

FÁBIO LÚCIO SANTOS

**SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE FRUTOS DO CAFEIEIRO NA DERRIÇA**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL

2008

FÁBIO LÚCIO SANTOS

**SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO DE FRUTOS DO CAFEIEIRO NA DERRIÇA**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

APROVADA: 28 de janeiro de 2008.

Prof. Francisco de Assis de Carvalho
Pinto
(Co-orientador)

Prof. Joseph Kalil Khoury Junior

Prof. Márcio Arêdes Martins

Prof. Nilson Salvador

Prof. Daniel Marçal de Queiroz
(Orientador)

“Disciplina é liberdade; compaixão é fortaleza; ter bondade é ter coragem”

Renato Russo

À minha esposa Valquíria.

Aos meus pais, Sérgio Camilo e Maria de Lourdes.

Ao meu irmão, Luís Sérgio.

Aos meus avós, Nazaré de Oliveira e Mo-Phodes Siervuli.

Ao meu avô José Neves dos Santos (*in memoriam*).

A todos familiares e amigos.

Eu ofereço.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida.

Aos meus familiares pelo suporte e confiança.

Ao Prof. Daniel Marçal de Queiroz, pela orientação, pela confiança e, sobretudo, pela amizade.

À Universidade Federal de Viçosa e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, pela oportunidade de realização do curso.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela concessão da bolsa de estudos.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) e ao Consórcio Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento do Café (CBP & D café) pelo suporte financeiro.

Aos professores Francisco de Assis de Carvalho Pinto, Nerilson Terra Santos e Ricardo Capúcio de Resende pelo auxílio ao longo da realização do trabalho, pela disponibilidade e pela amizade.

A todos os professores e funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola que, de alguma forma, ajudaram na realização desse trabalho.

Aos amigos de laboratório, Alisson, Alcir, Andréia, Antônio, Bruno, Diogo, Élder, Douglas, Fabiane, Francelino, Geice, Gérson, Gislaine, João Cléber, Kelisson, Leonardo, Mário, Murilo, Paula, Renato, Ronaldo, Selma, Wagner, Walter e Willian.

Em especial, ao amigo Enrique, pela disponibilidade, ajuda, paciência e, principalmente, pela sincera amizade.

Ao professor Antônio Tavares da Costa Júnior, da Universidade Federal Fluminense, pela disponibilidade, auxílio e suporte com o sistema operacional Linux e, principalmente, pela amizade.

A todos os professores e funcionários do Curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Estadual de Maringá, pelo apoio e confiança.

A todos que direta ou indiretamente ajudaram na realização deste trabalho, meus sinceros agradecimentos.

BIOGRAFIA

FÁBIO LÚCIO SANTOS, filho de Sérgio Camilo dos Santos e Maria de Lourdes Santos, nasceu em Lavras, estado de Minas Gerais, no dia 24 de dezembro de 1979.

Em janeiro de 2003, concluiu o curso de Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Lavras.

Em fevereiro de 2003, iniciou o Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, área de concentração em Projeto Mecânico, na Universidade Federal de Minas Gerais, defendendo a dissertação em fevereiro de 2005.

Em março de 2005, iniciou o Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola, área de concentração em Mecanização Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, submetendo-se à defesa em janeiro de 2008.

Em setembro de 2006, foi contratado como professor assistente, no Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Maringá.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS	ix
LISTA DE FIGURAS	xiv
NOMENCLATURA	xvii
RESUMO	xxii
ABSTRACT	xxiv
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO	1
1.1. Introdução	1
1.2. Objetivos	3
1.3. Justificativas	4
1.4. Disposição do Trabalho	4
1.5. Referências Bibliográficas	5
CAPÍTULO 2 – SOLUÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS	7
2.1. Introdução	7
2.2. Método de Elementos finitos	8
2.2.1. Geração de Malhas	9
2.2.2. Desenvolvimento das Matrizes Elemento	11
2.3. Referências Bibliográficas	20
CAPÍTULO 3 – FREQUÊNCIAS NATURAIS E MODOS DE VIBRAÇÃO DO SISTEMA FRUTO-PEDÚNCULO	23
3.1. Introdução	23
3.2. Revisão Bibliográfica	25
3.2.1. Colheita por Vibrações Mecânicas	25
3.2.2. Formulação do Problema de Autovalores e Autovetores	28
3.2.3. Métodos para Solução de Problemas de Autovalor	30
Método de Jacobi	31

Método de Jacobi Generalizado	34
Redução de Guyan	37
Método do Subespaço	40
3.3. Material e Métodos.....	41
3.3.1. Determinação das Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema	42
3.3.2. Geração de Malhas	44
3.3.3. Modelagem por Elementos Finitos.....	46
3.3.4. Solução do Problema de Autovalor	47
3.3.5. Fluxograma do Programa	47
3.3.6. Validação do Modelo de Tridimensional em Elementos Finitos.....	48
3.4. Resultados e Discussão	50
3.4.1. Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema.....	50
3.4.2. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos	53
3.4.3. Determinação das Frequências Naturais e Modos de Vibração do Sistema	54
3.5. Conclusões.....	59
3.6. Referências Bibliográficas	60
CAPÍTULO 4 – ESTUDO DAS TENSÕES NO SISTEMA FRUTO-PEDÚNCULO	63
4.1. Introdução.....	63
4.2. Revisão Bibliográfica	64
4.2.1. Colheita por Vibrações Mecânicas	64
4.2.2. Discretização Numérica.....	66
Método da Diferença Central.....	67
Método de Newmark Beta	70
Método da Superposição Modal	71
4.2.3. Análise de Tensão de um Sistema	73
4.3. Material e Métodos.....	75
4.3.1. Determinação das Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema	76
4.3.2. Geração de Malhas e Modelagem em Elementos Finitos.....	77
4.3.3. Determinação da Resposta Transiente do Sistema	80

