.

$$\dot{X}(t) = A_c X(t) + B_c u(t) \quad \text{Eq. 23}$$

Onde a matriz do sistema e a matriz de entrada A_c e B_c são:

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix} \quad \text{Eq. 24}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0 \\ 1/M \end{bmatrix} \quad \text{Eq. 25}$$

Para ser consistente com a formulação do método RK4, a equação 23 poderia ser considerada como uma operação definida como $\dot{X}(t) = f(t, X(t), u(t))$. Agora, é hora de discretizar a Equação 23. Em instantes de tempo consecutivos $t_n = nh$ e $t_{n+1} = (n+1)h$, considerando dois estados $X(t_n) = X_n$ e $X(t_{n+1}) = X_{n+1}$, bem como as entradas u_n e u_{n+1} . Com a suposição de interpolação linear, o algoritmo RK4 a seguir é amplamente usado para resolver numericamente a equação diferencial não homogênea de primeira ordem.

$$X_{n+1} = X_n + \frac{h}{6} [k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4] \quad \text{Eq. 26}$$

Onde:

$$k_1 = f(t_n, X_n, u_n)$$

$$k_2 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, X_n + \frac{1}{2}hk_1, u_n + \frac{1}{2}\right)$$

$$k_3 = f\left(t_n + \frac{1}{2}h, X_n + \frac{1}{2}hk_2, u_n + \frac{1}{2}\right)$$

$$k_4 = f(t_n + h, X_n + hk_3, u_n + 1)$$

2.15 Método Newmark

Para solução da análise transiente de elementos finitos é selecionado o algoritmo implícito pelo método de Newmark. Conforme Alves (2008) O método implícito considera a condição de equilíbrio no próprio instante e $(t+\Delta t)$. Este método é sempre estável independentemente do intervalo de tempo Δt considerado. A única restrição está relacionada a precisão do cálculo.

Conforme Ansys (2020) em análises transientes, a equação do equilíbrio do sistema é dado conforme a equação 22. Em que os vetores força, deslocamento, velocidade e aceleração são variáveis em relação ao tempo, sendo a força uma variável conhecida, e os demais vetores

sendo variáveis que devem ser determinadas para o instante de tempo seguinte, com base nos valores do instante atual, para isto, utiliza-se o método da expansão de diferenças finitas, onde é proposto:

$$\{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \{\dot{u}_n\}\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha\right)\{\ddot{u}_n\} + \alpha\{\ddot{u}_{n+1}\}\right]\Delta t^2 \quad \text{Eq. 27}$$

Onde:

α, δ são parâmetros de integração de Newmark

$$\Delta t = t_{n+1} - t_n$$

$\{u_n\}$ é o deslocamento nodal no tempo t_n ;

$\{\dot{u}_n\}$ é a velocidade nodal no tempo t_n ;

$\{\ddot{u}_n\}$ é a aceleração nodal no tempo t_n ;

$\{u_{n+1}\}$ é o deslocamento nodal no tempo t_{n+1} ;

$\{\dot{u}_{n+1}\}$ é a velocidade nodal no tempo t_{n+1} ;

$\{\ddot{u}_{n+1}\}$ é a aceleração nodal no tempo t_{n+1} .

Substituindo a equação de equilíbrio e rearranjando os termos:

$$\begin{aligned} & (a_0[M] + a_1[C] + [K])\{u_{n+1}\} \\ = & \{F\} + [M](a_0\{u_n\} + a_2\{\dot{u}_n\} + a_3\{\ddot{u}_n\}) + [C](a_1\{u_n\} + a_4\{\dot{u}_n\} + a_5\{\ddot{u}_n\}) \end{aligned} \quad \text{Eq. 28}$$

Onde:

$$a_0 = \frac{1}{a\Delta t^2}$$

$$a_1 = \frac{\delta}{a\Delta t}$$

$$a_2 = \frac{1}{a\Delta t}$$

$$a_3 = \frac{1}{2a}$$

$$a_4 = \frac{\delta}{a} - 1$$

$$a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\delta}{a} - 2 \right)$$

Assim, os parâmetros de Newmark podem ser relacionados por:

$$a = \frac{1}{4}(1 + \gamma)^2 \quad \text{Eq. 29}$$

$$\delta = \frac{1}{2} + \gamma \quad \text{Eq. 30}$$

Onde γ é o fator amplitude de decaimento, ou amortecimento numérico.

2.16 Modelagem de sistemas com n graus de liberdade

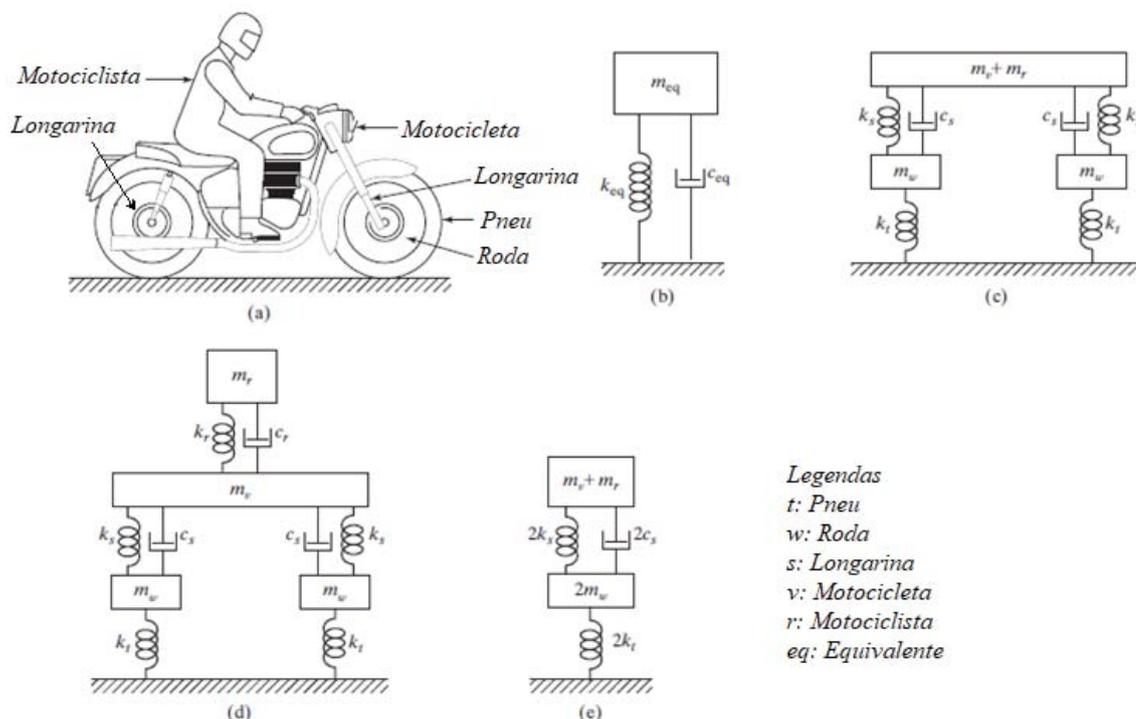
Conforme Meirovitch (2001), sob muitos aspectos, modelar é mais uma arte do que uma ciência exata. De fato, na maioria das vezes, um sistema físico é tão complexo que uma descrição exata não é viável. Em muitos casos, uma descrição exata não é necessária. Para Rao (2011), somente as características mais importantes são consideradas na análise para prever o comportamento do sistema sob condições de entradas especificadas. Muitas vezes, o comportamento global do sistema pode ser determinado considerando até mesmo um modelo simples do sistema físico complexo.

Conforme Rao (2011), a finalidade da modelagem matemática é representar todos os aspectos importantes do sistema com o propósito de obter as equações matemáticas (ou analíticas) que governam o comportamento do sistema. O modelo deve incluir detalhes suficientes para conseguir descrever o sistema em termos de equações, sem torná-lo complexo. O sistema pode ser linear ou não linear. Modelos lineares permitem soluções rápidas e são simples de manipular, contudo, modelos não lineares, às vezes, revelam certas características do sistema que não podem ser previstas usando modelos lineares. Assim, é preciso ter uma boa capacidade de discernimento em termos de engenharia para propor um modelo representativo de um sistema dinâmico.

Rao (2011) explana ainda sobre a modelagem de um problema dinâmico poder ser iniciada com um modelo mais simples e prosseguir para um refinamento, gradativamente. A Figura 31a mostra uma motocicleta com um motociclista. Quando são usados os valores equivalentes da massa, rigidez e amortecimento do sistema, obtém-se um modelo com um único grau de liberdade da motocicleta, Figura 31b, a rigidez equivalente (k_{eq}) inclui a rigidez dos pneus, longarinas e o próprio motociclista. Quanto à constante de amortecimento equivalente

(C_{eq}), engloba o amortecimento das longarinas e do motociclista. E a massa equivalente (M_{eq}), abrange as massas das rodas, do corpo do veículo e do motociclista.

Figura 31. Motocicleta com um motociclista, um sistema físico e modelos matemáticos.



Fonte: RAO, (2011).

O modelo definido por Rao (2011), pode ser refinado ao representar as massas das rodas, a elasticidade dos pneus e, a elasticidade e amortecimento das longarinas, separadamente, como mostra a Figura 31c. Nesse modelo, a massa do corpo da motocicleta (m_v) e a massa do motociclista (m_r) são mostradas como uma massa única, m_v+m_r . Quando são consideradas a elasticidade (como constante elástica (k_r) e o amortecimento (como constante de amortecimento C_r) do motociclista, pode-se obter o modelo refinado mostrado na Figura 31d.

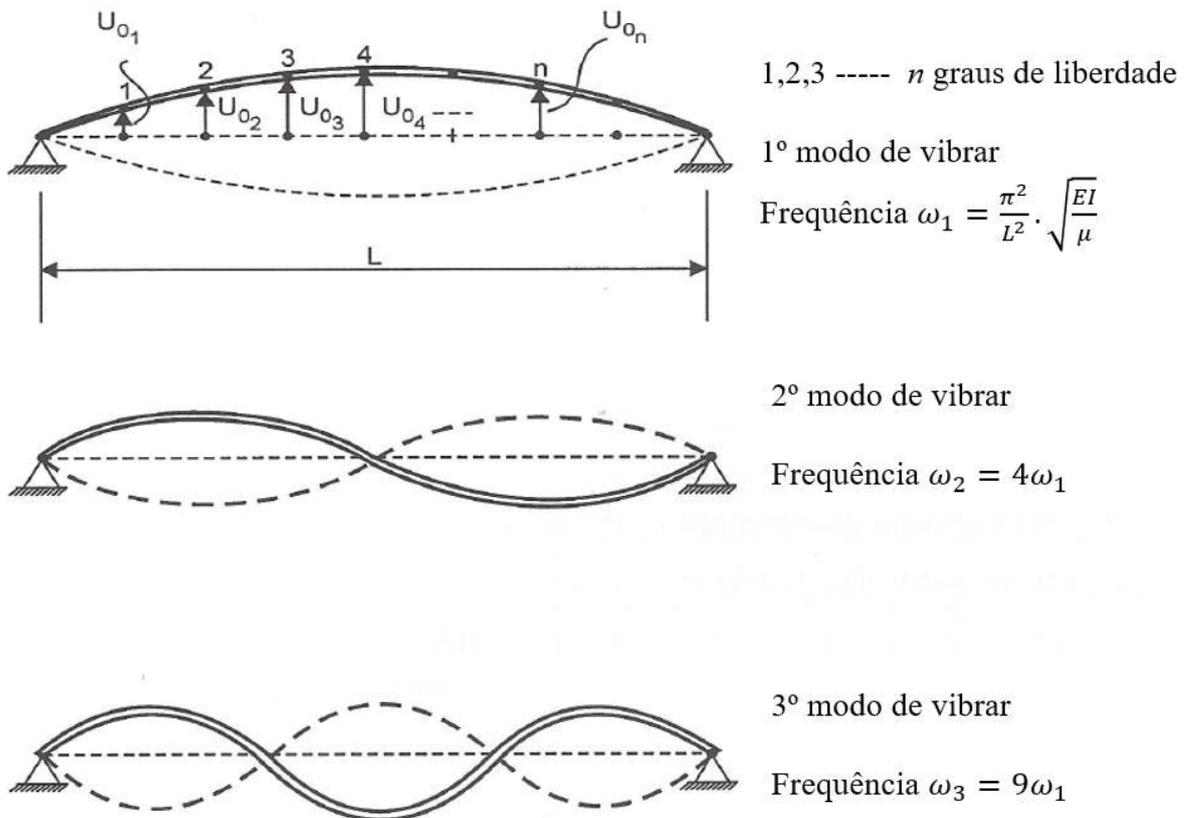
Pode-se observar, também, que os modelos mostrados na Figura 31b e na Figura 31d não são únicos. Por exemplo, combinando as constantes elásticas de ambos os pneus, as massas das rodas e as constantes elásticas e de amortecimento de ambas as longarinas, como quantidades únicas, obtém-se o modelo mostrado na Figura 31e ao invés do que foi identificado na Figura 31c.

2.17 Análise modal

A análise modal calcula as características de vibração, frequências naturais e formas dos modos de vibrar de uma estrutura ou componente de uma máquina enquanto ela estiver sendo projetada (ALVES, 2008). Também pode servir como ponto de partida para outra análise dinâmica mais detalhada, como uma análise transiente, uma análise harmônica ou espectral.

A frequência natural é uma característica própria do sistema, dependendo apenas de sua massa e de sua rigidez. O modo é a forma como um corpo vibra em cada uma das n frequências naturais. Um sistema que é afastado da sua posição de equilíbrio com a configuração deformada de um de seus modos naturais de vibração, vibra abandonada a si mesma com a configuração daquele modo e com uma frequência característica de vibração. A Figura 32 ilustra o caso de uma viga e as primeiras configurações possíveis de vibrações naturais com as respectivas frequências (todos os seus pontos vibram com a mesma frequência do modo correspondente).

Figura 32. Exemplo de vibrações naturais de estrutura.



Fonte: Adaptado de Alves, (2008).

Um sistema vibratório com n graus de liberdade terá, em geral, n frequências naturais de vibração distintas (ALVES, 2008). Conforme o autor, o sistema de n graus de liberdade pode ser representado pela rigidez e pela massa associadas a cada grau de liberdade, assim, cada grau apresenta um movimento de vibração livre semelhante ao sistema massa-mola.

As vibrações livres se processam harmonicamente, ou seja, cada grau de liberdade da estrutura durante uma vibração livre executa um Movimento Harmônico Simples (MHS). Se a estrutura for discretizada por n graus de liberdade, cada grau de liberdade descreve em cada modo de vibrar uma função horária do tipo $U = U_0 \text{sen } \omega_n t$, sendo ω_n a frequência natural. A particularidade é que cada grau de liberdade pode ter uma amplitude diferente na sua vibração livre e atingem seus deslocamentos máximos simultaneamente. Sendo assim, passam em seus pontos de equilíbrio do MHS também simultaneamente, conforme a Figura 32. Esse estado de movimento que ocorre nas vibrações naturais é chamado de modo normal, ou modo principal de vibração.

Para um sistema com um grau de liberdade, sua frequência natural pode ser determinada conforme Equação 12, em que a massa e a rigidez são conhecidas, porém, para estruturas mais complexas e com n graus de liberdade, as frequências naturais não são tão simples de serem calculadas (ALVES, 2008).

Segundo o autor, para a estrutura discretizada com n graus de liberdade pode-se, resumidamente, estabelecer que todos os pontos nodais do modelo em elementos finitos vibram com a mesma frequência e harmonicamente, conforme apresentado na Equação 31.

$$\{U(t)\} = \begin{Bmatrix} U_1(t) \\ U_2(t) \\ \vdots \\ \vdots \\ U_n(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_{0_1} \text{sen } \omega_n t \\ U_{0_2} \text{sen } \omega_n t \\ \vdots \\ \vdots \\ U_{0_n} \text{sen } \omega_n t \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_{0_1} \\ U_{0_2} \\ \vdots \\ \vdots \\ U_{0_n} \end{Bmatrix} \cdot \text{sen } \omega_n t \quad \text{Eq. 31}$$

Representando de forma compacta todos os deslocamentos associados aos n graus de liberdade, bem como as amplitudes associadas aos movimentos deles, a Equação 31 pode ser reescrita conforme Equação 32 (ALVES, 2008).

$$\{U(t)\} = \{U_0\} \cdot \text{sen } \omega_n t \quad \text{Eq. 32}$$

Sendo $\{U(t)\}$ a matriz-coluna que contém todos os componentes de deslocamentos associados aos n graus de liberdade da estrutura, em um instante, t e $\{U_0\}$ são a matriz-coluna

de todos os deslocamentos máximos aos n graus, ou seja, as amplitudes de oscilação associadas aos vários graus de liberdade.

À semelhança do estudo do sistema de um grau de liberdade, segundo Alves (2008), a Equação 32 matricial corresponde à solução das equações diferenciais dos n graus de liberdade. Ao substituir a Equação 32 em $[M].\{\ddot{U}\} + [K].\{U\} = 0$, ela deve ser satisfeita para qualquer valor no tempo t . Para fazer a substituição é necessário ter disponível a função dos deslocamentos $\{U(t)\}$ e a sua segunda derivada, a qual representa a função das velocidades. Lembrando que $\{U_0\}$ é constante. Pode-se escrever, então, que:

$$\{U(t)\} = \{U_0\}.sen\omega_n t \quad \text{Eq. 33}$$

$$\{\dot{U}(t)\} = \{U_0\}.\omega_n.cos\omega_n t \quad \text{Eq. 34}$$

$$\{\ddot{U}(t)\} = \{U_0\}.\omega_n.(-\omega_n.sen\omega_n t) = -\{U_0\}.\omega_n^2.sen\omega_n t \quad \text{Eq. 35}$$

Fazendo a substituição tem-se:

$$-[M].\{U_0\}.\omega_n^2.sen\omega_n t + [K].\{U_0\}.sen\omega_n t = 0 \quad \text{Eq. 36}$$

Simplificando a Equação 36, tem-se:

$$-[M].\{U_0\}.\omega_n^2 + [K].\{U_0\} = 0 \quad \text{Eq. 37}$$

É importante observar que, a última equação foi obtida substituindo a solução da vibração livre sem amortecimento nas equações diferenciais, as quais descrevem essa vibração. Portanto, a última equação é a própria equação do equilíbrio dinâmico do sistema vibrando harmonicamente (ALVES, 2008). Melhorando a apresentação da equação, tem-se:

$$\{[K] - \omega_n^2[M]\}.\{U_0\} = 0 \quad \text{Eq. 38}$$

O significado físico da Equação 38 representa a primeira etapa do cálculo de modos e frequências naturais da estrutura. Cada modo de vibrar da estrutura representada na Figura 32, tem um perfil próprio e uma frequência própria. Cada uma das frequências associadas aos respectivos modos é representada por ω_n , e o perfil associado a cada modo é representado por uma matriz ou um vetor $\{U_0\}$. A Equação 38 somente é satisfeita para alguns valores particulares de ω_n e $\{U_0\}$, que são os vetores associados a cada modo e as respectivas

frequências naturais. Ao substituir, por exemplo, a frequência do primeiro modo ω_1 e o vetor $\{U_0\}$ correspondente na Equação 38, o resultado dessa operação será zero.

Assim ocorrerá também com os outros modos e somente para eles. Seguindo para a solução da Equação 38, a fim de determinar os modos e as correspondentes frequências naturais de vibração da estrutura, segundo Alves (2008), a solução trivial dessa equação ocorre quando $\{U_0\} = 0$. Ela sempre será verificada para essa condição. Nesse caso, o perfil da estrutura corresponde à situação em que nenhuma deformação inicial é imposta a estrutura, não gerando, como consequência, vibrações livres.

A solução não trivial ocorre para $[K] - \omega_n^2[M] = \{0\}$. Essa operação matricial envolve a matriz de rigidez e a matriz de massa, só será para alguns valores de ω_n , que são as frequências naturais. Essa relação só será possível quando o determinante da matriz $[K] - \omega_n^2[M]$ for nulo, assim é gerada uma equação que terá ω^2 como incógnita. Em função do grau dessa equação, são geradas várias raízes que permitirão definir as diversas frequências naturais de um sistema de vários graus de liberdade (ALVES, 2008). É por esse motivo que a equação gerada dessa forma é chamada de “equação de frequência do sistema”, apresentada na Equação 39.

$$\det([K] - \omega_n^2[M]) = 0 \quad \text{Eq. 39}$$

2.17.1 Autovalores e Autovetores

Montando a matriz $[K] - \omega_n^2[M]$, a expansão do determinante dará origem a uma equação algébrica de n -ésimo grau no parâmetro ω_n^2 . As raízes dessa equação $(\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_3^2, \dots, \omega_n^2)$ representam os quadrados das frequências dos n modos de vibração naturais que são possíveis no sistema (ALVES, 2008).

É comum representar $\lambda = \omega_n^2$, assim a equação da frequência ficará conforme Equação 40.

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad \text{Eq. 40}$$

Somente alguns valores de λ satisfazem essa equação. Esses valores, que são os quadrados das frequências naturais dos diversos modos de vibrar da estrutura, estão associadas às características próprias dela, que são suas frequências naturais. São chamados de Autovalores do sistema $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n)$.

Os autovalores λ são, portanto, as raízes do polinômio $p(\lambda)=det([K]-\lambda.[M])$, o qual é chamado de “polinômio característico do sistema”. Assim, para uma determinada frequência i de vibração da estrutura, temos um autovalor λ_i (ALVES, 2008).

Cada autovalor λ_i corresponde a um modo de vibrar da estrutura, que está associado a um perfil correspondente a esse modo. O perfil do modo correspondente pode ser representado por uma matriz-coluna com os deslocamentos que definem esse perfil. Essa matriz-coluna, ou esse vetor, define, portanto, uma característica própria da estrutura, ou uma autocaracterística. Esse perfil é chamado de autovetor, conforme apresentado na Equação 41 (ALVES, 2008).

$$([k] - \lambda_i \cdot [M]) \cdot \{\phi_i\} = \{0\} \quad \text{Eq. 41}$$

Sendo:

λ_i (Autovalores) = são as raízes do polinômio característico $p(\lambda)=det([K]-\lambda.[M])$;

$\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$ = frequências naturais não amortecidas;

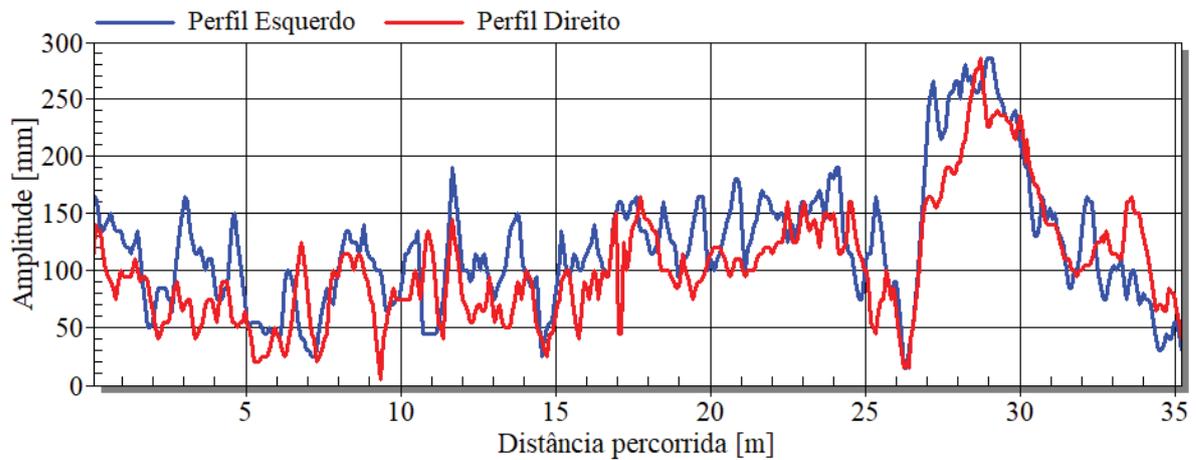
ϕ_i = modos naturais = Autovetores.

2.18 Normas ISO

Duas normas são consultadas nesta pesquisa: ISO 5008 (2002) e ISO 14131 (2005). A norma ISO 5008 (2002) especifica os métodos para medir e relatar a vibração transmitida ao corpo do operador de um trator agrícola de rodas, ou outra máquina ao operar em uma pista de ensaio padrão. Essa norma inclui as coordenadas de duas pistas de ensaio artificiais: uma pista acidentada com 35 metros, apresentada na Figura 33, cujas elevações variam de 5 a 285 mm com intervalos de 80 mm, e outra pista suave, com 100 metros de percurso, apresentada da Figura 34, cujas elevações variam de 30 a 165 mm com intervalos de 160 mm. Ambas consistem em duas faixas paralelas, uma com perfil para o lado esquerdo e outra com perfil para o lado direito da máquina.

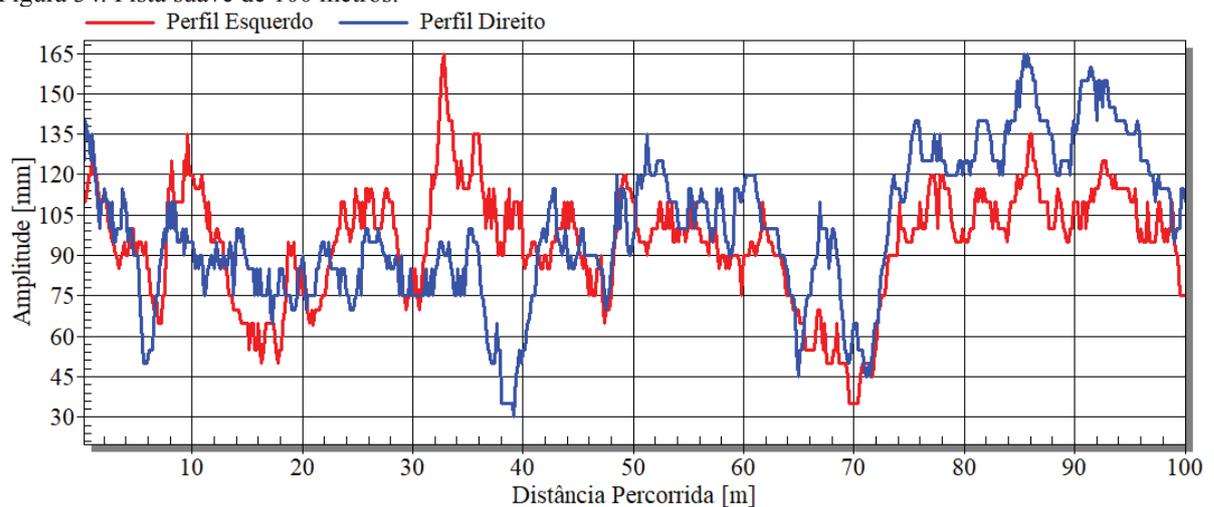
Conforme exposto, essa norma não é dedicada a avaliação de suspensão de barra do pulverizador. Entretanto, o perfil normatizado representativo das condições de campo fornece um padrão internacional para os modelos de cálculos das suspensões de máquinas agrícolas (TAHMASEBI, 2011), (PONTELLI, 2010) e (STĂNESCU, 2010).

Figura 33. Pista acidentada de 35 metros.



Fonte: Adaptado de ISO, (5008).

Figura 34. Pista suave de 100 metros.



Fonte: Adaptado de ISO, (5008).

A norma ISO 14131 (2005), além dos termos e definições, especifica métodos de testes para medir a estabilidade e a qualidade da suspensão da barra em pulverizadores agrícolas. Os métodos de teste abrangidos nessa norma são: teste de campo em condições normais; teste em perfil de pista com obstáculos; e teste em bancada de ensaio. Entretanto, ela não fornece valores de referência com critério de aprovação, apenas padroniza as coletas dos dados em ensaios físicos.

2.19 Ensaio experimental

Conforme Gatti e Ferrari (2003), a importância de realizar medições experimentais é prontamente entendida quando se considera que a eficácia de qualquer análise é fortemente determinada pela qualidade dos dados de entrada, que normalmente são obtidos por medições. Destaca-se abaixo algumas das razões que tornam necessárias as medições das vibrações, (RAO, 2011).

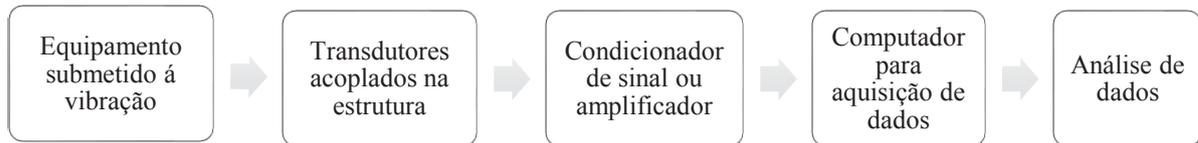
- As crescentes demandas de maior produtividade e *design* econômico levam a maiores velocidades operacionais das máquinas e ao uso eficiente de materiais através de estruturas leves. Essas tendências facilitam a ocorrência de condições ressonantes mais frequentes durante a operação de máquinas e reduzem a confiabilidade do sistema.
- As características de vibração calculadas teoricamente, de uma máquina ou estrutura, podem ser diferentes dos valores reais devido às suposições feitas na análise.
- Sistemas contínuos são frequentemente simplificados e aproximados como sistemas de vários graus de liberdade. Se as frequências naturais e modos medidos de um sistema contínuo forem comparáveis às frequências naturais e modos calculados, as simplificações presentes no modelo de cálculo serão comprovadas como válidas.
- As informações sobre vibrações do solo devido a terremotos, à velocidades flutuantes do vento nas estruturas, à variação aleatória das ondas do oceano e à rugosidade da superfície da estrada, são importantes no projeto de estruturas, máquinas, plataformas de petróleo e sistemas de suspensão de veículos.

A Figura 35 ilustra os recursos básicos utilizados em um esquema de medição de vibração. Nessa figura, o movimento (ou força dinâmica) do corpo vibratório é convertido em um sinal elétrico pelo transdutor ou captador de vibração. Em geral, um transdutor é um dispositivo que transforma alterações nas quantidades mecânicas (como deslocamento, velocidade, aceleração ou força) em sinais elétricos (como tensão ou corrente). Como o sinal de saída de um transdutor é muito pequeno para ser gravado diretamente, um instrumento de conversão de sinal é usado para amplificar o sinal até o valor necessário.

A saída do instrumento de conversão de sinal é gravada por uma unidade ou armazenada em um computador para avaliação posterior. Os dados podem ser analisados para identificar as características de vibração da máquina ou estrutura. Há diversos tipos de pós-processamento de dados, comumente são exibidos em formato de gráficos (RAO, 2011).

Como os métodos de análise e processamento não podem adicionar informações aos dados de medição, mas apenas ajudar a extraí-los e interpretá-los, nenhum resultado final pode ser melhor do que os dados originais (GATTI e FERRARI, 2003).

Figura 35. Esquema básico de medição de vibração.



Fonte: Adaptado de Rao, (2011).

Ha vários tipos de transdutores para diversas aplicações. Neste estudo serão utilizados dois tipos de transdutores: acelerômetros capacitivos e “Transformadores Diferenciais Variáveis Lineares”, conhecidos como LVDT (do inglês *Linear Variable Differential Transformer*). Esses transdutores são apresentados nas seções seguintes.

Como pós-processamento dos dados coletados nas medições experimentais, será utilizada a FFT (do inglês *Fast Fourier Transform*), a Transformada rápida de Fourier. A análise de Fourier produzirá o espectro de frequência a partir de um sinal no domínio do tempo.

2.19.1 Acelerômetros

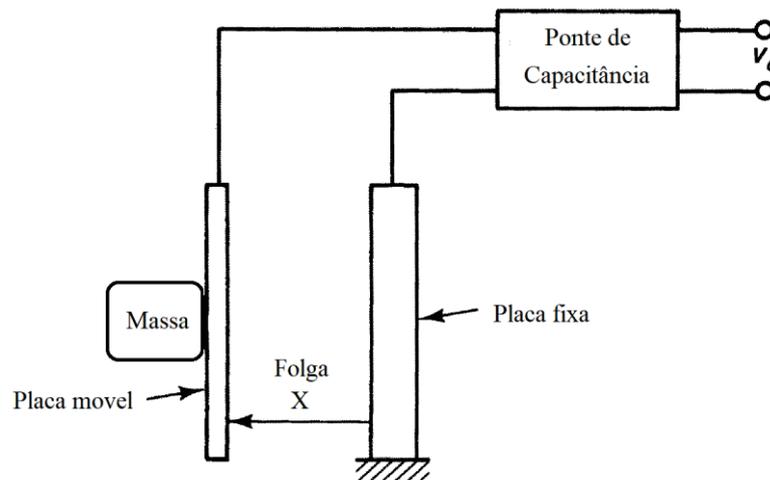
Os acelerômetros são sensores utilizados na medição de acelerações. Seu princípio de funcionamento ocorre de acordo com a segunda lei de Newton, na qual a variação de força captada pelo acelerômetro é proveniente da aceleração de uma massa interna a ele.

Os acelerômetros de capacitância variável, ou simplesmente capacitivos, são baseados no princípio da mudança de capacitância em resposta a uma aceleração aplicada. Medem o deslocamento relativo interno entre uma armadura estacionária e uma armadura acoplada à massa sísmica, detectando a mudança de capacitância. Os acelerômetros capacitivos fazem parte da família dos sensores com sistemas micro eletromecânicos, MEMS (do inglês *Micro Electro Mechanical Systems*) (GATTI e FERRARI, 2003). A capacitância C de um capacitor de duas placas é dada por:

$$C = \frac{k_d A}{x} \quad \text{Eq. 42}$$

Onde A é a área comum (sobreposta) das duas placas, x é a distância da folga entre as duas placas e k_d é a constante dielétrica, a qual depende das propriedades dielétricas do meio entre as duas placas. Uma mudança em qualquer um desses três parâmetros pode ser usado no processo de detecção. Diagramas esquemáticos para dispositivos de medição que usam esse recurso são mostrados na Figura 36 (SILVA, 1999).

Figura 36. Diagrama esquemático para um acelerômetro capacitivo.



Fonte: Adaptado de Silva, (1999)

2.19.2 Transformador Diferencial Variável Linear (LVDT)

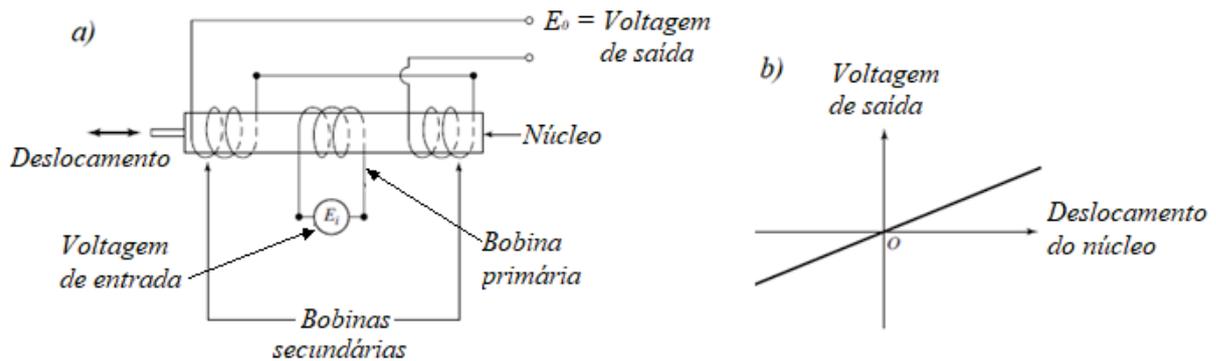
Conforme Rao (2011), LVDT é um transdutor para medir deslocamento relativo entre componentes ou partes da máquina, ou estrutura. O diagrama esquemático de um LVDT é mostrado na Figura 37a. Consiste basicamente em uma bobina primária no centro, duas bobinas secundárias nas extremidades e um núcleo magnético que pode se mover livremente dentro das bobinas na direção axial.

Quando a tensão de entrada é aplicada à bobina primária, a tensão de saída será igual à diferença das tensões induzidas nas bobinas secundárias. Essa tensão de saída depende do acoplamento magnético entre as bobinas e do deslocamento axial do núcleo.

As bobinas secundárias são conectadas em oposição de fase, de modo que, quando o núcleo magnético estiver na posição exata do meio, as tensões nas duas bobinas serão iguais e 180° fora de fase, isso torna a tensão de saída do LVDT nula. Quando o núcleo é movido para um dos lados da posição do meio (zero), o acoplamento magnético será aumentado em uma

bobina secundária e diminuído na outra bobina. A polaridade de saída depende da direção do movimento do núcleo magnético. Desde que o núcleo não seja movido muito longe do centro da bobina, a tensão de saída varia linearmente com o deslocamento do núcleo, conforme mostrado na Figura 37b, justificando o nome de Transformador Diferencial Variável Linear, (SILVA 1999).

Figura 37. Diagrama esquemático de um transdutor LVDT.



Fonte: Adaptado de Rao, (2011).

2.19.3 Transformada de Fourier

Como observado anteriormente, a Transformada Discreta de Fourier (DFT) é uma aplicação matemática capaz de transformar sinais de vibração coletados no domínio do tempo, em sinais de amplitude no domínio da frequência. A Equação 43 representa a transformação integral de um sinal contínuo no domínio do tempo $x(t)$ para o domínio da frequência (espectro) $X(f)$ (SILVA, 1999).

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \exp(-j2\pi ft) dt \quad \text{Eq. 43}$$

onde $j = \sqrt{-1}$.

A DFT é uma transformada que relaciona uma quantidade discreta N amostras de sinal $\{x_m\}$,

$$\{x_m\} = [x_0, x_1, \dots, x_{N-1}] \quad \text{Eq. 44}$$

com uma sequência espectral $\{X_n\}$ de N resultados:

$$\{X_n\} = [X_0, X_1, \dots, X_{N-1}] \quad \text{Eq. 45}$$

por meio da relação de transformação:

$$X_n = \Delta T \sum_{m=0}^{N-1} x_m \exp(-j2\pi mn/N) \quad \text{Eq. 46}$$

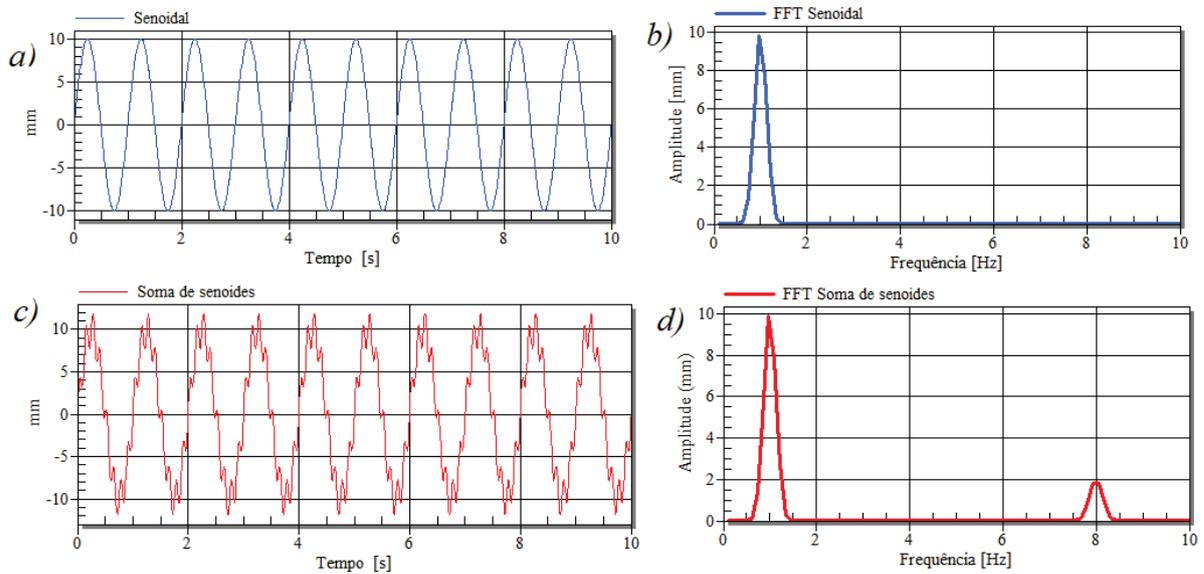
Onde X_n são as chamadas linhas espectrais (picos de amplitude em uma determinada frequência), e ΔT é o período de amostragem, (SILVA, 1999).

Para realizar a análise no domínio da frequência, inicia-se com sinal de entrada no domínio do tempo e calcula-se sua Transformada de Fourier, a qual é, na verdade, uma transformação de Fourier Discreta (DFT), como o sinal é amostrado. O DFT, no entanto, exige grande capacidade computacional, pois um registro de tempo de N amostras requer cálculos de $N/2$. A solução vem do algoritmo de transformação rápida de Fourier (FFT), proposto por (COOLEY e TUKEY, 1965), o qual revolucionou a aplicação das técnicas de Fourier na instrumentação. A FFT permite calcular a transformação nas etapas do $N \log_2 N$, obtendo assim uma redução considerável no tempo de computação à medida que N aumenta. Como consequência, a FFT é universalmente adotada em analisadores de sinais dinâmicos que, por esse motivo, também são denominados analisadores de FFT (GATTI e FERRARI, 2003).

A análise de sinais no domínio da frequência é uma ferramenta extremamente poderosa para investigar a natureza dos fenômenos dinâmicos e das vibrações mecânicas em particular. A avaliação do conteúdo da frequência de um sinal complexo pode, muitas vezes, revelar características e detalhes do sinal, indetectáveis com uma análise no domínio do tempo. Além disso, a maioria das características do sinal observáveis no domínio do tempo tornam-se claramente identificáveis e quantificáveis quando vistas no domínio da frequência, por exemplo, com ressonâncias (SILVA, 1999) e (GATTI e FERRARI, 2003).

A Figura 38 apresenta dois exemplos de aplicação da FFT, em “a” é exibido no domínio do tempo um sinal senoidal de 1 Hz com amplitude variando entre -10 e 10 mm, em “b” é apresentado o sinal no domínio da frequência de “a”, sendo possível identificar a amplitude de 10 mm e frequência de 1 Hz. Em “c” é exibido um sinal no domínio do tempo, composto da soma de duas senoides, e através da FFT apresentada em “d” é possível verificar que o sinal em “c” é composto por duas senoides, uma com frequência de 1 Hz e amplitude de 10 mm e outra senoide com frequência de 8 Hz e amplitude de 2 mm.

Figura 38. Exemplos de FFT a partir do sinal no domínio do tempo; a) sinal senoidal, b) FFT do sinal senoidal; c) Soma de senoides; d) FFT da soma das senoides.