4.3.4. Fluxograma do Programa	82
4.3.5. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos	84
4.4. Resultados e Discussão	86
4.4.1. Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema.....	86
4.4.2. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos	88
4.4.3. Resposta Transiente e Estudo de Tensões no Sistema Fruto- pedúnculo	90
4.5. Conclusões.....	96
4.6. Referências Bibliográficas	97
CAPÍTULO 5 – ENSAIOS DE DERRIÇA	100
5.1. Introdução.....	100
5.2. Revisão Bibliográfica	101
5.3. Material e Métodos.....	104
5.3.1. Ensaios de Derrixa – Máquina Vibradora.....	104
5.3.2. Ensaios de Derrixa – Delineamento Experimental	106
5.4. Resultados e Discussão	108
5.5. Conclusões.....	128
5.6. Referências Bibliográficas	130
CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES.....	132
6.1. Resumo e conclusões.....	132

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Fases e etapas que constituem a técnica de elementos finitos.....	9
Tabela 3.1 – Módulos de elasticidade empregados para determinação das frequências naturais e modos de vibração dos sistemas fruto-pedúnculo	44
Tabela 3.2 – Dimensões médias da geometria padrão do sistema fruto-pedúnculo empregada na determinação das frequência naturais e modos de vibração	45
Tabela 3.3 – Características do sistema empregado na validação do modelo tridimensional em elementos finitos.....	49
Tabela 3.4 – Constante empregada para a determinação das frequências naturais de uma viga engastada	50
Tabela 3.5 – Dimensões médias obtidas para os pedúnculos dos frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	50
Tabela 3.6 – Dimensões médias obtidas para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	51
Tabela 3.7 – Massa média obtida para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	52
Tabela 3.8 – Volume médio obtido para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo em cada grau de maturação.....	52
Tabela 3.9 – Massa específica média determinada para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	52
Tabela 3.10 – Comparação entre a solução do modelo em elementos finitos tridimensional proposto e a solução analítica unidimensional obtidas para o sistema de validação.....	53
Tabela 3.12 – Frequências naturais obtidas, por elementos finitos, para o sistema fruto-pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho.....	54
Tabela 3.13 – Frequências naturais obtidas, por elementos finitos, para o sistema fruto-pedúnculo para a variedade Mundo Novo.....	55

Tabela 3.14 – Intervalo determinado entre as frequências naturais associada aos modos de vibração, em Hertz, obtidas para os frutos cereja e verde para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	55
Tabela 4.1 – Módulos de elasticidade empregados para a simulação do comportamento dos sistemas fruto-pedúnculo submetidos a vibrações mecânicas	77
Tabela 4.2 – Dimensões médias da geometria padrão do sistema fruto-pedúnculo empregada na análise do comportamento dinâmico do sistema	78
Tabela 4.3 – Frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja.....	82
Tabela 4.4 – Frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo para a variedade Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja.....	82
Tabela 4.5 – Dimensões médias obtidas para os pedúnculos dos frutos de café para as variedades estudadas nos graus de maturação verde e cereja.....	86
Tabela 4.6 – Dimensões médias obtidas para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo para os graus de maturação verde e cereja	87
Tabela 4.7 – Massa média obtida para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	87
Tabela 4.8 – Volume médio obtido para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	88
Tabela 4.9 – Massa específica média determinada para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo	88
Tabela 4.10 – Deslocamento “pico-a-pico” obtidos para o sistemas fruto-pedúnculo com base em ensaios de vibração realizados em laboratório.....	89
Tabela 4.11 – Comparativo entre os valores médios experimentais de deslocamentos “pico-a-pico” e valores simulados computacionalmente para sistemas fruto-pedúnculo.....	90

Tabela 4.12 – Tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a região de união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja.....	91
Tabela 4.13 – Tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a região de união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja.....	92
Tabela 4.14 – Tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a região de união entre o fruto e o pedúnculo para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja.....	93
Tabela 5.1 – Sistemas de colheita	101
Tabela 5.2 – Características técnicas da máquina vibradora eletromagnética	105
Tabela 5.3 – Níveis avaliados nos testes de vibração para determinação da eficiência de derriça.....	107
Tabela 5.4 – Níveis avaliados nos testes de vibração para determinação da eficiência de derriça.....	107
Tabela 5.5 – Análise de variância para a eficiência de derriça de ramos coletados na variedade Catuaí Vermelho	109
Tabela 5.6 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores frequência e grau de maturação com relação à eficiência de derriça em ramos da variedade Catuaí Vermelho	110
Tabela 5.7 – Média da eficiência de derriça em função da frequência de excitação e do grau de maturação para ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho	111
Tabela 5.8 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da frequência de vibração em diferentes graus de maturação de frutos na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho.....	111
Tabela 5.9 – Análise de variância para a eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo	113
Tabela 5.10 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores frequência e grau de maturação com	

relação à eficiência de derriça em ramos da variedade Mundo Novo	113
Tabela 5.11 – Média da eficiência de derriça em função da frequência de excitação e do grau de maturação para ramos coletados da variedade Mundo Novo	114
Tabela 5.12 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da frequência de vibração em diferentes graus de maturação de frutos na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo.....	114
Tabela 5.13 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da amplitude em diferentes graus de maturação de frutos na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo	116
Tabela 5.14 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores amplitude e grau de maturação com relação a eficiência de derriça em ramos da variedade Mundo Novo	118
Tabela 5.15 – Médias para eficiência de derriça em função da amplitude de excitação e do grau de maturação dos frutos para a variedade Mundo Novo.....	118
Tabela 5.16 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores frequência e nº de frutos por pedúnculo com relação a eficiência de derriça em ramos da variedade Mundo Novo	119
Tabela 5.17 – Média da eficiência de derriça em função da frequência de excitação e do nº de frutos por pedúnculo em ramos coletados da variedade Mundo Novo	119
Tabela 5.18 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da frequência de vibração considerando o número de frutos por pedúnculo na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo	120
Tabela 5.19 – Resultado da análise de regressão para estudar o efeito da frequência nas diferentes direções de vibração na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo.....	121

Tabela 5.20 – Análise de variância para eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho	123
Tabela 5.21 – Análise de variância para eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo	124
Tabela 5.22 – Análise de regressão para eficiência de derriça de frutos cereja para a variedade Catuaí Vermelho considerando frequência e amplitude	124
Tabela 5.23 – Análise de regressão para eficiência de derriça de frutos cereja para a variedade Mundo Novo considerando frequência e amplitude	125

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Representação geométrica de elementos tetraédricos e hexaédricos.....	10
Figura 2.2 – Representação geométrica de elementos tetraédricos e hexaédricos de ordem superior.....	10
Figura 2.3 – Representação geométrica de um elemento tetraédrico genérico.....	12
Figura 3.1 – Imagem sistema fruto-pedúnculo.....	42
Figura 3.2 – Representação das principais dimensões empregadas na geometria padrão, em que: D_p = diâmetro do pedúnculo; C_p = comprimento do pedúnculo; C_f = comprimento do fruto e D_e = diâmetro equatorial do fruto.....	45
Figura 3.3 – Malha empregada na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo.....	46
Figura 3.3 – Fluxograma do programa computacional elaborado.....	48
Figura 3.4 – Pontos de simulação empregados na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo.....	56
Figura 3.5 – Modo de vibração pendular do sistema fruto-pedúnculo.....	57
Figura 3.6 – Modo de vibração de torção do sistema fruto-pedúnculo.....	58
Figura 3.7 – Modo de vibração em contra-fase do sistema fruto-pedúnculo.....	59
Figura 4.1 – Representação das principais dimensões empregadas na geometria padrão em que: D_p = diâmetro do pedúnculo; C_p = comprimento do pedúnculo; C_f = comprimento do fruto e D_e = diâmetro equatorial do fruto.....	78
Figura 4.2 – Malha empregada na determinação das tensões no sistema fruto-pedúnculo durante o procedimento de derriça.....	79
Figura 4.2 – Fluxograma do programa computacional elaborado para análise transiente de sistemas.....	83
Figura 4.3 – Sistema empregado nos ensaios de derriça em laboratório: (a) gerador de sinais, (b) amplificador e (c) máquina vibradora.....	84

Figura 4.4 – Estrutura desenvolvida para fixação dos ramos plagiotrópicos de café.	85
Figura 4.5 – Deslocamento (“pico-a-pico”) do sistema fruto-pedúnculo durante o ensaio de derriça: (a) deslocamento máximo à esquerda, (b) sistema estático e (c) deslocamento máximo à direita.	89
Figura 4.6 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Catuaí Vermelho no grau de maturação verde.	94
Figura 4.7 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Catuaí Vermelho no grau de maturação cereja.	94
Figura 4.8 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Mundo Novo no grau de maturação verde.	95
Figura 4.9 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Mundo Novo no grau de maturação cereja.	95
Figura 4.10 – Evolução da distribuição de tensões ao longo do sistema fruto-pedúnculo.	96
Figura 5.1 – Sistema empregado nos ensaios de derriça: (a) gerador de sinais, (b) amplificador e (c) máquina vibradora.	105
Figura 5.2 – Estrutura desenvolvida para fixação do ramo de café.	106
Figura 5.3 – Efeito da frequência sob a eficiência de derriça nos diferentes graus de maturação para a variedade Catuaí Vermelho.	112
Figura 5.4 – Efeito da frequência de vibração sob a eficiência de derriça nos diferentes graus de maturação para a Variedade Mundo Novo.	116
Figura 5.5 – Efeito da amplitude de vibração sob a eficiência de derriça nos diferentes graus de maturação para a variedade Mundo Novo.	117

Figura 5.6 – Efeito da frequência de vibração sob a eficiência de derriça para diferentes números de frutos por pedúnculo para a variedade Mundo Novo.....	121
Figura 5.7 – Efeito da frequência de vibração sob a eficiência de derriça para diferentes direções de vibração para a variedade Mundo Novo.....	122
Figura 5.8 – Superfície de resposta para variedade Catuaí Vermelho.....	126
Figura 5.9 – Superfície de resposta para variedade Mundo Novo.....	126
Figura 5.10 – Cortes na superfície de resposta para a eficiência de derriça em função da frequência de vibração para cada nível de amplitude da variedade Catuaí Vermelho.	127
Figura 5.11 – Cortes na superfície de respostas para eficiência de derriça em função da frequência de vibração para cada nível de amplitude da variedade Mundo Novo.	128

NOMENCLATURA

CAPÍTULO 2

a_i	coeficiente baseado nas coordenadas dos “nós”
b_i	coeficiente baseado nas coordenadas dos “nós”
$[B]$	matriz elemento de deslocamentos nodais;
c	coeficiente de amortecimento, N.s/m
c_i	coeficiente baseado nas coordenadas dos “nós”
$[C]$	matriz amortecimento
d_i	coeficiente baseado nas coordenadas dos “nós”
$[D]$	matriz material
E	modulo de elasticidade, N/m ²
$f'(\cdot)$	função transformada – coordenadas locais
$[J]$	matriz Jacobiana
$ J(\cdot) $	determinante da matriz Jacobiana
$[K]$	matriz rigidez
L_i	função de forma
$[L]$	matriz operadores diferenciais
$[M]$	matriz massa
$[N]$	matriz função de interpolação
NG	número de pontos de Gauss
U	deslocamento nodal
V	deslocamento nodal
V	volume do elemento tetraédrico, m ³
w	deslocamento nodal
W	fator peso de Gauss
μ	coeficiente de Poisson
$\{\sigma\}$	vetor de tensões

ρ	massa específica do material, kg/m ³
α	expoente da função de forma L_1
β	expoente da função de forma L_2
$\{\varepsilon\}$	vetor de deformações
δ	expoente da função de forma L_4
γ	expoente da função de forma L_3
η_j	pontos de integração de Gauss
ξ_i	pontos de integração de Gauss
ζ_k	pontos de integração de Gauss