Fonte: Autor.

2.19.4 Ensaio de vibração livre

Conforme Silva (1999), encontrar as frequências naturais em uma estrutura de teste pode ocorrer aplicando uma condição inicial de deslocamento a essa estrutura e medindo sua resposta subsequente em vários locais, enquanto executa vibrações livres. A resposta observada é analisada para obter os parâmetros necessários. Ao selecionar corretamente os locais e as magnitudes dos deslocamentos iniciais, às vezes é possível excitar vários modos de vibração, desde que esses modos estejam razoavelmente desacoplados.

O teste de vibração livre é o teste mais comum e simples para encontrar as frequências naturais de uma estrutura. A Figura 14 e um exemplo de ensaio de vibração livre, um corpo é retirado de sua posição de equilíbrio, então são monitoradas suas oscilações até que sejam totalmente cessadas pela ação do amortecimento.

Usando o método da Transformada de Fourier, essa técnica no domínio da frequência fornece automaticamente as informações sobre frequência natural e amortecimento modal. Como alternativa, o amortecimento modal pode ser determinado usando métodos no domínio do tempo, com o decremento logarítmico já apresentado na seção 2.4.2.1, em que o sinal coletado passa por um filtro com uma frequência central ajustada à frequência natural predeterminada da estrutura de teste para esse modo.

Ainda conforme Silva (1999), frequentemente a tarefa mais difícil em uma pesquisa de frequência natural é a excitação de um único modo. Se duas frequências naturais estiverem próximas, interações modais das duas estarão inevitavelmente presentes nas medidas de resposta. Nesse caso, um dos componentes de frequência deve ser filtrado, usando um filtro passa-banda muito estreito, antes de calcular o amortecimento.

O tempo necessário para os métodos de teste de excitação com deslocamento inicial é relativamente pequeno em comparação com as durações de teste de vibração forçada. Por esse motivo, teste de vibração livre geralmente são preferidos em testes preliminares (exploratórios) antes de realizar os testes principais. No entanto, as direções e os locais de impacto ou deslocamentos iniciais devem ser escolhidos adequadamente, para que o maior número possível de modos significativos seja excitado na faixa de frequência desejada (SILVA, 1999).

3. METODOLOGIA

O aumento de complexidade e a necessidade de desenvolver projetos rapidamente assertivos, aliados aos recursos computacionais e *softwares* disponíveis na atualidade, permitem desenvolver modelos dinâmicos com boa representação do fenômeno físico.

A primeira etapa do procedimento proposto para este estudo tem como pilar central o desenvolvimento de dois modelos de simulação. Um modelo de dinâmica de corpos rígidos e outro de elementos finitos com modelagem mista, envolvendo corpos rígidos e elementos flexíveis. Seus resultados serão utilizados para compreensão do comportamento do pulverizador acoplado e definição dos ensaios experimentais.

As diferenças entre modelos de corpos rígidos e métodos dos elementos finitos já são conhecidas e discutidas. Entre tanto não se encontram na literatura as duas técnicas aplicadas para representação de uma mesma suspensão passiva de barras de pulverizador.

A segunda etapa consiste nos ensaios experimentais. Após realizada a instrumentação do pulverizador acoplado, foram executados três ensaios de vibração livre sendo excitados os modos de rolagem e guinada e flexão horizontal da barra. Também é realizado a medição do translado do conjunto trator-pulverizador em um percurso de aproximadamente 235 metros em um perfil de campo aleatório.

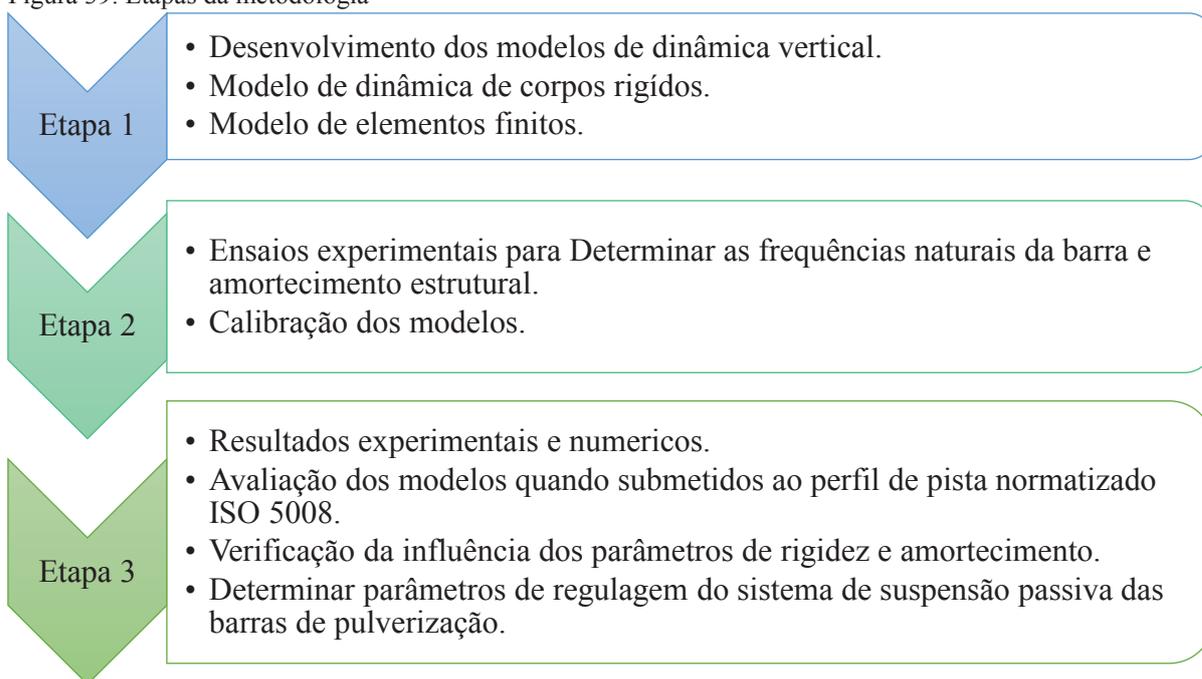
Os dados coletados durante o ensaio de vibração livre e translado em campo serão utilizados para validações e correções dos dois modelos de simulação desenvolvidos, sendo subsídio para que os modelos representem o real comportamento da máquina de forma satisfatória.

Uma vez calibrados os modelos dinâmicos, os programas de simulação podem ser empregados para avaliar o desempenho da suspensão da barra sem incorrer em maiores custos experimentais.

Na terceira e última etapa do procedimento, são apresentados os resultados experimentais, avaliados os resultados dos modelos quando submetidos ao perfil de pista normatizado ISO 5008 (2002) e avaliação do sistema com variação dos parâmetros de rigidez da mola de borracha e curva do amortecedor do quadro.

A Figura 39 em acordo com os objetivos específicos sintetiza as três etapas necessárias para o desenvolvimento deste trabalho.

Figura 39. Etapas da metodologia



Fonte: Autor.

3.1 Equipamento em estudo

O equipamento que será modelado neste trabalho é um conjunto trator-pulverizador apresentado na Figura 40. É utilizado um pulverizador de barra acoplado, com suspensão do tipo trapezoidal em formato “A”, com massa de 560 kg, reservatório de 800 litros e com barra de pulverização de 18 metros de comprimento. O pulverizador, em sua configuração original de fábrica, possui barras de 14 metros de largura. No entanto, uma extensão de 2 metros é adaptada em cada lado da barra totalizando os 18 metros, uma prática comum entre os usuários que desejam aumentar o rendimento do pulverizador.

O trator utilizado tem tração 4x4, de 75 CV, com entre eixos de 2370 mm; largura de bitola de 1950 mm; massa de 5500 kg com lastro líquido; considerando, ainda, um operador de 80 kg. Resulta-se, com isso, uma distribuição de peso de 34% na dianteira e 66% na traseira. Configuração de pneus, 12.4-24 com 6 lonas no eixo dianteiro; no eixo traseiro é montado um par de pneus em cada lado: 13.6-38 com 14 lonas e 18.4-30 com 10 lonas.

Figura 40. Conjunto trator-pulverizador utilizado no estudo.



Fonte: Autor.

3.2 Desenvolvimento dos modelos

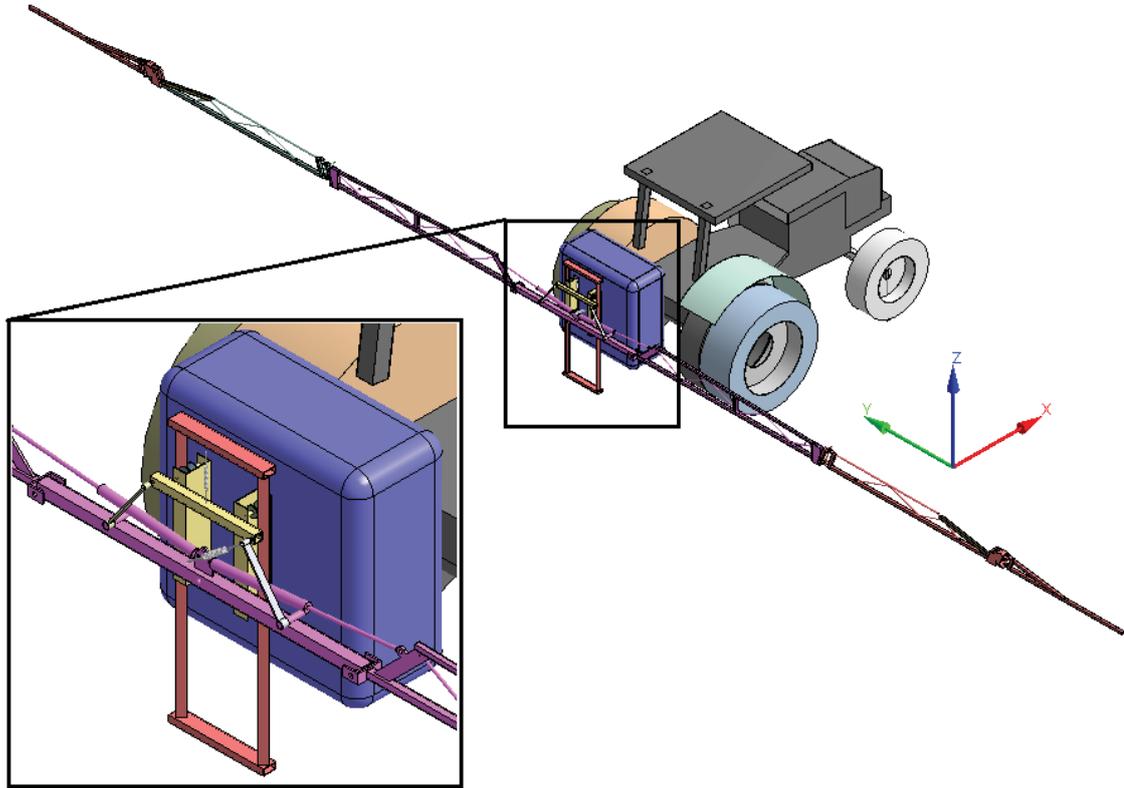
Este capítulo se dedica a apresentar a sequência e configurações aplicadas nos desenvolvimentos dos modelos. Inicialmente será descrito o modelo composto apenas de corpos rígidos, cuja sigla, ao longo do texto, é denominada RBD. Posteriormente descreve-se o modelo denominado como MEF, composto da combinação de elementos rígidos e elementos deformáveis. Para preparação da geometria e desenvolvimento dos modelos, foram utilizados os *softwares* comerciais *SpaceClaim* e *Ansys Workbench* versão 2020 R2.

A geometria utilizada foi obtida a partir das medições realizadas no conjunto trator pulverizador em estudo com uso de trena e paquímetro, sendo coletadas as dimensões relevantes para a modelagem da suspensão da barra de pulverização. Apenas as barras de pulverização têm um detalhamento aprimorado, sendo detalhadas as posições e perfis dos componentes principais da estrutura.

Os componentes com características funcionais como suportes de filtros e tubulações são ignorados da geometria, suas massas não apresentavam um valor significativo e portanto foram desconsideradas. O chassi do pulverizador e o trator são representados apenas como corpos rígidos. Portanto sua geometria é representada de forma aproximada, sendo conservada as dimensões principais e massas desses componentes.

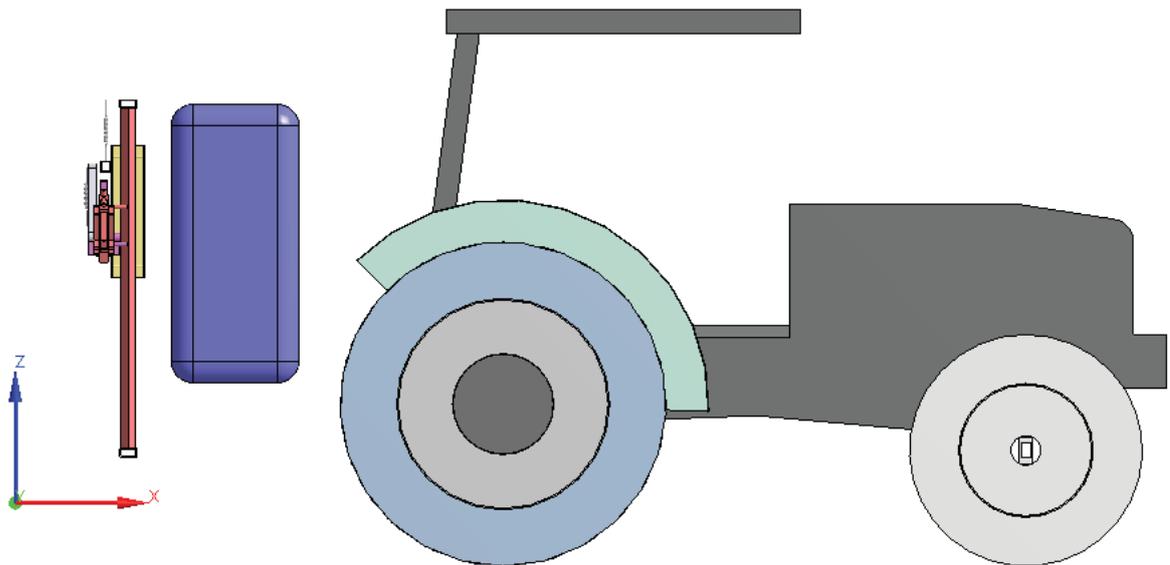
O método de coleta das medidas da máquina tem uma precisão limitada, podendo as dimensões aproximadas serem uma fonte de incertezas nos modelos. As Figuras 40, 41 e 42 apresentam a geometria desenvolvida para ser utilizada nos modelos de cálculo. Na próxima seção o modelo é descrito em detalhes com a identificação e descrição de seus componentes.

Figura 41. Vista isométrica da geometria do trator-pulverizador.



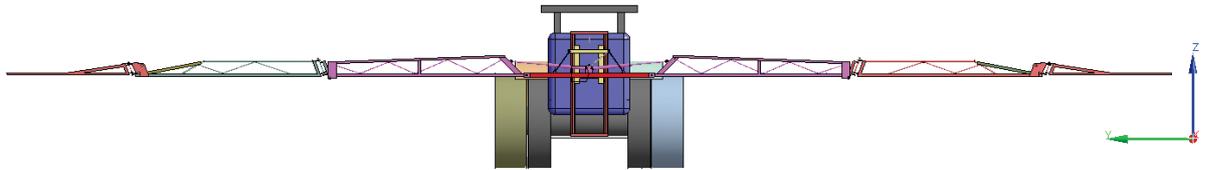
Fonte: Autor.

Figura 42. Vista lateral da geometria do trator-pulverizador.



Fonte: Autor.

Figura 43. Vista traseira da geometria do trator-pulverizador.

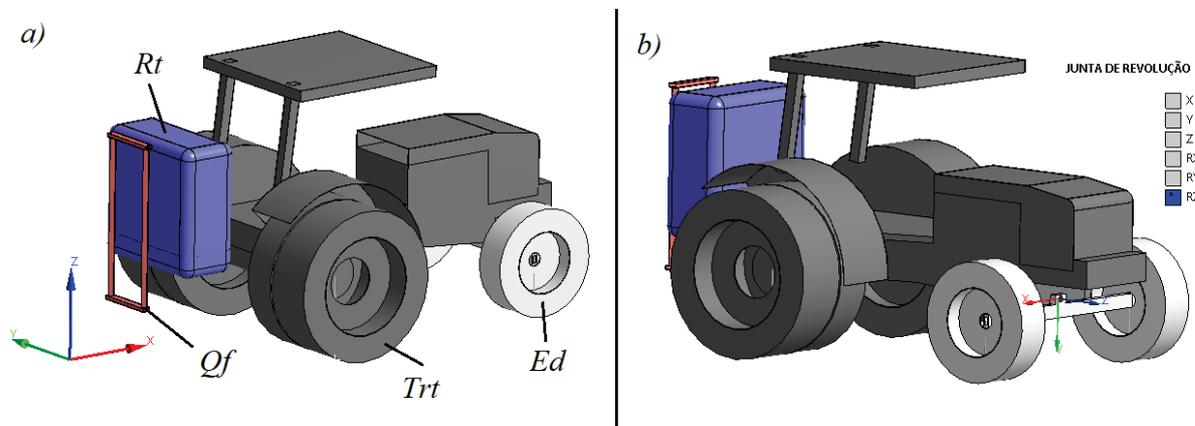


Fonte: Autor.

3.2.1 Modelo de corpos rígidos

O modelo de simulação de dinâmica de corpos rígidos foi desenvolvido a partir da geometria CAD apresentada nas Figuras 41, 42 e 43, através do módulo *Rigid Body Dynamic*, RBD, pertencente ao *software Ansys Workbench*. Ao ser iniciada a preparação do modelo pelo trator, fazem-se necessário duas geometrias, uma, a qual representa o eixo dianteiro Ed indicado na Figura 44; e a outra, representando as demais partes do trator Trt . Além disso, como o pulverizador é montado no trator, é integrado à sua geometria o reservatório Rt , e o quadro fixo Qf , indicados na Figura 44a. Destaca-se que Trt , Rt e Qf comportam-se como um único corpo.

Figura 44. Geometrias para representar o trator.



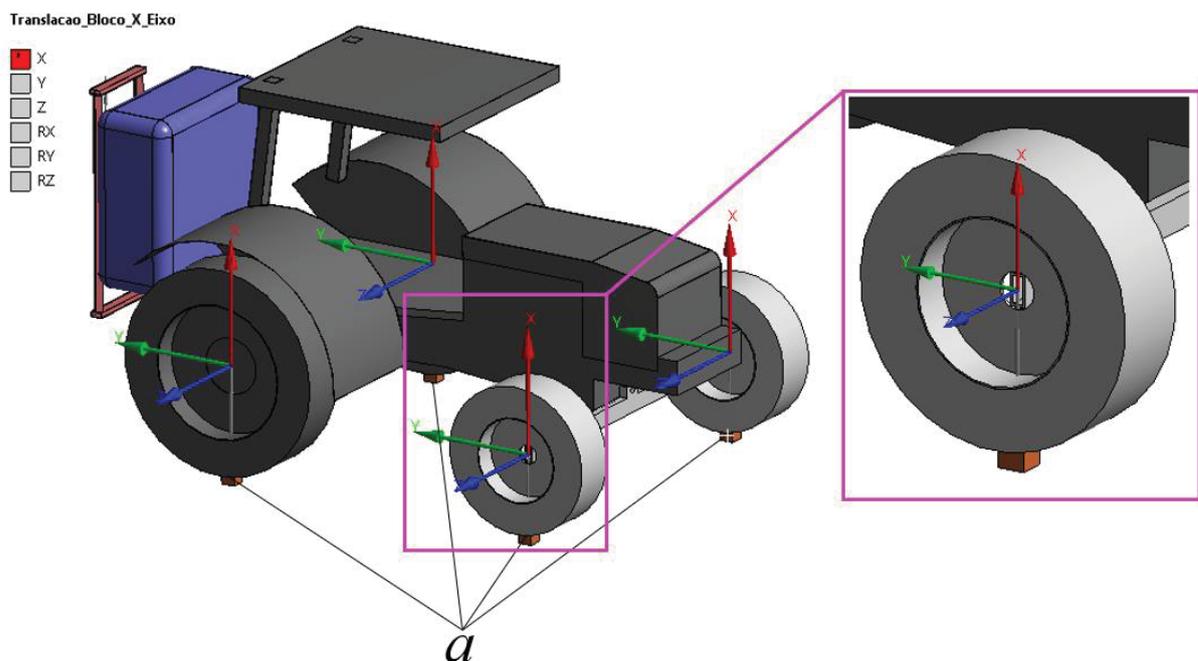
Fonte: Autor.

Entre as duas geometrias comentadas acima, é necessário caracterizar o movimento relativo permissivo entre os corpos. O eixo dianteiro é pivotado em relação ao chassi do trator. Neste caso, é aplicada uma junta de revolução, em que somente há liberdade de movimentos de rotação em torno do eixo Z local, os demais graus de liberdade estão restringidos, Figura 44b.

A interface gráfica do *software* exibe uma legenda, a qual facilita o entendimento da junta configurada. As cores em cinza são os graus de liberdade restringidos, enquanto o quadrado azul indica o eixo livre, Figura 44b.

Na sequência, são modelados quatro blocos localizados na tangência dos pneus indicados pela letra “a” na Figura 45 representam o plano do solo. Esses blocos são restringidos em relação ao trator por uma junta do tipo “translação”, em que somente há liberdade de movimentos de translação ao longo do eixo X local, os demais graus de liberdade estão restringidos. Novamente, a legenda apresentada indica como restringidos os graus de liberdade acompanhados do quadrado cinza; e o grau de liberdade livre, pelo quadrado vermelho.

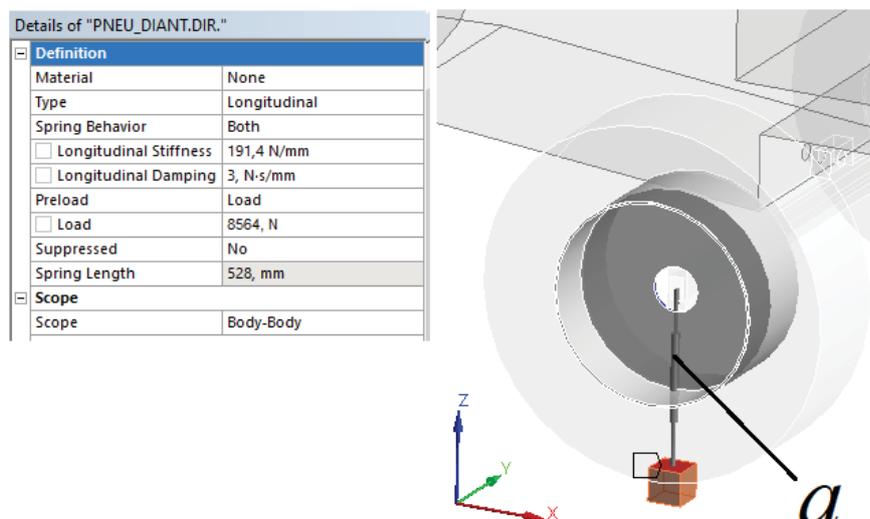
Figura 45. Juntas de translação entre blocos e trator apresentando as coordenadas locais



Fonte: Autor.

A junta de translação é necessária, pois entre os blocos e o trator é conectado um elemento de mola-amortecedor linear para cada um dos quatro pneus indicado na Figura 46 em “a”. Na esquerda da figura também é apresentada a janela de configurações do elemento de mola-amortecedor linear. O elemento de mola-amortecedor não possui geometria. A barra apresentada é apenas um recurso gráfico disponível no *software* para ser possível a visualização da localização desse elemento. A geometria dos pneus somente tem a função de incluir sua massa no modelo.

Figura 46. Representação gráfica e janela de configuração do elemento de mola-amortecedor linear.



Fonte: Autor.

Também se optou por aplicar uma pré-carga nas molas que representam o pneu correspondente à carga de equilíbrio estático do conjunto trator-pulverizador sob a ação da aceleração da gravidade (9810 mm/s^2). Essa medida é necessária para facilitar a convergência nos primeiros instantes de simulação, reduzindo o movimento dos corpos em decorrência da deflexão dos pneus. Também se entende que essa medida é coerente com o sistema real, pois o conjunto está constantemente sob a ação da aceleração da gravidade. Então os pneus já estão deformados estaticamente antes de iniciar qualquer deslocamento. São aplicadas pré-cargas de 8564 N para cada pneu dianteiro, e 19527 N para cada pneu traseiro.

A Tabela 1 informa as características dos pneus utilizados, obtidas a partir do catálogo do fabricante dos pneus *Firestone*. A rigidez vertical desses não é um valor encontrado diretamente no catálogo, mas pode ser determinada dividindo-se a carga máxima pela diferença entre o raio nominal e raio estático. Para os pneus traseiros é aplicado uma mola com a rigidez equivalente dos pneus 13.6-38 e 18.4-30 (uma mola para cada lado do trator).

Tabela 1. Propriedades dos pneus.

Medida	Eixo	Lonas	Pressão (Bar)	Carga Máxima (N)	Raio Nominal (mm)	Raio Estático (mm)	Rigidez (N/mm)	Massa (kg)
12.4-24	Dianteiro	6	1,65	11772	589,5	528	191,4	41
13.6-38	Traseiro	14	3,22	26487	782,5	739	608,8	71
18.4-30	Traseiro	10	1,79	27615	771	689	336,7	88,5

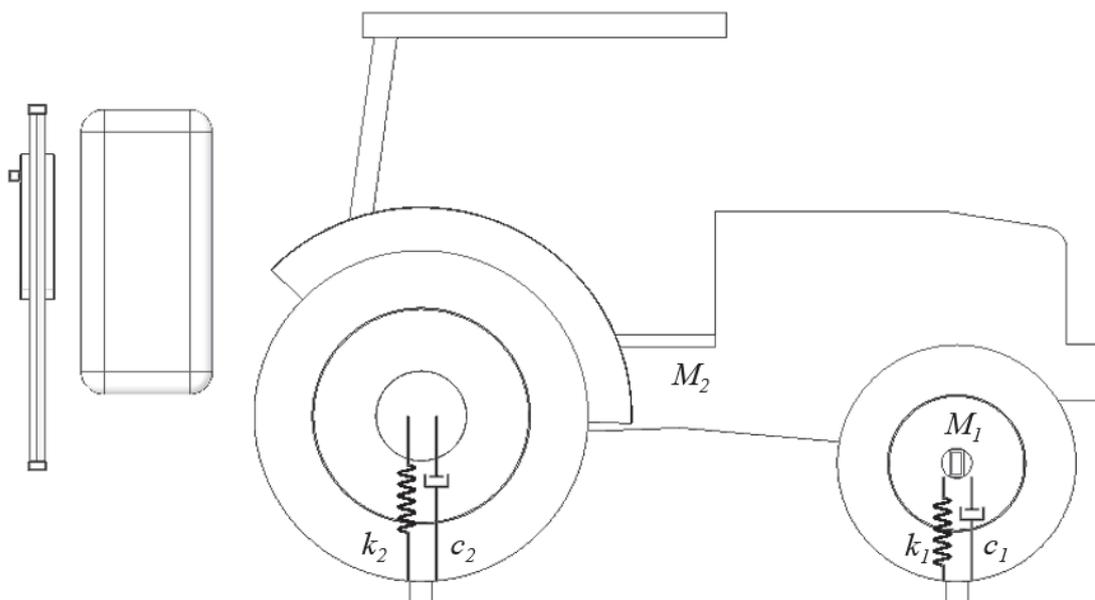
Fonte: Adaptado de *Firestone*, 2020.

Em relação ao amortecimento dos pneus, Lines (1991), afirma que o coeficiente de amortecimento aumenta com a pressão de inflagem. Sua pesquisa foi realizada com pressões de inflagem as quais variavam de 0,6 a 2,5 Bar, encontrando valores típicos para o coeficiente de amortecimento de um pneu 13.6R38 entre 0.8 e 3 Ns/mm. Segundo o autor, o amortecimento dos pneus varia significativamente em muitos fatores. São mais dependentes da pressão de inflagem, idade do pneu e da superfície em que ele está rolando. A velocidade de rotação, a sua carga, a amplitude da vibração, a frequência de vibração, o torque de acionamento, o número de lonas e o comprimento do talão do pneu também afetam o seu amortecimento e essas variações dificultam a previsão do amortecimento de um pneu.

Baseando-se na pesquisa de Lines (1991), e observando que os pneus utilizados no trator possuem pressão de inflagem de 1,65 e 3,22 Bar, definiu-se pela aplicação de coeficiente de amortecimento máximo de 3 Ns/mm para cada pneu do modelo.

As configurações realizadas acerca dos pneus podem ser esquematicamente representados conforme Figura 47, sendo: k_1 e c_1 , rigidez e amortecimento do pneu dianteiro; k_2 e c_2 , rigidez e amortecimento do pneu traseiro; M_1 , massa do eixo dianteiro e, M_2 , massa do trator e parte do pulverizador. Até este momento da modelagem, o modelo de RBD e MEF são idênticos. As diferenças na modelagem iniciam-se a partir da suspensão.

Figura 47. Representação esquemática do trator e pneus.

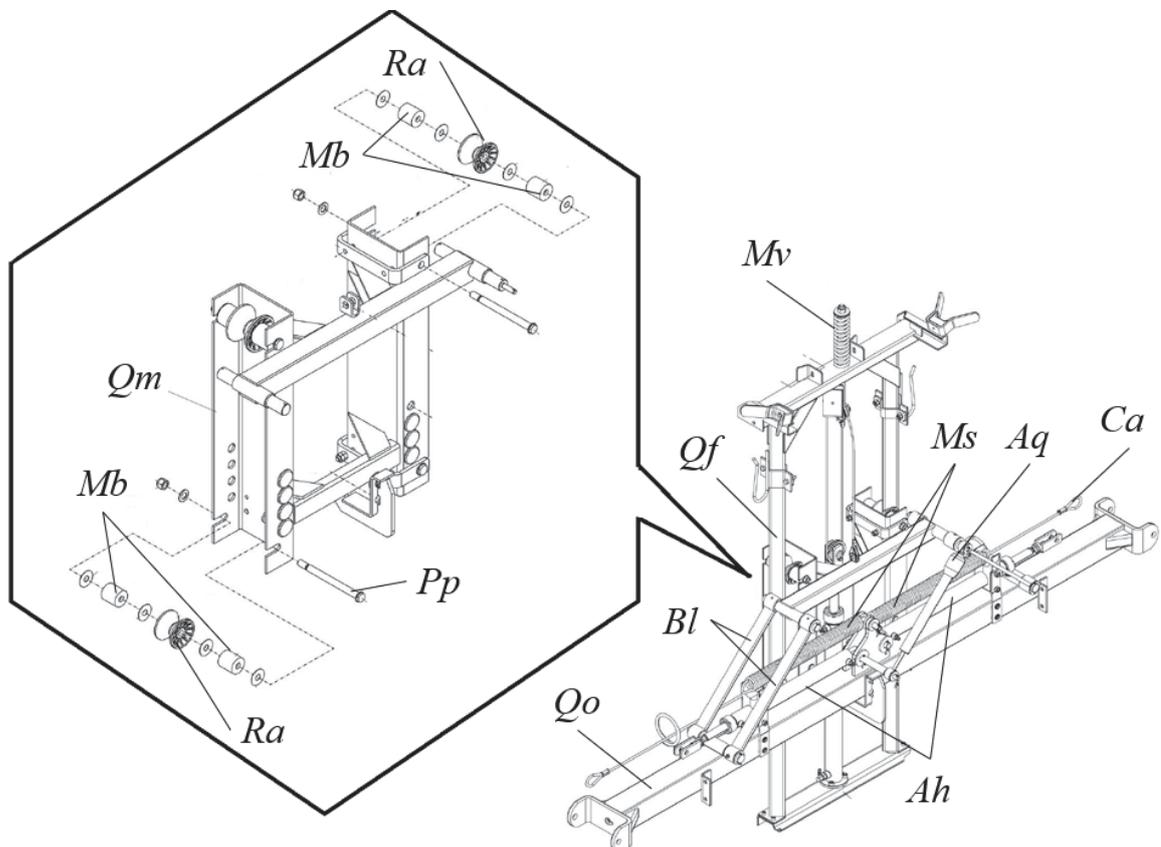


Fonte: Autor.

A próxima sequência de configurações do modelo dedica-se à suspensão da barra de pulverização. A Figura 48 aponta os principais componentes, sendo:

- Aq* = amortecedor do quadro;
- Ah* = atuador hidráulico para abertura das barras;
- Bl* = bielas;
- Ca* = cabo de aço para abertura da segunda seção;
- Mb* = molas de borracha;
- Ms* = molas para abertura da segunda seção da barra;
- Mv* = mola de ação vertical;
- Pp* = pino passante;
- Qf* = quadro fixo;
- Qm* = quadro móvel;
- Qo* = quadro oscilante;
- Ra* = roldana em forma de ampulheta.

Figura 48. Indicação dos componentes modelados na suspensão.

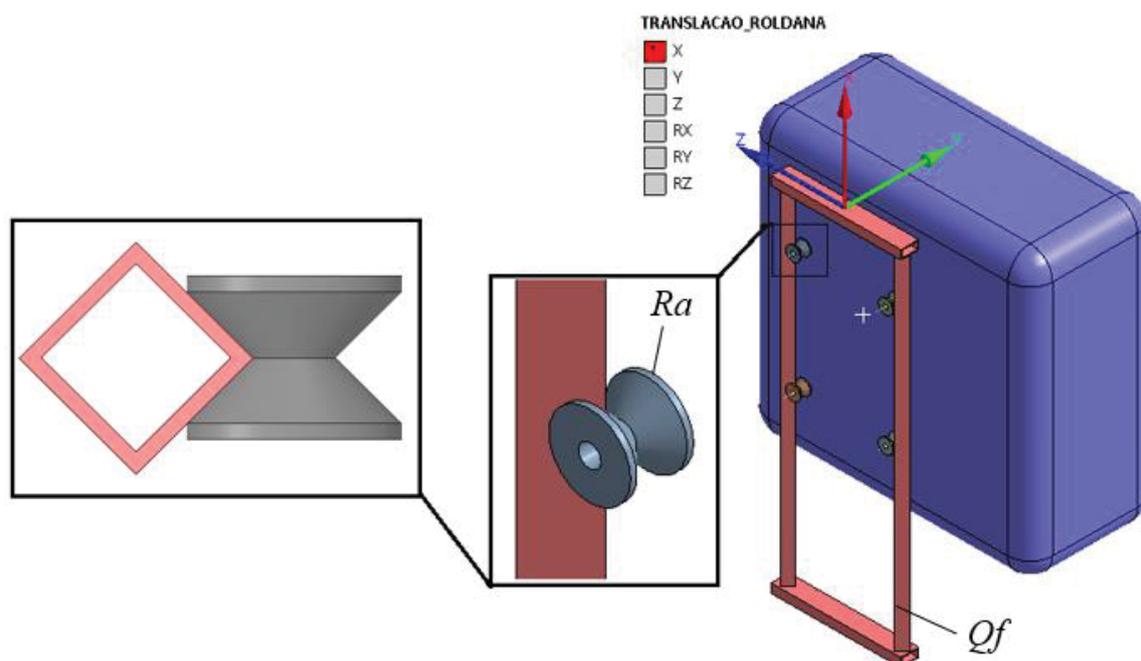


Fonte: Autor.

A funcionalidade e interação entre os componentes destacados acima será explanada ao longo da descrição da modelagem. As siglas apontadas para cada componente serão mantidas ao longo das próximas figuras para facilitar a interpretação.

Todo o conjunto da barra de pulverização e quadro são guiados por quatro roldanas Ra em contato com o quadro fixo conforme Figura 49. As roldanas permitem apenas o movimento ao longo do eixo X local em relação ao quadro fixo Qf , sendo utilizado para tal representação uma junta de translação.

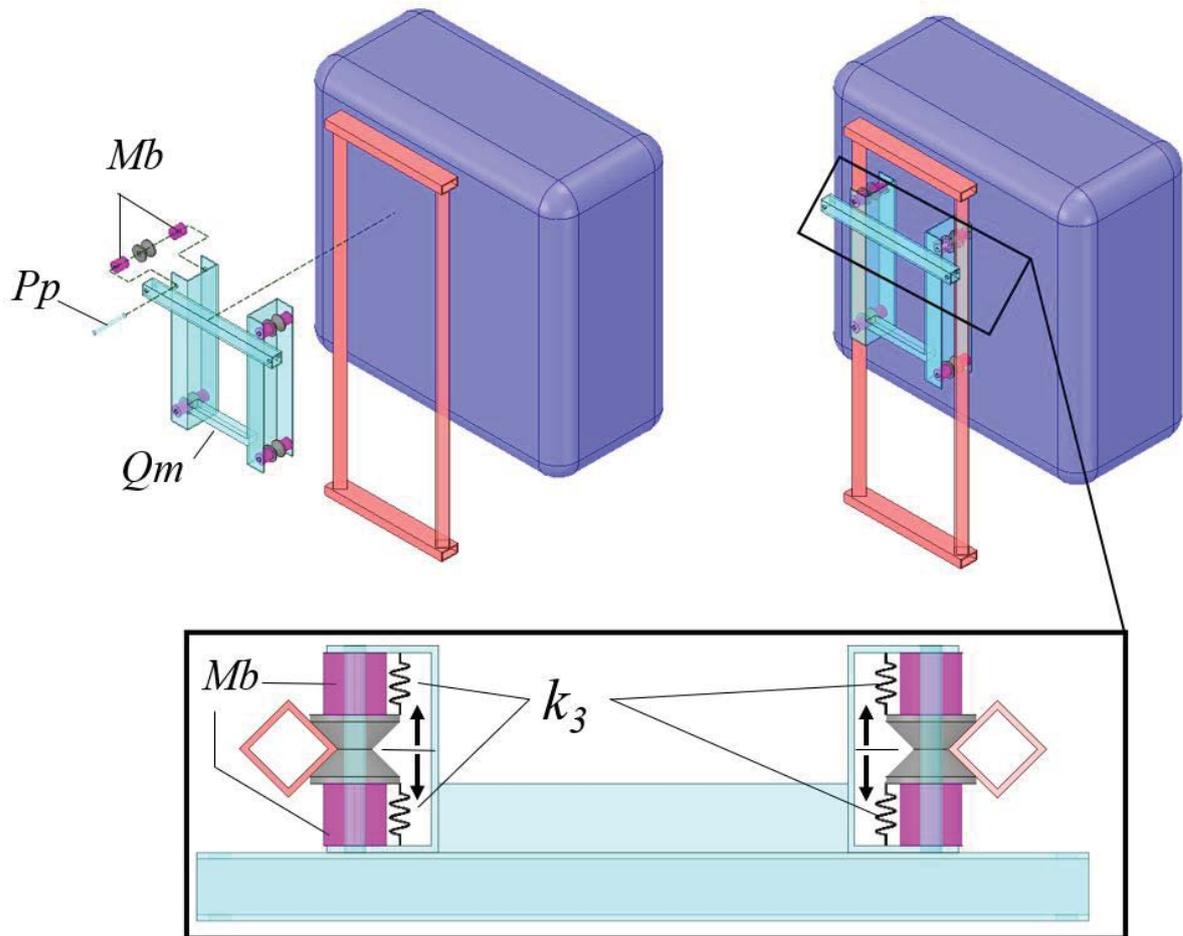
Figura 49. Junta de translação entre roldanas e mastro.



Fonte: Autor.

O quadro móvel Qm indicado na Figura 50 é montado nas roldanas Ra através de um pino passante Pp . O deslocamento horizontal (X global) do quadro móvel é contido pela rigidez k_3 das molas de borracha Mb . São utilizadas total de oito molas de borracha.

Figura 50. Montagem do quadro móvel.



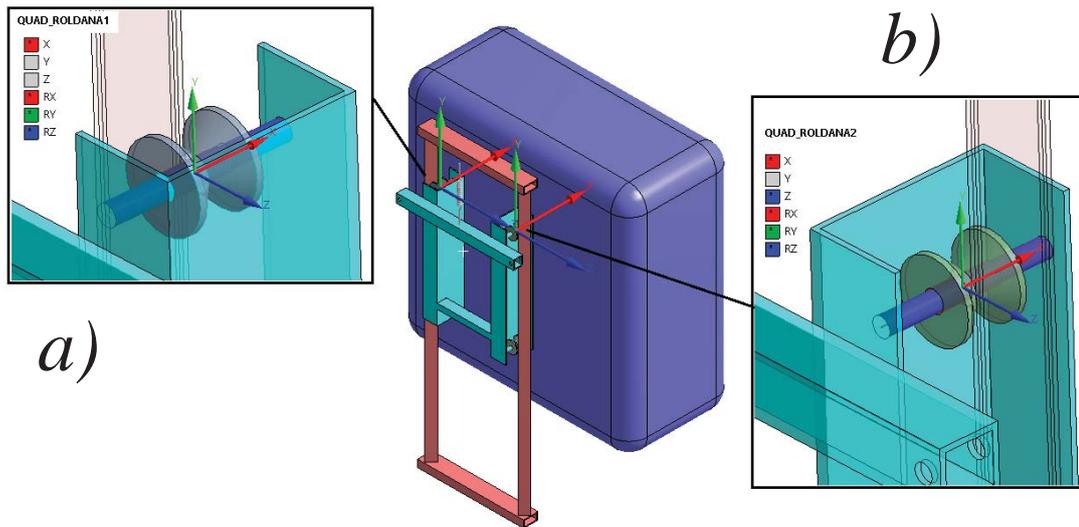
Fonte: autor.

Para a ligação do quadro móvel com as roldanas foram necessários dois tipos de juntas indicadas na

Figura 51. No detalhe “a” da figura é utilizada uma junta denominada *slot* na qual restringe o movimento entre roldana e quadro móvel somente nos eixos locais Y e Z local e mantém os demais livres. No detalhe “b” da figura, é utilizada uma junta denominada *general*, na qual permite ao usuário do *software* controlar livremente os graus de liberdade fixos e livres. Neste caso, apenas é restrito o eixo Y local entre a roldana superior esquerda e o quadro móvel. O movimento do quadro móvel no eixo X , tendo como referência as coordenadas da

Figura 51, é contido pela rigidez das molas de borracha conforme comentado anteriormente. As molas de borracha somente são comprimidas durante os movimentos horizontais (X global) do quadro móvel.