CAPÍTULO 3

A	área da seção transversal da viga, m ²
E	módulo de elasticidade, N/m ²
$[D'_k]$	matriz de autovalores
I	momento de inércia
l	comprimento da viga, m
m	massa do sistema, kg
m_m	massa média dos frutos, kg
$[M]$	matriz massa, kg
M_G	matriz massa reduzida
k	rigidez do sistema, N/m
$[K]$	matriz rigidez
K_G	matriz rigidez reduzida
$[R_k]$	matriz de rotação
$R(\lambda)$	matriz reduzida
p	índice para grau de liberdade primário
s	índice para grau de liberdade secundário
s	fator de tolerância.
t	tempo, s.
T_G	matriz de transformação de coordenadas

V_m	volume médio dos frutos, m^3
α	função da matriz de rotação método de Jacobi
β_i	constante relativa a i -ésima frequência natural
$\{\phi\}_i$	autovetor associado a i -ésima frequência natural
γ	função da matriz de rotação método de Jacobi
λ_k^i	i -ésimo autovalor do sistema na iteração k
$[\lambda]$	autovalores do sistema
ρ	massa específica do material, kg/m^3
ρ_m	massa específica média, kg/m^3
v	deslocamento do sistema, m
$\{\ddot{v}\}$	vetor aceleração, m/s^2
ω_i	i -ésima frequência natural do sistema, rad/s

CAPÍTULO 4

A	amplitude de vibração, m
$[C]$	matriz amortecimento
$[D]$	matriz material ou módulo
E	módulo de elasticidade, N/m^2
F_n	força variável ao longo do tempo, N
$\{F(t)\}$	vetor de carregamentos externos
$[K]$	matriz rigidez
m	massa do fruto, kg
$[M]$	matriz massa
t	intervalo de tempo, s
T_n	menor período de vibração do sistema de dimensão n
u	deslocamento nodal
v	deslocamento nodal
w	deslocamento nodal
α	parâmetro para controle do método de Newmark

β	parâmetro para controle do método de Newmark
$\{\varepsilon\}$	vetor de deformações
Δt_{ic}	intervalo de tempo crítico
$[\phi]$	matriz de autovetores
μ	coeficiente de Poisson
$\{\Lambda\}$	vetor com as amplitudes modais
σ_e	tensão equivalente de Von Mises, MPa
σ_{xx}	tensões normais na direção x , MPa
σ_{yy}	tensões normais na direção y , MPa
σ_{zz}	tensões normais na direção z , MPa
τ_{xy}	tensão de cisalhamento, MPa
τ_{xy}	tensão de cisalhamento, MPa
τ_{yz}	tensão de cisalhamento, MPa
$\{v\}$	vetor deslocamento
$\{\dot{v}\}$	vetor velocidade
$\{\ddot{v}\}$	vetor aceleração
ω	freqüência de vibração aplicada, rad/s
ω_i	i -ésima freqüência natural do sistema
ξ_i	razão de amortecimento para o i -ésimo autovetor

CAPÍTULO 5

A	amplitude, mm
E_d	eficiência de derriça, %
E_{d-ce}	eficiência de derriça para o grau de maturação cereja
E_{d-l}	eficiência de derriça na direção de vibração longitudinal
E_{d-pa}	eficiência de derriça para o grau de maturação passa
E_{d-t}	eficiência de derriça na direções de vibração transversal
E_{d-ve}	eficiência de derriça para o grau de maturação verde

E_{d-vo}	eficiência de derriça para o grau de maturação verdoengo
E_{d-1f}	eficiência de derriça para um fruto por pedúnculo
E_{d-2f}	eficiência de derriça para dois frutos por pedúnculo
F	freqüência de vibração, Hz

RESUMO

SANTOS, Fábio Lúcio, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, janeiro de 2008.
Simulação e avaliação do comportamento dinâmico de frutos do cafeeiro na derriça. Orientador: Daniel Marçal de Queiroz. Co-orientadores: Francisco de Assis de Carvalho Pinto, Nerilson Terra Santos e Ricardo Capúcio de Resende.

A colheita pode ser considerada uma das operações mais importantes nos sistemas de produção de café devido ao seu elevado custo e ao impacto que tem na qualidade do produto. Para reduzir os custos de produção, tem-se buscado formas de mecanizar essa operação. As máquinas de colheita de café geralmente derriçam os frutos por meio de vibrações mecânicas e impacto. Portanto, o estudo do comportamento dinâmico dos sistemas fruto-pedúnculo dos frutos do cafeeiro é fundamental para o desenvolvimento de máquinas adequadas a este tipo de prática. Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de estudar o comportamento dinâmico de sistemas fruto-pedúnculo do cafeeiro. Para tal foi empregado um modelo tridimensional em elementos finitos baseado na teoria da elasticidade linear. Todos os programas computacionais desenvolvidos foram implementados em linguagem FORTRAN 90. A primeira parte do trabalho baseou-se no desenvolvimento e implementação do modelo de elementos finitos. As características geométricas, físicas e inerciais do sistema foram determinadas experimentalmente para a variedade Catuaí Vermelho e Mundo Novo considerando diferentes graus de maturação. Um programa computacional foi desenvolvido para a determinação das frequências naturais e modos de vibração dos sistemas fruto-pedúnculo para ambas as variedades estudadas e para os diferentes graus de maturação considerados. Adicionalmente, foi realizado um estudo das tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo durante o processo de vibração. Para o estudo do comportamento dinâmico do sistema, durante o procedimento de colheita, foram determinadas as tensões equivalentes de von Mises. Ambos os modelos propostos foram validados com base em metodologias específicas para cada caso. Na segunda parte do trabalho foram realizados testes experimentais em uma máquina vibradora eletromagnética, para determinar o efeito de vários fatores com relação à eficiência de

derriça dos frutos do cafeeiro. Os fatores avaliados foram: a frequência (13,33 a 26,67 Hz), amplitude (7,5 a 15,0 mm), direção de vibração (transversal ou longitudinal), grau de maturação dos frutos (verde, verdeoengo, cereja e passa), número de frutos por pedúnculo (um e dois frutos) e comprimento dos ramos plagiotrópicos (5, 10 e 15 cm). Foram executados dois experimentos para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo: o primeiro com o objetivo de avaliar o efeito dos fatores de forma pontual (um e dois frutos por pedúnculo) durante o processo de vibração sob a eficiência de derriça; o segundo com o objetivo de avaliar a eficiência de derriça para os ramos com frutos cereja sob o efeito de diferentes frequências e amplitudes de vibração. A partir da análise das características modais usando elementos finitos concluiu-se que, para a variedade Catuaí Vermelho as três primeiras frequências naturais obtidas foram de 23,21; 57,66 e 295,69 Hz para frutos verdes, de 21,81; 53,58 e 275,81 Hz para frutos verdeongos e de 19,86; 50,37 e 254,18 Hz para frutos cerejas. Para a variedade Mundo Novo as frequências naturais obtidas foram de 23,17; 59,87 e 300,59 Hz para frutos verdes, de 23,62; 55,63 e 292,79 Hz para frutos verdeongos e de 20,56; 49,57 e 257,44 Hz para frutos cerejas. A partir da análise de tensões foram determinados 23,75 e 13,36 MPa de tensão máxima na união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e 34,67 e 19,50 MPa para a variedade Mundo Novo nos graus de maturação verde e cereja, respectivamente, considerando uma frequência de vibração de 26,67 Hz e uma amplitude de 15,0 mm. A partir dos resultados experimentais, verificou-se que a eficiência de derriça de frutos do cafeeiro está diretamente relacionada aos fatores frequência e amplitude de vibração. A frequência de 26,67 Hz apresentou uma melhor eficiência de derriça para todos os graus de maturação e variedades. As frequências entre 23,33 e 26,67 Hz e amplitudes variando entre 12,5 e 15,0 mm tenderam a apresentar maior eficiência de derriça dos frutos cereja as variedades estudadas.

ABSTRACT

SANTOS, Fábio Lúcio, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, January, 2008.
Simulation and evaluation of the dynamic behavior of the coffee fruits during harvesting. Advisor: Daniel Marçal de Queiroz. Co-Advisers: Francisco de Assis de Carvalho Pinto, Nerilson Terra Santos and Ricardo Capúcio de Resende.

Harvesting procedure can be considered one of the most important operations in coffee production systems due the high cost and impact on quality of the product. To reduce production costs, the producers have looked for ways to mechanize this operation. Coffee harvesting machines, generally, uses mechanical vibrations and impact to detach the fruits from the plants. Therefore, the dynamic behavior study of the coffee fruit-stem systems is fundamental to design adequate harvesting machines for this specific task. The objective of this work was to study the dynamic behavior of the coffee fruit-stem systems. It was used a three-dimensional finite element numerical model base on linear elasticity theory. All computational programs were developed in FORTRAN 90 programming language. The first part of this work was based on developing and implementation of the finite element model. Geometric, physical and inertial characteristics were experimental determined for Catuaí Vermelho e Mundo Novo varieties considering different ripeness stages. A computational program was developed to determine the coffee fruit-stem natural frequencies and mode shapes for both varieties and ripeness stages in this work. Another computer program was developed to calculate the stresses generated in coffee fruit-stem system during the vibration process. Equivalent von Mises stresses were determine to study the dynamic behavior of the system during harvesting procedure. Both proposed models were validated according specific methodologies developed for each case. In the second part of this work, experimental tests were carried out using an electromagnetic shaker, to determine the effect of several factors in coffee harvesting efficiency. The evaluated factors were: frequency (13.33 to 26.67 Hz), amplitude (7.5 to 15.0 mm), direction of vibration (transversal and longitudinal), ripeness stage (green, half-ripe, ripe, over ripen), number of fruits per stem (one and two fruits) and branches length (5, 10 and 15

cm). Two experiments were performed for Catuaí Vermelho and Mundo Novo varieties: the main goal of the first experiment was to evaluate the localized effect (one and two fruits per stem) of the factors related to harvesting efficiency during the vibration process; the goal of the second experiment was to evaluate the frequency and amplitude effect in harvesting efficiency in branches with ripe fruits. From the modal analysis using finite element technique for Catuaí Vermelho variety, the first three natural frequencies were 23.21, 57.66 and 295.69 Hz for green fruits; 21.81, 53.58 e 275.81 Hz for half-ripe fruits and 19.86, 50.37 e 254.18 Hz for ripe fruits. Natural frequencies determined for Mundo Novo variety were 23.17, 59.87 and 300.59 Hz for green fruits; 23.62, 55.63 and 292.79 Hz for half-ripe fruits and 20.56, 49.57 and 257.44 Hz for ripe fruits. From the stress analysis performed using the finite element technique, the stresses in the region of union between the fruit and stem determined were 23.75 and 13.36 MPa for Catuaí Vermelho and 34.67 e 19.50 MPa for Mundo Novo variety for green and ripe fruits, respectively, these results were obtained using a frequency of vibration of 26.67 Hz and amplitude of 15.0 mm. From the experimental work, it was obtained that the frequency of 26.67 Hz presented the highest harvesting efficiency for both studied varieties and for all ripeness stages. Frequencies in the range of the 23.33 to 26.67 Hz and amplitudes in the ranges of 12.5 to 15.0 mm presented highest harvesting efficiency for ripe fruits in both studied varieties.

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1. INTRODUÇÃO

O Brasil é o maior produtor mundial de café, sendo que o estado de Minas Gerais possui posição de destaque no cenário nacional, com cerca de 42% do total de café produzido no país (MATIELLO *et. al.*, 2002). Contudo, um dos principais problemas enfrentados pela cafeicultura brasileira é o aspecto qualitativo do café. O café é um produto cujo preço de mercado está associado a parâmetros de qualidade, variando de forma significativa em função de sua qualidade, a qual pode estar relacionada aos tratamentos culturais, a colheita, ao pré-processamento e ao beneficiamento empregado no seu ciclo de produção. Segundo FILGUEIRAS (2001), as perdas financeiras relacionadas à qualidade podem variar de 10 a 20% quanto ao aspecto do produto, 40% em função da bebida e até 60% para café de mau aspecto e apresentando bebida ruim.