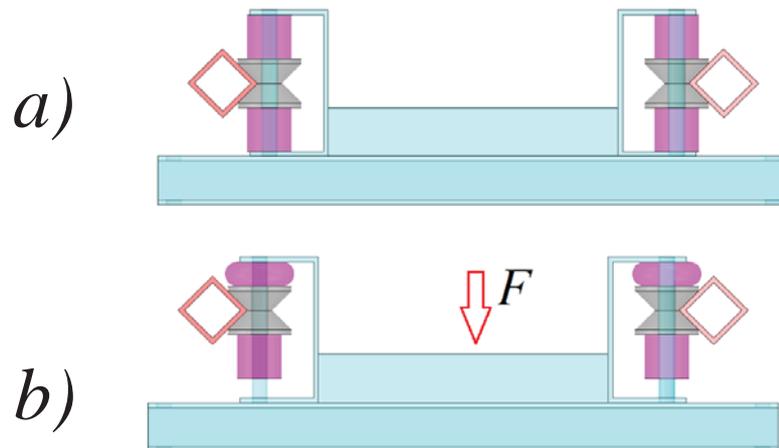
Figura 51. Juntas utilizadas para ligação entre roldana e quadro móvel.



Fonte: Autor.

A Figura 52 ilustra como o movimento horizontal do quadro pode comprimir as molas de um lado da roldana e deixar livre de deformação as molas ao lado oposto a ela. O detalhe “a” exibe o quadro móvel e as molas de borracha em seu estado de equilíbrio estático, sem deformações, enquanto a Figura 52 “b” exibe as molas de borracha deformadas devido à ação de uma força F atuante no quadro móvel.

Figura 52. Movimento do quadro móvel no sentido horizontal comprimindo as molas de borracha.



Fonte: Autor.

A rigidez da mola de borracha foi determinada experimentalmente através do ensaio de compressão realizada em laboratório. O equipamento utilizado no ensaio, apresentado na Figura

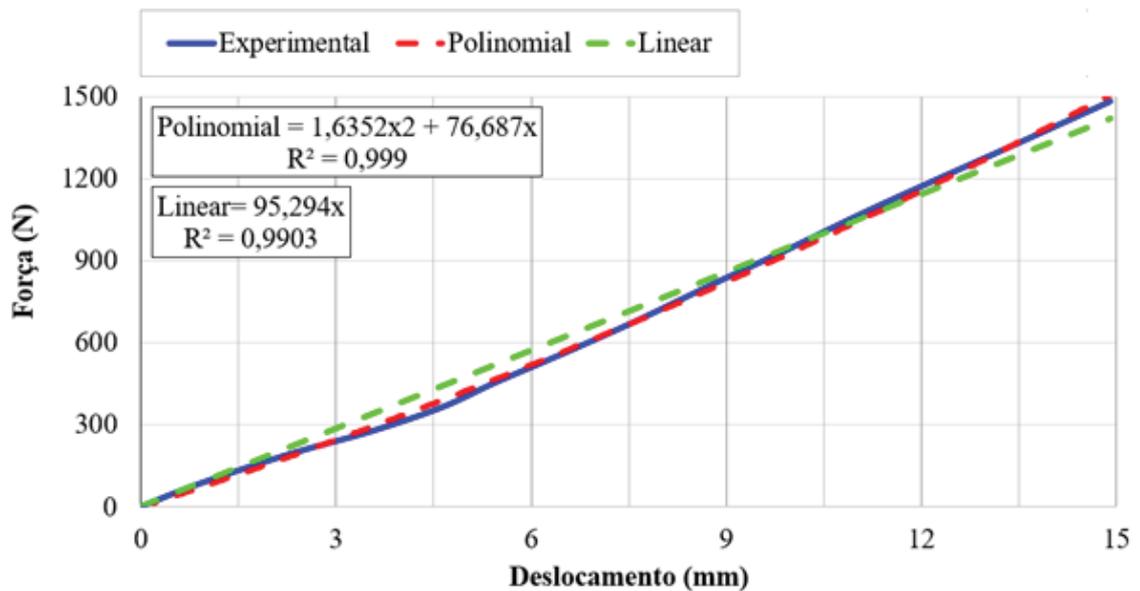
53, foi uma prensa hidráulica com uma célula de carga adaptada na extremidade da haste do atuador hidráulico para medição da força. Para a leitura do deslocamento, utilizou-se um relógio comparador da marca *Mitutoyo*, modelo 2046S, com resolução de 0,01 mm.

Figura 53. Prensa hidráulica para ensaio de compressão das molas de borracha; a) Célula de carga; b) Relógio comparador; c) Mola de borracha.



Fonte: Autor.

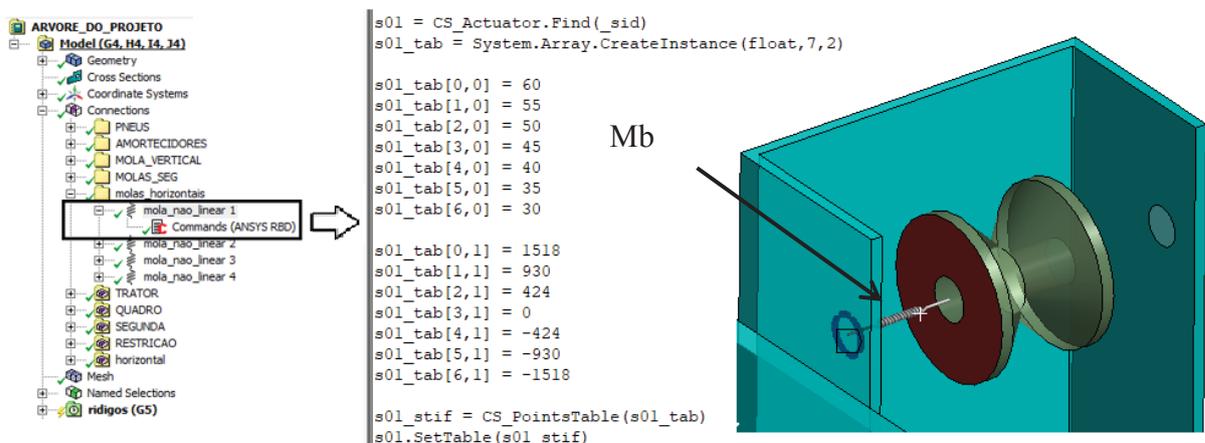
Durante o ensaio foram monitorados a força aplicada e o deslocamento, formando o gráfico de força x deslocamento apresentado na Figura 54. Nota-se que uma estimativa linear da curva experimental com um valor de $k=95,294$ N/mm proporciona uma boa representatividade da curva, pois o coeficiente de determinação, também chamado de R^2 , atinge um valor de 0,9903. Entretanto, uma estimativa polinomial (não linear), se mostrou mais fiel aos dados experimentais atingindo um valor de $R^2 = 0,999$.

Figura 54. Gráfico força x deslocamento da mola de borracha.

Fonte: Autor.

Após obtenção experimental da curva força x deslocamento das molas de borracha, essa foi implementada no *software* com devido ajuste. A característica não linear de uma mola não pode ser inserida diretamente na interface gráfica do *software*. É necessário utilizar linhas de programação inseridas em um bloco de notas, apresentado na Figura 55. O elemento que representa a mola de borracha Mb , é posicionado entre o quadro móvel e a roldana, como indicado também pela Figura 55.

Figura 55. Configuração da rigidez não linear das molas de borracha.

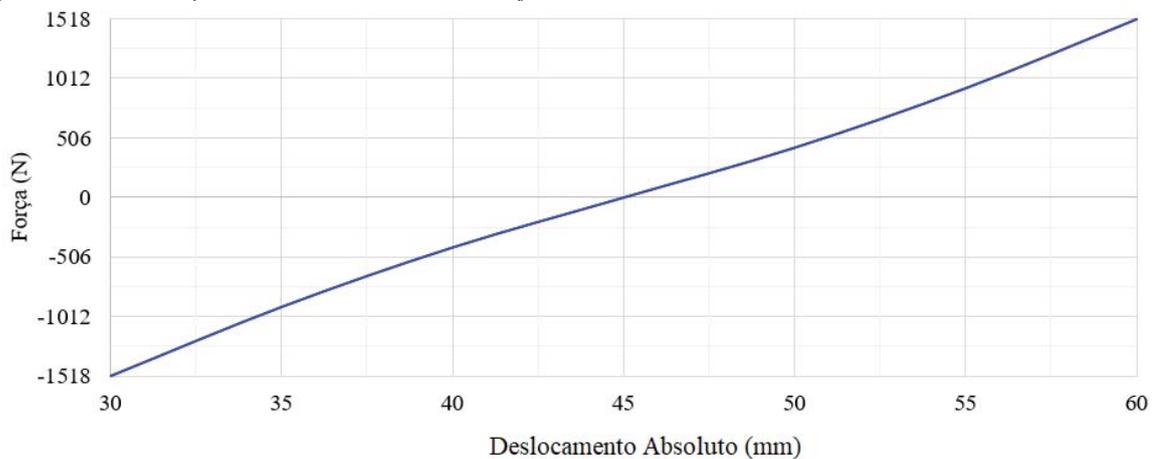


Fonte: Autor.

Por motivos de praticidade, não é necessário inserir um elemento para cada uma das oito molas de borracha, é possível obter o mesmo comportamento com apenas quatro elementos de rigidez (um para cada roldana), configurando uma curva de comportamento simétrica conforme apresentado na Figura 56, sendo necessário usar valores negativos quando o elemento é comprimido e valores positivos quando é tracionado.

Outro detalhe que deve ser cuidado ao inserir uma rigidez não linear no módulo RBD, é que a força é definida em função do comprimento absoluto da mola e não da sua deformação. Na sua posição indeformada, ou seja, força resultante nula, a mola possui um comprimento de 45 mm.

Figura 56. Curva força deslocamento inserida no *software*.

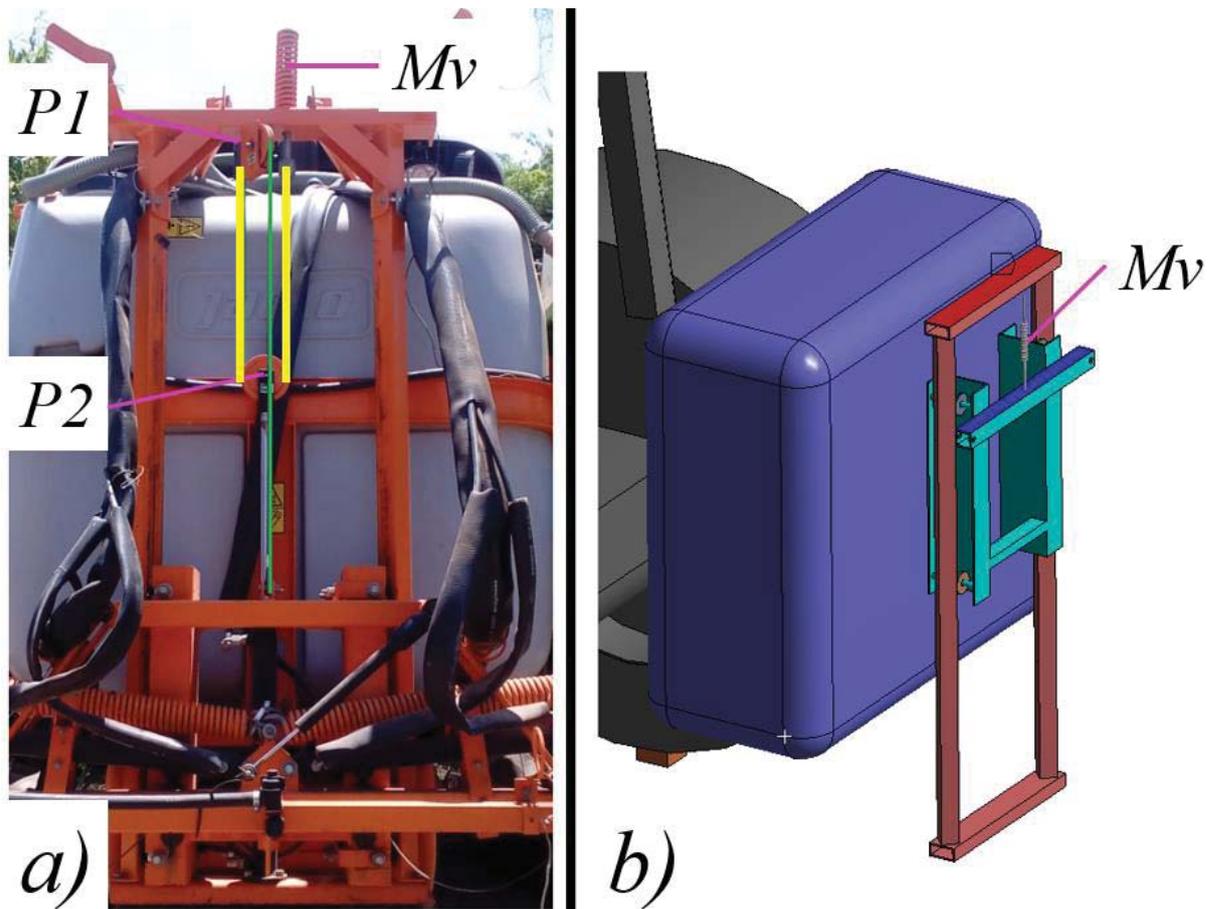


Fonte: Autor.

O quadro móvel e as roldanas têm seu movimento vertical (Z global) restringido pela rigidez de uma mola helicoidal linear, M_v , indicada na Figura 57. A ligação entre a mola helicoidal e o quadro móvel é realizada através de um cabo de aço na qual passa por duas polias, $P1$ e $P2$, apresentadas na Figura 57. A polia $P2$ é montada na extremidade do cilindro hidráulico responsável pela regulagem da altura de trabalho da barra de pulverização; e a polia $P1$ é montada junto ao quadro fixo.

A Figura 57a apresenta a foto do pulverizador com quadro móvel em sua posição mais baixa de trabalho, sendo possível visualizar as polias e o cabo de aço com realce na cor verde. No modelo de dinâmica de corpos rígidos apresentado na Figura 57b, o mecanismo é simplificado sendo que o cabo de aço e polias não são modelados. É realizada, então, uma ligação direta do elemento de mola M_v entre o quadro fixo e o quadro móvel.

Figura 57. Modelagem da mola vertical.



Fonte: Autor.

A rigidez da mola helicoidal linear Mv é de 32,25 N/mm e tem sua rigidez definida conforme a Equação 3, sendo:

Diâmetro do arame $d = 8$ mm

Diâmetro médio da mola $D = 42$ mm

Número de esperas $N = 15$

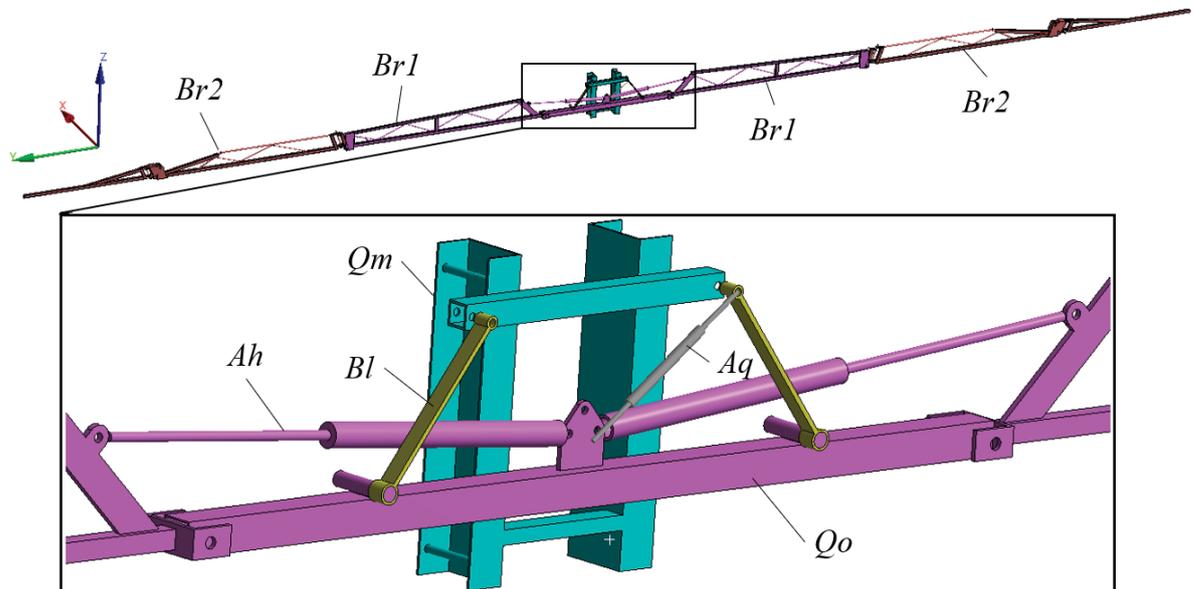
Módulo Tangente $G = 70000$ MPa

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N} = \frac{8^4 70000}{8 \cdot 42^3 \cdot 15} = 32,25 \text{ N/mm} \quad \text{Eq. 3}$$

Após definida a modelagem do quadro móvel, parte-se para as ligações da barra de pulverização. A Figura 58 indica os corpos considerados nesta etapa da modelagem: a primeira

seção da barra indicada com a sigla $Br1$ e a segunda seção da barra como $Br2$, destacando que os componentes $Br1$, Qo e Ah se comportam como um único corpo.

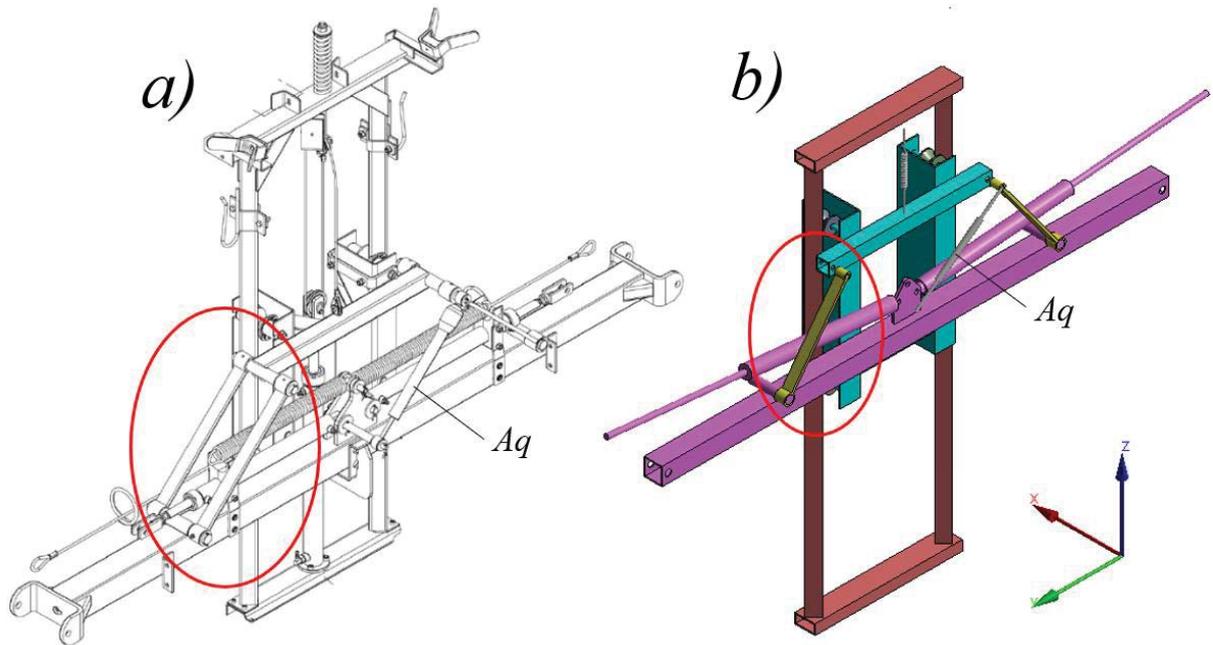
Figura 58. Componentes de ligação entre quadro e barras de pulverização.



Fonte: Autor.

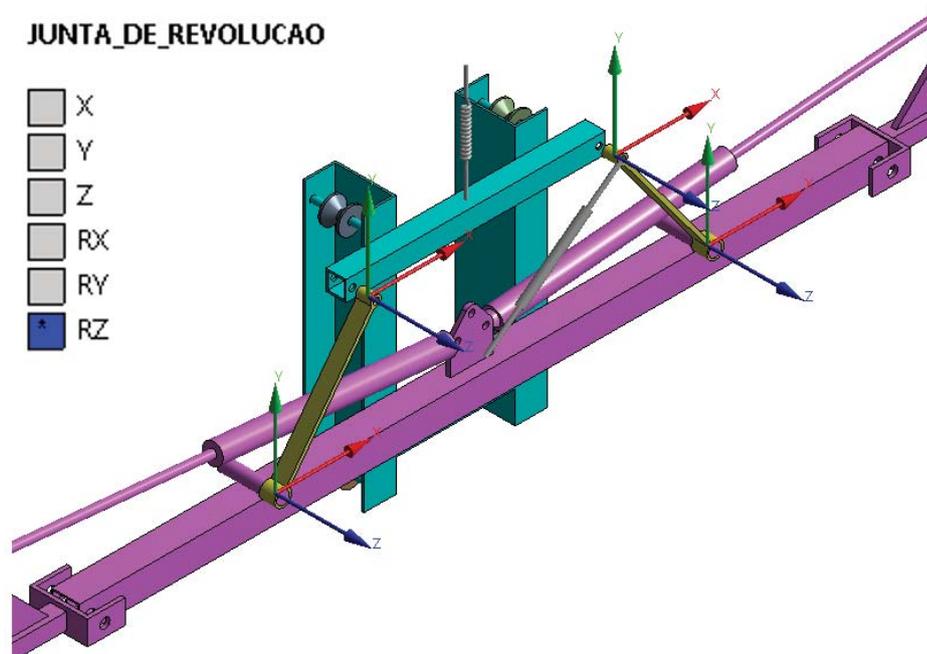
A ligação entre o quadro móvel e barra de pulverização é feita na estrutura real por quatro bielas, conforme observado no desenho do catálogo de peças do pulverizador, na Figura 59a. Entretanto valendo-se novamente do conceito de que as geometrias representadas são indeformáveis, somente duas bielas são suficientes para simular o comportamento do sistema, apresentado, por sua vez, na Figura 59b. As duas bielas modeladas são conectadas entre o quadro móvel e o quadro oscilante através de quatro juntas de revolução representadas pelas coordenadas locais visíveis na Figura 60.

Figura 59. Comparação do desenho de projeto e o modelo de RBD.



Fonte: Autor.

Figura 60. Juntas de revolução para união das bielas entre o quadro móvel e quadro oscilante.

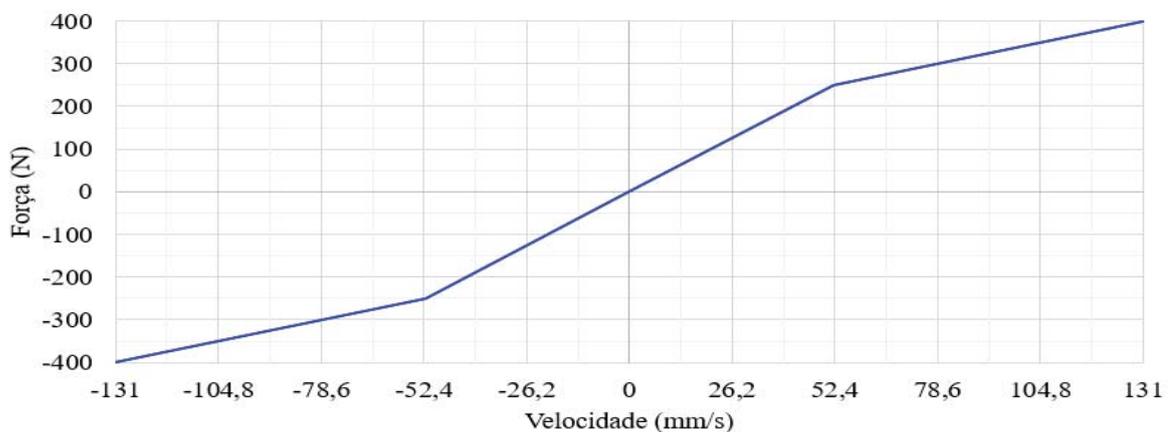


Fonte: Autor.

Em relação à modelagem da suspensão da barra de pulverização, há também entre o quadro móvel e quadro oscilante um amortecedor hidráulico, indicado com Aq , na Figura 59.

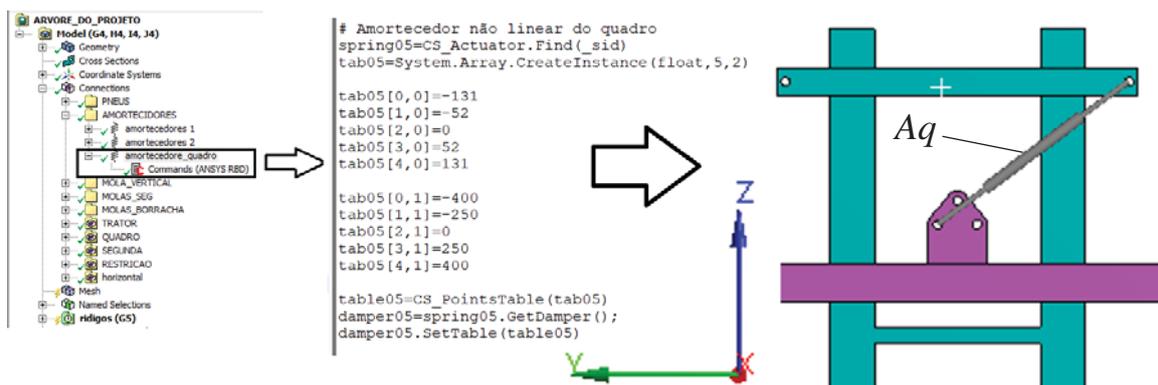
O amortecedor aplicado é o modelo 22010 da marca *Cofap*. O amortecedor tem um comportamento simétrico e não linear, sendo que sua curva força x velocidade fornecida pelo fabricante é apresentada na Figura 61, em que os valores de velocidade negativa indicam o sentido de compressão enquanto velocidades positivas indicam a extensão do amortecedor. Esse mesmo amortecedor é utilizado entre a primeira e segunda seção das barras. Assim como as molas não lineares, é necessário utilizar linhas de programação para configuração do amortecimento não linear, apresentadas na Figura 62.

Figura 61. Gráfico da força x velocidade do amortecedor *Cofap* modelo 22010.



Fonte: Cofap.

Figura 62. Configuração do amortecedor não linear.

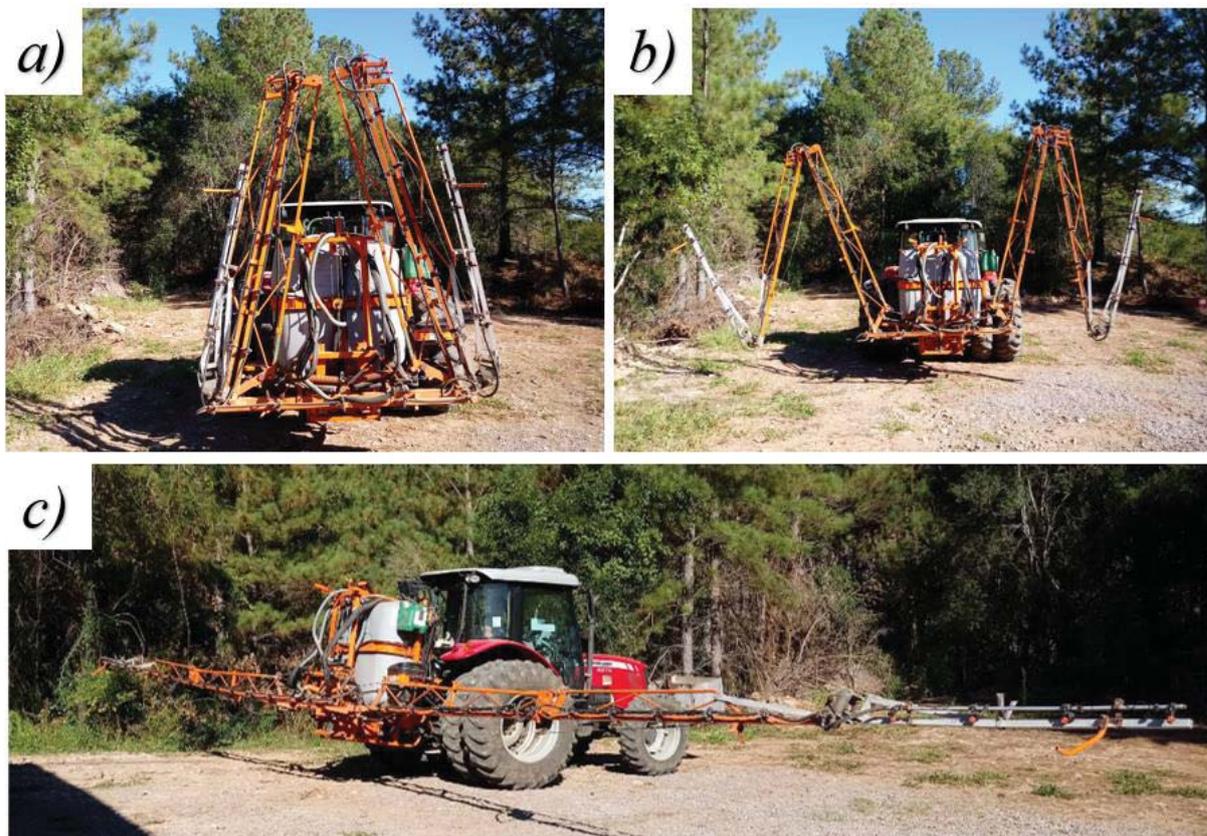


Fonte: Autor.

A última parte da modelagem é referente a articulação entre a primeira e a segunda seção da barra de pulverização. A Figura 63 apresenta a sequência de abertura da barra de pulverização. Na Figura 63 “a” a barra está fechada; a Figura 63 “b” apresenta um estágio

intermediário entre completamente fechada e aberta; enquanto a Figura 63 “c” exibe a barra completamente aberta, sendo que nesse estado as molas da segunda seção, M_s , são estendidas em 150 mm.

Figura 63. Abertura da barra de pulverização.



Fonte: Autor.

A abertura das barras é realizada pela ação dos atuadores hidráulicos, os quais estão ligados entre a primeira seção e o quadro oscilante. Com o avanço da primeira seção imposto pelos atuadores hidráulicos Ah , a distância X indicada na Figura 64 é alterada, “puxando” a segunda seção para a posição horizontal através do tracionamento de um cabo de aço Ca .

Uma extremidade do cabo é ligada à segunda seção e na outra extremidade estão operantes a duas molas M_s , em paralelo, as quais, por sua vez, estão ligadas ao quadro oscilador. O cabo de aço é conduzido por polias montadas na primeira seção da barra.

Figura 64. Ligação do cabo de aço e molas para abertura da segunda seção da barra.



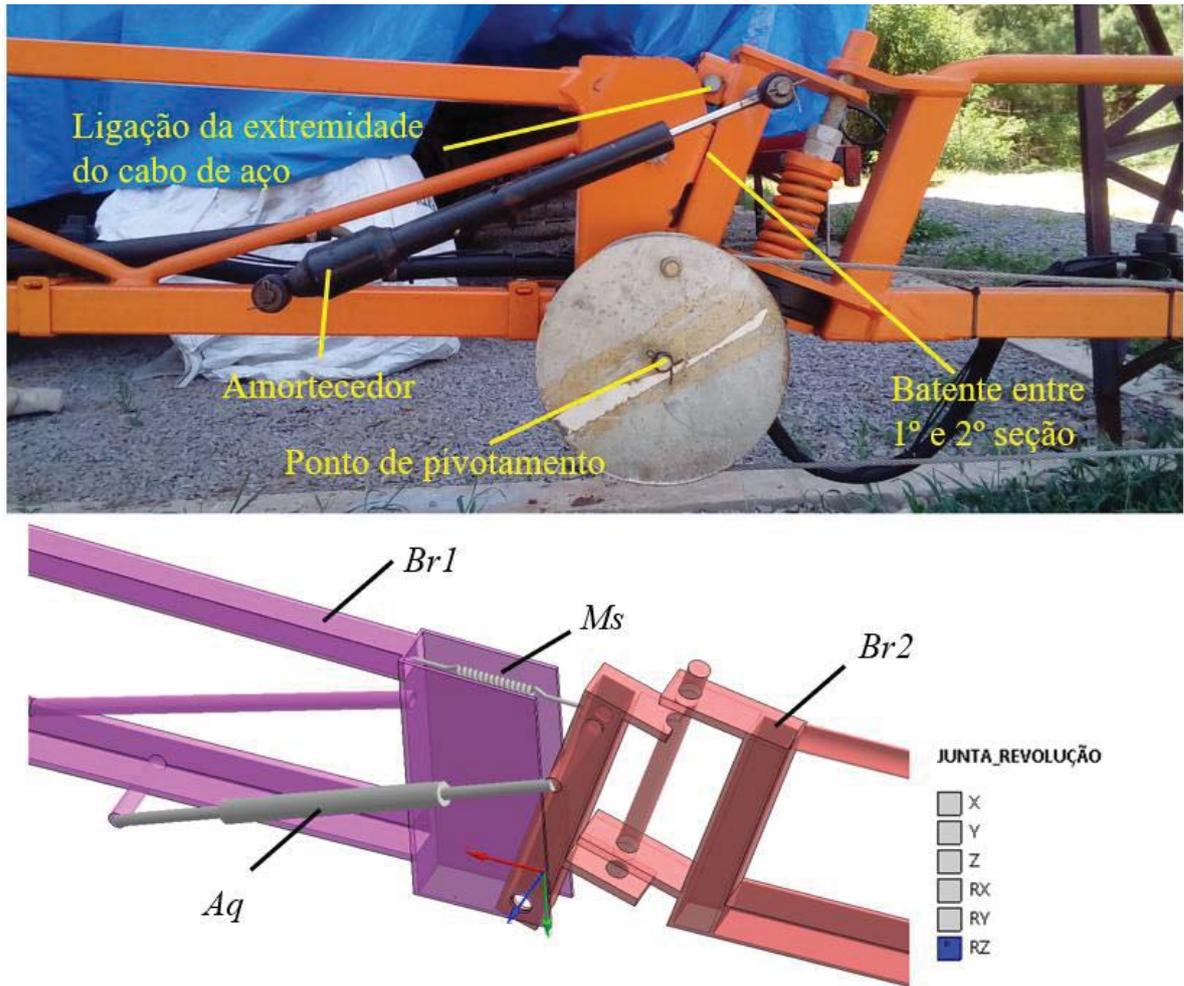
Fonte: Autor.

De fato, a articulação entre primeira e segunda seção não tem papel no desempenho da suspensão da barra de pulverização, em relação ao critério de estabilidade poderia ser omitida do modelo de corpos rígidos. Porém, a fim de se obter um modelo mais próximo do comportamento real, optou-se em representar de forma simplificada essa articulação.

Eventualmente, esse mecanismo pode ser acionado durante a operação do pulverizador quando ocorrem elevadas acelerações verticais possibilitando o pivotamento da segunda seção em relação a primeira pode atenuar os esforços atuantes na estrutura.

A Figura 65 compara uma foto da estrutura física com o modelo RBD indicando os componentes considerados nessa etapa. Para modelagem da articulação entre a primeira e segunda seção utilizou-se uma junta de revolução não linear com um critério de parada na qual representa o batente entre as seções. Entre a primeira e a segunda seção é utilizado o amortecedor modelo 22010 com suas características e forma de configuração já apresentadas nesta pesquisa. Assim como no caso da mola vertical, não é modelado o cabo de aço e polias, o elemento de mola é aplicado diretamente entre a primeira e a segunda seção. O elemento de mola e amortecedor estão indicados na Figura 65 como Ms e Aq , respectivamente.

Figura 65. Modelagem da articulação entre a primeira e segunda seção.



Fonte: Autor.

A força de tração realizada pelas molas de abertura, é definida analiticamente através das equações 1 e 3. A Tabela 2 apresenta as características físicas das molas. Conforme comentado na Figura 64, há duas molas para cada lado da barra de pulverização, estando uma montada dentro da outra.

Tabela 2. Propriedades das molas de abertura da segunda seção.

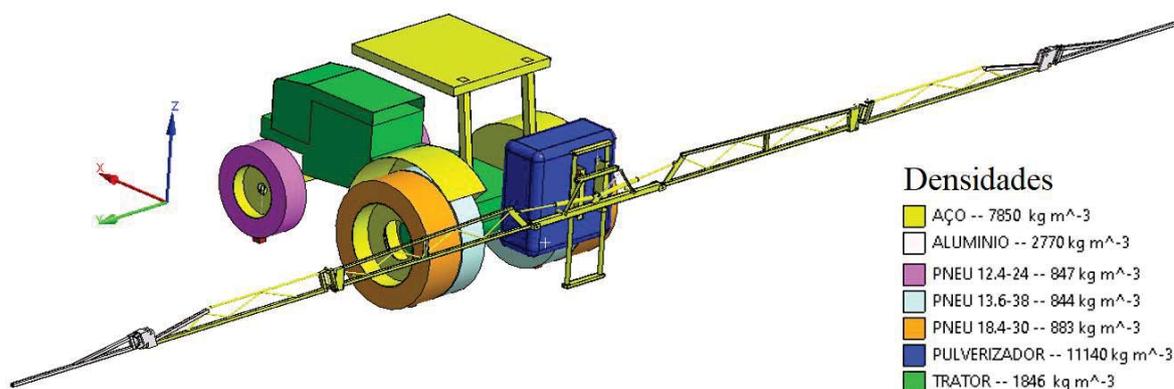
Características	Mola externa	Mola Interna
Diâmetro do arame d	9 mm	8 mm
Diâmetro médio da D	52 mm	29 mm
Número de esperas N	45	51
Módulo Tangente G	70000 MPa	70000 MPa
Rigidez	8,96 N/mm	28,67 N/mm
Rigidez equivalente	$(8,96 \text{ N/mm} + 28,67 \text{ N/mm}) = 37,64 \text{ N/mm}$	
Pré-carga	$(37,64 \text{ N/mm} * 150 \text{ mm}) = 5646 \text{ N}$	

Fonte: Autor.

Sabe-se que a rigidez equivalente das molas paralelas é de 37,64 N/mm e são estendidas em 150 mm no processo de abertura das barras, encontra-se uma força atuante de 5646 N, sendo que esse valor é aplicado com pré-carga nas molas. Essa pré-carga é necessária para manter a segunda seção na horizontal e alinhada com a primeira seção.

Concluídas as configurações das juntas, molas e amortecedores, configura-se, agora, a massa do modelo. Devido à representação aproximada do trator, pneus e parte do pulverizador (chassi e reservatório), a densidade desses componentes foi definida com base no volume da geometria e massa conhecida. O modelo completo apresenta a massa de 6060 kg. A Figura 66 apresenta em sua legenda as densidades aplicadas

Figura 66. Densidade aplicada em cada componente.

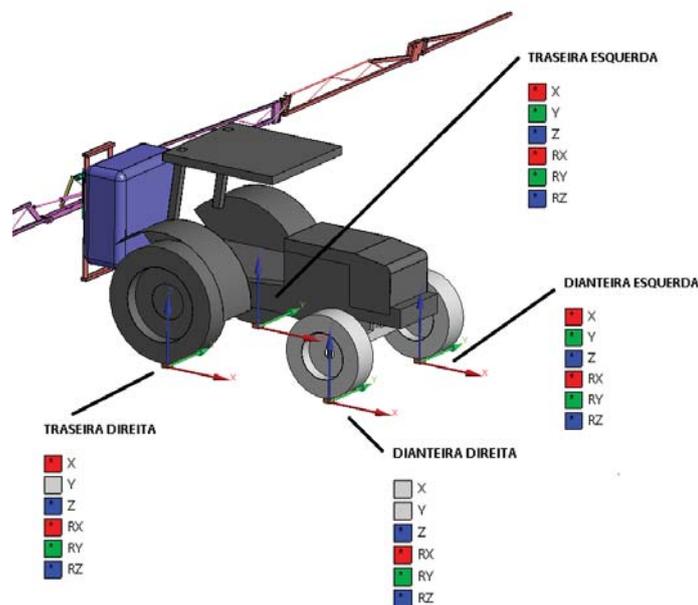


Fonte: Autor.

3.2.1.1 Restrições e carregamentos

Os blocos utilizados na configuração dos pneus agora são utilizados para aplicar as restrições e carregamentos através de quatro juntas *general*, uma para cada bloco. Nesta simulação, somente três graus de liberdade são restritos: no bloco correspondente à roda dianteira direita é aplicada a restrição nos eixos *X* e *Y* global; no correspondente à roda traseira direita há restrição apenas no eixo *Y* global; os demais graus de liberdade são mantidos livres. As coordenadas de referência são exibidas na Figura 67. Esta configuração é comum entre os modelos RBD e MEF.

Figura 67. Restrições aplicadas no modelo.



Fonte: Autor.

Nos blocos pertencentes às rodas traseira e dianteira direita não é aplicada nenhuma restrição, todos os graus de liberdade são mantidos livres. Essa abordagem é necessária, pois na interface do *software* é necessário ter uma junta associada a um corpo para aplicar o deslocamento prescrito. Em relação ao modelo, esse possui 13 corpos, 27 graus de liberdade, total de 18 juntas, 4 elementos com comportamento simultâneo de mola e amortecimento, 7 elementos de molas e 3 elementos de amortecimento.