Dentre as operações realizadas durante o ciclo de produção do café, a colheita se destaca como uma das mais complexas em virtude de fatores como a arquitetura da planta e a desuniformidade de maturação dos frutos. A colheita do café pode ser descrita em três etapas: a primeira etapa refere-se a derriça ou catação, a segunda é composta pela varrição e pelo recolhimento e a terceira, a abanação dos frutos. Durante a fase de derriça, a árvore pode ser colhida de uma única vez ou de forma seletiva, em que somente os frutos maduros são colhidos (SOUZA, 2004).

Segundo CORTEZ (2001), a colheita pode ser considerada a operação mais onerosa relacionada à produção do café, devido ao fato desta exigir um grande contingente de mão-de-obra e, também, por estar relacionada ao índice de qualidade elevado exigido para a comercialização do produto.

Segundo SILVA (2001), a colheita mecanizada pode ser considerada como um importante fator na redução de custos de produção do café, uma vez que a redução dos custos é diretamente proporcional ao nível de mecanização empregado na execução das operações. Além disso, com relação à qualidade final do café, estudos realizados por CARVALHO JUNIOR *et al.* (2003) indicaram não existir diferenças significativas entre a qualidade do café colhido segundo diferentes sistemas de colheita, sendo neste

trabalho avaliadas diferentes variações do sistema de colheita, dentre as quais pode-se destacar a manual, semi-mecanizada e mecanizada.

A derriça total dos frutos presentes na planta pode proporcionar perda de qualidade da bebida do café, caso não sejam tomadas providências no sentido de isolar os frutos em cada estágio de maturação e de eliminar as impurezas de colheita, seja na fase relativa à pós-colheita ou mesmo durante a fase de beneficiamento do produto (CORTEZ, 2001).

A colheita mecanizada dos frutos do cafeeiro tem sido realizada por meio de vibrações mecânicas. A partir da associação de fatores como frequência e amplitude de vibração, pode-se transferir energia vibracional suficiente para o desprendimento dos frutos. Desta forma, a partir do conhecimento das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo, pode-se empregar níveis de frequência e amplitude adequados para a realização da colheita seletiva dos frutos.

No entanto, vários fatores podem influenciar o sucesso do processo de mecanização e o desenvolvimento de máquinas para colheita seletiva do café, por meio de vibrações mecânicas. Dentre estes fatores, destaca-se a grande variabilidade existente entre as variedades, a qual pode ser representada pela estrutura, forma e tamanho das plantas (SRIVASTAVA *et al.*, 1996). Devido a esse grande número de fatores e à complexidade do problema, torna-se importante o uso de técnicas de modelagem matemática para que uma análise mais detalhada de sistemas de colheita possa ser realizada.

O processo de modelagem matemática consiste da utilização de ferramentas matemáticas, as quais possibilitam a compreensão do comportamento e da dinâmica de determinados sistemas físicos. Assim, a modelagem matemática e a simulação da dinâmica de um sistema tornam-se ferramentas essenciais para a geração de cenários os quais se pretende estudar (SOUZA, 2004). Desta forma, a técnica numérica de elementos finitos surge como uma versátil ferramenta para a solução de modelos matemáticos de sistemas físicos, possibilitando rápidas análises e simulações de sistemas com elevado grau de confiabilidade. Segundo HUEBNER *et al.* (2001), a modelagem tridimensional em elementos finitos permite a análise e solução de complexos problemas de engenharia, por possibilitar a utilização de um maior número de graus de liberdade na representação dos sistemas físicos.

Segundo WINSTON (1994), com a utilização de ferramentas de modelagem matemática e simulação de sistemas, é possível reduzir custos em avaliações e testes,

verificar a viabilidade técnica e econômica de um determinado projeto, além de possibilitar a identificação de problemas antes de sua ocorrência. Portanto, a modelagem matemática e a simulação sistemas podem ser aplicadas no aprimoramento e otimização de máquinas empregadas na colheita do café, bem como no estudo do comportamento dinâmico desses sistemas durante o procedimento de colheita por vibrações mecânicas.

1.2. OBJETIVOS

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de analisar o comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo durante o processo de derriça dos frutos do cafeeiro, a partir de modelos tridimensionais solucionados a partir do método de elementos finitos e, também, por meio de ensaios laboratoriais de derriça por vibrações mecânicas.

Os objetivos específicos deste trabalho foram:

- determinar as propriedades físicas, geométricas e inerciais dos sistemas fruto-pedúnculo em diferentes estádios de maturação;
- desenvolver modelos tridimensionais fundamentados na teoria da elasticidade linear, empregando a técnica de elementos finitos para a simulação da derriça e determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo;
- validar o modelo implementado, comparando os valores experimentais obtidos com os valores simulados;
- analisar o processo de derriça, com base no modelo implementado, por meio da distribuição das tensões atuantes no sistema fruto-pedúnculo durante este procedimento;
- realizar ensaios laboratoriais do procedimento de derriça dos frutos do cafeeiro, considerando diferentes graus de maturação, frequências, amplitudes e direções de excitação dos frutos.

1.3. JUSTIFICATIVAS

O Brasil é o maior produtor mundial de café e o estado de Minas Gerais possui significativa contribuição nesta produção. Considerando a importância que o processo de colheita tem no custo de produção e na qualidade final do café, a relevância deste trabalho apóia-se na contribuição para a construção de uma base teórica consistente, sobre o comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo dos frutos do cafeeiro. Uma vez que o estudo e o entendimento desses sistemas, é fundamental para o projeto de máquinas otimizadas e eficientes, destinadas à colheita do café.

Contudo, o modelo matemático tridimensional desenvolvido e implementado em elementos finitos, caracteriza uma contribuição para a solução de problemas de engenharia, os quais envolvam a determinação de características modais (frequências naturais e modos de vibração) de um determinado sistema, bem como, a realização de análises transientes e determinação das tensões atuantes neste sistema.

1.4. DISPOSIÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho foi dividido em seis capítulos. Nesta seção é apresentada uma breve descrição dos tópicos abordados em cada capítulo.