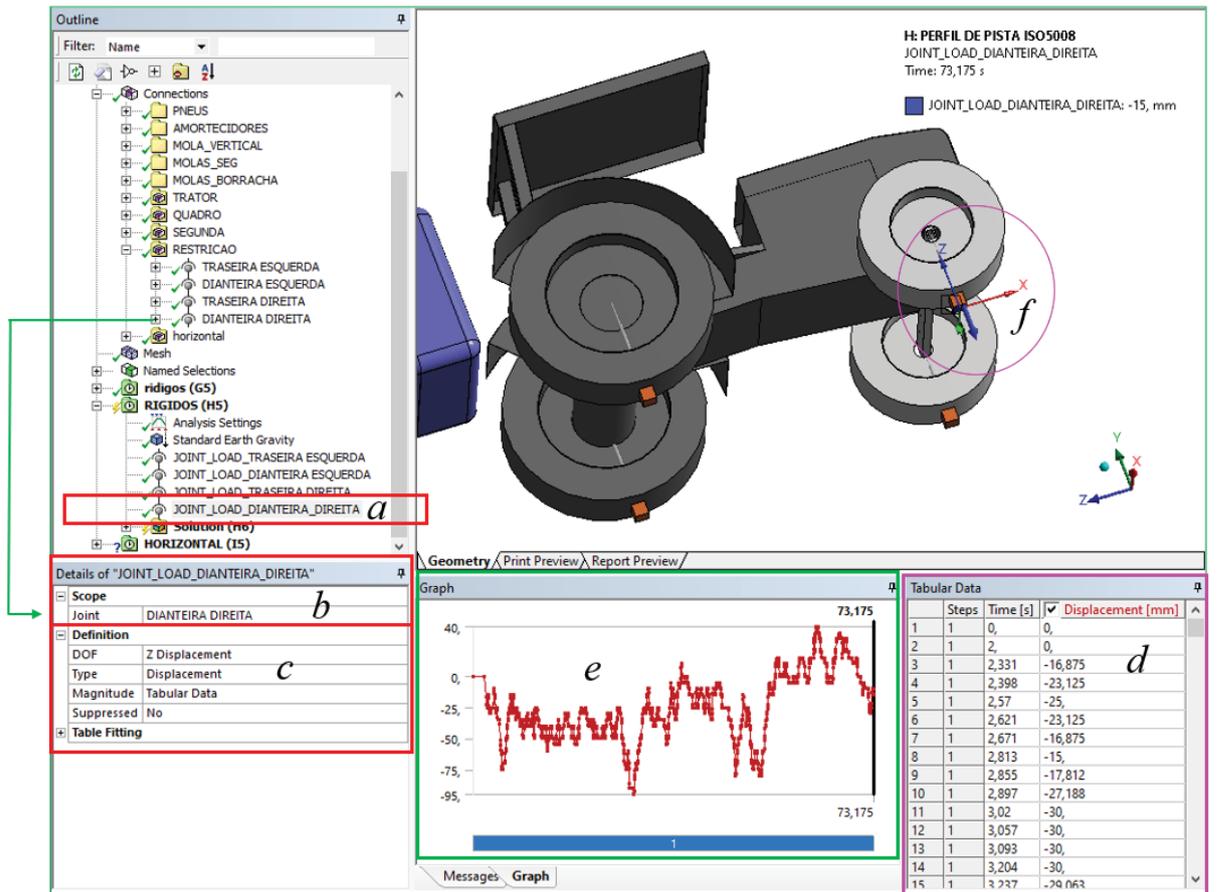
Após os graus de liberdade dos blocos, os quais representam o plano do solo, serem caracterizados, inicia-se a configuração dos carregamentos. Nessa etapa são utilizados recursos chamados de *joint load* (junta de carregamento).

Na Figura 68, a interface gráfica do *software* é exibida com os detalhes do *joint load*. O recurso está na árvore do projeto indicado com “a”. Nos detalhes do *joint load* em “b” é selecionada a junta *general* da roda dianteira direita. Em “c”, é configurado o tipo de carregamento e o eixo em que ele é aplicado, sendo então selecionado o tipo de carregamento de deslocamento para o eixo *Z global*. O carregamento é então aplicado de forma tabular em “d” através das colunas, tempo e deslocamento. Em “e”, é apresentado o gráfico do perfil de deslocamento inserido na tabela “d”. Na janela gráfica no detalhe “f” é visualizado através de uma seta azul, o local e o sentido de aplicação do deslocamento.

Além dos *joints loads*, também é inserida a aceleração da gravidade, 9810 mm/s^2 , como uma constante durante a análise, permitindo levar em conta o peso próprio da estrutura.

Ao inserir o perfil de pista suave descrito na norma ISO 5008 (2002) apresentado na Figura 34, exigem-se alguns pontos de atenção. A norma descreve o perfil de pista com ordenadas e abcissas em milímetros, e, como pode ser observado na Figura 68 “d”, o eixo das abcissas é inserido na unidade do tempo. Portanto é necessário definir uma velocidade de avanço para o equipamento. É utilizada uma velocidade de avanço de 5 km/h equivalente a 1,389 m/s (valor usual em operações com pulverizadores acoplados). O espaço incremental entre um ponto e o seguinte, no perfil suave normatizado, é de 160 mm; considerando um deslocamento de 1,389 m/s, é necessário 0,115 segundos para percorrer esse espaço.

Figura 68. Configuração de um *joint load*.



Fonte: Autor.

O entre-eixos do trator é de 2370 mm, e essa medida não é um múltiplo de 160 mm, isso traz implicações, como, por exemplo, quando o eixo traseiro estiver sobre um ponto do gráfico,

o eixo dianteiro estará “atrasado”. Nesses casos, a norma permite uma interpolação linear entre os pontos do perfil. O início do perfil (distância de 0 mm) é aplicado nos blocos do eixo traseiro enquanto nos blocos do eixo dianteiro é aplicada a elevação correspondente à distância de 2370 mm. Quando o eixo dianteiro atinge a distância correspondente de 100000 mm (100 m) o eixo traseiro percorreu a distância de 97630 mm. Neste momento é finalizada a simulação.

Na determinação do tempo de simulação a excitação de pista não é aplicada nos primeiros dois segundos de simulação, somente é aplicada a aceleração da gravidade. Utiliza-se este intervalo de tempo para que as molas configuradas assumam uma posição de equilíbrio estático antes de aplicar a excitações de pista.

Como o trator não atinge instantaneamente a velocidade de 5 km/h, considera-se uma aceleração de arrancada de 500 mm/s^2 . Como consequência disso, o tempo para percorrer os primeiros incrementos de distância é maior; somando os dois segundos iniciais, a velocidade de deslocamento constante de 5 km/h é atingida em 4,192 segundos.

É importante salientar, que não são aplicados deslocamentos no sentido de avanço da velocidade, em outras palavras, o modelo não se move. A velocidade e aceleração consideradas são fundamentais para definir o intervalo de tempo em que as elevações do perfil são aplicadas, portanto o modelo recebe as excitações verticais da pista em uma posição estacionária e o tempo total de simulação é de 73,175 segundos. Esse mesmo modelo será utilizado para simular os ensaios de vibração livre discutidos na seção 3.3.4 e para análise modal.

3.2.1.2 Configurações de solução RBD

Nesta seção serão apresentadas as configurações referentes à solução do problema. Tais configurações estão disponíveis na árvore do projeto com o nome de *Analysis Settings*. A Figura 69 apresenta a janela de configuração de solução do módulo de dinâmica de corpos rígidos. Abaixo são explicados, de forma resumida, os principais detalhes, baseados no manual do usuário do *software Ansys* (2020). Os termos são apresentados em inglês/português, como segue:

a) *Number of steps* / Número de passos: define o número de etapas de carregamento, é útil ter mais de um *step* quando se deseja ativar ou remover carregamentos durante uma simulação.

b) *Current step number* / Número do passo atual: indica o passo ativo para configurações.

c) *Step end time* / Tempo de término do passo: tempo total da simulação;

d) *Auto time stepping* / Passo automático de tempo: como o intervalo de tempo da solução explícita é governada pela frequência mais alta do sistema, e não é fácil determinar as frequências do sistema de antemão, está disponível um algoritmo de escalonamento automático de tempo.

e) *Initial time step* / Passo de tempo inicial: escolher um passo de tempo inicial é uma maneira de reduzir o custo de fazer com que o solver descubra qual é o tamanho ideal da etapa para minimizar o tempo de execução. O algoritmo automático de intervalo de tempo, após alguns aumentos graduais, encontrará o valor apropriado do intervalo de tempo.

f) *Minimum time step* / Tempo mínimo de passo: valor mínimo de tempo que o algoritmo pode usar para seguir com a solução.

g) *Maximum time step* / Tempo máximo de passo: limita o tempo máximo que o algoritmo automático pode utilizar. Recomendado valores não muito grandes para evitar problemas de resolução no pós-processamento.

h) *Time integration type* / Tipo de integração no tempo: seleciona o algoritmo de integração de tempo, o solver Runge-Kutta-4 é um algoritmo de solução explícita.

i) *Use stabilization* / Uso de estabilização: insere parâmetros artificiais de amortecimento e molas fracas para estabilização e solução da simulação. Nessa análise não é usado esse recurso.

j) *Position and velocity correction* / Correção de velocidade e posição: O esquema de integração Runge-Kutta-4 fornece uma aproximação polinomial de quarta ordem da solução. Em alguns casos, a relação entre variáveis cinemáticas e variáveis geométricas, não é polinomial. Como consequência, as equações de restrição que são exatamente satisfeitas em termos de acelerações em cada uma das estimativas de Runge-Kutta podem não ser satisfeitas em termos de velocidades e posições no final do intervalo de tempo. Portanto é uma boa prática ativar esses métodos de correção.

l) *Correction type* / Tipo de correção: seleciona o método de correção da posição e velocidade.

Após tais opções de solução serem configuradas, o modelo está apto para ser resolvido e gerar resultados que serão apresentados e discutidos na seção 4.

Figura 69. Janela de configurações da solução da análise de dinâmica de corpos rígidos.

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1 <i>a</i>
Current Step Number	1 <i>b</i>
Step End Time	73,175 s <i>c</i>
Auto Time Stepping	On <i>d</i>
Initial Time Step	1,e-002 s <i>e</i>
Minimum Time Step	1,e-007 s <i>f</i>
Maximum Time Step	5,e-002 s <i>g</i>
Solver Controls	
Time Integration Type	Runge-Kutta 4 <i>h</i>
Use Stabilization	Off <i>i</i>
Use Position Correction	Yes <i>j</i>
Use Velocity Correction	Yes <i>j</i>
Correction Type	Pure Kinematic <i>l</i>

Fonte: Autor.

3.2.2 Modelo de elementos finitos

Esta seção dedica-se à modelagem e configuração do modelo com corpos flexíveis. Para tanto, utiliza-se o módulo de análise dinâmica pelo método de elementos finitos, denominado *Transient Structural do software Ansys Workbench*. Os componentes selecionados, os quais terão sua rigidez apresentadas são: quadro móvel Qm ; bielas Bl ; quadro oscilante Qo ; atuadores hidráulicos Ah ; primeira seção da barra $Br1$ e segunda seção da barra $Br2$. Esses componentes estão apresentados na Figura 58.

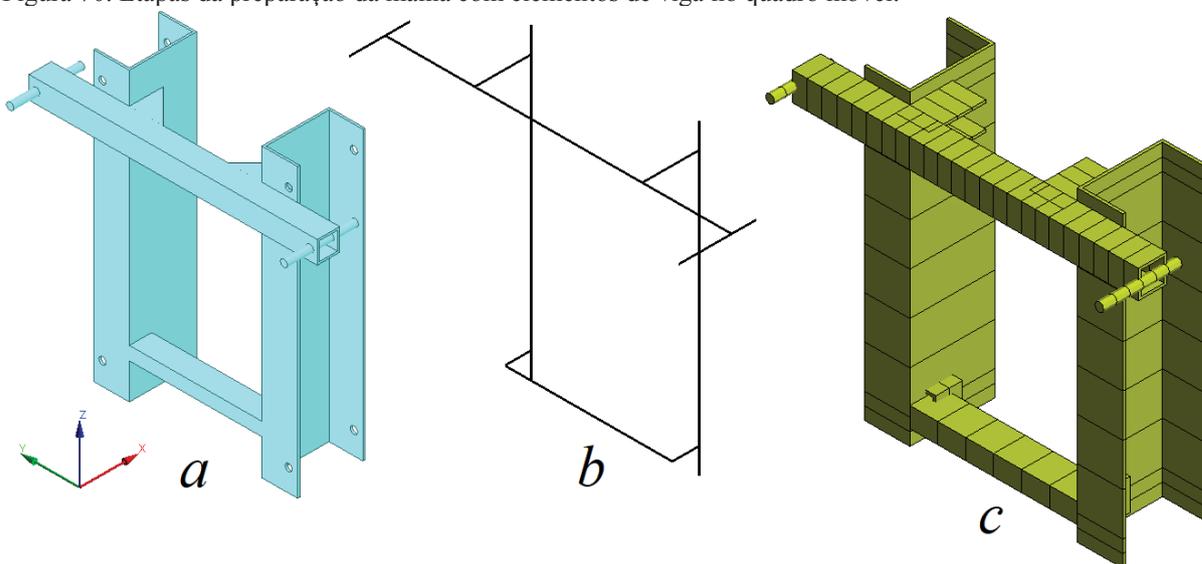
A preparação do modelo inicia-se pela escolha do elemento de malha para discretizar os componentes citados acima. Optou-se pelo elemento de viga, denominado Beam188 de 3 nós da biblioteca de elementos do *software Ansys*.

Soluções transientes, frequentemente, têm um alto custo de tempo computacional, então obter uma malha que representasse de forma adequada a rigidez da estrutura com um menor número de elementos é uma vantagem, pois é possível gerar resultados de forma mais rápida. Outra consideração a respeito desse modelo é que o foco dos resultados são os deslocamentos globais da estrutura. Isso permite uma discretização menos detalhada. Portanto, a seleção do elemento de viga é adequada ao propósito do trabalho. Modelos em que é necessário avaliar o nível de tensão exigem uma modelagem mais refinada, sendo indispensáveis os elementos de casca e sólidos para representação de detalhes geométricos.

No que se refere à discretização da geometria, optou-se por aplicar elementos de tamanhos variados. Adotou-se o tamanho de elemento de 10 mm para os corpos de linha com comprimento igual ou inferior a 100 mm. E para corpos de linha com comprimento superior a 100 mm, utilizou-se o recurso de divisão, no qual se aplicam seis elementos por corpo de linha, desenvolvendo elementos de diversos comprimentos. Tal recurso permitiu desenvolver uma malha enxuta e o modelo finalizado contém 2187 elementos e 1122 nós.

A fim de que se apliquem os elementos de viga, é necessário haver o desenvolvimento de uma geometria com corpos de linha. A Figura 70a apresenta o modelo CAD. A partir dele são definidas as linhas que passam pelo centroide dos perfis e as seções dos perfis (tubos, barras redondas e perfis U). Na Figura 70b é possível ver os corpos de linhas que passam pelo centroide de cada perfil são obtidos com base na geometria CAD. Esse conjunto de linhas estão agrupadas em um corpo, desenvolvendo uma malha chamada “compartilhada”, o que significa que não são necessários juntas ou contatos para união dos perfis contidos no mesmo corpo. Na Figura 70c é exibida a malha gerada nos corpos de linha. A visualização dos perfis da malha é um recurso gráfico que o *software* dispõe para verificação das posições dos perfis e facilitação na observação dos resultados.

Figura 70. Etapas da preparação da malha com elementos de viga no quadro móvel.

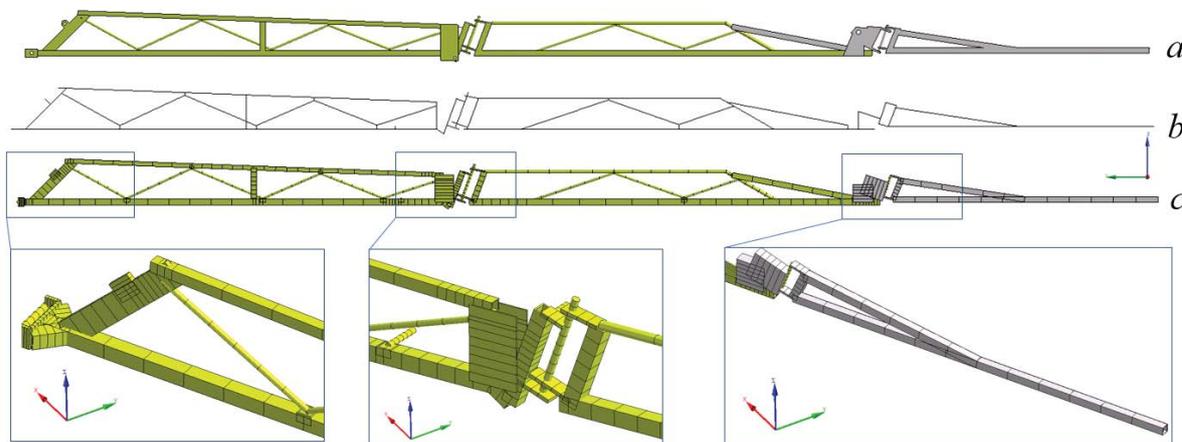


Fonte: Autor.

O mesmo procedimento desenvolvido no quadro móvel foi replicado nos demais componentes. A Figura 71a exibe a geometria CAD da primeira e segunda seção da barra. A

Figura 71b os corpos de linha, enquanto a Figura 71c apresenta a malha gerada nos corpos de linhas, em destaque as articulações e ponteira da barra.

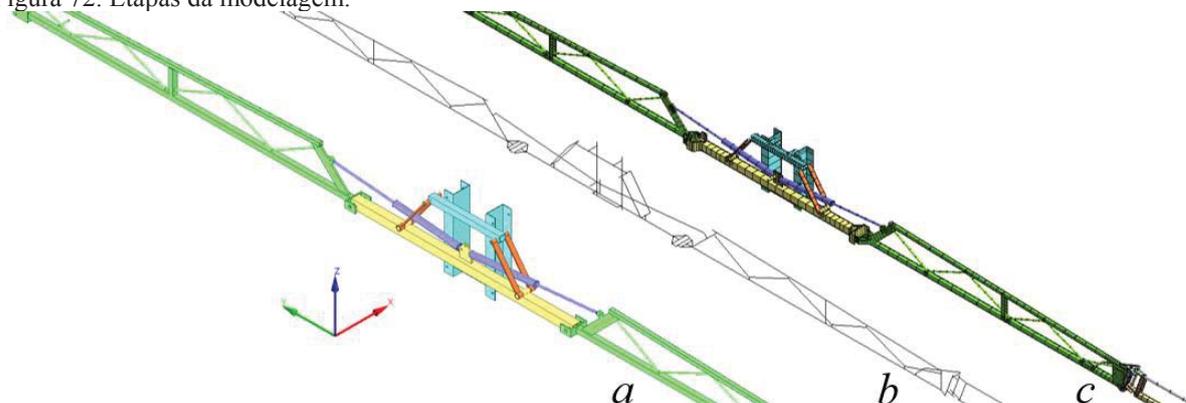
Figura 71. Etapas da modelagem da primeira e segunda seção da barra.



Fonte: Autor.

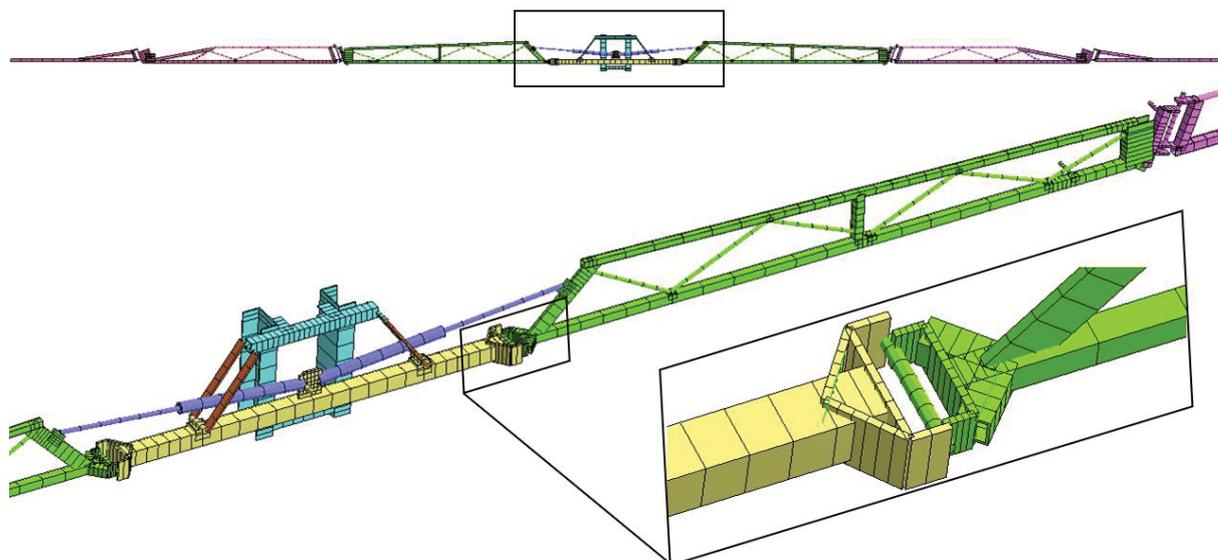
A Figura 72 apresenta a modelagem completa dos corpos flexíveis pertencentes ao quadro do pulverizador, assim como nas figuras anteriores. A Figura 72a apresenta o modelo CAD; a Figura 72b, os corpos de linha e a Figura 72c exibe e destaca a malha gerada. Nesta etapa da modelagem observa-se uma diferença entre o modelo de MEF e RBD. Como agora os corpos são deformáveis é necessário inserir as quatro bielas para sustentação do quadro oscilante. Essa diferença é salientada ao ser comparada com a Figura 59. A Figura 73 exibe mais detalhes da malha gerada.

Figura 72. Etapas da modelagem.



Fonte: Autor.

Figura 73. Malha gerada na barra de pulverização e quadro.



Fonte: Autor.

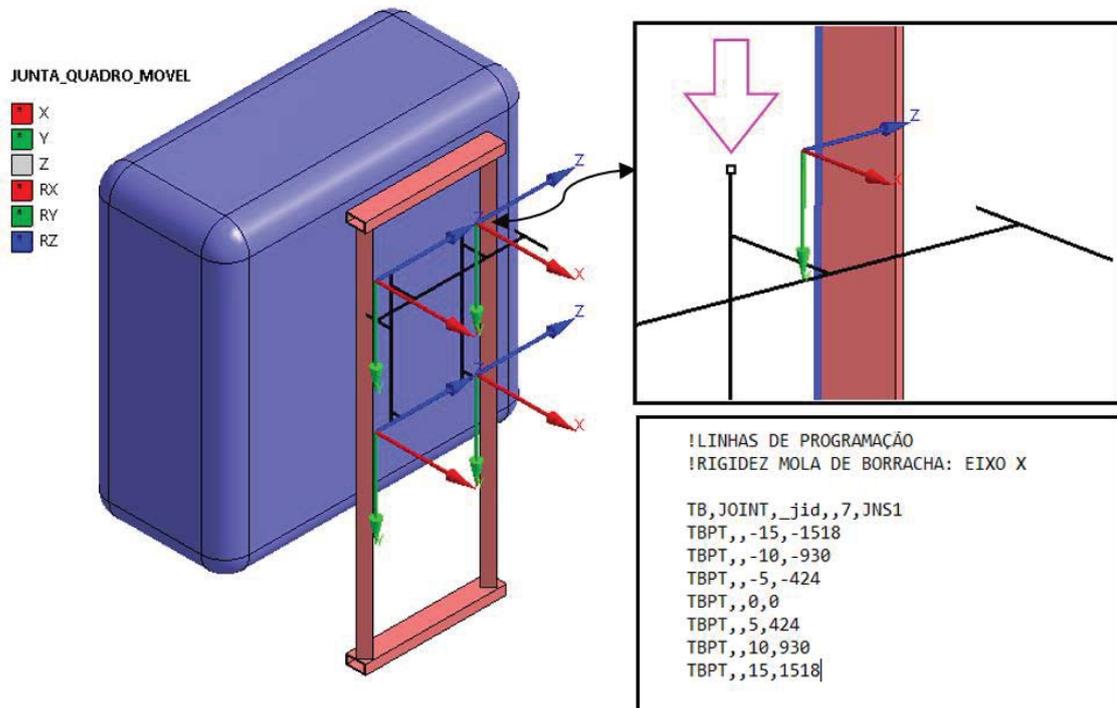
Após as explicações acerca da modelagem dos corpos de linha e da geração da malha, parte-se para a configuração das juntas, molas e amortecedores entre componentes. O modelo do trator, eixo dianteiro e blocos, exibidos na Figura 44, permanecem como corpos rígidos no modelo MEF. Além da geometria representada por elementos de vigas, é indispensável para uma adequada representação da rigidez da estrutura algumas juntas a mais em comparação ao modelo de RBD, o que serão apresentados a seguir.

No que concerne a ligação do quadro móvel Q_m com o quadro fixo Q_f , não é necessário modelar as roldanas e pinos passantes, como no módulo RBD. O Módulo transiente *structural* permite configurar uma rigidez não linear associado a um grau de liberdade de uma junta *general* através de linhas de programação. Já para a representação do movimento relativo entre quadro móvel e quadro fixo são necessárias quatro juntas *general* definidas pelas coordenadas apresentadas na Figura 74.

Cada junta *general* é configurada através da seleção de um vértice dos corpos de linha do quadro móvel (indicado pela seta) e uma aresta do quadro fixo (linha azul), sendo que neste caso são restringidos os movimentos relativos do eixo Z local, os demais são mantidos livres.

Em relação ao eixo X local, é inserido a rigidez da mola de borracha já apresentada na Figura 56, as linhas de programação necessárias são visíveis na Figura 74. Um detalhe importante é em relação aos posicionamentos das coordenadas das juntas *general*. Elas estão localizadas no centroide do pino passante.

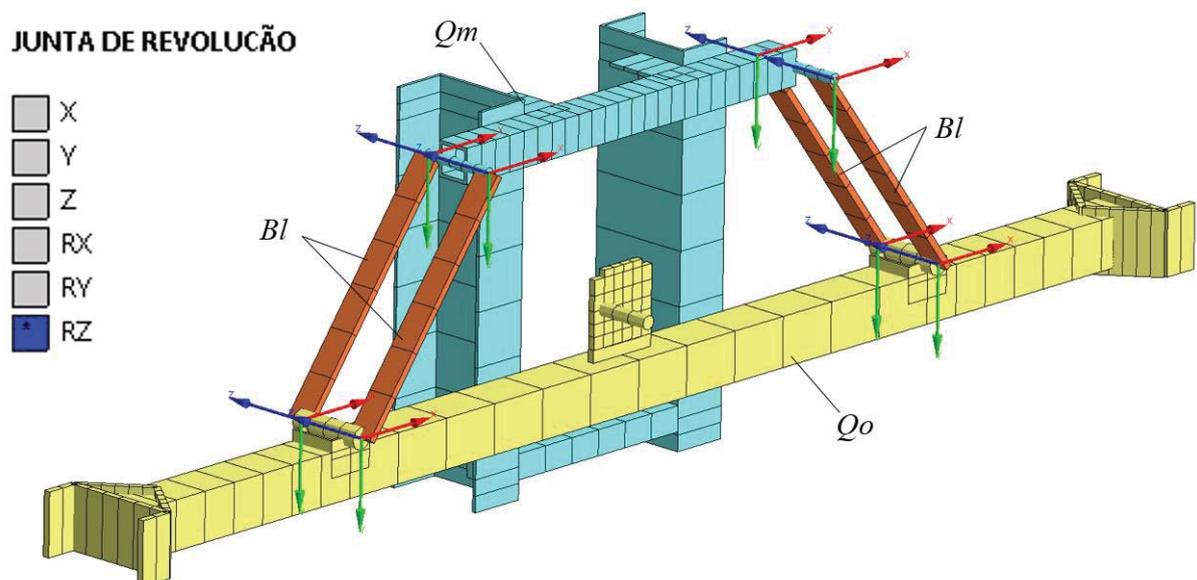
Figura 74. Juntas *general* para configuração das molas de borracha e movimento relativo entre quadro móvel e fixo.



Fonte: Autor.

A ligação entre o quadro móvel Q_m e o quadro oscilante Q_o é feita através de quatro bielas Bl , sendo necessário utilizar oito juntas do tipo revolução, duas para cada biela. Cada junta de revolução tem sua própria coordenada local, estando indicadas na Figura 75.

Figura 75. Ligação entre o quadro movel Q_m e quadro oscilante Q_o .

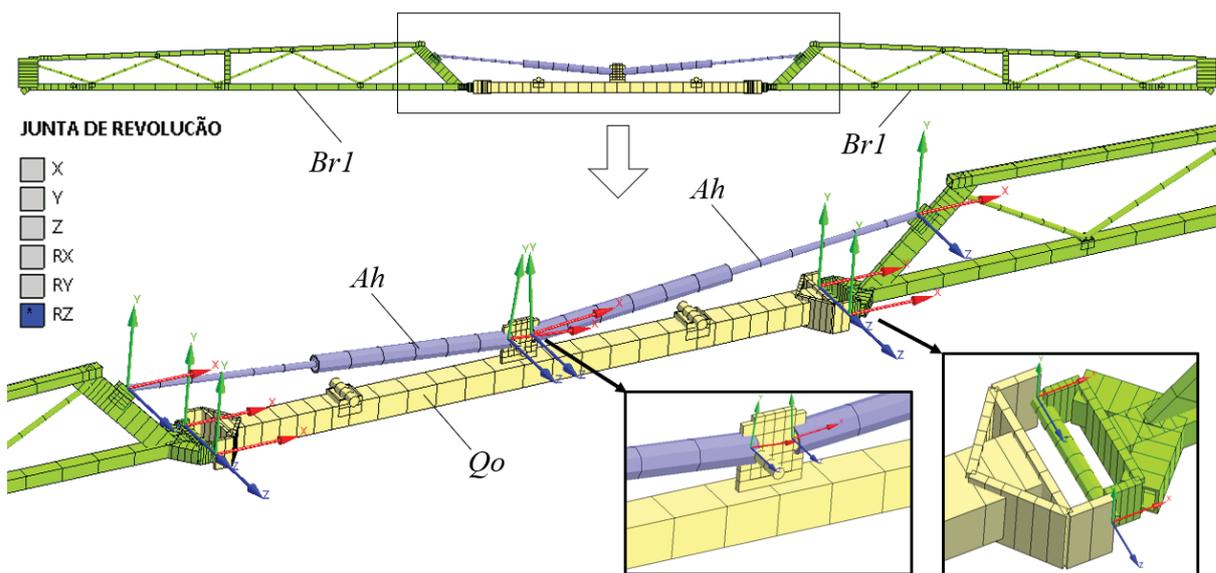


Fonte: Autor.

A ligação entre o quadro oscilante Qo e as primeiras seções da barra $Br1$ são realizadas através de quatro juntas de revolução, duas para cada barra, posicionadas nas extremidades do pino de articulação.

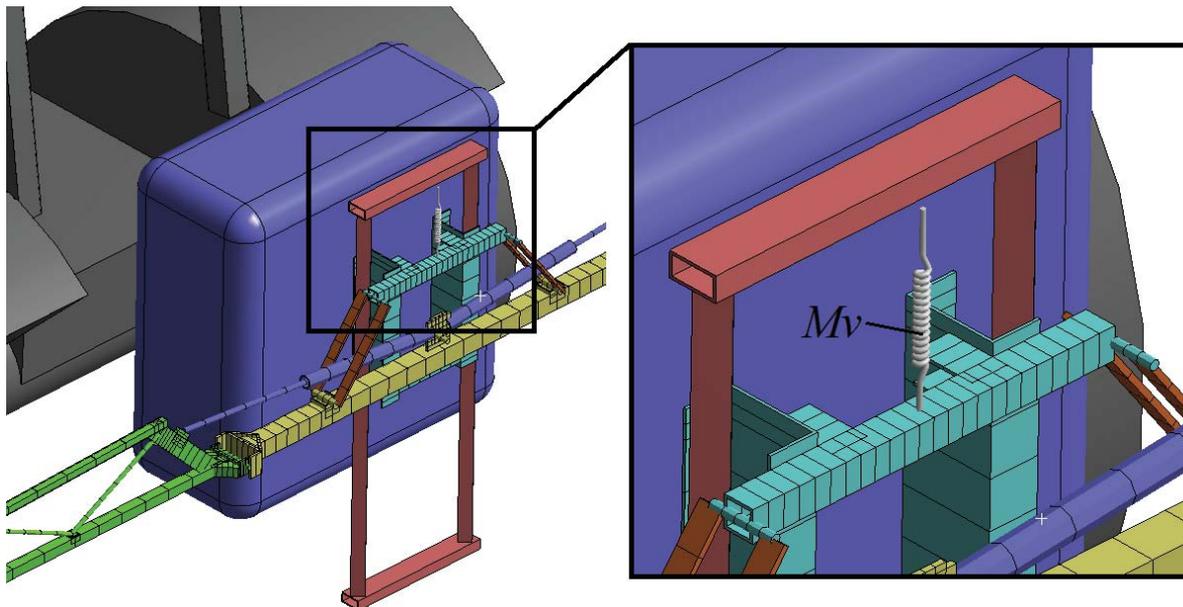
Para a montagem dos atuadores hidráulicos Ah , novamente se utilizam as juntas de revolução, duas para cada atuador, estando uma posicionada em uma extremidade do atuador para conexão com o quadro oscilante, e outra junta na extremidade oposta, com o objetivo de conectá-la à primeira seção da barra. Ainda que o movimento relativo entre eles ocorra devido a pequenas deformações da estrutura, uma representação adequada da rigidez exige a utilização das juntas. Nesta etapa são utilizadas oito juntas de revolução indicadas pelas coordenadas locais apresentadas na Figura 76.

Figura 76. Ligação entre quadro oscilante Qo , atuadores hidráulicos Ah e primeira seção da barra $Br1$.



Fonte: Autor.

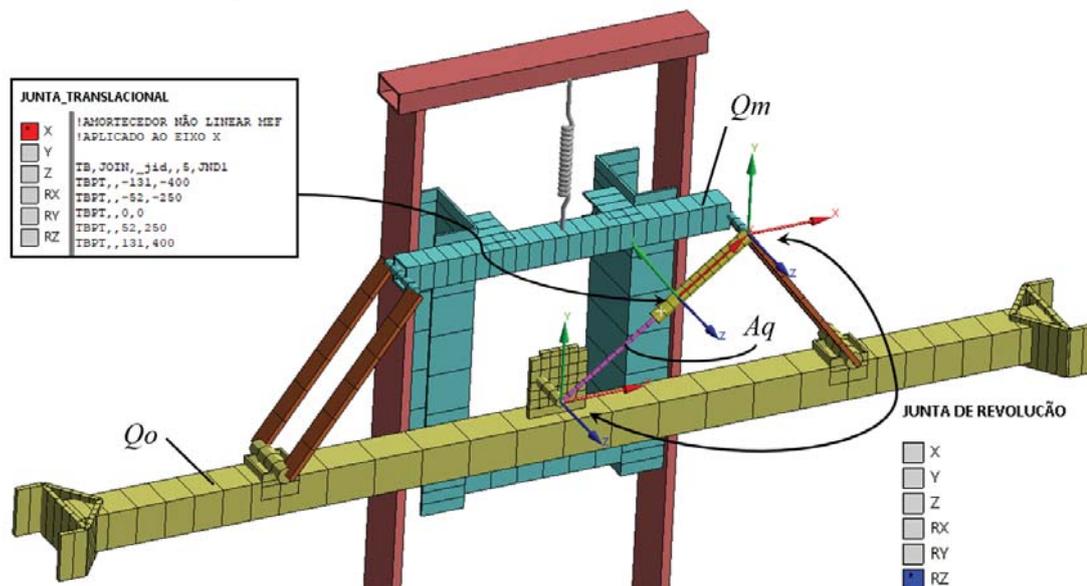
Assim como no modelo RBD o movimento vertical do quadro móvel em relação ao quadro fixo é determinado pela rigidez linear (32,25N/mm) de uma mola helicoidal. É feita uma ligação direta do elemento de mola Mv entre o quadro fixo com o quadro móvel, conforme exibido na Figura 77.

Figura 77. Modelagem da mola vertical, Mv .

Fonte: Autor.

Finalizando modelagem da suspensão da barra de pulverização, há entre o quadro móvel e o quadro oscilador um amortecedor hidráulico, indicado com Aq , na Figura 78. No modelo de elementos finitos, a modelagem de um amortecedor não linear somente pode ser aplicada a um grau de liberdade associado à junta de translação. Para isso, nesse modelo, são utilizados dois corpos de linha no sentido de representar o amortecedor hidráulico. Por meio de juntas de revolução são conectados ao quadro oscilante e ao quadro fixo.

Figura 78. Detalhes da configuração do amortecedor do quadro.



Fonte: Autor.

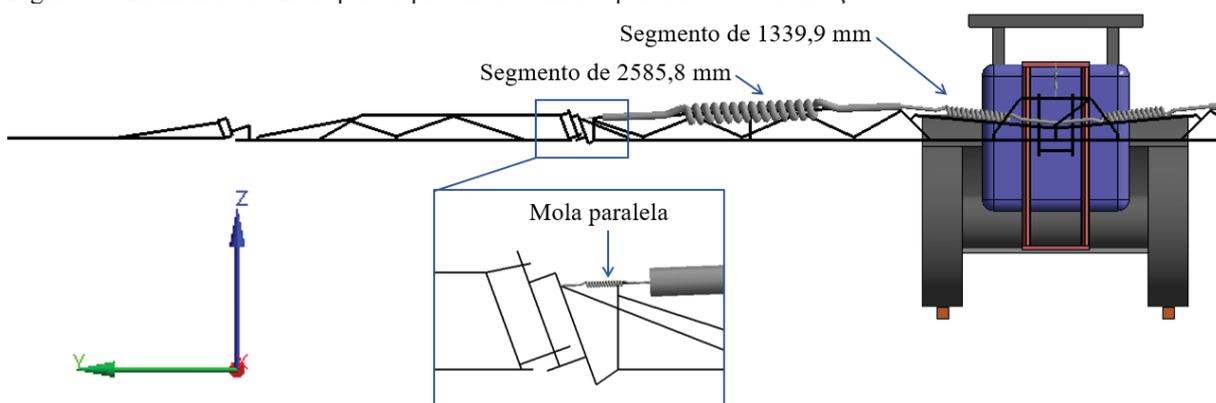
E entre os dois corpos de linha é, então, configurada a junta translacional. A curva força x velocidade apresentada na Figura 61, é inserida através das linhas de comandos visíveis no detalhe da Figura 78. Esse mesmo procedimento é replicado para os amortecedores entre a primeira e segunda seção da barra de pulverização.

A última etapa da preparação do modelo de elementos finitos diz respeito à mola e ao cabo de aço que sustenta a segunda seção aberta. No modelo MEF a representação da rigidez da mola e do cabo deve ser feita com maior acurácia. Para cumprir tal objetivo utilizou-se um arranjo simplificado com três elementos de molas para modelagem do cabo de aço e molas. Dois elementos de molas representam o cabo de aço e o outro representa a rigidez das duas molas paralelas já calculadas com rigidez de 37,64 N/mm e pré-carga de 5646 N.

A rigidez k_{cabo} dos segmentos dos cabos de aço foi calculada seguindo a Equação 47. O cabo tem diâmetro de 6,6 mm, sendo o comprimento de um segmento do cabo de 1339,9 e encontra-se a rigidez de 5106 N/mm. O segmento de 2585,8 mm tem a rigidez de 2646 N/mm. Os três elementos de mola linear são visíveis na Figura 79. Esse procedimento foi realizado para os dois lados da barra.

$$k_{cabo} = \frac{\text{Módulo de elasticidade} \cdot \text{Área}}{\text{Comprimento}} \quad \text{Eq. 47}$$

Figura 79. Elementos de mola para representar as molas paralelas e cabo de aço.



Fonte: Autor.

Ressalta-se que, na estrutura física, as molas paralelas estão de fato ligadas ao quadro oscilante e, por meio de um cabo, é ligada à segunda seção. No modelo virtual, esse esquema é invertido, isso é uma simplificação para eliminar uma modelagem complexa do sistema de cabo

e polias. Como a rigidez das molas paralelas é 46 vezes menor que o cabo de aço, essa abordagem permite que a segunda seção articule em relação a primeira, e pelos segmentos do cabo de aço são transferidas as cargas para o quadro oscilante. Conforme já discutido, essa articulação não tem função no desempenho da suspensão e seu acionamento é eventual.

Os materiais aplicadas são as mesmas apresentadas na Figura 66, sendo que para a consideração de corpos deformáveis, faz-se necessária a atribuição do módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson do aço e alumínio aplicados ao quadro e à barra de pulverização conforme Tabela 3.

Tabela 3. Propriedade dos metais utilizado nas barras.

Material	Módulo de Elasticidade	Coefficiente de Poisson
Aço	200 GPa	0,30
Alumínio	71 GPa	0,33

Fonte: Autor.

Em relação aos carregamentos e restrições do modelo, são idênticas àquelas aplicadas no que tange à dinâmica de corpos rígidos apresentado na seção 3.2.1.1. O mesmo modelo será utilizado para simular os ensaios de vibração livre discutidos na seção 3.3.5 e, também, para uma análise modal.

3.2.2.1 Configurações de solução MEF

Nesta seção serão apresentadas as configurações de solução do modelo de elementos finitos *transiente*, tais configurações estão disponíveis na árvore do projeto com o nome de *Analysis Settings*, exibido na Figura 80. Logo abaixo são explicados brevemente os principais detalhes, baseados no manual do usuário do *software Ansys* (2020). Os termos são apresentados em inglês/ português, e alguns não serão comentados, pois, são os mesmos utilizados no módulo RBD.

a) *Number of steps* / Número de passos: define o número de etapas de carregamento. Nessa análise foi utilizado dois *steps*, um *step* de dois segundos para o modelo entrar em equilíbrio estático e no segundo *step* foi aplicado às excitações de pista.

b) *Time integration* / Integração no tempo: ativa ou desativa os efeitos dinâmicos. Uma integração no tempo desativada, (*off*), equivale a uma análise estática. No primeiro *step* busca-

se o equilíbrio estático do modelo, a integração no tempo é desativada e, no segundo *step*, é então ativada.

c) *Weak Spring* / Molas fracas: o *software* insere automaticamente molas de baixa rigidez para estabilizar o modelo e facilitar a convergência, esse recurso é mantido desativado.

d) *Large Deflection* / Grandes deformações: ativa ou desativa os efeitos não lineares geométricos.

e) *Damping Controls* / Controles de amortecimento: amortecimento definido pela frequência e decremento logarítmico obtido através do ensaio experimental de vibração livre apresentado na seção 4.2.

Figura 80. Configuração de solução do modelo MEF.

Details of "Analysis Settings"		
Step Controls		
Number Of Steps	2,	<i>a</i>
Current Step Number	2,	
Step End Time	73,175 s	
Auto Time Stepping	On	
Define By	Time	
Carry Over Time Step	Off	
Initial Time Step	2,5e-003 s	
Minimum Time Step	2,5e-003 s	
Maximum Time Step	2,2e-002 s	
Time Integration	On	<i>b</i>
Solver Controls		
Solver Type	Program Controlled	
Weak Springs	Off	<i>c</i>
Large Deflection	On	<i>d</i>
Restart Controls		
Nonlinear Controls		
Output Controls		
Damping Controls		
Stiffness Coefficient Define By	Damping vs Frequency	<i>e</i>
Frequency	1, Hz	
Damping Ratio	5,e-002	

Fonte: Autor.

3.3 Procedimentos Experimentais

Nesta seção apresentam-se o procedimento para levantamento de dados experimentais, realizado para avaliar os níveis de vibração, aos quais são submetidas a barra de pulverização. São apresentados os instrumentos para coleta de dados, pontos de instrumentação e ensaios realizados. De posse dos dados, é possível avaliar as acelerações e deslocamentos produzidos,

a fim de ajustar os modelos numéricos para responderem de forma mais aproximada com o equipamento real.

3.3.1 Equipamentos utilizados no procedimento experimental

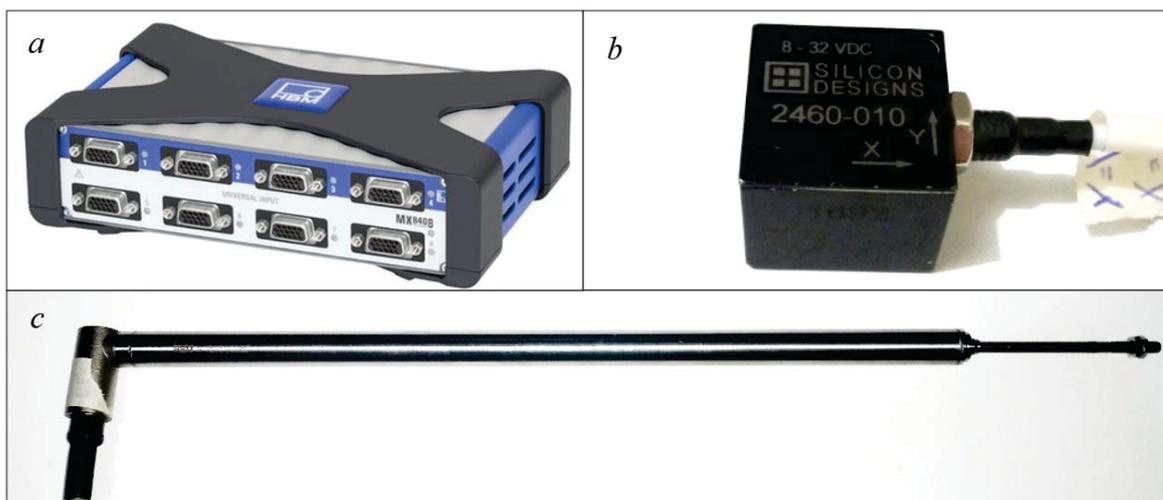
Para efetuar a leitura e armazenamento das informações medidas nos ensaios experimentais das acelerações e deslocamentos, foi utilizado o sistema de aquisição de dados modelo Quantum X, da marca HBM (*Hottinger Baldwin Measurements*).

O Quantum X é um equipamento portátil voltado para testes de campo. Tal equipamento está munido com capacidade de leitura de até oito canais para aquisição simultaneamente de dados, comunica-se e obtém-se uma aquisição confiável de dados de diferentes grandezas físicas e tecnologias de sensores. A preparação de dados, como filtragem, ajuste da taxa de aquisição e calibrações, são realizadas digitalmente. O aquisitor de dados Quantum X é ligado via cabo *ethernet* a um *notebook* onde está instalado o *software* de controle do aquisitor denominado *Catman Easy*, também da HBM.

A coleta de dados foi realizada com uma taxa de aquisição de 1000 Hz. Cada medição efetuada no experimento gera um arquivo de dados para avaliações posteriores e desenvolvimento das FFTs. O *Catman Easy* é o *software* utilizado na etapa de pós-processamento de dados.

Nas medições são utilizados dois LVDTs da marca HBM, modelo WA200-L, com 200 mm de curso. Os acelerômetros utilizados são da marca Silicon Designs, modelo 2460-010. Cada acelerômetro capacitivo MEMS possui três acelerômetros, sendo assim um acelerômetro triaxial. Apesar de cada um ser capaz de medir acelerações em três sentidos, somente será feita a coleta de dados em dois sentidos, pois as ligações dos transdutores são limitadas em oito canais (capacidade do Quantum X). Como são usados três acelerômetros com leituras em dois sentidos mais dois LVDTs, totaliza-se oito canais. A Figura 81 exhibe os equipamentos utilizados no procedimento experimental.

Figura 81. Equipamentos utilizados no procedimento experimental; a) Quantum X; b) acelerômetro; c) LVDT.



Fonte: Autor.

3.3.2 Instrumentação do pulverizador

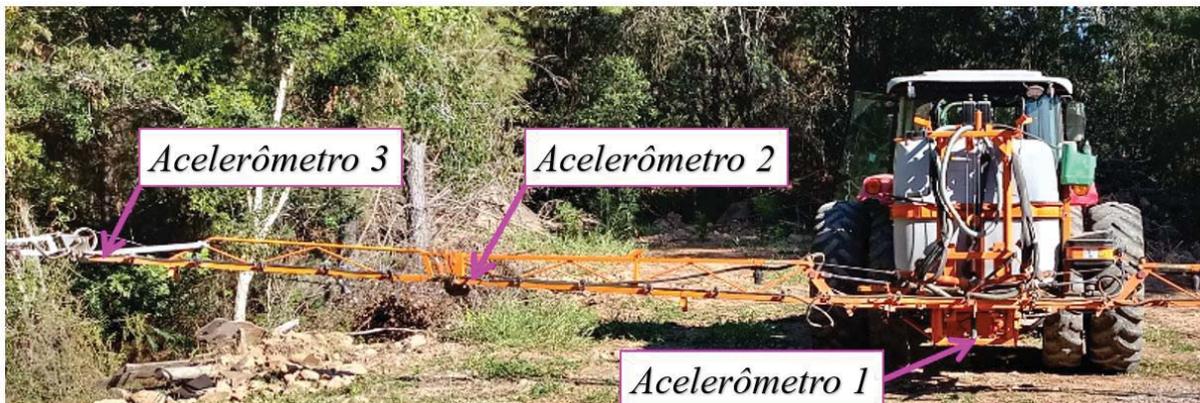
Com o objetivo de realizar as medições, foi fixado um acelerômetro na base do quadro fixo a fim de medir a aceleração nos sentidos horizontal (Eixo global X , direção de avanço do trator) e vertical (Eixo Z , perpendicular ao solo), em uma parte do chassi da máquina independente da suspensão e barra. Outros dois acelerômetros são fixados na barra de pulverização esquerda, com leitura nos sentidos horizontal (X) e vertical (Z), com o objetivo de obter da resposta dinâmica diante à fonte de excitação. A Figura 82 mostra os locais de montagem dos três acelerômetros. A Tabela 4 indica a nomenclatura adotada para cada sensor e posição de montagem.

Tabela 4. Local de montagem dos sensores de aquisição de dados.

Sensor	Local de montagem
Acelerômetro 1	Base do quadro fixo
Acelerômetro 2	Final da primeira seção
Acelerômetro 3	Final da segunda seção
LVDT 1	Quadro móvel / Roldana em forma de ampulheta
LVDT 2	Amortecedor do quadro

Fonte: Autor.

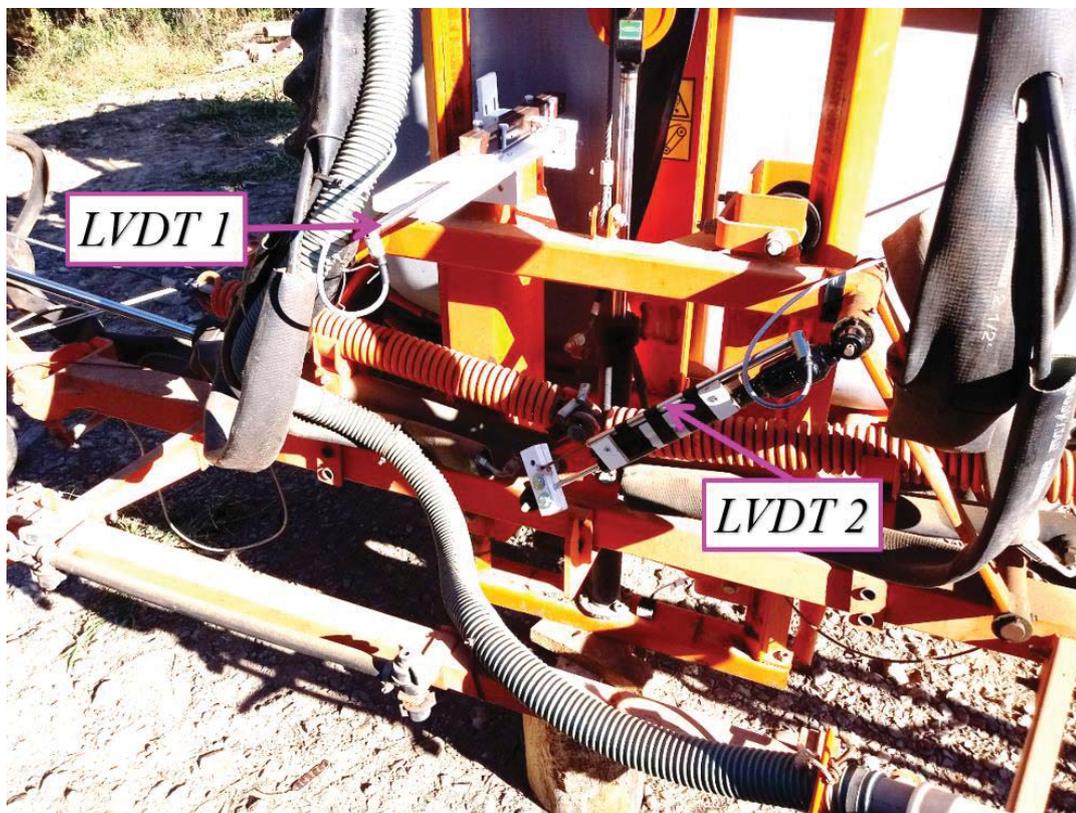
Figura 82. Indicação dos locais de montagem dos acelerômetros.



Fonte: Autor.

Para monitorar os elementos da suspensão da barra utilizam-se dois LVDTs, um montado diretamente sobre o amortecedor do quadro, outro foi adaptado sobre um equipamento que mantém contato com a roldana, permitindo fazer a leitura da deformação de duas, das oito molas de borracha. A Figura 83, mostra os locais de montagem dos dois LVDTs.

Figura 83. Indicação dos locais de montagem dos LVDTs.



Fonte: Autor.

3.3.3 Local do procedimento experimental

O ensaio experimental foi realizado no distrito de Santa Gema, pertencente ao município de São Domingos, localizado no norte do Rio Grande do Sul. A definição do trajeto para as medições foi realizada dando-se preferência a um campo plano com poucas elevações e declives. O campo está na condição de pós-colheita de soja com cobertura de palha e emergência de gramíneas. A rugosidade do campo é predominantemente suave com pouquíssimos buracos. A Figura 84 apresenta o campo utilizado para condução do conjunto trator-pulverizador.

Figura 84. Campo utilizado para condução do conjunto trator-pulverizador.



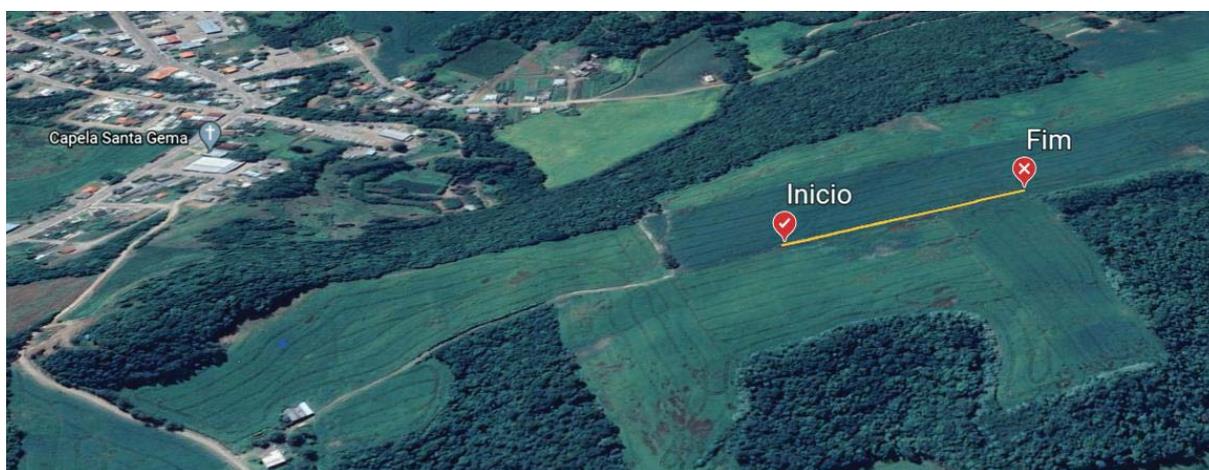
Fonte: Autor.

O trecho percorrido, ilustrado na Figura 85, tem uma extensão de aproximadamente 235 metros, com seu início na latitude $-28,57378^{\circ}$, longitude $-51,85071^{\circ}$ e altitude de 585,85 metros; com o fim do percurso localizado na latitude $-28,57587$, longitude $-51,85052$ e altitude de 587,79 metros. Esse trajeto foi percorrido com uma velocidade de deslocamento de aproximadamente 6 km/h.

Seguindo a norma ISO 14131 2005, para coleta de dados em campos, é especificado que:

- as boas práticas agrícolas de pulverização devem ser respeitadas;
- a distância mínima de partida para minimizar o efeito da arrancada dos movimentos da barra de pulverização deve ser de 1 metro por 0,1 m/s da velocidade de condução com um mínimo de 20 m, por exemplo, para a velocidade 1 m/s são necessários 10 metros para minimizar o efeito da partida;
- o comprimento mínimo da via deve ser equivalente a pelo menos 30 segundos de condução;
- o pulverizador em teste deve ser conduzido pela pista três vezes;

Figura 85. Local do trecho percorrido.

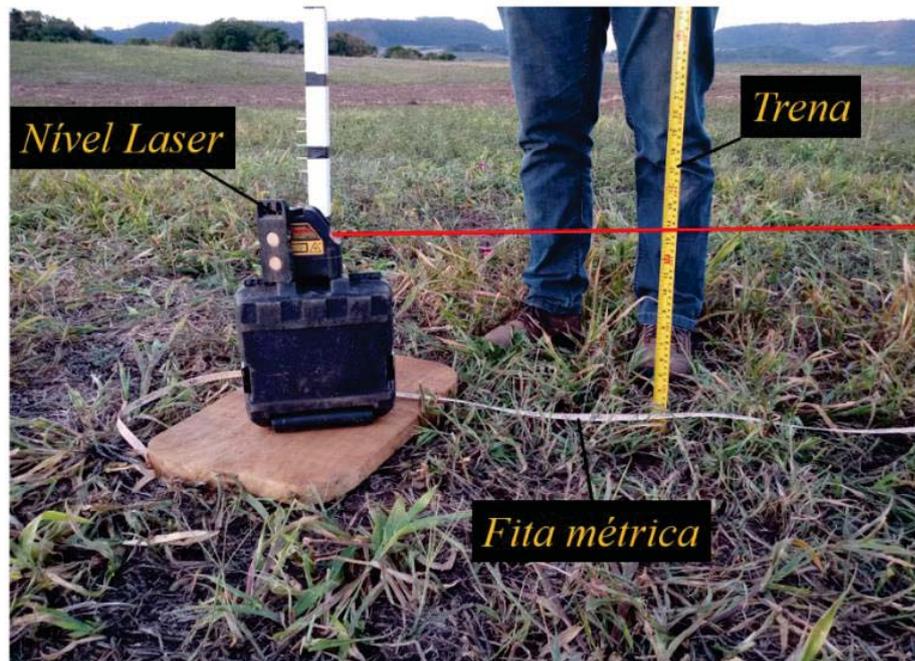


Fonte: Google Earth.

A fim de comparar a rugosidade do campo com a norma ISO 5008, foi improvisado um perfilômetro estático para levantar o perfil do solo. O sistema exibido na Figura 86 consiste em um nível *laser* que permanece estacionário e emite um feixe de luz. Quando esse incide em uma trena posicionada na vertical, é possível ver a variação de altura do solo. Uma fita métrica disposta no solo permite determinar a distância percorrida. Foi medido um trecho aleatório de 15 metros considerado regular, e um outro trecho de 8 metros com o maior buraco encontrado no trajeto de 235 metros. Ambos os perfis foram medidos com um incremento de deslocamento de 0,5 metros.

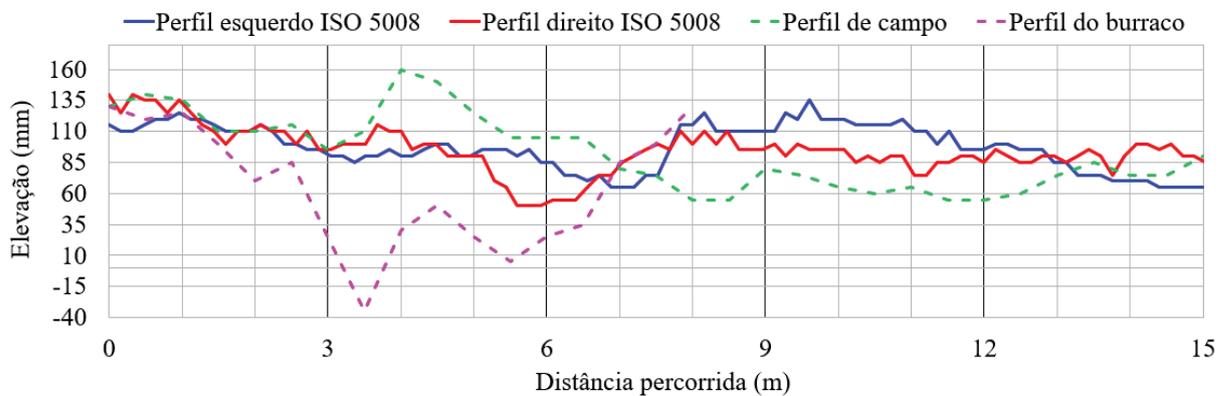
A Figura 87 exhibe os dois trechos medidos como os primeiros 15 metros do perfil suave da norma ISO 5008. Objetivo desta medição é a penas o registro qualitativo de como o perfil de campo pode ser diferente do normatizado.

Figura 86. Perfilômetro estático



Fonte: Autor.

Figura 87. Comparação dos perfis de pista normatizados e medidos.



Fonte: Autor.

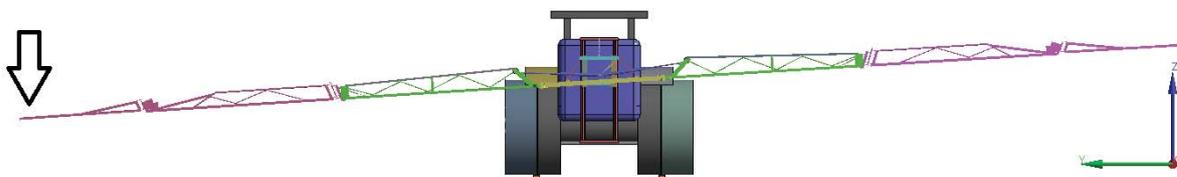
3.3.4 Ensaio de Vibração Livre

Foram realizados três ensaios de vibração livre para determinar o amortecimento e as frequências naturais da barra e suspensão:

- 1 – Excitação do modo de rolagem;
- 2 – Excitação do modo de guinada;
- 3 – Excitação do modo de flexão da barra.

O primeiro ensaio de vibração livre, apresentado na Figura 88, consiste em excitar o modo de rolagem da barra, para isso uma extremidade da barra foi deslocada em sentido ao solo, fazendo com que a extremidade oposta se afaste dele. Em seguida a estrutura é abandonada para vibrar livremente e assumir sua posição de equilíbrio. Neste modo de deslocamento não há molas atuando para restaurar a posição de equilíbrio, a barra torna a assumir sua posição paralela ao solo pela ação da força da gravidade.

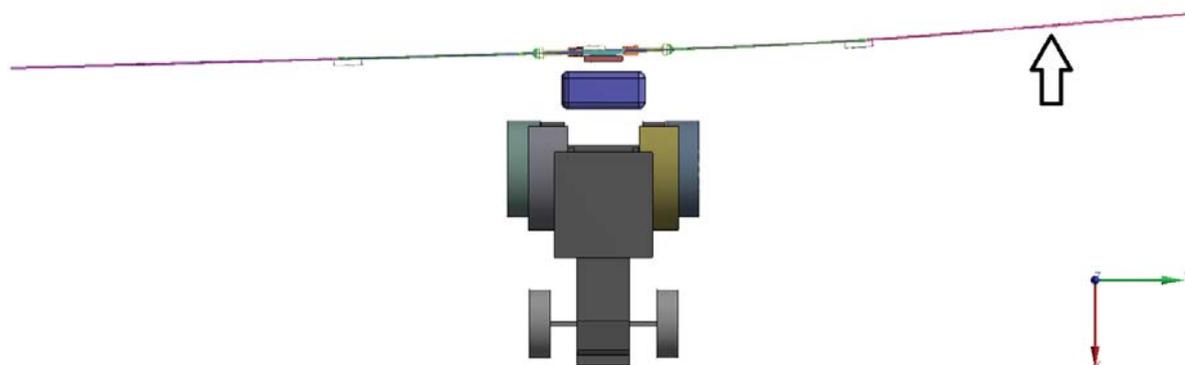
Figura 88. Ensaio de vibração livre para excitar o modo de rolagem da suspensão.



Fonte: Autor.

O segundo ensaio de vibração livre excita o modo de guinada da suspensão. Para isso é imposto um deslocamento no sentido horizontal somente em um lado da barra. Apresentado na Figura 89, esse ensaio também excita a estrutura da barra. Após ser abandonada para vibrar livremente, sua posição de equilíbrio é restaurada pelas molas de borracha.

Figura 89. Ensaio de vibração livre para excitar o modo de guinada da suspensão.

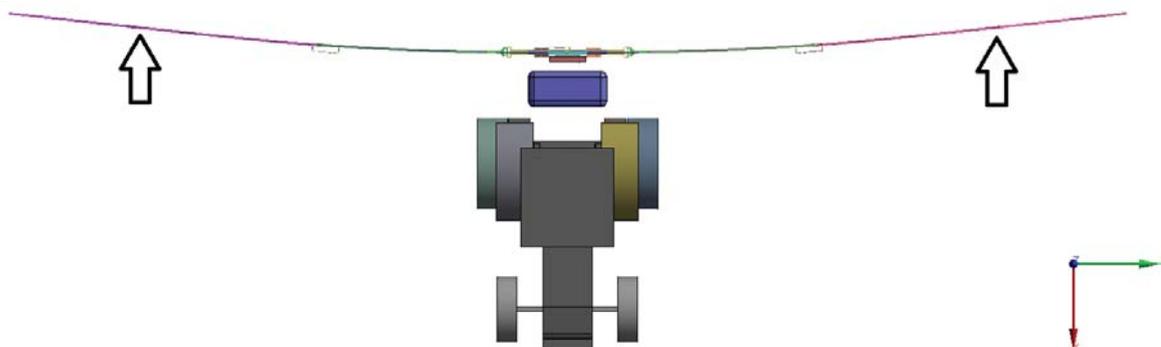


Fonte: Autor.

O terceiro ensaio de vibração livre é aplicado um deslocamento em ambos os lados da barra. Neste ensaio pretende-se excitar um modo de vibrar de flexão horizontal da barra conforme pode ser observado na Figura 90, enquanto no modo de vibrar de guinada as

extremidades da barra oscilam em sentidos opostos, no terceiro ensaio as extremidades oscilam simultaneamente para o mesmo sentido. Os resultados dos ensaios de vibração livre são apresentados na seção 4.2.

Figura 90. Ensaio de vibração livre para excitar um modo de vibrar horizontal da barra.



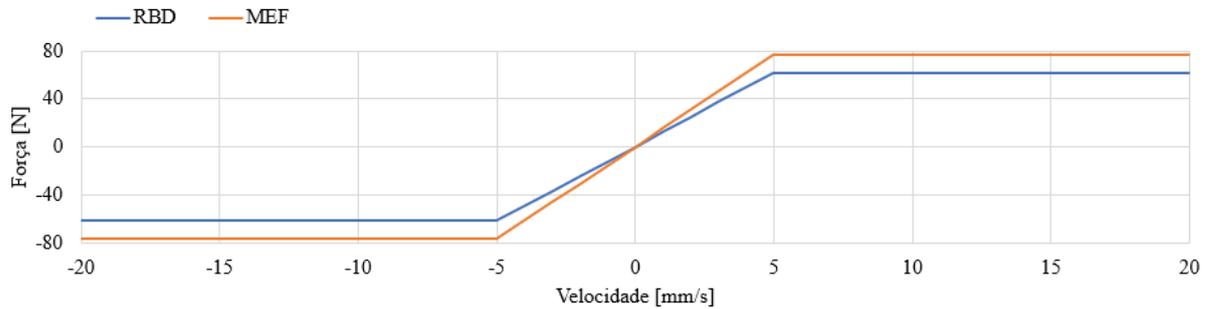
Fonte: Autor.

3.4 Calibração dos modelos

Para calibração da suspensão dos modelos numéricos foram reproduzidos em ambiente virtual os ensaios de vibração livre de rolagem e guinada e comparados aos resultados medidos pelos LVDTs 1 e 2, apresentados na seção 4.2.

Para ajustar o movimento de rolagem, foi necessário acrescentar mais um elemento de amortecimento não linear paralelo ao amortecedor do quadro já existente, sendo assim, há dois elementos de amortecedor na qual, em um conserva-se a curva de amortecimento apresentada na Figura 61 e o outro elemento de amortecimento tem sua curva alterada empiricamente conforme Figura 91 para aproximação com os resultados experimentais de rolagem. Corroborando com a pesquisa de Pontelli (2012a), observa-se que o atrito de Coulomb tem grande influência no resultado do modelo numérico. Os resultados comparativos entre numérico e experimental para calibração do movimento de rolagem são exibidos na seção 4.3.

Figura 91. Curvas Força \times Velocidade para ajuste do movimento de rolagem nos modelos RBD e MEF.



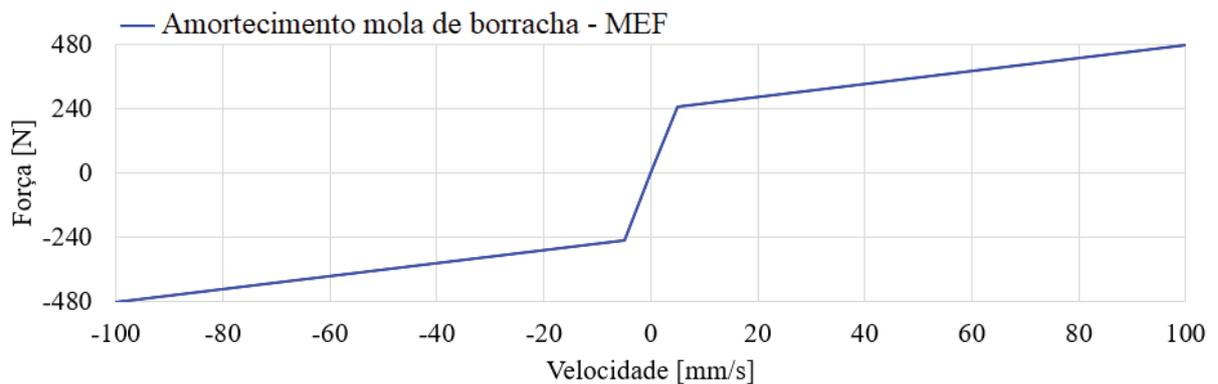
Fonte: Autor.

Para ajustar o comportamento de guinada, o modelo RBD foi facilmente ajustado com o acréscimo de um amortecimento linear de 13 N.s/mm para cada mola de borracha.

Entretanto, o modelo MEF apresentou uma grande diferença, sendo necessário substituir a rigidez não linear das molas de borracha por uma rigidez constante de 125 N/mm e um amortecimento não linear para cada mola de borracha (Figura 92). Os resultados comparativos entre numérico e experimental para calibração do movimento de guinada são exibidos na seção 4.4.

Não foi explorado a variação de massa para calibração dos ambos os modelos.

Figura 92. Amortecimento não linear para ajuste do movimento de guinada no modelo MEF.



Fonte: Autor.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

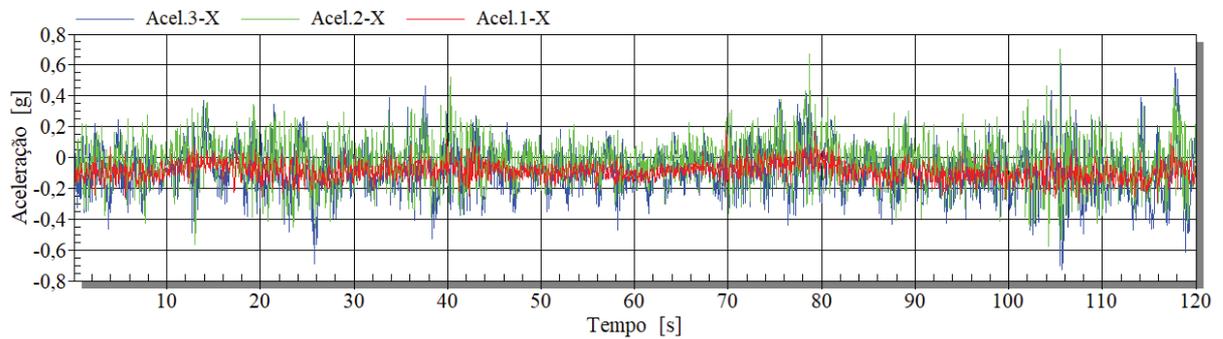
Este capítulo dedica-se a apresentar os dados coletados e experimentalmente e resultados dos modelos numéricos e discussões acerca das informações geradas. Os resultados são apresentados nesta sequência:

- Resultado no trajeto de campo;
- Resultados do ensaio de vibração livre;
- Resultados da calibração do movimento de rolagem;
- Resultados da calibração do movimento de guinada;
- Resultado da análise modal;
- Conclusões parciais;
- Comparação perfil ISO 5008 x perfil de campo;
- Comparação entre MEF e RBD;
- Comparação sem sistema de suspensão;
- Comparação com variação de parâmetros;
- Análise de tensões;
- Conclusões parciais.

4.1 Resultados no trajeto de campo

Nesta seção são apresentados os dados coletados durante o trajeto do conjunto trator-pulverizador no percurso de 235 metros. A Figura 93 exibe 120 segundos das acelerações medidas no sentido horizontal, correspondente à coordenada do eixo *X* global conforme ISO 14131 (2005). Foi descartado do sinal um intervalo de tempo inicial e final de 10 segundos, a fim de eliminar leituras com interferências das acelerações de arrancada e frenagem da máquina.

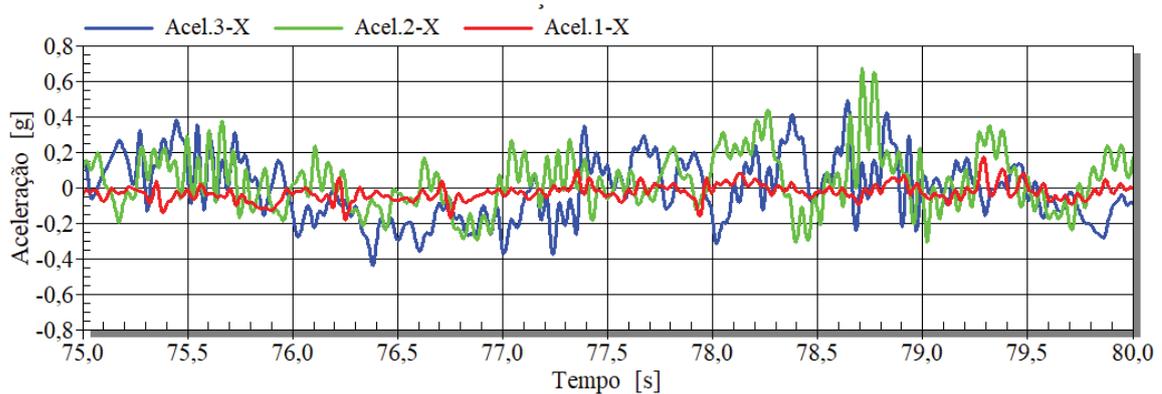
Figura 93. Acelerações horizontais medidas no trajeto.



Fonte: Autor.

Uma melhor visualização do comportamento das acelerações horizontais pode ser observada na Figura 94, em que é exposto um intervalo de 5 segundos dos 120 segundos.

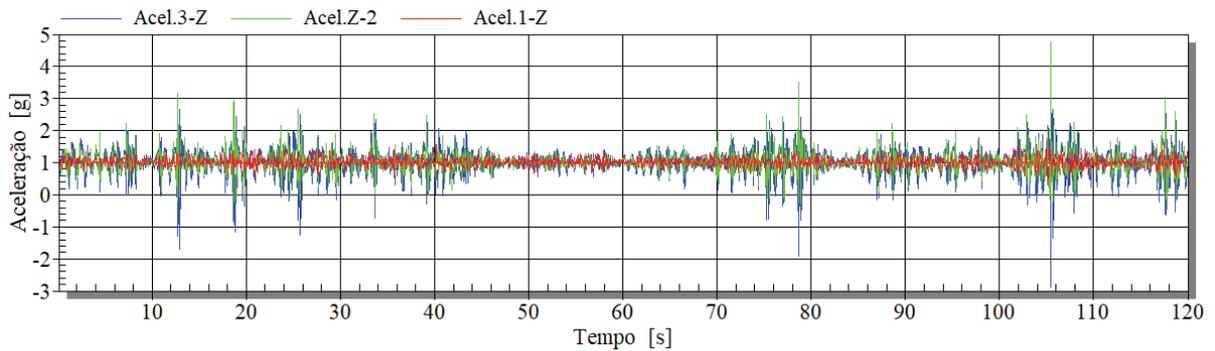
Figura 94. Intervalo de 5 segundos das acelerações horizontais medidas no trajeto.



Fonte: Autor.

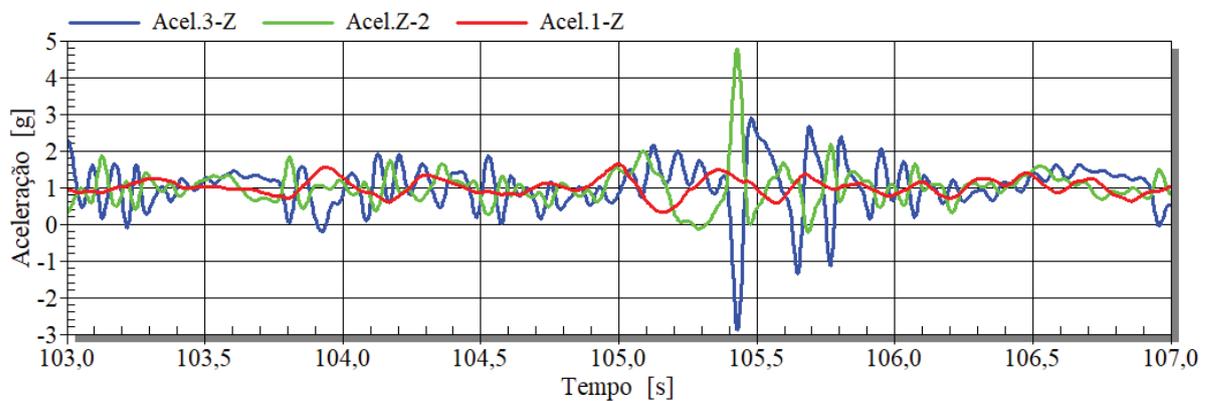
As Figuras 95 e 96 apresentam as acelerações verticais correspondentes à coordenada do eixo Z global conforme ISO 14131 (2005). As acelerações horizontais e verticais correspondem a uma mesma medição, ou seja, os dados foram coletados simultaneamente.

Figura 95. Acelerações verticais medidas no trajeto.



Fonte: Autor.

Figura 96. Intervalo de 5 segundos das acelerações verticais medidas no trajeto.

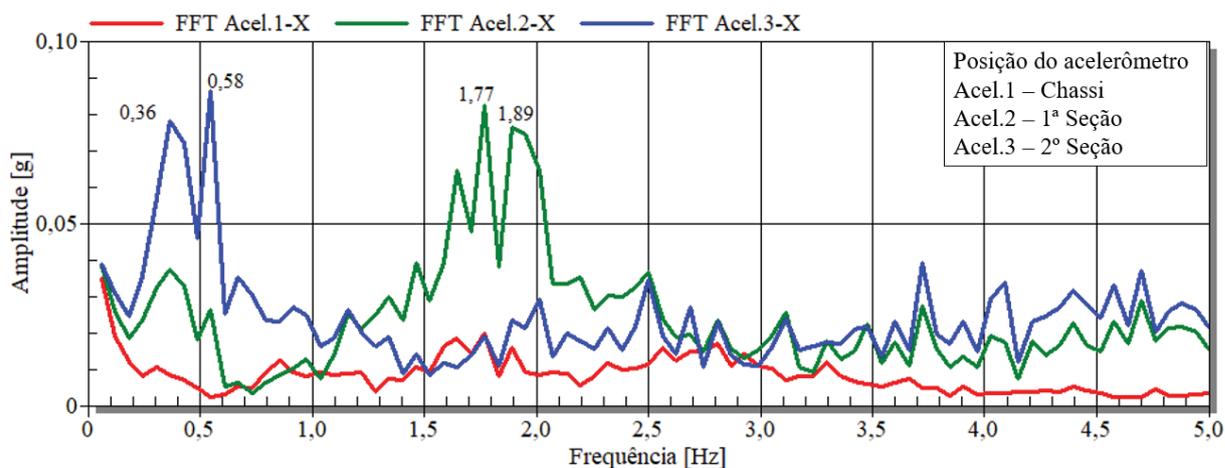


Fonte: Autor.

Os sinais no domínio do tempo das acelerações são passados para o domínio da frequência através da Transformada rápida de Fourier (FFT). O gráfico gerado apresenta a amplitude da aceleração para uma determinada frequência. As Figuras 97 e 98 mostram as FFTs horizontais e verticais, respectivamente. As maiores amplitudes correspondem às frequências naturais em que a estrutura responde e/ou são as frequências de excitação que o perfil do solo impõe.

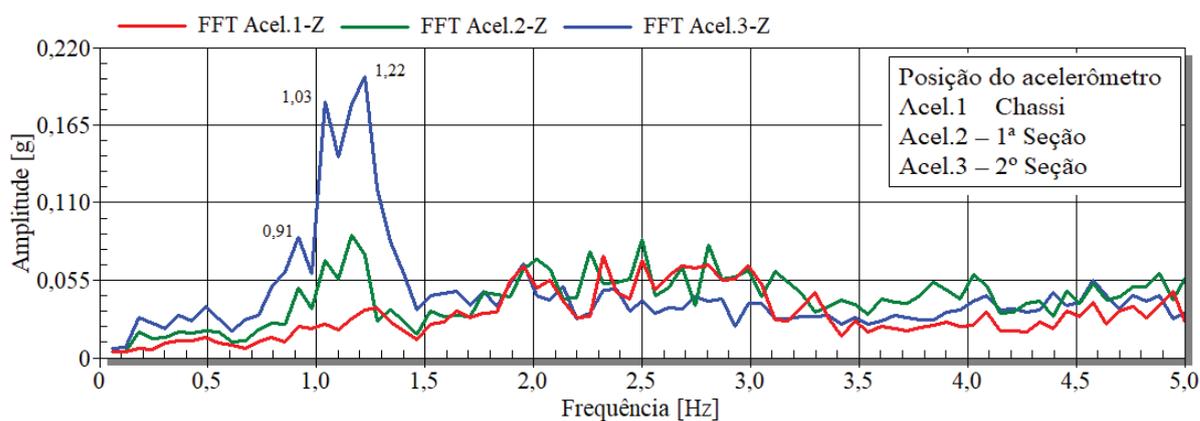
Nota-se, em ambos os gráficos, pelas maiores amplitudes, modos de vibrar muito próximos. Através da FFT do acelerômetro 1, nota-se que as frequências de excitação com maiores amplitudes estão abaixo de 5 Hz.

Figura 97. Gráfico das FFTs das acelerações horizontais.



Fonte: Autor.

Figura 98. Gráfico das FFTs das acelerações verticais.

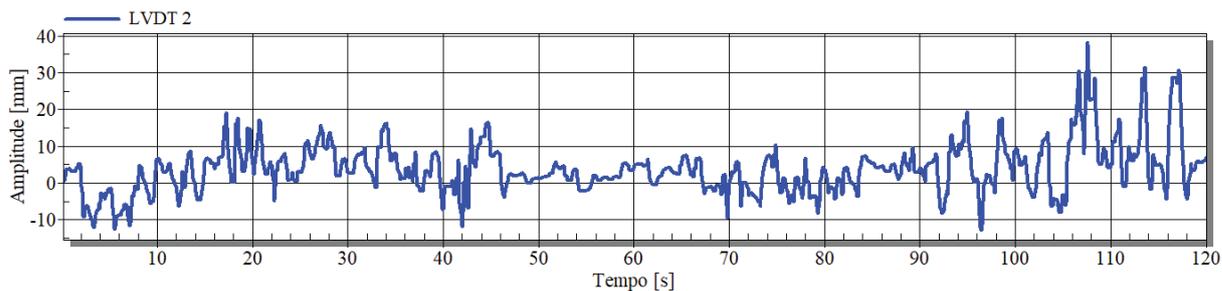


Fonte: Autor.

Abaixo são apresentados os deslocamentos medidos pelo LVDTs no trajeto. A Figura 99 corresponde ao deslocamento relativo da haste em relação ao tubo do amortecedor do quadro medido com o uso do LVDT 2. Enquanto a Figura 100 corresponde à deformação da mola de borracha medida com o uso do LVDT 1. A

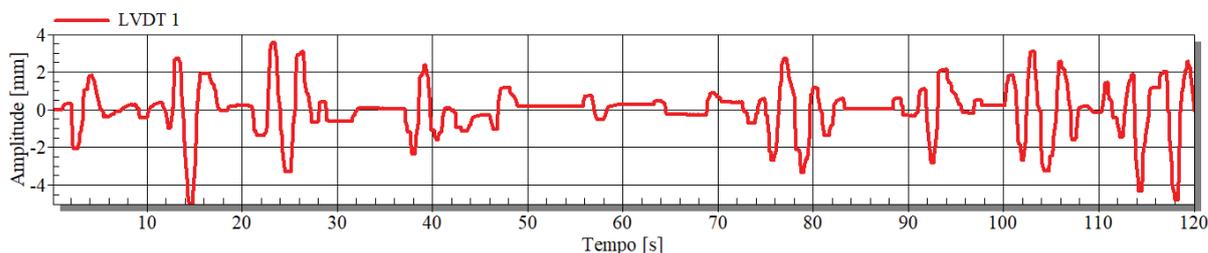
Figura 101 exhibe as FFTs dos sinais coletados pelos LVDTs, as frequências com maior amplitude observadas no gráfico são as frequências naturais do sistema de suspensão ou as frequências de excitação causadas pelo perfil de campo.