No capítulo 2, é apresentada a formulação teórica em elementos finitos, a qual se baseia na obtenção das matrizes massa e rigidez para elementos de geometria tetraédrica que foram empregadas na discretização do domínio do sistema estudado, constituído pela geometria do sistema fruto-pedúnculo. Também, neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a geração e as principais características de malhas empregadas em análises por elementos finitos, a qual pode ser tratada como um fator fundamental para a convergência numérica do método.

No capítulo 3, é apresentada uma revisão sobre os principais métodos de determinação e solução de problemas de autovalor. Também é apresentada a discretização do sistema fruto-pedúnculo e a associação das matrizes local em matrizes massa e rigidez globais. Estas matrizes permitiram a determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema, a partir da solução do sistema pelo método do subespaço (“*subspace method*”). Os resultados apresentados foram discutidos,

ressaltando os aspectos das características modais do sistema fruto-pedúnculo, bem como, sua importância para o entendimento e desenvolvimento de sistemas de derriça.

Uma revisão bibliográfica sobre métodos de integração numérica, empregados na análise transiente de sistemas fruto-pedúnculo é apresentada no capítulo 4. Os resultados obtidos a partir do método de integração numérica de Newmark permitiram a determinação das tensões geradas durante o processo de derriça por vibrações mecânicas, sendo estes resultados importantes para o projeto de máquinas adaptadas a colheita do café.

No capítulo 5, é apresentada uma metodologia de ensaios de derriça realizados em laboratório. Neste capítulo, o efeito de fatores como frequência, amplitude e direção de vibração foram avaliados, bem como, o efeito do grau de maturação e do comprimento dos ramos plagiotrópicos sobre a eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro. Os resultados apresentados caracterizaram a importância da associação adequada de fatores como frequência e amplitude de vibração na derriça de frutos do cafeeiro.

Finalmente, no capítulo 6, é apresentada uma visão geral do trabalho, o qual foi exposto e descrito detalhadamente nos capítulos anteriores, bem como, uma conclusão geral sobre os resultados obtidos em cada capítulo abordado neste trabalho.

1.5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CARVALHO JÚNIOR, C.; BORÉM, F. M.; PEREIRA, R. G. F. A.; SILVA, F. M. Influência de diferentes sistemas de colheita na qualidade do café (*Coffea arabica* L.). **Revista Ciência e Agrotecnologia**, v.27, n. 5, p. 1089-1096, 2003.

CORTEZ, J. G. **Efeito de espécies e cultivares e do processamento agrícola e industrial nas características da bebida no café**. Piracicaba, SP: ESALQ. 2001. 71p. Tese de doutorado.

FILGUEIRAS, W. H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudos de colheita por vibração**. Viçosa, MG: UFV. 2001. 81p. Dissertação de Mestrado.

HUEBNER, K. H.; DEWHIRST, D. L.; SMITH, D. E.; BYRON, T. G. **The finite element method for engineers**. Fourth edition. New York, EUA. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 720p.

MATIELLO, J. B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A. W. R.; ALMEIDA, S. R.; FERNANDES, D. R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações**. Rio de Janeiro, RJ: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387p.

SILVA, F. M. **Colheita do café mecanizada e semi-mecanizada**. Lavras, MG: UFLA. 2001. 88p. Boletim de Extensão.

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derrça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Viçosa, MG: UFV. 2004. 123p. Tese de Doutorado.

SRIVASTAVA, A. K.; GOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P. **Engineering principles of agricultural machines**. Michigan: ASAE. 601p., 1996.

WINSTON, W. L. **Operations research: applications and algorithms**. 3^a ed. Belmont, California: Wadsworth Publishing Company, 1994. 1353p.

CAPÍTULO 2 – SOLUÇÃO POR ELEMENTOS FINITOS

2.1. INTRODUÇÃO

Os fenômenos naturais, de uma forma geral, podem ser descritos empregando-se equações algébricas ou diferenciais. Segundo REDDY (1993), o estudo de sistemas físicos envolve duas tarefas principais, a formulação e a análise do modelo matemático desenvolvido para modelar o sistema ou fenômeno.

A modelagem matemática de sistemas físicos requer a aplicação de leis fundamentais, as quais auxiliam a determinação das equações, comumente diferenciais, que regem o comportamento de um sistema. Basicamente, o desenvolvimento de modelos matemáticos tem como objetivo a descrição do comportamento e do funcionamento de um sistema.

A solução do modelo matemático permite calcular as características do sistema ou processo modelado. Contudo, com o advento do computador, simulações numéricas têm sido cada vez mais utilizadas, o que possibilita o estudo e análise de sistemas mais complexos. Dentre os vários métodos numéricos existentes, destaca-se o método de elementos finitos. O método de elementos finitos pode ser definido como uma técnica de análise numérica empregada na obtenção de soluções aproximadas de equações diferenciais, ou modelos matemáticos, que regem o comportamento de um sistema físico (REDDY, 1993; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

A análise por elementos finitos tem sido cada vez mais empregada na solução de uma série de problemas de engenharia, como problemas de vibrações mecânicas em estruturas, análise de tensões, transferência de calor, mecânica dos fluidos, entre outras aplicações (SEGERLIND, 1984; REDDY, 1993; HUEBNER *et al.*, 2001).

YUNG e FRIDLEY (1975) empregaram a técnica de elementos finitos no estudo da resposta de uma planta, bem como de alguns de seus subsistemas, submetidos a vibrações livres e forçadas. Os resultados permitiram o estudo dinâmico desse sistema a partir da determinação de suas frequências naturais, além de um maior entendimento desse sistema durante o processo de vibração.

FILGUEIRAS (2001) desenvolveu um modelo para prever a dinâmica de uma planta de café, utilizando a técnica de elementos finitos. Para tal, foi empregado o

programa computacional ANSYS. Foram determinadas as frequências naturais e os modos de vibração da planta, além de alguns de seus subsistemas, como o tronco e os galhos.