Figura 99. Deslocamentos medido no amortecedor do quadro pelo LVDT 2.



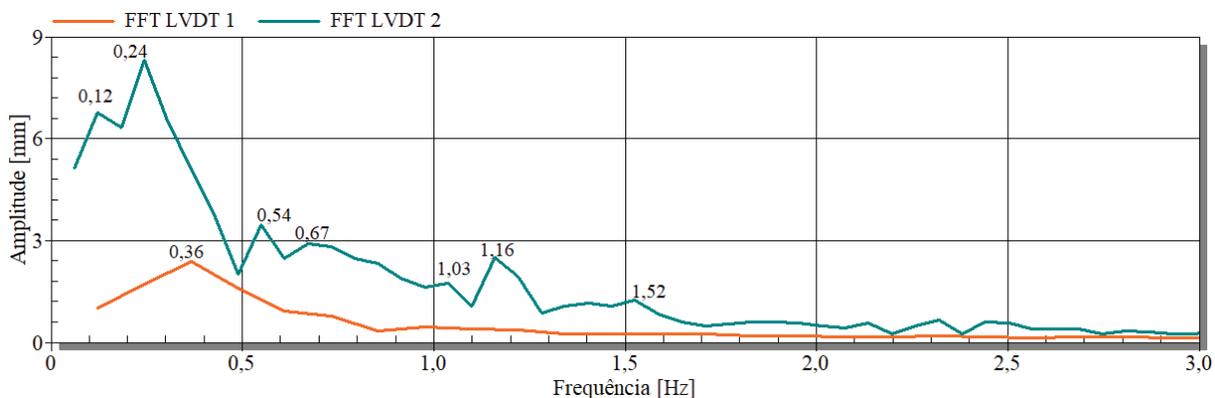
Fonte: Autor.

Figura 100. Deslocamentos medido na mola de borracha pelo LVDT 1.



Fonte: Autor.

Figura 101. FFTs dos sinais dos LVDTs.



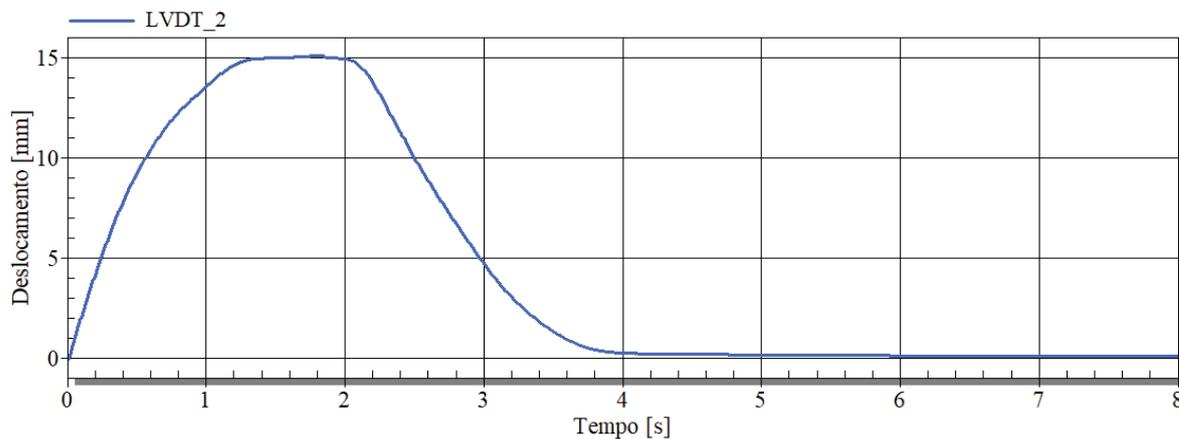
Fonte: Autor.

4.2 Resultados do ensaio de vibração livre

Um grande volume de dados foi gerado durante os ensaios experimentais, e, neste trabalho, serão mostrados os dados de relevância para calibração dos modelos. Primeiramente é apresentado o resultado do LVDT 2 no primeiro ensaio, o qual excita o modo de rolagem da barra. O deslocamento imposto na extremidade da barra resultou em um deslocamento relativo entre a haste e tubo do amortecedor montado no quadro (Figura 102). O deslocamento foi

imposto até dois segundos e, após a extremidade da barra foi abandonada para vibrar livremente. Nesse caso não foram observadas oscilações, pois o amortecimento é considerado supercrítico.

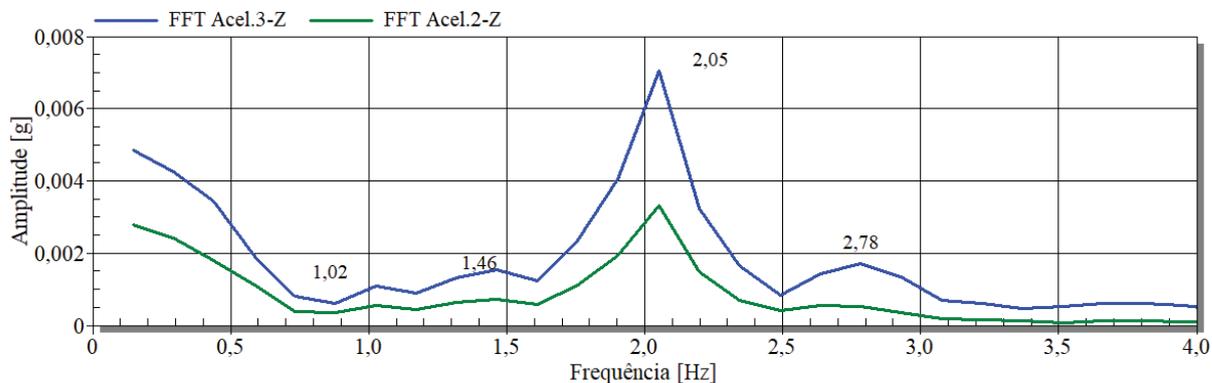
Figura 102. Deslocamento do amortecedor do quadro no ensaio de rolagem.



Fonte: Autor.

A Figura 103 apresenta a FFT das acelerações verticais captadas pelos acelerômetros 2 e 3. Nota-se que ambos captaram a mesma frequência de resposta com amplitudes diferentes. Esse comportamento já era esperado pois as amplitudes de deslocamentos são maiores, quanto mais próximos da extremidade da barra. São identificadas as frequências naturais do sistema de suspensão e estrutura. Através desta acelerometria não possível afirmar qual frequência de resposta corresponde a um movimento de corpo rígido da suspensão ou frequência natural da estrutura da barra.

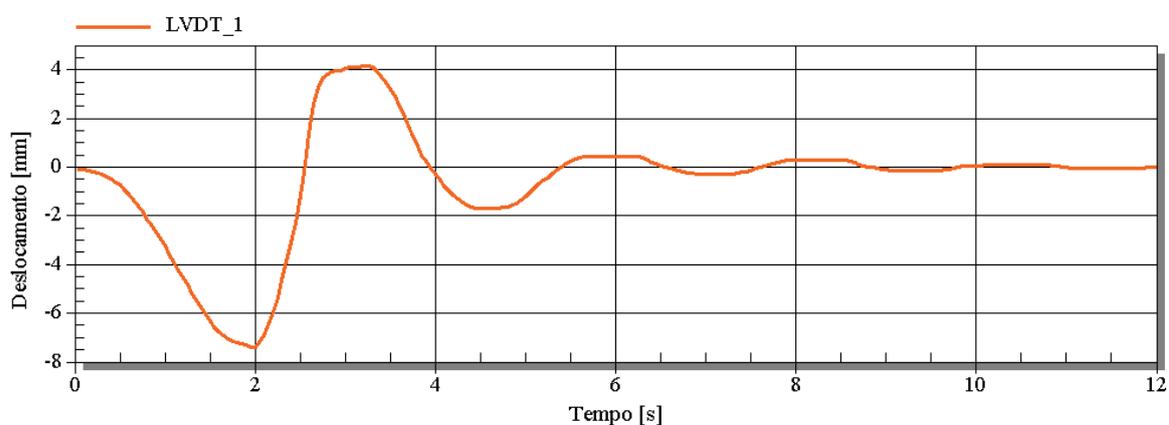
Figura 103. FFTs verticais dos acelerômetros 2 e 3 no ensaio de rolagem.



Fonte: Autor.

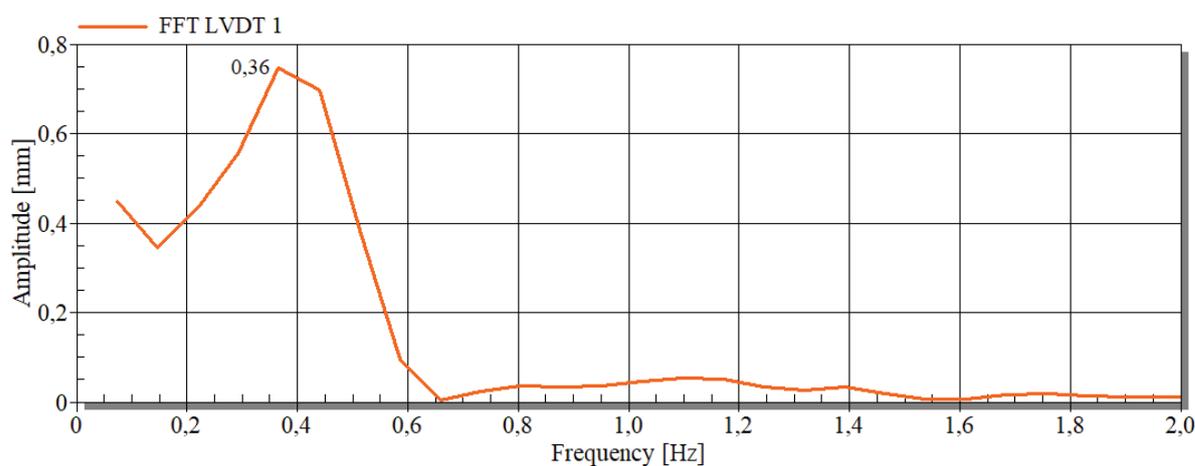
A Figura 104 corresponde à deformação da mola de borracha monitorada pelo LVDT 1 durante o segundo ensaio, na qual excita o modo de guinada. Como é possível observar um comportamento com oscilações, é plausível desenvolver uma FFT desse sinal, conforme Figura 105. A FFT foi desenvolvida considerando o intervalo de tempo de 2 a 12 segundos, pois a barra foi abandonada para vibrar no tempo de dois segundos. Observa-se que a frequência natural da suspensão para o movimento de guinada é de 0,36 Hz. O terceiro ensaio de vibração livre realizado não gerou excitações nos LVDTs, somente dos acelerômetros.

Figura 104. Deformação da mola de borracha no ensaio de guinada.



Fonte: Autor.

Figura 105. FFT do LVDT 1 no ensaio de guinada.

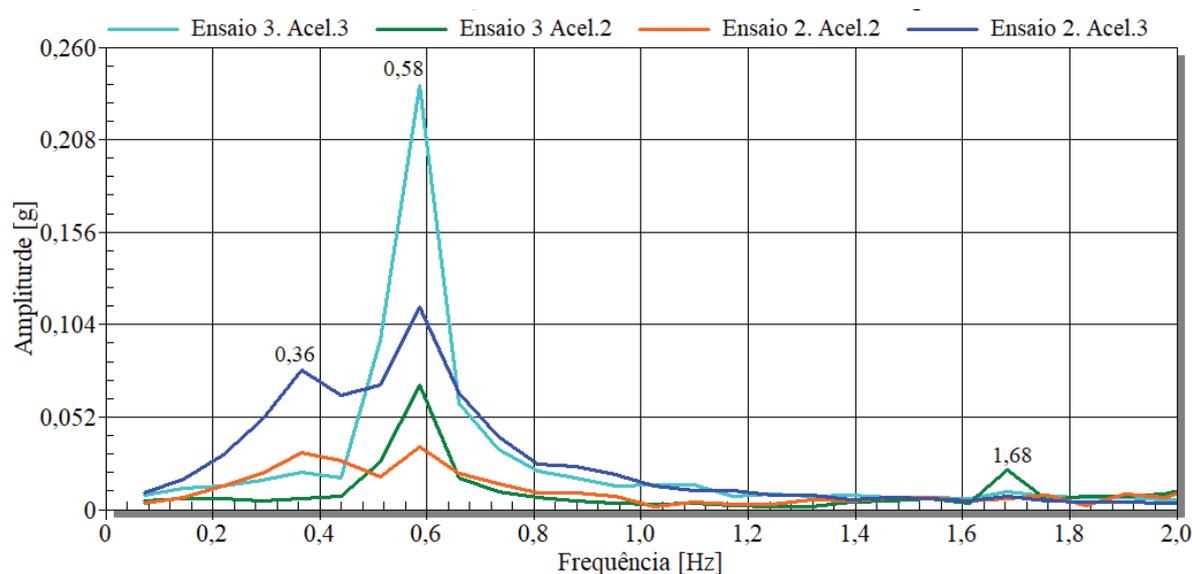


Fonte: Autor.

A Figura 106 apresenta as FFTs horizontais (eixo X global) dos acelerômetros 2 e 3 no segundo e terceiro ensaio de vibração livre. Verifica-se que no ensaio de guinada foi excitada a frequência de 0,36 Hz da suspensão e 0,58 Hz da estrutura da barra.

O terceiro ensaio de vibração livre somente excita a frequência natural da estrutura da barra de 0,58 Hz. Nota-se nesse ensaio amplitudes maiores de acelerações, pois a estrutura foi deformada no modo correspondente a 0,58 Hz.

Figura 106. FFTs horizontais dos acelerômetros 2 e 3 nos ensaios de guinada.



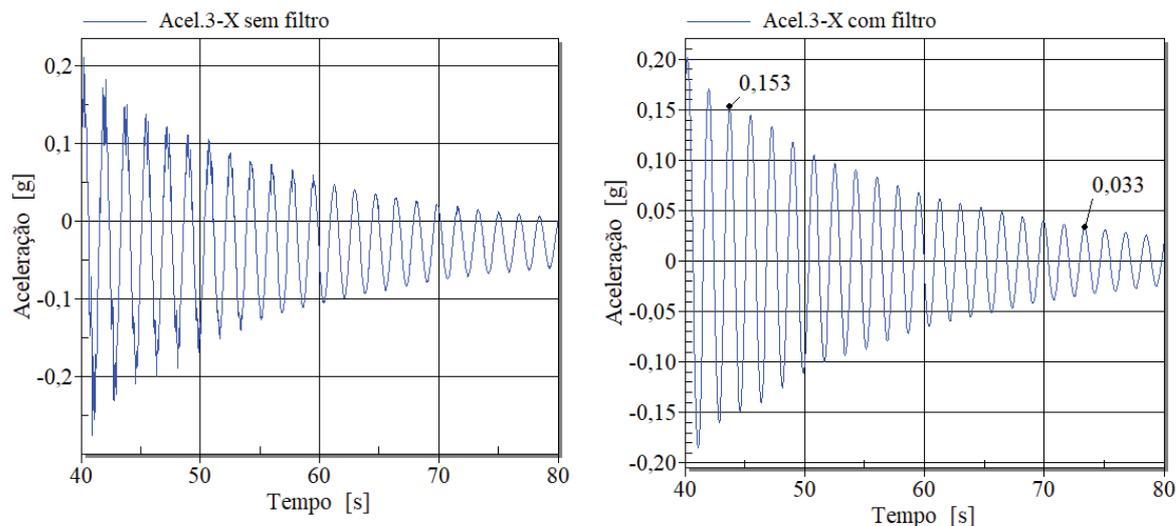
Fonte: Autor.

Por gerar maiores amplitudes no terceiro ensaio de vibração livre, optou-se em utilizar o eixo horizontal do acelerômetro 3 para determinar a razão de amortecimento pelo decremento logarítmico. A fim de ter uma melhor precisão na determinação desse dado, utilizou-se um filtro de banda, o qual elimina as frequências abaixo de 0,50 Hz e acima de 0,60 Hz, Figura 107. Considerando $u_1=0,153g$, $u_2=0,033g$ e o número de ciclos completos $n = 17$ encontra-se a razão de amortecimento de 0,014. Este dado somente é utilizado no modelo de elementos finitos.

$$\xi = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\frac{1}{n} \ln \frac{u_1}{u_2}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{2\pi}{\frac{1}{17} \ln \frac{0,153}{0,033}}\right)^2}} = 0,014$$

Eq. 48

Figura 107. Comparação do sinal, com e sem filtro.

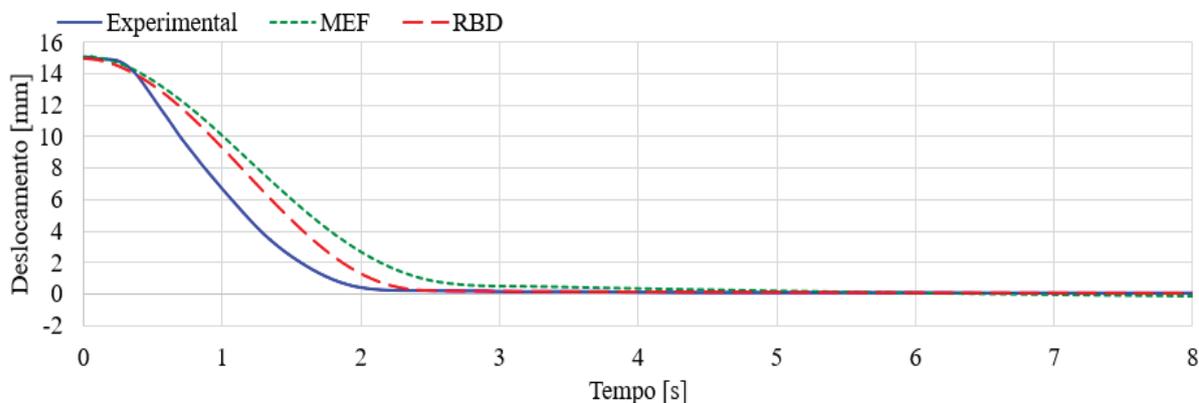


Fonte: Autor.

4.3 Resultados da calibração do movimento de rolagem

A Figura 108 apresenta os resultados experimentais do deslocamento relativo entre a haste em relação ao tubo do amortecedor medido pelo LVDT 2, com os resultados dos modelos numéricos de RBD e MEF. O tempo de zero segundos é o instante em que foi retirado à força da barra, a partir deste instante está livre para vibrar. Nota-se visualmente que os modelo numéricos estão representando o comportamento de amortecimento supercrítico. A fim de encontrar uma comparação quantitativa entre as curvas, utilizou-se a média RMS de cada curva, sendo os valores comparados na Tabela 5.

Figura 108. Deslocamento experimental x numérico do movimento relativo do amortecedor no ensaio de rolagem.



Fonte: Autor.

Tabela 5. Média RMS experimental e dos modelos numéricos no ensaio de rolagem.

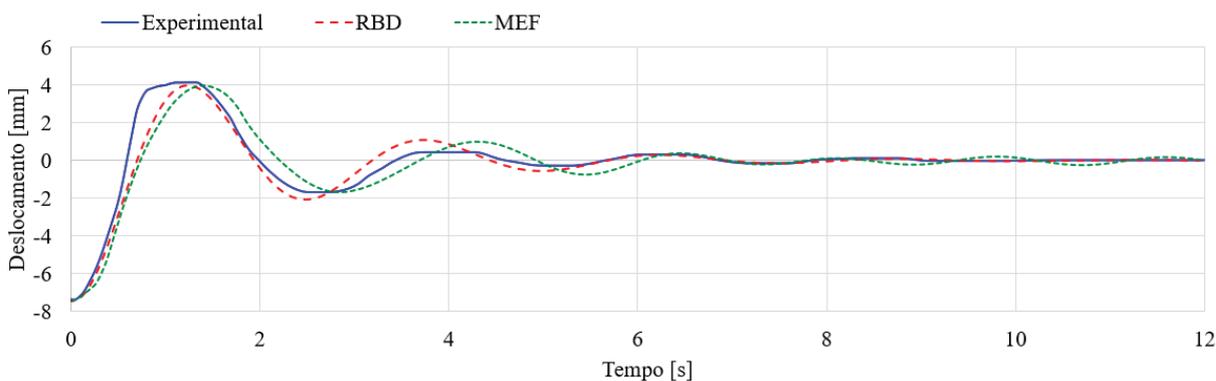
Curva	RMS	Diferença
Experimental	5,20	-
Modelo RBD	5,91	13,65%
Modelo MEF	6,55	25,98%

Fonte: Autor.

4.4 Resultados da calibração do movimento de guinada

A Figura 109 apresenta o resultado experimental da deformação da mola de borracha medida pelo LVDT 1 com os resultados dos modelos numéricos de RBD e MEF. O tempo de zero segundos é o instante em que foi retirado a força da barra, a partir deste instante está livre para vibrar. Também foi feito a média RMS de cada curva, apresentadas na Tabela 6.

Figura 109. Deslocamento experimental x numérico da deformação da mola de borracha no ensaio de guinada.



Fonte: Autor.

Tabela 6. Média RMS experimental e dos modelos numéricos no ensaio de guinada.

Curva	RMS	Diferença
Experimental	1,65	-
Modelo RBD	1,49	-9,81%
Modelo MEF	1,89	14,67%

Fonte: Autor.

4.5 Resultado da análise modal

A análise modal serve para identificação das frequências naturais e comportamento dinâmico básico da estrutura. As análises modais numéricas permitem comparar os demais

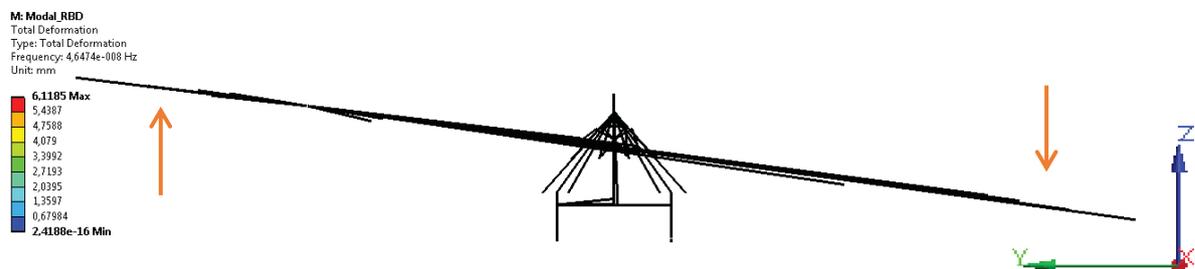
modos de vibrar da estrutura e podem ser comparados com as FFTs geradas nos ensaios de vibração livre.

Primeiramente foram apresentados os resultados da análise modal do modelo RBD. As Figuras 110 até 113 mostram os quatro primeiros modos de vibração do conjunto trator-pulverizador.

Para a plotagem gráfica dos modos de vibração, há no *software* utilizado uma limitação gráfica, quando utilizados corpos rígidos. Esse não permitiu visualizá-los com escala ampliada da deformada. Foram mantidos visíveis somente os elementos de conexão entre os corpos, e sem escala de deformação ampliada não é possível identificar o modo. Isso traz um certo nível de dificuldade para identificação do referido por imagens. No uso do *software* é possível executar a “animação” do modo e facilmente interpretá-lo.

A Figura 110 apresenta o primeiro modo de vibrar coincidente com o movimento de rolagem, com uma frequência de 0 Hz. Esse resultado é consistente com a teoria, pois não há elementos de rigidez atuando nesse modo de vibrar. Somente há o amortecedor do quadro atuando neste movimento

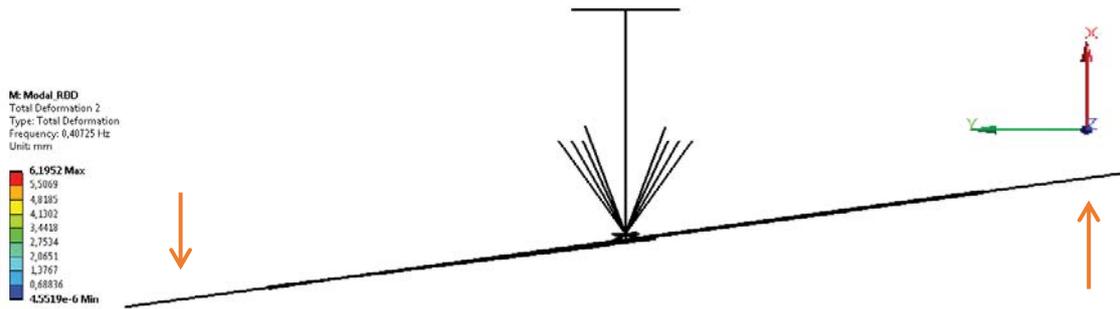
Figura 110. Primeiro modo de vibrar do modelo RBD, $f = 0$ Hz; Vista traseira.



Fonte: Autor.

O segundo modo de vibrar, Figura 111, é coincidente como o movimento de guinada da barra com uma frequência de 0,40 Hz. No ensaio experimental foi encontrado um valor de 0,36 Hz (resultado apresentado na Figura 105).

Figura 111. Segundo modo de vibrar do modelo RBD, $f = 0,40$ Hz; Vista superior.

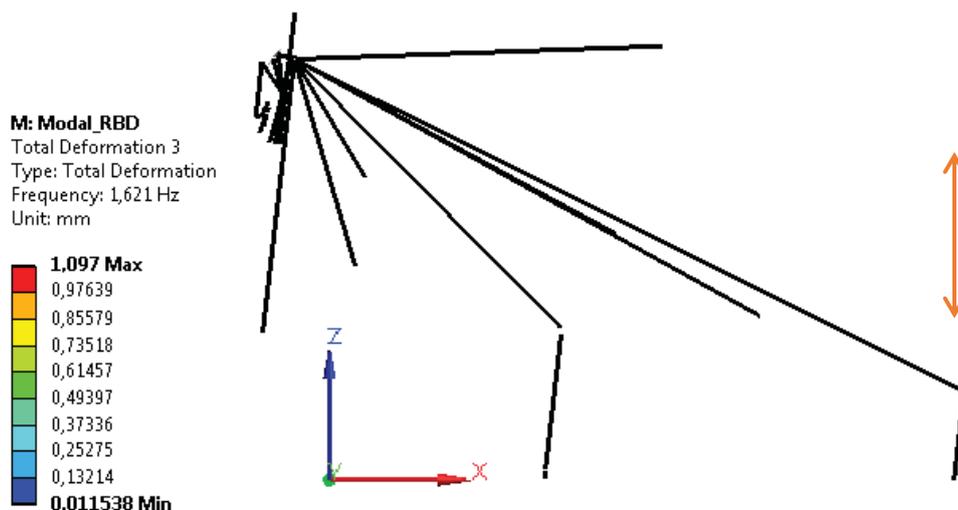


Fonte: Autor.

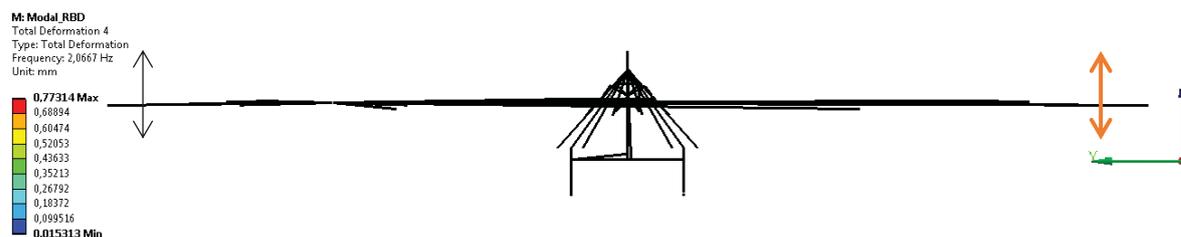
No terceiro modo de vibrar, visível na Figura 112, encontra-se a deflexão dos pneus dianteiros, com uma frequência natural de 1,62 Hz, essa frequência não é encontrada nos ensaios experimentais pois não é fornecido energia suficiente no ensaio de vibração livre para excitar os pneus do trator.

E o quarto modo vibrar, 2,06 Hz, é o movimento vertical puro do quadro, devido à deformação na mola vertical a qual suporta o quadro móvel e barras. Essa frequência também é observada no ensaio experimental através da Figura 103. Com base nos resultados experimentais e modal, observa-se que os primeiros modos, ou frequências mais baixas, são correspondentes às frequências do sistema de suspensão.

Figura 112. Terceiro modo de vibrar do modelo RBD, $f = 1,62$ Hz; Vista lateral



Fonte: Autor.

Figura 113. Quarto modo de vibrar do modelo RBD, $f = 2,06$ Hz; Vista traseira.

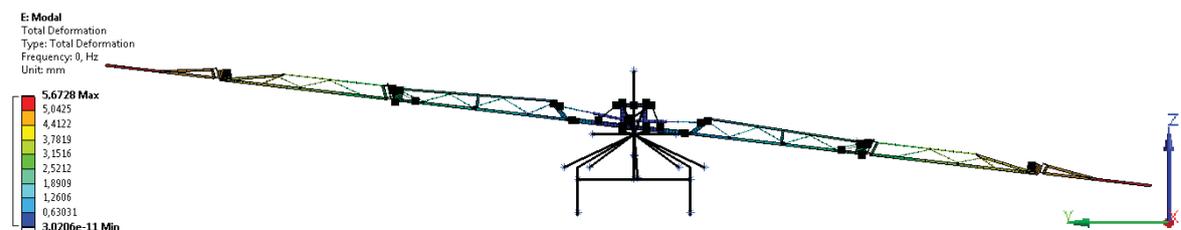
Fonte: Autor.

A sequência de Figuras 114 a 119 são referentes aos seis primeiros modos de vibrar do modelo MEF. Tal modelo é misto, com corpos flexíveis e rígidos. É possível visualizar os componentes discretizados por elementos de vigas deformados com escala ampliada. Os corpos rígidos ainda não são visíveis com escala de deformação ampliadas somente os elementos de conexão entre esses corpos.

Assim como no modelo RBD, os dois primeiros modos são compatíveis com o movimento de rolagem e guinada da barra. O terceiro modo é relativo à flexão horizontal da barra com uma frequência de 0,60 Hz, valor próximo a 0,58 Hz, encontrado no ensaio experimental e apresentado na Figura 106.

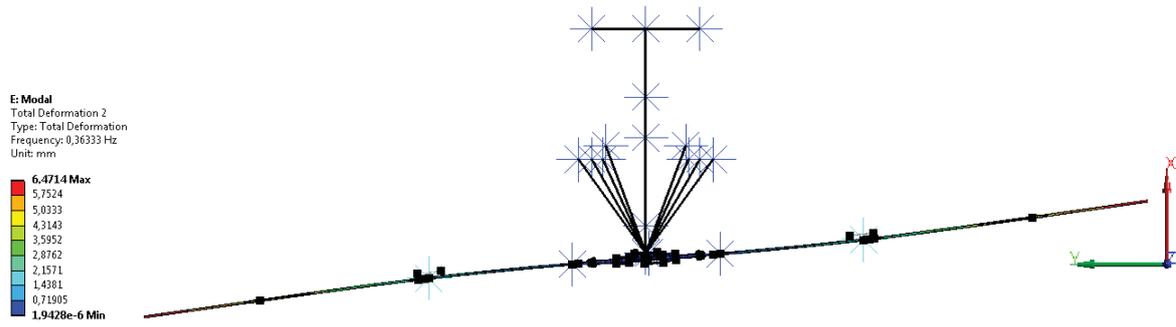
O quarto modo coincide com o terceiro do modelo RBD, no qual ocorre a deflexão dos pneus dianteiros. O quinto modo do modelo MEF coincide com o quarto do modelo RBD. O sexto modo de vibrar também corresponde a um modo de flexão horizontal.

Pode-se denominar os modos 1, 2, 4 e 5 do modelo MEF como movimento de corpo rígido e nota-se que a amplitude máxima do movimento é devida à deformação das molas e liberdade que as ligações do mecanismo de suspensão proporcionam. A estrutura apresenta alguma deformação, entretanto pouco contribui para as amplitudes máximas de deslocamento.

Figura 114. Primeiro modo de vibrar do modelo MEF, $f = 0$ Hz; Vista traseira.

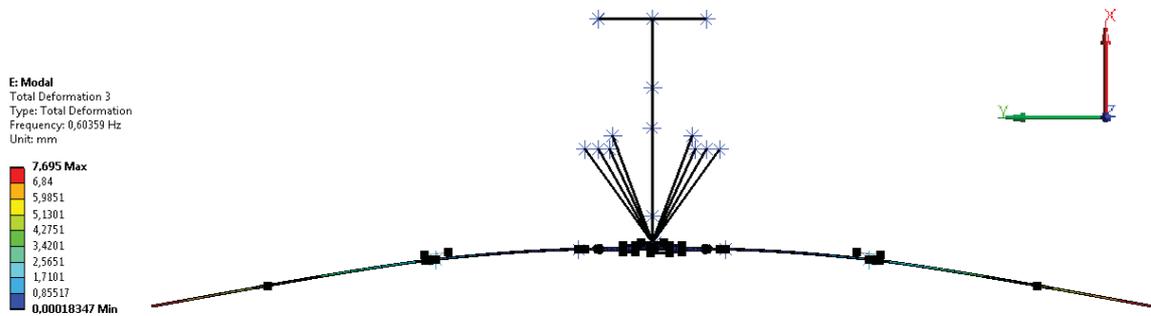
Fonte: Autor.

Figura 115. Segundo modo de vibrar do modelo MEF, $f = 0,36$ Hz; Vista superior.



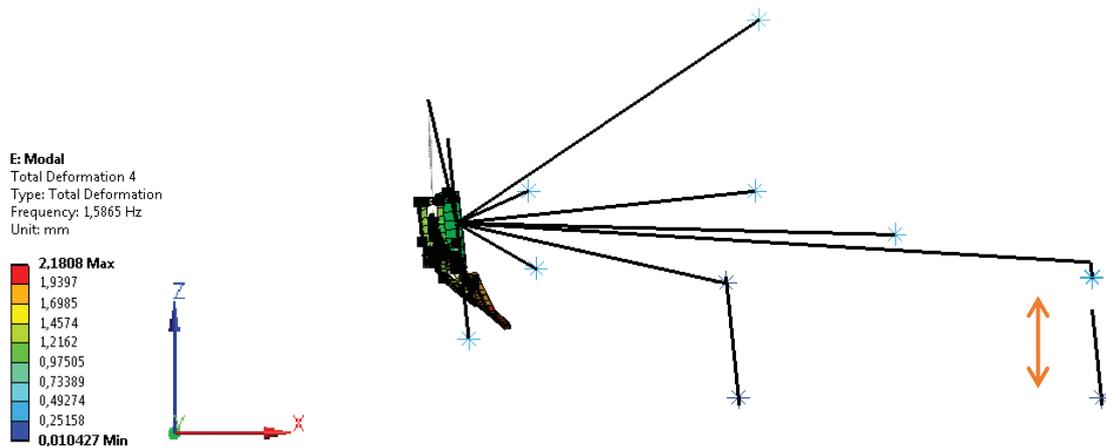
Fonte: Autor.

Figura 116. Terceiro modo de vibrar do modelo MEF, $f = 0,60$ Hz; Vista superior.



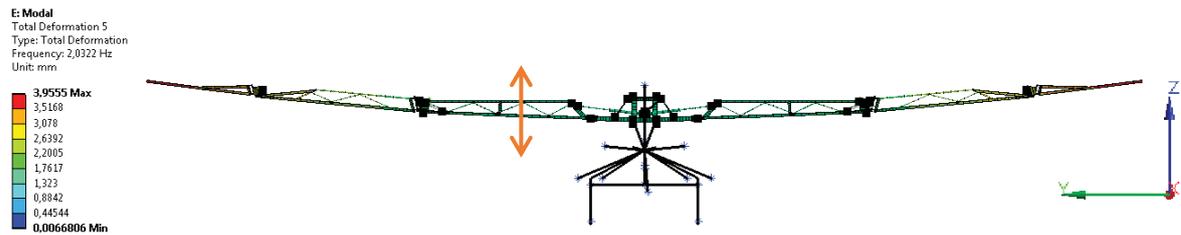
Fonte: Autor.

Figura 117. Quarto modo de vibrar do modelo MEF, $f = 1,58$ Hz; Vista lateral



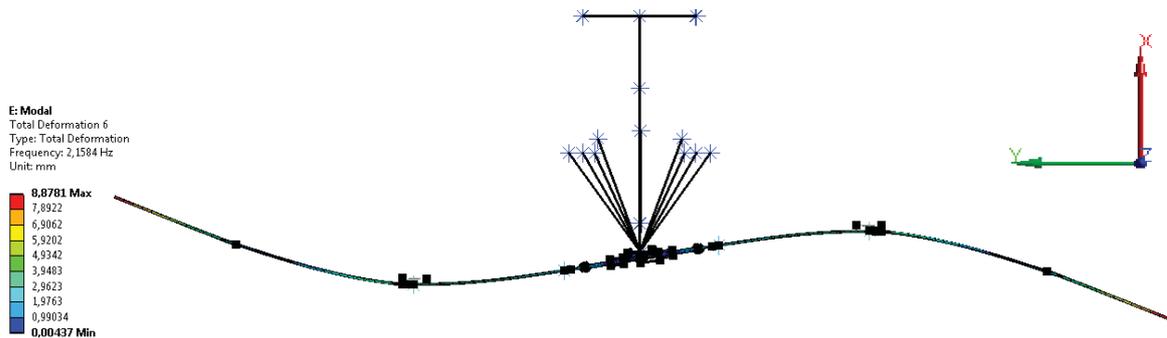
Fonte: Autor.

Figura 118. Quinto modo de vibrar do modelo MEF, $f = 2,03$ Hz; Vista traseira.



Fonte: Autor.

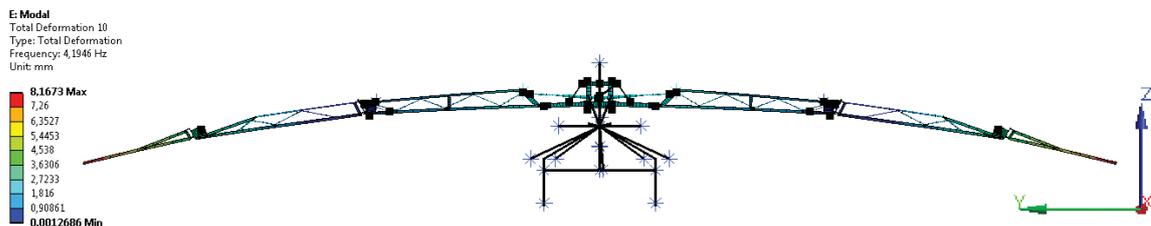
Figura 119. Sexto modo de vibrar do modelo MEF, $f = 2,15$ Hz; Vista superior.



Fonte: Autor.

Somente no décimo modo vibrar, apresentado na Figura 120, é que se observa o segundo modo com comportamento de flexão na vertical, destacando-se a maior rigidez da barra nesse sentido.

Figura 120. Décimo modo de vibrar do modelo MEF, $f = 4,19$ Hz; Vista traseira.



Fonte: Autor.

A Tabela 7 sintetiza os resultados experimentais das Figura 103 e Figura 106 e compara com as frequências encontradas nas análises modais. Sendo encontrado as frequências de movimento de corpo rígido de 0,36 Hz e 2,05 Hz. Em relação a frequência natural 0,58 Hz, somente pode ser identificada no modelo MEF pois é um modo de flexão da estrutura da barra.

Os resultados das calibrações dos movimentos de rolagem, guinada e das frequências naturais obtidas pelos ensaios de vibração livre e análises modais demonstram que ambos os modelos representam de forma satisfatória o comportamento da suspensão real, podendo dar continuidade nas simulações dinâmicas.

Tabela 7. Comparação de frequências entre os modelos numéricos e ensaio experimental.

Freq. Natural Experimental	Modelo RBD			Modelo MEF		
	Modo	Freq. Natural	Diferença	Modo	Freq. Natural	Diferença
0,36	2	0,40	11,11%	2	0,36	0%
0,58	-	-	-	3	0,60	3,45%
2,05	4	2,06	0,49%	5	2,03	-0,98%

Fonte: Autor.

4.6 Conclusões parciais

As simplificações nos modelos são validadas através da calibração desses, apresentados na seção 4.3 e 4.4. Conclui-se que ambos os modelos numéricos são capazes de representar o comportamento da suspensão, apresentando diferença máxima de 11,11% quando comparados às frequências naturais numéricas e experimentais.

A representação da barra e quadro somente por elementos de vigas se comprovou adequada para correta representação da rigidez, pois experimentalmente, foi encontrado uma frequência natural da barra de 0,58 Hz. No modelo MEF foi resultado o valor de 0,60 Hz. Uma diferença de apenas 3,45%.

Somente foi possível aproximar os resultados numéricos com os experimentais, após adicionar um amortecimento extra nos modelos numéricos, correspondentes ao amortecimento de Coulomb, destacando a importância desse parâmetro nos modelos dinâmicos, corroborando com o trabalho de Pontelli (2012a).

4.7 Comparação perfil ISO 5008 x perfil de campo

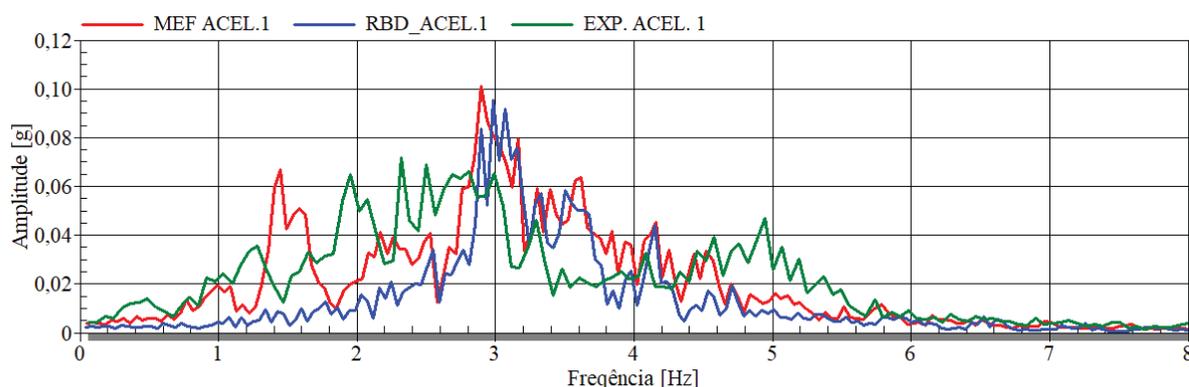
Não é objetivo deste trabalho fazer julgamentos em relação ao perfil de pista normatizado pela ISO 5008 (2002), entretanto serão comparadas as FFTs das acelerações correspondentes ao acelerômetro 1, posicionado na base do quadro fixo “antes” da suspensão.

O propósito é ter uma percepção das excitações que ocorrem no ensaio experimental e nos modelos de simulação. A magnitude das acelerações obtidas numericamente não pode ser comparada diretamente com as obtidas experimentalmente, porque o perfil do campo é aleatório e certamente diferente do normalizado.

As Figuras 121 e 122 apresentam os sinais no domínio da frequência, verticais e horizontais respectivamente dos modelos MEF e RBD com o sinal experimental coletado no trajeto de deslocamento do conjunto trator-pulverizador. Nota-se nas FFTs da Figura 121 uma consistência qualitativa entre os resultados numéricos e experimentais, pois as excitações verticais estão concentradas abaixo de 6 Hz.

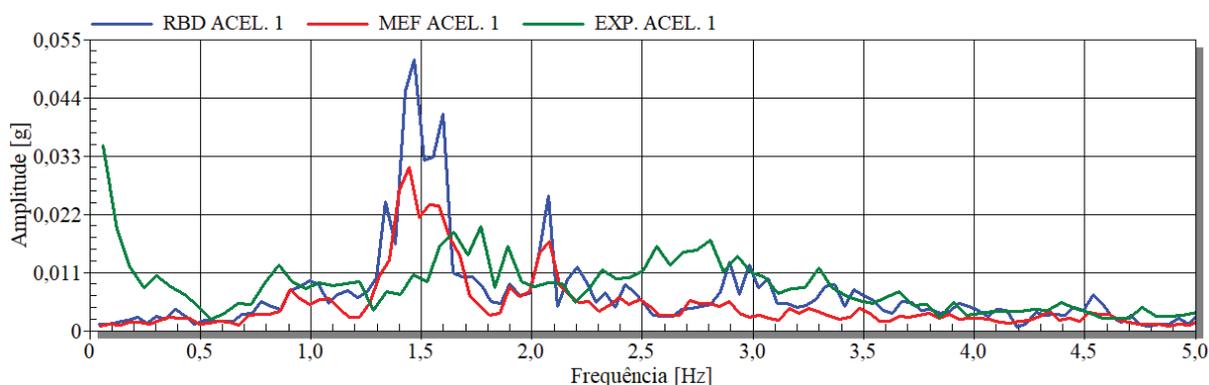
Em relação às acelerações e às frequências horizontais nas FFTs da Figura 122, observa-se que as excitações com maiores amplitudes são concentradas abaixo de 4 Hz demonstrando novamente uma aproximação qualitativa entre resultados experimentais e numéricos.

Figura 121. FFTs verticais numérico x experimental correspondentes ao acelerômetro 1.



Fonte: Autor.

Figura 122. FFTs horizontais numéricos x experimental correspondentes ao acelerômetro 1.



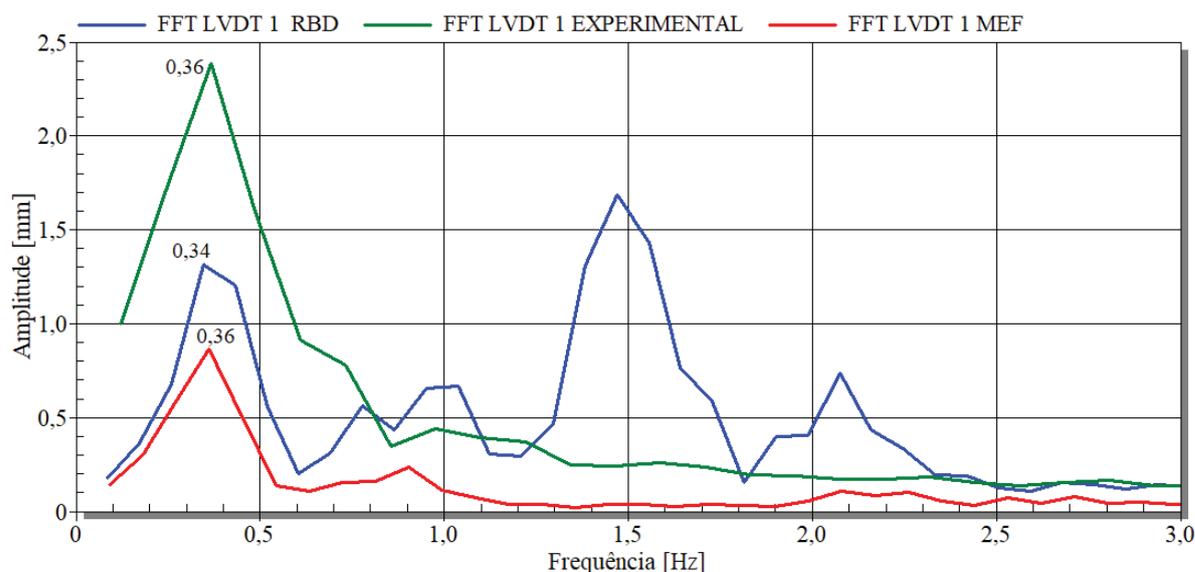
Fonte: Autor.

Com base nas Figuras 121 e 122 é possível confirmar que o perfil normalizado produz comportamento semelhante ao experimental no que diz respeito à faixa de excitação das frequências (abaixo de 6 Hz para vertical e abaixo de 4 Hz para horizontal). As amplitudes variam muito de um perfil para outro, como demonstrado na Figura 87.

A Figura 123 apresenta as FFTs do trajeto de deslocamento com os dois modelos numéricos correspondente ao LVDT 1, na qual mede a deformação da mola de borracha. Nota-se que os modelos são capazes de captar a frequência natural da suspensão de 0,36 Hz. São observadas maiores amplitudes abaixo de 1 Hz nos dados experimentais sugerindo que o perfil de campo é mais severo nessa faixa.

No modelo RBD, observa-se uma maior amplitude próximo a 1,4 Hz, a hipótese para esta maior amplitude nesta frequência, é que talvez seja uma frequência oriunda do perfil normalizado, amplificada pela indeformabilidade do modelo RBD.

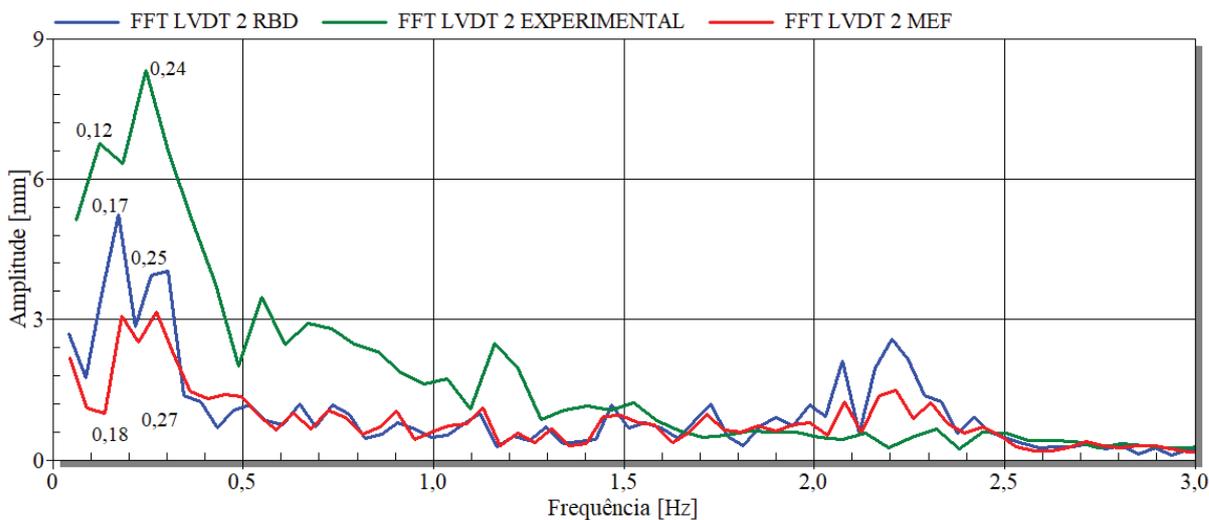
Figura 123. FFTs numérico e experimental correspondente ao LVDT 1.



Fonte: Autor.

A Figura 124 apresenta as FFTs do trajeto de deslocamento com os dois modelos numéricos correspondente ao LVDT 2 na qual mede o deslocamento relativo entre a haste e tubo do amortecedor. Nota-se que os modelos são capazes de captar a frequência natural da suspensão de 0,12 e 0,24 Hz observados nos ensaios experimentais. Novamente nota-se que a amplitude do ensaio experimental é maior abaixo de 1,5 Hz, devido ao perfil de pista real ser diferente e mais severo nessa faixa.

Figura 124. Comparação numérico experimental correspondente ao LVDT 2.



Fonte: Autor.

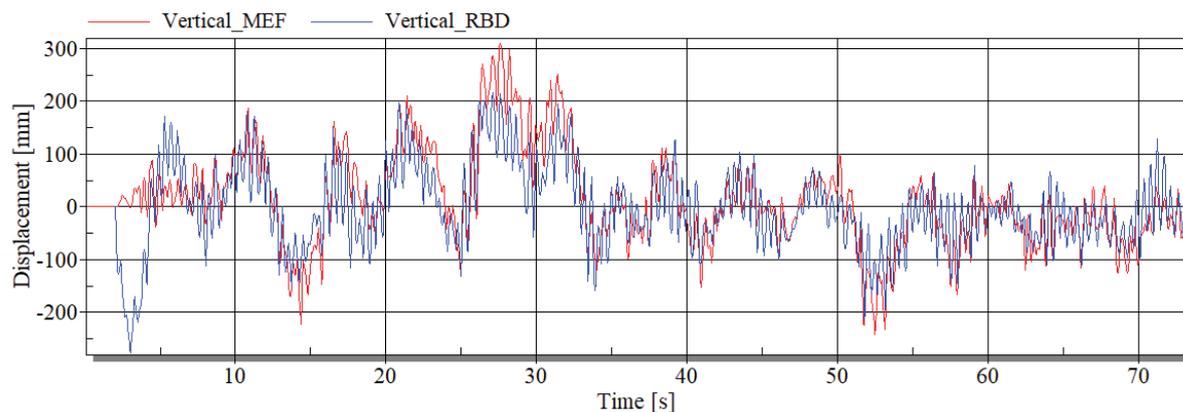
Ainda em relação a Figura 124, entre os modelos RBD e MEF verifica-se maior amplitude dos deslocamentos no modelo RBD, pois neste modelo apenas são excitados os modos de corpos rígidos, enquanto o modelo MEF as amplitudes máximas no domínio de tempo são composições de vários modos de vibrar. Ao passar esse sinal para o domínio do tempo mais frequências são excitadas com menores amplitudes.

4.8 Comparação entre MEF e RBD

Utilizando o modelo representativo do comportamento da suspensão da barra, esta seção dedica-se   avaliação do desempenho da suspensão quando submetida ao perfil de pista artificial fornecido pela norma ISO 5008 (2002). As Figuras 125 e 126 apresentam, respectivamente, os deslocamentos verticais e horizontais ocorridos na extremidade esquerda da barra de pulverização.

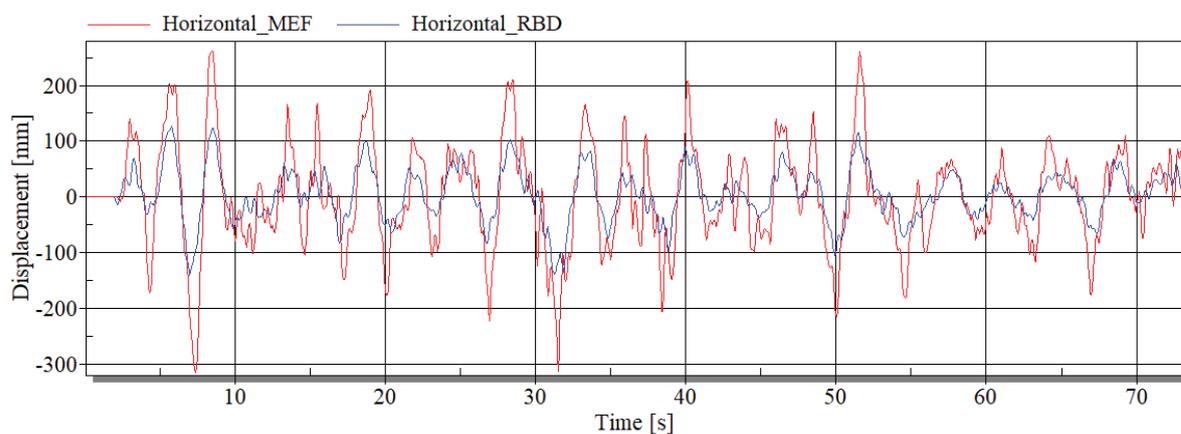
No gráfico dos deslocamentos verticais da Figura 125, valores positivos indicam o afastamento da extremidade da barra em relação ao solo e valores negativos indicam aproximação da extremidade com o solo. No gráfico dos deslocamentos horizontais da Figura 126, valores positivos indicam o movimento da barra para a frente do trator e valores negativos indicam o movimento para trás do trator.

Figura 125. Deslocamento vertical na extremidade esquerda da barra de pulverização.



Fonte: Autor.

Figura 126. Deslocamento horizontal na extremidade esquerda da barra de pulverização.



Fonte: Autor.

Corroborando com a pesquisa de Engelen (2008) nota-se na Figuras 125 e 126 que o modelo de elementos finitos (MEF), apresenta maiores amplitudes devido à soma do movimento de corpo rígido e movimento devido à deformação da estrutura. Ainda é possível que o deslocamento decorrente da deformação da estrutura atue em sentido oposto ao sentido de movimento de corpo rígido, reduzindo a amplitude do movimento. Esse efeito é destacado nos primeiros segundos do gráfico do deslocamento vertical, no qual o modelo RBD apresenta maior deslocamento negativo.

Também se nota uma certa semelhança no comportamento das curvas entre os modelos MEF e RBD, devido ao comportamento de movimento de corpo rígido que a suspensão da barra permite estar ajustado para responder de forma semelhante aos ensaios experimentais de vibração livre.

A Tabela 8 resume os resultados numéricos dos modelos MEF e RBD apresentados nas Figura 125 e 126. Apresenta os extremos máximos e mínimos observados em cada modelo. A diferença percentual é em relação ao modelo MEF. Observa-se que o modelo RBD tende a apresentar menores deslocamentos, conforme já comentado, por representar somente os movimentos de corpos rígidos.

Tabela 8. Comparação dos resultados numéricos entre os modelos MEF e RBD.

Movimento	Vertical			Horizontal		
	MEF	RBD	Diferença	MEF	RBD	Diferença
Máxima (mm)	309,80	211,80	-31,63%	262,11	123,52	-52,87%
Mínima (mm)	-242,13	-258,75	6,86%	-315,93	-137,68	-56,42%
Média (mm)	11,64	-2,57	-122,08%	0,76	2,36	210,53%
RMS	91,02	73,13	-19,66%	94,08	46,47	-50,61%

Fonte: Autor.

Verifica-se que o valor médio pode ser útil para compreender o comportamento da barra, se ela se mantiver mais tempo próxima ao solo indicado por um valor negativo ou afastado do solo por um sinal positivo. Entretanto não pode ser usada como referência para julgar o desempenho do sistema de suspensão, pois um sistema que apresente amplitudes positivas e negativas excessivamente grandes, comportamento indesejado para a pulverização, poderia ter uma média zero.

Neste caso o valor RMS é mais apropriado para avaliar o desempenho da suspensão, pois é uma medida estatística da magnitude de uma quantidade variável. Leva em conta a equivalência com um sinal contínuo. Portanto quanto menor o valor RMS, mais estável é a barra de pulverização.

Ainda em relação à rigidez da barra, na Tabela 8, nota-se menor diferença percentual entre as médias RMS para o movimento vertical, sentido de maior rigidez. No movimento horizontal há maior diferença para esse valor. Obviamente quanto menor a rigidez da barra maior será a diferença entre o modelo MEF e RBD. Em vários instantes da curva apresentada na Figura 126, nota-se que as amplitudes do modelo MEF são superiores ao dobro em relação ao modelo RBD.

As análises dinâmicas foram executadas utilizando uma *workstation* da marca Dell, modelo *Precision T7610*. o modelo MEF necessitou 63 minutos para convergência da solução, e o modelo RBD foi solucionado em apenas 2,6 minutos, resultando em uma solução 24,2 vezes

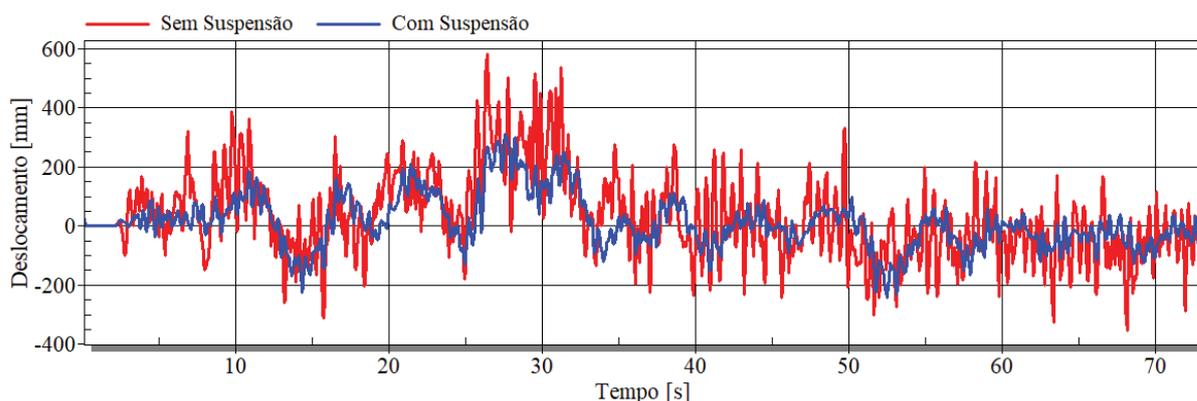
mais rápida. O tempo de solução pode ser relevante nas fases iniciais de um projeto, quando desejam-se simular vários cenários com objetivo de conceber um *design* de projeto apropriado.

4.9 Comparação sem sistema de suspensão

Com o objetivo de compreender melhor o desempenho da rigidez da barra de pulverização no sistema de suspensão, foram realizadas comparações entre os deslocamentos na extremidade da barra de um modelo em que todas as juntas utilizadas no quadro foram substituídas por juntas fixas (restringe os seis graus de liberdade), impedindo a atuação das molas e amortecedores. Essa configuração representa uma máquina sem o sistema de suspensão. Essa etapa foi repetida para os dois modelos em estudo.

As Figura 127 e 128 apresentam os resultados verticais e horizontais do modelo MEF com e sem sistema de suspensão. Nota-se, através da Figura 127, diferença significativamente visível entre os sinais, demonstrando vantagens no uso do sistema suspensão. Enquanto para os deslocamentos horizontais, observados na Figura 128, as amplitudes máximas são atingidas pela deformação da barra de pulverização. Nesse sentido, a redução dessas amplitudes pode ser obtida com o aumento da rigidez da estrutura da barra nesta direção. Este mesmo aspecto é observado por (CAPPELLARI, 2020) e (ENGELLEN, 2008).

Figura 127. Deslocamentos verticais na extremidade da barra, com e sem sistema de suspensão para o modelo MEF.

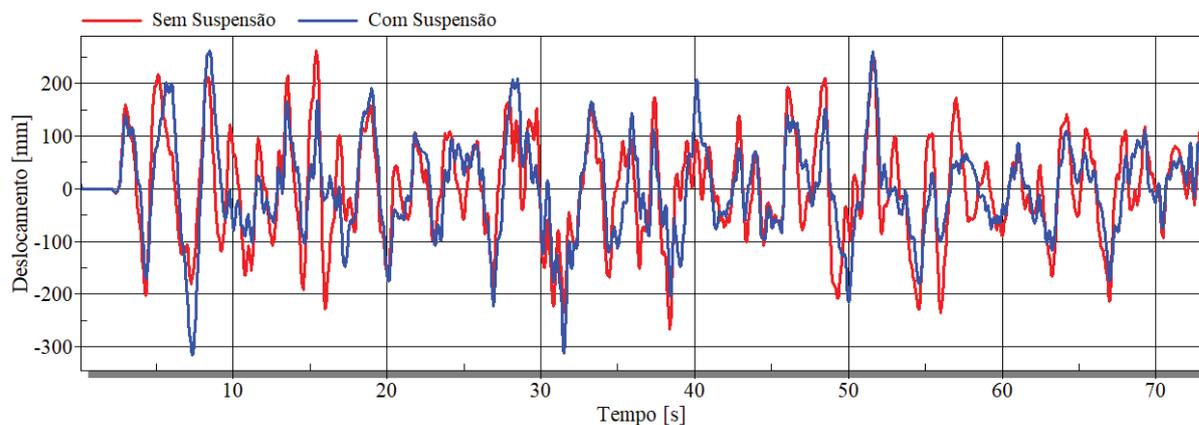


Fonte: Autor.

Ainda que os valores máximo e mínimo sejam próximos nas oscilações horizontais com e sem sistema de suspensão, nota-se vantagem no uso desse sistema, nos intervalos de tempo

de 10 a 20 segundos e de 50 a 60 segundos, nos quais é observada atenuação dos picos de amplitude pela suspensão.

Figura 128. Deslocamentos horizontais com e sem sistema de suspensão para o modelo MEF.



Fonte: Autor.

A Tabela 9 apresenta das amplitudes máximas positiva e negativa, média e RMS das curvas avaliadas com e sem sistema de suspensão para o modelo de elementos finitos. A diferença percentual é em relação ao modelo com sistema de suspensão em que valores positivos significam aumento das amplitudes de deslocamento e, valores negativos, a redução das amplitudes.

Tabela 9. Avaliação do modelo MEF com e sem sistema de suspensão.

Movimento	Vertical MEF			Horizontal MEF		
	C/ Susp.	S/ Susp.	Diferença	C/ Susp.	S/ Susp.	Diferença
Máximo (mm)	309,80	582,92	88,16%	262,11	262,10	0%
Mínimo (mm)	-242,13	-354,00	46,20%	-315,93	-266,20	-15,74%
Média (mm)	11,64	28,64	146,05%	0,76	0,26	-65,79%
RMS	91,02	144,8	59,09%	94,08	97,44	3,57%

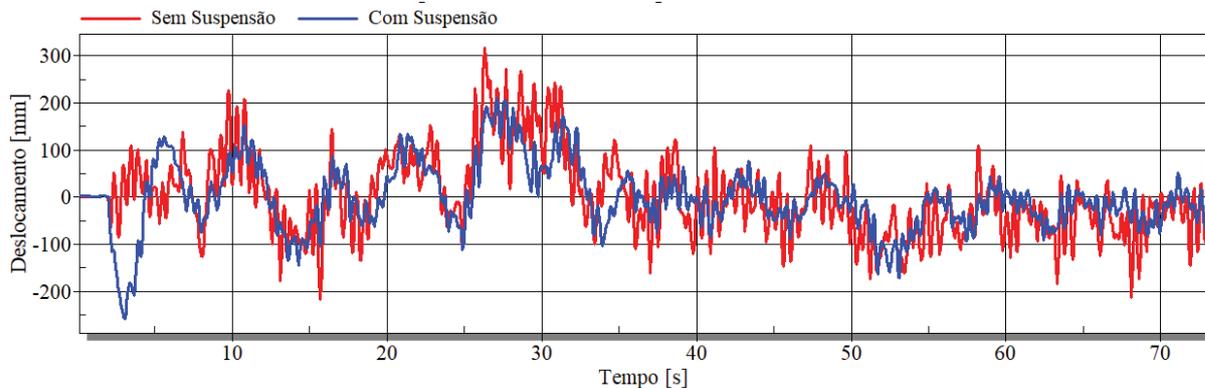
Fonte: Autor.

Como no modelo MEF, os deslocamentos verticais do modelo RBD mostrados na Figura 129 são visivelmente reduzidos pelo sistema de suspensão ficando evidente o ganho na estabilidade da barra pelo uso desse sistema.

Em relação aos deslocamentos horizontais do modelo RBD, apresentados na Figura 130, observam-se apenas os deslocamentos de corpos rígidos. Nota-se que as amplitudes máximas são próximas com e sem sistema de suspensão. Demonstrando uma deficiência do sistema em

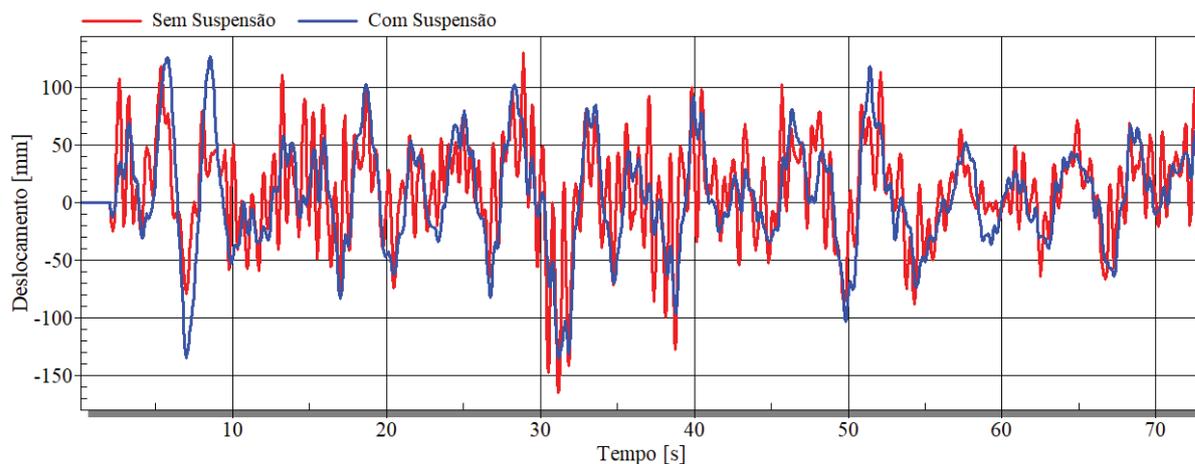
minimizar os deslocamentos horizontais, (X global). Na Tabela 10 pode-se observar através do menor valor RMS que o modelo sem suspensão apresenta comportamento mais estável.

Figura 129. Comparação dos deslocamentos verticais com e sem sistema de suspensão para o modelo RBD.



Fonte: Autor.

Figura 130. Comparação dos deslocamentos horizontais com e sem sistema de suspensão para o modelo RBD.



Fonte: Autor.

A Tabela 10 faz a avaliação das amplitudes máxima positiva e negativa, média e RMS das curvas comparadas. A diferença porcentual é em relação ao modelo com sistema de suspensão em que valores positivos significam aumento das amplitudes de deslocamento e, valores negativos, a redução das amplitudes.

Tabela 10. Avaliação do modelo RBD com e sem sistema de suspensão.

Movimento	Vertical RBD			Horizontal RBD		
	C/ Susp.	S/ Susp.	Diferença	C/ Susp.	S/ Susp.	Diferença
Mínima (mm)	-258,8	-217,30	-16,04%	-137,68	-165,10	19,92%
Máximo (mm)	211,8	318,40	50,33%	123,52	129,60	4,95%
Média (mm)	-2,57	0,22	-108,56%	2,36	9,95	321,61%
RMS	73,13	85,07	16,33%	46,47	43,14	-7,17%

Fonte: Autor.

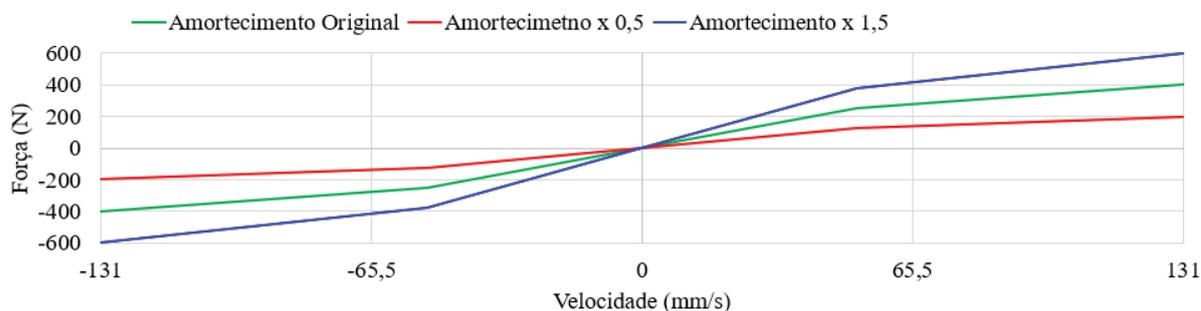
4.10 Comparação com variação de parâmetros

Neste capítulo apresenta-se o procedimento adotado para a realização de uma mudança projectual com o objetivo de amenizar os efeitos vibratórios transmitidos para a barra de pulverização, utilizando os modelos numéricos já desenvolvidos. Para isso são alterados os parâmetros de rigidez das molas de borracha e do amortecimento do quadro.

Será considerada uma redução de 50% e um aumento de 50% nos dois parâmetros avaliados, sendo aplicado um fator multiplicador de 0,5 e 1,5 aos parâmetros originais de rigidez e amortecimento da suspensão da barra. A configuração de rigidez e amortecimento configuradas na seção anterior será denominado estado original do projeto.

A Figura 131 ilustra a forma como os fatores multiplicadores alteram a curva de amortecimento do quadro, enquanto a Figura 132 apresenta a variação na inclinação da rigidez das molas de borracha. Lembrando que no modelo MEF foi aplicado uma rigidez constante de 125 N/mm, portanto a rigidez reduzida é de 62,5 N/mm e a rigidez aumentada é de 187,5 N/mm.

Figura 131. Variação das curvas de amortecimento.

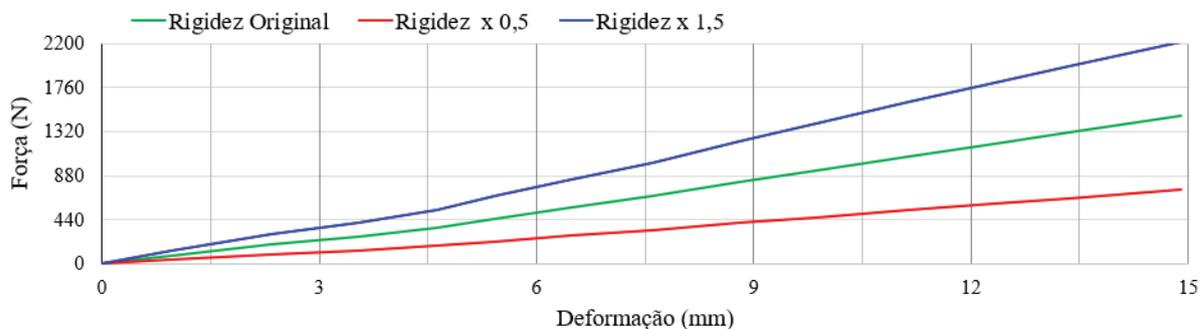


Fonte: Autor.

Os amortecedores hidráulicos telescópicos produzem força de amortecimento pela ação de um fluido, usualmente óleo, sendo forçado através de orifícios ou válvulas existentes no

pistão. É possível obter variação das curvas de amortecimento, alterando os diâmetros desses orifícios e válvulas. Tal equacionamento não é abordado neste trabalho.

Figura 132. Variação das curvas de rigidez.



Fonte: Autor.

A rigidez da mola de borracha é diretamente proporcional à área. Portanto uma simples variação do diâmetro do componente resulta na variação da área, conseqüentemente alterando-a. São, então, comparados os três níveis de rigidez, mantendo o parâmetro de amortecimento original. Destaca-se, portanto, que a variação da rigidez das molas de borracha somente tem efeito nos movimentos horizontais (eixo X global).

Para os três níveis de amortecimento comparados, é mantida a rigidez original das molas de borracha, ressaltando que a variação da curva do amortecedor do quadro somente tem efeito nos movimentos verticais (eixo Z global). Os três níveis de rigidez e amortecimento simulados resultam na configuração de cinco modelos de simulação. A Tabela 11 indica pela letra X as combinações de rigidez e amortecimento simulados.

Tabela 11. Combinação de rigidez e amortecimento simulados.

Variante	Amortecimento x 0,5	Amortecimento Original (x 1)	Amortecimento x 1,5
Rigidez x 0,5		X	
Rigidez Original (x 1)	X	X	X
Rigidez x 1,5		X	

Fonte: Autor.

Como a variação dos parâmetros de rigidez da mola de borracha tem efeito na frequência natural correspondente ao modo de guinada, a Tabela 12 apresenta as novas frequências naturais da suspensão.

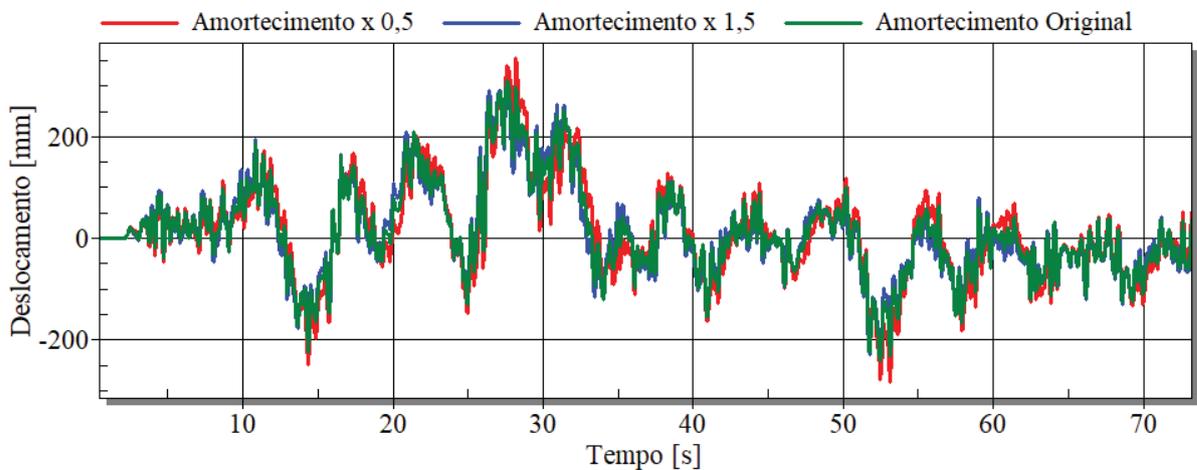
Tabela 12. Frequência natural do modo de guinada com variação da rigidez da moda de borracha.

Fator Multiplicador	Modelo MEF	Modelo RBD
0,5	0,28	0,28
1,5	0,40	0,50

Fonte: Autor.

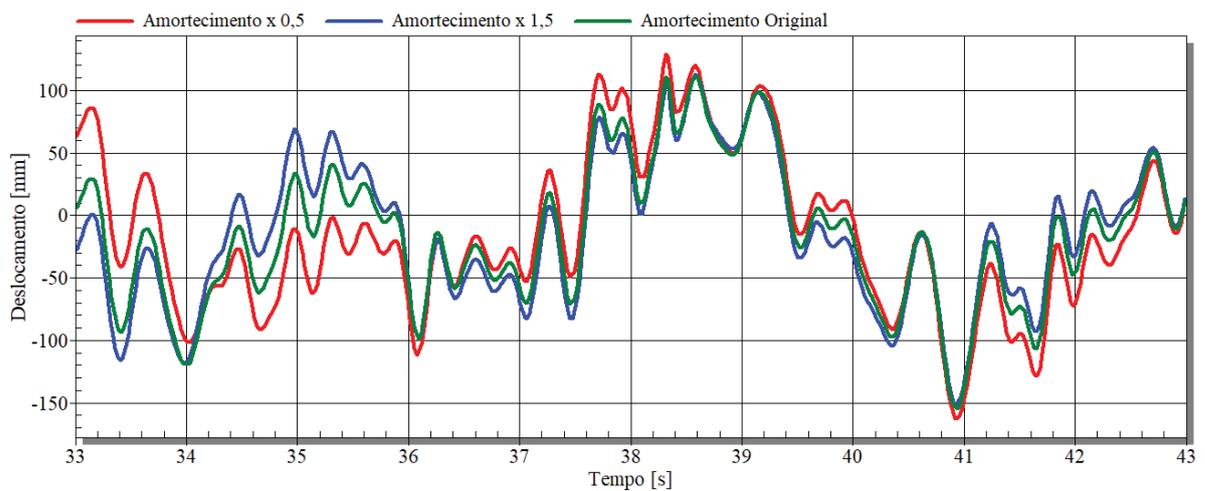
Figura 133 exibe as oscilações verticais na extremidade esquerda da barra de pulverização para o modelo MEF com os três níveis de amortecimento. Na Figura 134, para uma melhor observação dos resultados apresentam-se um intervalo de 33 a 43 segundos.

Figura 133. Comparação de deslocamento verticais da extremidade da barra no modelo MEF.



Fonte: Autor.

Figura 134. Comparação de deslocamento verticais da extremidade da barra no modelo MEF



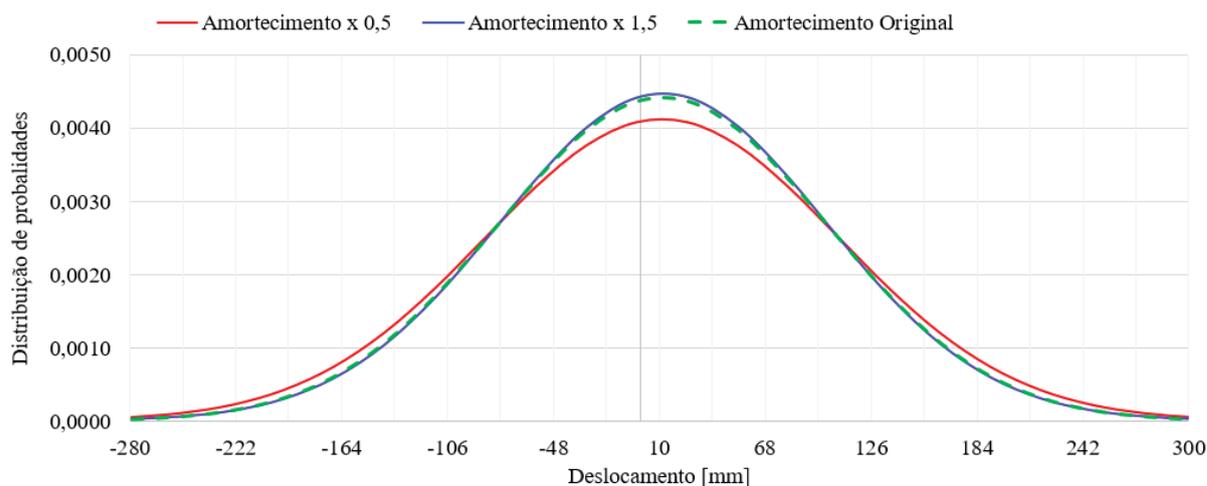
Fonte: Autor.

A simples observação gráfica não permite determinar qual o nível de amortecimento que proporciona a melhor estabilidade para barra de pulverização. Por exemplo, no intervalo de 35 a 36 segundos o amortecimento original se mantém mais próximo de zero. No intervalo de 36 a 37 segundos o amortecimento $\times 0,5$ se mantém mais próximo de zero, enquanto o amortecimento $\times 1,5$ se mantém mais próximo de zero no intervalo de 41 a 42 segundos.

Esta dificuldade de avaliação da comparação dos resultados exige recorrer ao valor RMS apresentado na Tabela 13, sendo encontrado o menor valor para o amortecimento $\times 1,5$, com pequena diferença em relação ao amortecimento original. Nessa tabela, também se avalia os extremos positivos e negativos, sendo observados os menores valores para o amortecimento $\times 1,5$.

Com o objetivo de avaliar melhor o comportamento das oscilações, desenvolveram-se as curvas normais para cada nível de amortecimento apresentado na Figura 135. A curva normal concorda com o média RMS, ao identificar que quando o amortecimento é multiplicado por um fator de 1,5 é mais estável entre as curvas. Essa conclusão é obtida, pois a curva normal do amortecimento $\times 1,5$ é ligeiramente mais estreita e mais alta que o curva normal do amortecimento original. Isso indica que a posição da extremidade esquerda da barra oscila mais próxima da média. A média e o desvio padrão para desenvolvimentos das curvas normais são apresentadas na Tabela 13.

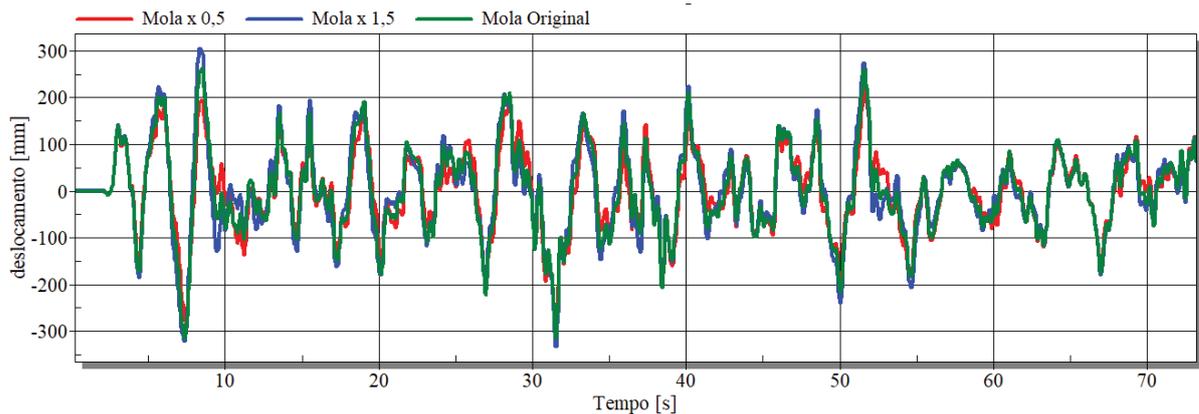
Figura 135. Distribuição normal dos deslocamentos verticais para os três níveis de amortecimento simulados no modelo MEF.



Fonte: Autor.

A Figura 136 exibe as oscilações horizontais na extremidade esquerda da barra de pulverização do modelo MEF influenciados por três níveis de rigidez da mola de borracha. Conforme ocorreu com a avaliação do amortecimento, a determinação do melhor nível de rigidez não é identificada com a observação gráfica no domínio do tempo.

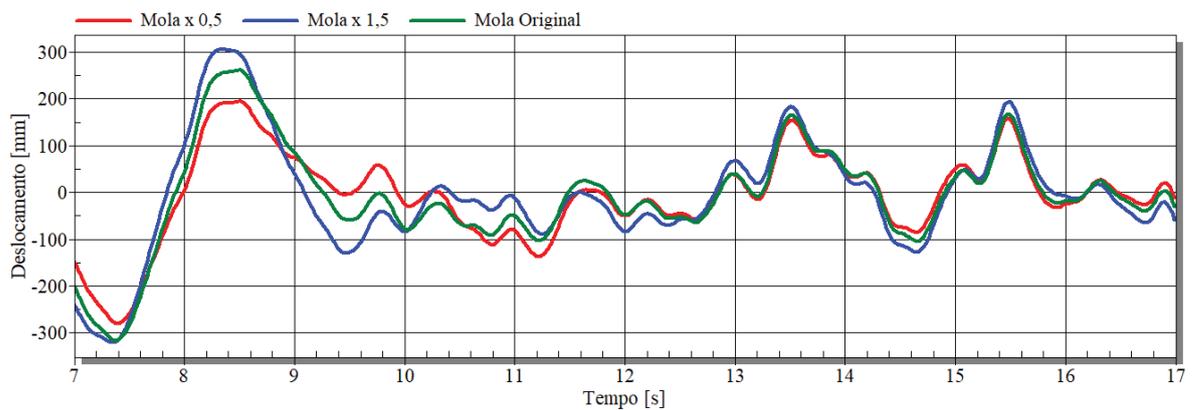
Figura 136. Comparação de deslocamento horizontais da extremidade da barra no modelo MEF.



Fonte: Autor.

A Figura 137 apresenta o intervalo de 7 a 17 segundos para observação mais detalhada das três curvas comparadas. No intervalo de 9 a 12 segundos nota-se em relação à aproximação das curvas ao deslocamento zero, uma alternância entre as curvas, comportamento que se desenvolve em vários trechos da simulação.

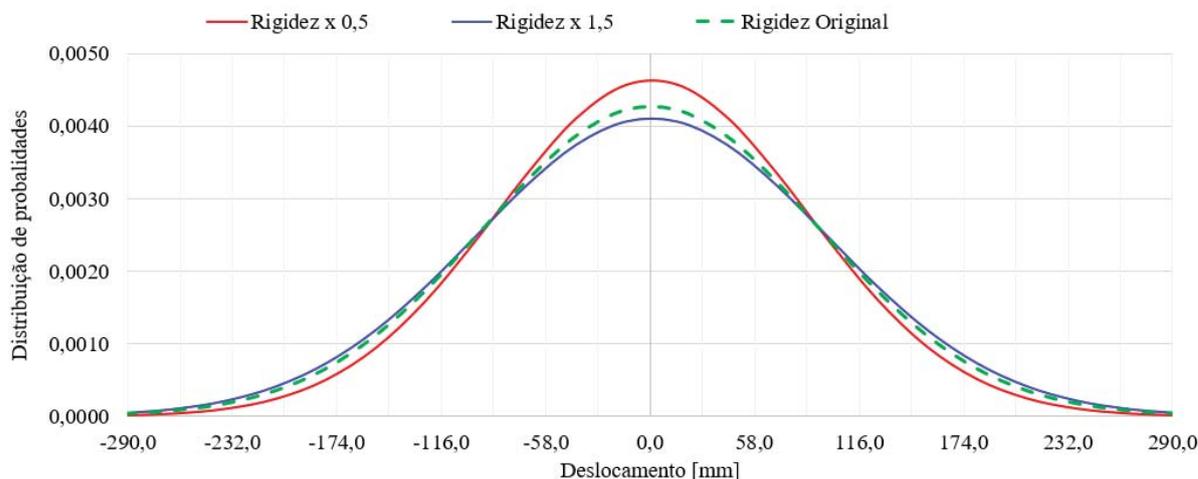
Figura 137. Comparação de deslocamento horizontais da extremidade da barra no modelo MEF.



Fonte: Autor.

A Figura 138 apresenta a curva normal dos três níveis de rigidez simulados. Novamente as curvas da distribuição normal concordam com a média RMS, ao indicarem a rigidez x 0,5 como a mais estável, pois a curva normal da rigidez x 0,5 é ligeiramente mais estreita e mais alta que as demais curvas. Isso indica que a posição da extremidade esquerda da barra oscila mais próxima da média. A média e o desvio padrão para desenvolvimentos das curvas normais são apresentadas na Tabela 13.

Figura 138. Distribuição normal dos deslocamentos horizontais para os três níveis de rigidez simulados no modelo MEF.



Fonte: Autor.

A Tabela 13 apresenta os deslocamentos horizontais máximos e mínimos, sendo observadas as menores amplitudes de oscilação com a redução da rigidez das molas de borracha. Através da avaliação da média RMS, a rigidez x 0,5 apresenta o menor valor, portanto assume-se que é o comportamento mais estável, com pequena diferença em relação à rigidez original.

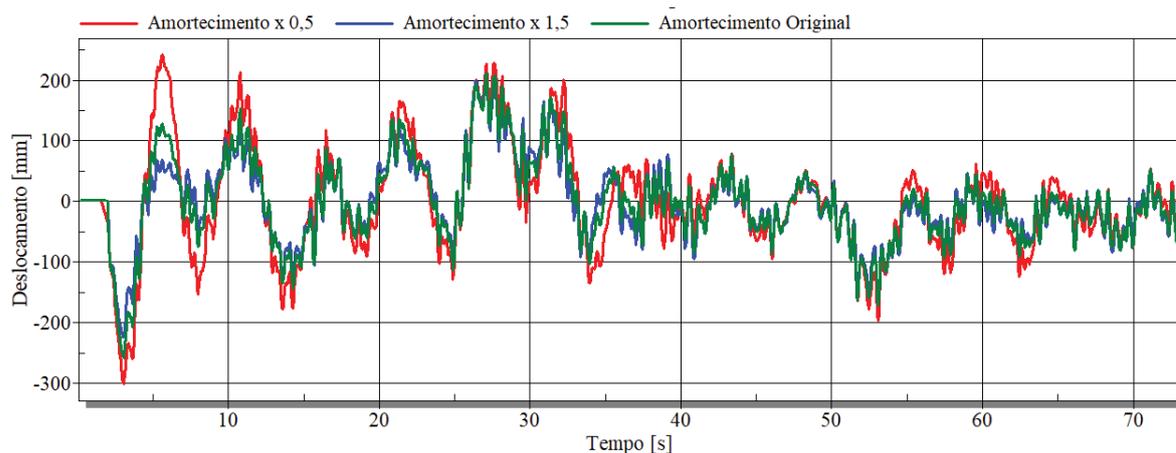
Tabela 13. Resultados do modelo MEF variando parâmetros de rigidez e amortecimento.

Deslocamento Variável	Vertical (eixo Z global)			Horizontal (eixo X global)		
	Amortecimento do quadro			Rigidez das molas de borracha		
Multiplicador	x 0,5	Original (x 1)	x 1,5	x 0,5	Original (x 1)	x 1,5
Mínimo	-281,99	-242,13	-227,8	-313,23	-315,94	-332,89
Máximo	353,76	309,8	292,75	224,57	262,12	305,68
Média	11,61	11,64	12,17	0,98	0,76	0,68
Desvio Padrão	96,86	90,29	89,19	86,07	93,26	97,31
RMS	97,53	91,02	90,00	86,06	93,25	97,30

Fonte: Autor.

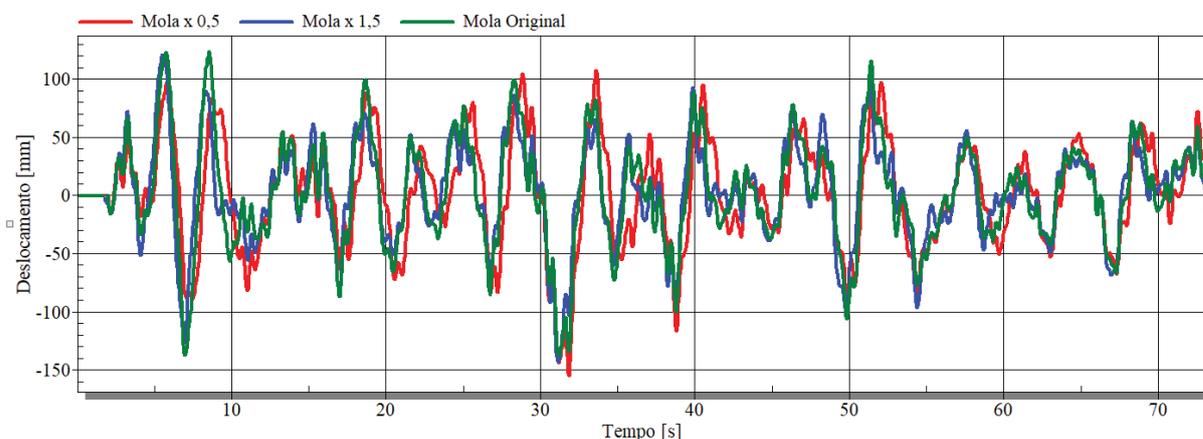
O mesmo trabalho de comparações variando os parâmetros de rigidez e amortecimento foi replicado para o modelo RBD. A Figura 139 compara as oscilações verticais na extremidade esquerda da barra de pulverização com os três níveis de amortecimento. A Figura 140 compara as oscilações horizontais na extremidade esquerda da barra de pulverização influenciada pelos três níveis de rigidez da mola de borracha.

Figura 139. Deslocamento verticais da extremidade da barra no modelo RBD.



Fonte: Autor.

Figura 140. Deslocamento horizontais da extremidade da barra no modelo RBD.



Fonte: Autor.

A Tabela 14 sintetiza os resultados das Figuras 139 e 140. Observa-se, então, as menores amplitudes de oscilação vertical com o aumento do amortecimento do quadro, concordando com o modelo MEF.

Em relação aos extremos horizontais é pouco conclusivo, pois uma redução da rigidez aumenta o deslocamento negativo em 17,18 mm, mas reduz em 15,86 mm a máxima positiva. O aumento da rigidez da mola de borracha aumenta em 5,66 mm o deslocamento negativo e reduz em 2,7 mm a máxima positiva.

Ao observar a média RMS para os deslocamentos horizontais da Tabela 14, encontra-se o menor valor para a rigidez x 1,5, essa tendência já foi observada na comparação sem sistema de suspensão, discordando do modelo MEF que obteve mais estabilidade com a redução da rigidez da mola de borracha. Tal resultado é afetado pela rigidez do modelo RBD.

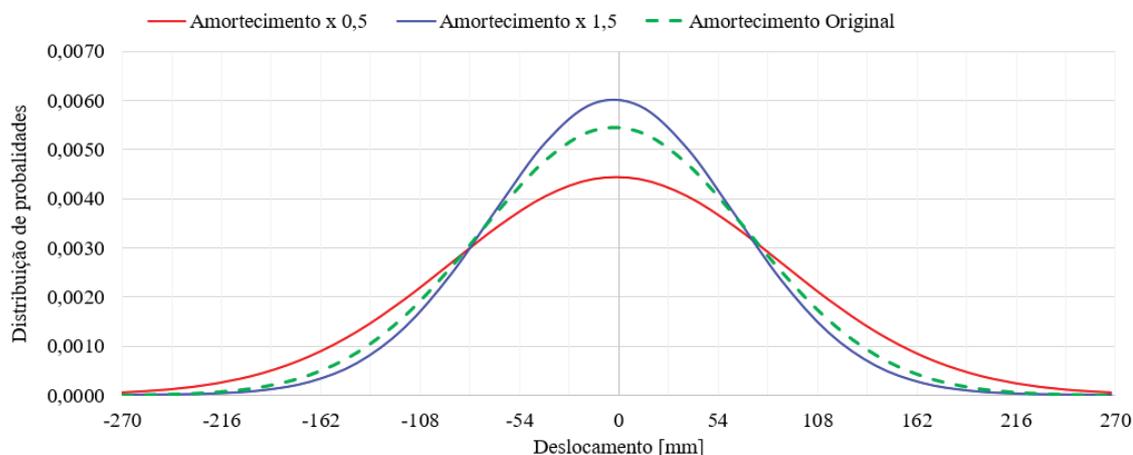
Tabela 14. Resultados do modelo RBD variando parâmetros de rigidez e amortecimento.

Deslocamento Variável	Vertical (eixo Z global)			Horizontal (eixo X global)		
	Amortecimento do quadro			Rigidez das molas de borracha		
Multiplicador	x 0,5	Original (x 1)	x 1,5	x 0,5	Original (x 1)	x 1,5
Mínimo (mm)	-301	-258,8	-223,94	-154,86	-137,68	-143,34
Máximo (mm)	242,21	211,8	207,07	107,66	123,52	120,67
Média (mm)	-1,19	-2,57	-2,51	2,04	2,36	2,43
Desvio Padrão	89,67	73,09	66,13	47,04	46,42	42,62
RMS	89,66	73,13	66,16	47,08	46,47	42,68

Fonte: Autor.

Na Figura 141 é apresentada a distribuição normal para o deslocamento vertical da extremidade esquerda da barra de pulverização sobre a influência dos três níveis de amortecimento. Observando-se melhor desempenho para o amortecimento x 1,5, concordando com o modelo MEF.

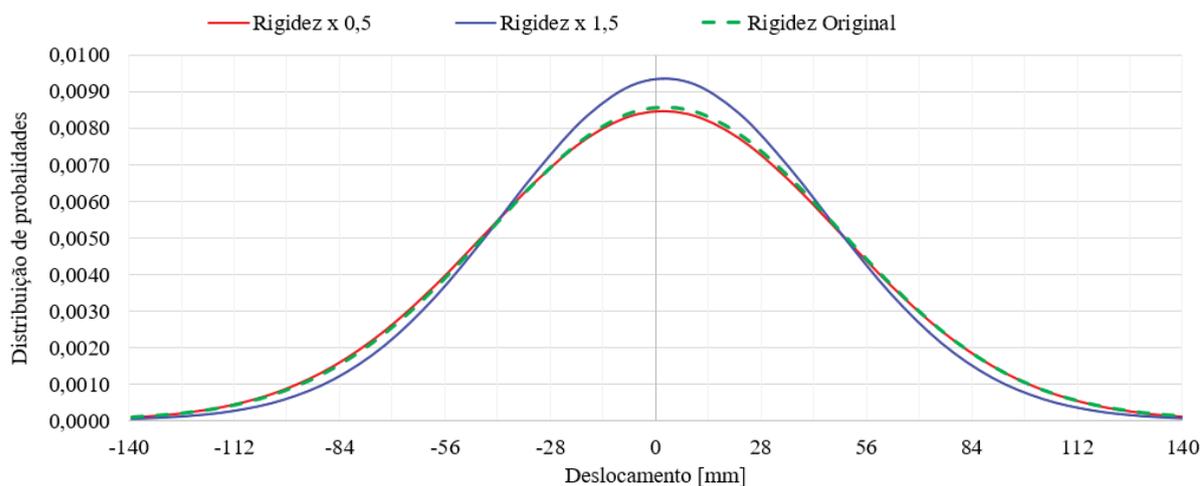
Figura 141. Distribuição normal dos deslocamentos verticais para os três níveis de amortecimento simulados no modelo RBD.



Fonte: Autor.

A Figura 142, apresenta a distribuição normal para o deslocamento horizontal da extremidade esquerda da barra de pulverização sobre a influência dos três níveis de rigidez. Observando-se melhor desempenho para a rigidez x 1,5, discordando com o modelo MEF.

Figura 142. Distribuição normal dos deslocamentos horizontais para os três níveis de rigidez simulados no modelo RBD.



Fonte: Autor.

4.11 Análise de tensões

No modelo de elementos finitos, devido à discretização por elementos de viga da barra de pulverização e do quadro, é possível calcular o nível de tensão atuante na estrutura. O *software* tem um recurso no qual permite plotar os valores de tensão de Von Mises máximos ocorridos ao longo dos 73,175 segundos de simulação. Por exemplo, se o valor máximo da tensão de Von Mises ocorrer em 5 segundos para um componente e, para outro componente, ocorrer em 20 segundos, são plotados graficamente esses dois valores máximos de forma simultânea. É um recurso útil quando se deseja comparar o nível de tensão em análises dinâmicas.

As Figuras 143, 144 e 145 apresentam o panorama de tensão de Von Mises ocorrido ao longo do tempo na barra e quadro do pulverizador em sua configuração original. E a Tabela 15 compara o nível de tensão das cinco variantes simuladas descritas na seção 4.10 e sem o sistema de suspensão descrito na seção 4.9. A diferença percentual é em relação ao estado original do modelo MEF.

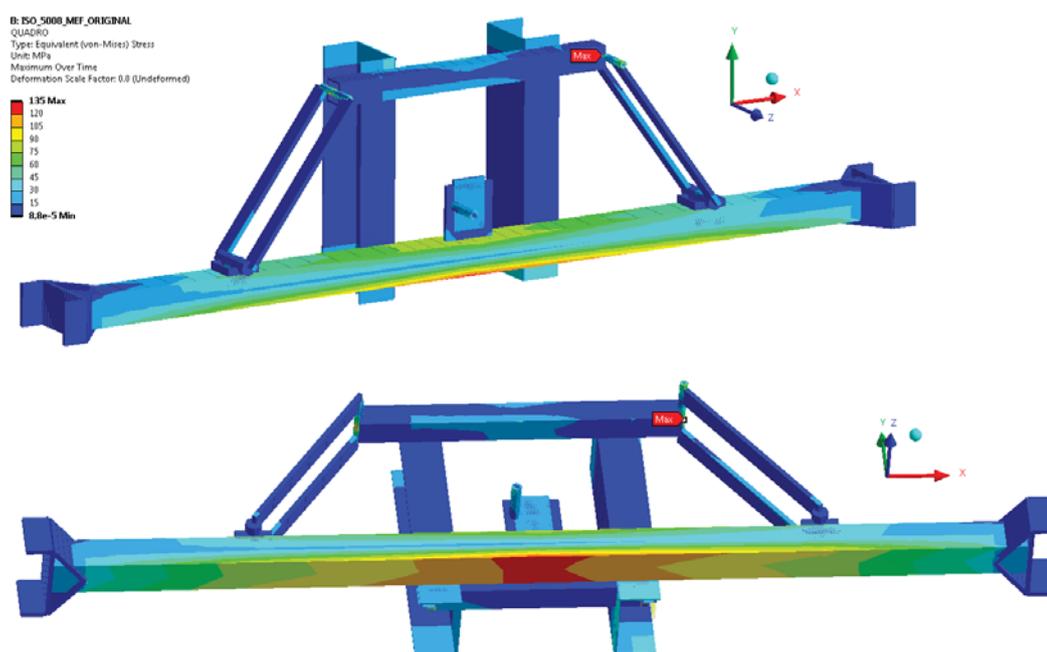
Nota-se que para o nível de tensão atuante na estrutura, a variação dos parâmetros de rigidez e amortecimento resultou em diferenças poucos significativas. Porém, ao verificar o nível de tensão dos componentes sem o sistema de suspensão, observam-se aumentos de tensão de até 414,4% destacando que a suspensão, além de ter um papel na estabilidade da barra para melhorar a uniformidade da pulverização, também é imprescindível para atenuar o nível de tensão na estrutura. Conceitualmente entende-se que uma estrutura com menores magnitudes de tensão tem uma maior durabilidade, porém esse tema foge do foco deste estudo.

Tabela 15. Comparação do nível de tensão.

	Original (MPa)	Amortecimento x 0,5 (MPa)	Diferença	Amortecimento x 1,5 (MPa)	Diferença	Mola x 0,5 (MPa)	Diferença	Mola x 1,5 (MPa)	Diferença	Sem Suspensão	Diferença
Quadro Móvel	135,2	134,5	-0,6%	134,6	-0,6%	134,9	-0,2%	140,5	3,9%	643,4	375,8%
Quadro oscilante	130,4	130,2	-0,2%	132,0	-0,2%	130,4	-0,1%	130,2	-0,2%	202,8	55,5%
Biela	20,0	19,6	-1,8%	20,0	-1,8%	20,0	0,1%	21,1	5,8%	102,7	414,4%
1º seção	78,9	78,7	-0,2%	78,9	-0,2%	78,8	-0,2%	80,2	1,6%	256,4	225,1%
2º seção	213,5	213,2	-0,1%	213,3	-0,1%	213,6	0,0%	212,8	-0,3%	614,9	188,1%

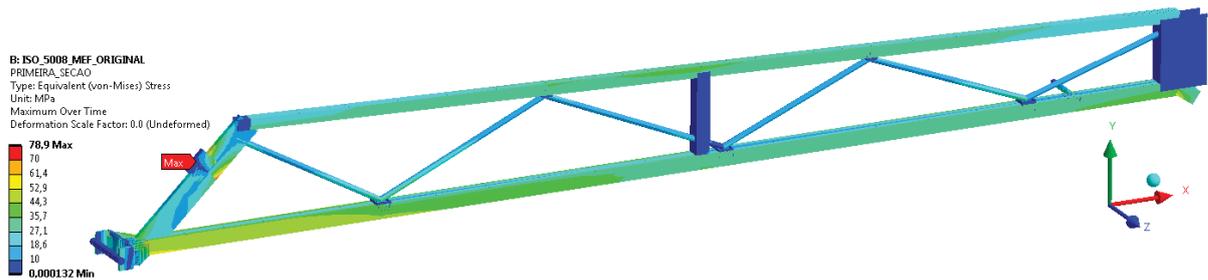
Fonte: Autor.

Figura 143. Tensão de Von Mises ao longo do tempo no quadro móvel, quadro oscilante e bielas.



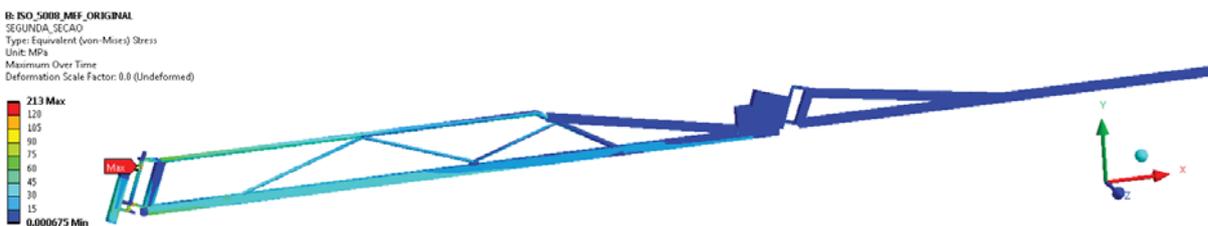
Fonte: Autor.

Figura 144. Tensão de Von Mises ao longo do tempo na primeira seção da barra.



Fonte: Autor.

Figura 145. Tensão de Von Mises ao longo do tempo na segunda seção da barra.



Fonte: Autor.

4.12 Conclusões parciais

O modelo MEF se torna mais apropriado para avaliação do real desempenho de um sistema de suspensão para barras de pulverização. A objeção desse método é o maior custo computacional. Uma forma de contornar esse custo é reduzir o percurso a ser simulado.

O modelo RBD pode ser considerado como procedimento para avaliação do desempenho da suspensão, pois concorda com o modelo MEF ao indicar redução dos deslocamentos verticais com o aumento do amortecimento do quadro, provando ser uma ferramenta útil no desenvolvimento de simulações comparativas.

O modelo RBD pode ser utilizado como orientativo para aproximação de valores ideais de rigidez, amortecimento e forma construtiva do sistema de suspensão. Além de gerar resultados mais rápidos e ser mais facilmente configurado, um modelo mais simples do comportamento do sistema de suspensão é favorável para lidar com o aumento da complexidade do sistema de suspensão e do número de variantes. Após definição de um conceito, deve-se evoluir utilizando o modelo MEF para aprimoramento da suspensão.

Nas comparações de resultados apresentados nas Tabelas 13 e 14, não há grandes diferenças entre os resultados quando comparados ao estado original do projeto, possivelmente pelo fato de que o pulverizador acoplado em estudo já é um produto comercializado. Acredita-se que esse tipo de equipamento já possua algum aprimoramento no sistema de suspensão.

Ainda assim, obtém-se melhoria na estabilidade da barra de pulverização através do aumento do amortecimento e redução da rigidez da mola de borracha, tendo como referência o modelo de elementos finitos, (MEF).

Na comparação com e sem sistema de suspensão, as pequenas diferenças observadas na Tabela 10, em relação ao deslocamento horizontal no modelo RBD, sugere uma deficiência do sistema de suspensão nessa orientação, pois demonstra que o formato construtivo tem influência no desempenho, uma vez que o sistema de suspensão não foi capaz de atenuar os picos máximos.

5. CONCLUSÕES

Os pulverizadores de barra são equipados com suspensões passivas para atenuar deslocamentos verticais e horizontais. A suspensão passiva pode reduzir as amplitudes de oscilação, mas não podem eliminá-las completamente.

As vibrações da barra de pulverização no plano horizontal são uma fonte importante de irregularidades no padrão de distribuição de pulverização e devem ser consideradas ao avaliar o desempenho do sistema de suspensão. Sendo assim sua representação deve ser realizada tomando cuidado em relação à correta modelagem dos perfis construtivos da barra. Considerar um redimensionamento com o objetivo de aumentar a rigidez da estrutura pode ser um meio eficaz de reduzir as oscilações horizontais da barra.

Além disso, procedimentos de projeto simples são desenvolvidos para encontrar bons parâmetros regulatórios para as molas de borracha e amortecedor do quadro utilizados na suspensão passiva. Através do uso da média RMS e curvas normais é identificado melhor estabilidade com um aumento de 50% para o amortecimento e redução de 50% da rigidez das molas,

Cumpriu-se, então, o propósito de avaliar os níveis de oscilação a que a barra de pulverização está submetida. O procedimento de modelagem e calibração dos modelos explorado neste estudo não se limita ao pulverizador acoplados com suspensão trapezoidal tipo “A”. Podem ser utilizados em outros tipos de pulverizadores de barra para desenvolvimentos futuros contribuindo em termos científicos e tecnológicos.

5.1 Proposta de continuidade

Com o objetivo de contribuir para futuros estudos nesta linha de pesquisa é importante que se registrem algumas propostas de continuidade, como, por exemplo: nos ensaios experimentais, aplicar técnicas de excitação da estrutura com o uso de um moto-vibrador para excitar com mais energia mais modos de vibrar da barra; também desenvolver uma base excitadora para calibração do amortecimento dos pneus do trator; e aplicar técnicas de otimização para definir os valores ótimos de rigidez e amortecimento do sistema de suspensão.

REFERÊNCIAS

- ALVES, A. F. Elementos finitos. Análise Dinâmica. 2º. ed. São Paulo : Erica, 2008.
- ALVES, A. F. Elementos finitos. A base da tecnologia CAE. 6º. ed. São Paulo: Erica, 2013.
- ANDEF, A. N. D. D. V. Manual de tecnologia de aplicação de produtos fitossanitários. Campinas: Linea Creativa, 2010.
- BALASTREIRE, L. A. Máquinas agrícolas. São Paulo: Manole, 1987.
- BARROSO, D. A. Análise do balancim da suspensão do protótipo fórmula SAE por método de elementos finitos. Holos, Ceará, v. 5, p. 170-181, agosto 2015.
- BERTO, L. F. Modelagem dinâmica de sistema automotivo estudo de caso via teste de performance e falha do baja SAE. Universidade federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 210. 2015.
- BJORNSSON, O. H. et al. Dynamic analysis of the intelligent sprayer boom. 11º International Conference on vibration problems, Lisboa, Setembro 2013.
- BORCHERT, A.-G. Modelling, simulation and optimization of agricultural sprayer boom horizontal motion behaviour. Landtechnik Agricultural Engineering, v. 70, p. 132-138, Agosto 2015.
- BORCHERT, A.-G. Optimierung des Bewegungsverhaltens von Spritzgestängen - Teilprojekt 2, 2015.
- CAPPELLARI, Á. S. Procedimento numérico experimental para projeto estrutural de barras de pulverização. Universidade de Passo Fundo. Passo Fundo, p. 126. 2020.
- CASALI, A. L. Caracterização, avaliação e classificação dos pulverizadores autopropelidos produzidos no Brasil. Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria. 2015.
- COOLEY, J. W.; TUKEY, J. W. An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series. Mathematics of Computation, v. 19, p. 297-301, 1965.
- CUI, L. F. Development of a DSP-based electronic control system for the active spray boom suspension. Computer and Electronics in Agriculture, Nanjing, Setembro 2019.

DI PRINZIO, A. Equipos pulverizadores terrestres. In: _____ Tecnología de aplicación de agroquímicos. Argentina: [s.n.], 2010. Cap. 9, p. 113-117.

EMBRAPA. empbrapa.br. Embrapa, 2019. Disponível em: <<https://www.embrapa.br/tema-controle-biologico/sobre-o-tema>>. Acesso em: 6 Agosto 2019.

ENGELLEN, K. Passive damping of flexible spray boom structures. Katholieke Universiteit Leuven. Heverlee. 2008.

FERREIRA, H. T. Determinação das frequências naturais e modos de vibrar de um veículo de dois eixos através de um programa computacional em Matlab-Simulink. Universidade de São Paulo. São Carlos, p. 99. 2003.

FREITAS, L. M. P. Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson. Universidade de São Paulo. São Carlos. 2006.

FROST, A. R. The effect of wind and boom height on spray drift. National Institute Agricultural Engineering, Silsoe, 1975.

GADANHA. Máquinas e implementos agrícolas no Brasil. São Paulo: IPT, 1991.

GATTI, P. L.; FERRARI, V. Applied Structural and Mechanical Vibrations. London: Taylor & Francis, 2003.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers., 1992.

GOHARI, M. et al. Vibration suppression of sprayer boom structure using active torque control and iterative learning. Part II: Experimental implementation. Journal of Vibration and Control, Agosto 2017.

HERBST, A. Optimierung des bewegungsverhaltens von spritzgestänge, 2015.
HERBST, A. A novel method for testing automatic systems for controlling the spray boom height. Biosystems Engineering, Braunschweig, v. 174, p. 115-125, Agosto 2018.

IEZZO, R. Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo "slow-active" com custo competitivo. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, p. 317. 2010.

ISO 14131. Agricultural sprayers - Boom steadiness - Test methods. 2005.

ISO 5008. Agricultural wheeled tractors and field machinery measurement of whole-body vibration of the operator. 2002.

JEON, H. Y. Instrumented Self-Propelled Sprayer to Determine Dynamic Boom Effects on Droplet Application Uniformity. University of Tennessee. Knoxville, p. 89. 2003.

KOC, C. Structural Analysis of Field Sprayer Booms. Journal of Agricultural Sciences, Ankara, v. 23, p. 147-155, Outubro 2015.

LACERDA, A. L. S. Padrão de distribuição da calda produzida pela ponta de pulverização do tipo jato plano (8002) em função do espaçamento entre bicos. Planta Daninha, Viçosa, Dezembro 2001.

LAI, T. et al. An explicit fourth-order Runge-Kutta method for dynamic force identification. International Journal of Structural and Dynamics, v. 17, n. 10, 2017.

LANGENAKENS, J. J. The effects of vertical sprayer boom movements on the uniformity of spray distribution. Silsoe Research Institute, Haverlee, Junho 1999.

LAWRENCE, D. C. The development and application of foams used with swath marking systems. National Institute Agricultural Engineering, Silsoe, 1977.

LINES, J. A.; MURPHY, K. The radial damping of agricultural tractor tyres. Journal of Terramechanics, Silsoe, 1991.

LORENZI, F. L. Desenvolvimento de um ambiente computacional para simulação dinâmica de veículos. Blucher Engineering Proceedings, São Paulo, Setembro 2015.

MACHADO, T. M. Vertical and horizontal oscillation of three models of self-propelled boom sprayers. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, Campina Grande, v. 20, p. 941-945, setembro 2016.

MANEA, D. et al. Simulation of mechanical parameters of sprayer boom. Engineering for rural development, Jelgava, p. 45-51, Maio 2018.

MEIROVITCH, L. Fundamentals of Vibrations. Boston: Mc Graw Hill, 2001.

NATION, H. J. The dynamic behaviour of field sprayers booms: The effect of boom stiffness on relationships between the motion of the spray and boom tip movement. National Institute Agricultural Engineering, Silsoe, 1976.

NATION, H. J. The dynamic behaviour of field sprayer booms. *J. Agric. Engng Res.*, Silsoe, v. 27, p. 61-70, 1982.

ONU. <https://nacoesunidas.org>. Nações unidas Brasil, 2019. Disponível em: <<https://nacoesunidas.org/populacao-mundial-deve-chegar-a-97-bilhoes-de-pessoas-em-2050-diz-relatorio-da-onu/>>. Acesso em: 6 Agosto 2019.

O'SULLIVAN, J. A. Simulation of the behavior of a spray boom with an active and passive pendulum suspension. *J. Agric. Eng. Res.*, v. 35, p. 157-173, Fevereiro 1986.

PONTELLI, C. O. Comportamento dinâmico de suspensões passivas de barra para pulverizadores. Universidade Estadual Paulista. Bauru. 2007.

PONTELLI, C. O. Validação do modelo de uma suspensão de barra utilizada em pulverizadores traçados. *Pesquisa e Tecnologia Minerva, Pompéia*, v. 6, p. 189-196, 2012a.

PONTELLI, C. O. Comparação entre dois tipos de suspensão passiva de barra em condições simuladas de pista de prova normalizada. *Eng. Agríc., Jaboticabal*, v. 30, p. 761-775, Agosto 2010.

PONTELLI, C. O. Estratégias de controle para isolamento ativa de vibrações em barras de pulverizadores agrícolas. Universidade de São Paulo. São Paulo. 2012b.

RAO, S. *Vibrações Mecânicas*. 4º. ed. São Paulo: Pearson, 2011.

SCHMIDT-OTT, M. Improving the uniformity of distribution of field crop sprayers with long booms. *Journal of Agricultural Engineering Resource*, v. 25, p. 71-74, 1985.

SHIGLEY, J. E. *Projeto de Engenharia Mecânica*. 7º. ed. Porto Alegre: Bookman, 2008.

SILVA, C. W. *Vibration. Fundamentals and Practice*. New York: CRC Press, 1999.

SOBOTKA, S. M.; LIPINSKI, A. J. A new structure of the stabilization system of a suspended sprayer boom. *Agricultural Engineering*, Olsztun, Janeiro 2015.

STĂNESCU, C. Rolling movement simulation of a 21 boom spray. *Constructii de Masini*, Iasi, v. 4, maio 2010.

TAHMASEBI, M. Sprayer boom active suspension using interlligent active force control. *World Academy of Science*, v. 68, p. 1277-1281, novembro 2012.

TAHMASEBI, M. Active force control applied to spray boom structure. *Applied Mechanics and Materials*, v. 315, p. 616-620, 2013.

TAHMASEBI, M. Vibration suppression of sprayer boom structure using active torque control and iterative learning. Part I: Modelling and control via simulation. *Journal of Vibration and Control*, Arak, v. 24, p. 4689-4699, 2018.

TAHMASEBI, M.; RAHMAN, R. A.; GOHARI, M. Optimizing the Vibration Responses of Spray Boom Suspension System by Artificial Neural Network Method. 14th Asia Pacific Vibration Conference, Hong Kong, Dezembro 2011.

WWW.AMAZONE.NET. Disponível em: <www.amazone.net>. Acesso em: 08 Setembro 2019.

WWW.ANAYSHELP.ANSYS.COM. Disponível em: <www.ansys.com>. Acesso em: 03 Janeiro 2020.

WWW.HAGIE.COM, 2020. Disponível em: <www.hagie.com>. Acesso em: 17 jul. 2020.

WWW.JACTO.COM. Jacto. Jacto, 2019. Disponível em: <www.jacto.com>. Acesso em: 08 Setembro 2019.

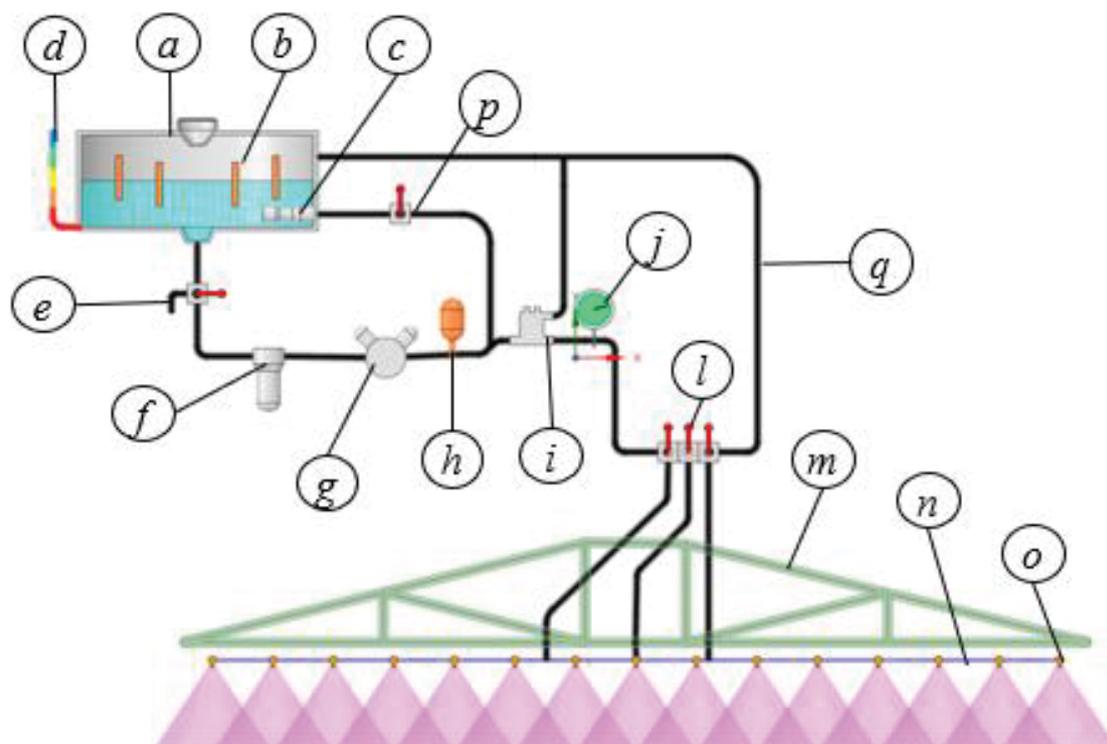
WWW.MASSEYFERGUSON.COM.BR, 2020. Disponível em: <www.masseyferguson.com.br>. Acesso em: 17 jul. 2020.

WWW.STARA.COM.BR, 2019. Disponível em: <www.stara.com.br>. Acesso em: 08 Setembro 2019.

Apêndice A -- Circuito de pulverização

Entende-se com circuito de pulverização o conjunto de componentes responsáveis pela condução do agrotóxicos do reservatório até os bicos de pulverização. Basicamente o circuito de pulverização apresenta-se conforme o esquema da Figura 146. Independentemente do tipo de tracionamento, os pulverizadores de barras possuem os componentes semelhantes mudando apenas em formas e tamanho.

Figura 146. Esquema básico do circuito de pulverização.



Fonte: Autor, 2020.

O reservatório (*a*) responsável por conter o líquido com o princípio ativo, pode possuir diversas formas para se adaptar ao espaço disponível no equipamento, possui cantos arredondados, e em seu fundo apresentam rebaixos para evitar aspiração de ar pela bomba. Tais rebaixos possibilitam também o escoamento completo através de uma válvula multi vias (*e*). Nos reservatórios de maior capacidade existem quebra ondas (*b*) no seu interior. Na parte superior do tanque há um bocal por onde se faz o

reabastecimento, inspeção e limpeza do interior do mesmo. Podem ter indicadores de nível (*d*) na sua parede ou com mangueiras transparentes. (GADANHA, 1991)

Montado na parte interna do reservatório, há o agitador de calda (*c*) que tem a finalidade de manter a homogênea da mistura no interior do reservatório, podem ser hidráulicos ou mecânicos. Na agitação hidráulica utiliza-se o retorno do líquido da bomba, enquanto a agitação mecânica normalmente é realizada por hélices ou pás.

O líquido contido no reservatório é aspirado pela bomba (*g*) passando por um registro multi vias e em seguida pelo filtro (*f*) na qual retirando eventuais impurezas que podem danificar a bomba ou obstruir o orifício de saída dos bicos de pulverização (*o*). Após a bomba de pulverização existe uma câmara de compensação (*h*) que amortece as pulsações causadas pela bomba, permitindo leitura constante no manômetro (*j*). Em seguida o líquido pode ir para a válvula de controle (*p*) do agitador. A válvula reguladora de pressão (*i*) faz com que a quantidade certa de liquido vá para os bicos de pulverização e o restante volte para o tanque através da linha de retorno (*q*), após a passagem pela válvula reguladora de pressão há um manômetro que mostra a pressão na linha. Ainda existem válvulas de controle de seção (*l*) que serve para controlar quantos segmentos serão necessários abrir para atender a uma determinada largura de trabalho.

Após as válvulas de seção o liquido é finalmente conduzido até as tubulações (*n*) onde os bicos de pulverização são montados. As tubulações são montadas na barra de pulverização (*m*) Ainda que todos os elementos do circuito de pulverização sejam essenciais, os bicos merecem uma atenção especial pois são responsáveis pela formação das gotas. Para isso a ponta do bico possui diversos formatos, dependendo do tipo de aplicação pretendida. Nesse sistema a vazão da bomba deve ser sempre superior à requerida pelos bicos, pois uma parte retorna ao tanque pela válvula reguladora de pressão e pelo agitador hidráulico.

As tubulações e mangueiras são utilizadas para fazer a ligação entre os vários órgãos do circuito. Podem ser tubos de aço inox, alumínio ou mangueiras flexíveis de plástico ou borracha com ou sem tramas de aço.



UPF

UNIVERSIDADE
DE PASSO FUNDO

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