Segundo SOUZA (2004), as técnicas de modelagem matemática e de simulação têm sido utilizadas no aprimoramento e otimização de máquinas empregadas na colheita de café, principalmente devido à complexidade apresentada no desenvolvimento de tal processo. Com a utilização de modelagem matemática e a simulação de sistemas, é possível reduzir custos em avaliações, verificar a viabilidade técnica e econômica de um determinado projeto, além de possibilitar a identificação de problemas em potencial antes da sua ocorrência (WINSTON; 1994).

Este capítulo tem como objetivo apresentar, de uma maneira formal, a base teórica empregada no desenvolvimento da técnica de elementos finitos. Na próxima seção, será descrito o funcionamento da técnica, bem como, a formulação para a obtenção das matrizes massa, rigidez e amortecimento, considerando um modelo tridimensional baseado na teoria da elasticidade linear. Também serão abordados alguns aspectos sobre a geração de malhas, a qual compõe uma etapa fundamental para o êxito da técnica.

2.2. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

A análise por elementos finitos pode ser dividida em três fases: pré-processamento, análise e pós-processamento. Em cada fase existem etapas fundamentais a serem cumpridas. Na Tabela 2.1 são apresentadas as principais etapas realizadas em cada fase para o desenvolvimento do método.

Segundo REDDY (1993), o método de elementos finitos permite a solução de problemas com geometrias complexas e a utilização de diferentes materiais ou propriedades em um mesmo domínio. Essa característica torna a técnica viável para a solução de uma grande parcela dos problemas de engenharia. Entretanto, a convergência do método de elementos finitos depende da discretização do sistema a ser analisado. Portanto, na fase de pré-processamento, a geração da malha (discretização de um domínio contínuo) pode ser considerada uma etapa fundamental para êxito do método.

Tabela 2.1 – Fases e etapas que constituem a técnica de elementos finitos

Fases	Descrição	Etapas
Pré-processamento	Definição das características do modelo e das propriedades dos materiais que o constituem	Discretização do contínuo
		Aplicação das propriedades dos materiais
Análise	Geração e solução das equações	Determinação das matrizes elemento
		Montagem das matrizes globais
		Aplicação das condições de contorno
		Solução do sistema de equações
Pós-processamento	Os resultados são expressos na forma de gráficos, tabelas, ou na forma de animações	Determinação de parâmetros adicionais importantes ao sistema
		Apresentação dos resultados

2.2.1. Geração de Malhas

A geração de malhas computacionais é um importante passo para a discretização de sistemas empregados em simulações numéricas e análises de problemas de engenharia. Segundo CHENG (2006), uma malha pode ser definida como partição ou discretização de um domínio em elementos poliédricos de simples geometria, sendo estes quadriláteros e triângulos empregados na geração de malhas bidimensionais e tetraedros e hexaedros empregados na geração de malhas tridimensionais.

As malhas podem ser divididas em estruturadas e não estruturadas. Malhas estruturadas são malhas localmente ortogonais, obedecendo a um sistema coordenado (norte, sul, leste, oeste) e, usualmente, empregam elementos quadriláteros para malhas bidimensionais e hexaédricos para malhas tridimensionais. Malhas não estruturadas são malhas não ortogonais, desta forma, requerem informações sobre a conectividade entre os elementos. Usualmente, as malhas não estruturadas são constituídas por triângulos na geração de malhas bidimensionais e tetraedros para malhas tridimensionais (ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

Malhas estruturadas possuem limitações quanto à complexidade geométrica do domínio a ser discretizado. Desta forma, a utilização de malhas não estruturadas é mais adequada na solução da maioria dos problemas de engenharia, uma vez que este tipo de malha apresenta poucas restrições com relação à complexidade geométrica dos domínios (HUEBNER *et al.*, 2001; MARTINS, 2002; ZEINKIEWICZ *et al.* 2005). De

acordo com ZIENKIEWICZ *et al.* (2005), existem vários algoritmos empregados na geração de malhas não estruturadas, dentre os quais destacam-se a triangulação de Delaunay e o método da frente de avanço.

Na Figura 2.1 são apresentados os elementos tridimensionais tetraédricos e hexaédricos. Segundo HUEBNER *et al.* (2001), o elemento tridimensional mais simples, empregado na geração de malhas tridimensionais, é o elemento tetraédrico com quatro nós, os quais referem-se a interseção entre segmentos de retas que compõem os elementos.

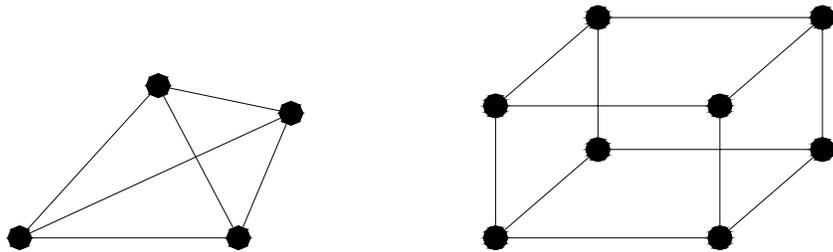


Figura 2.1 – Representação geométrica de elementos tetraédricos e hexaédricos.

Na Figura 2.2 são apresentados os elementos tetraédricos e hexaédricos de ordem superior, esses elementos são obtidos a partir da adição de nós intermediários. Esses nós adicionais alteram as funções de interpolação empregadas, as quais serão compostas por polinômios de interpolação de ordem superior.

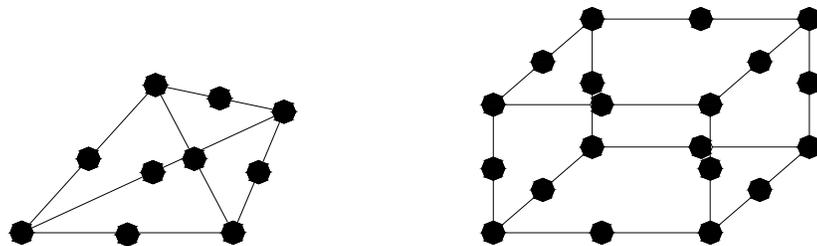


Figura 2.2 – Representação geométrica de elementos tetraédricos e hexaédricos de ordem superior.

A utilização de elementos finitos tridimensionais produz considerável melhora nos resultados obtidos para a modelagem de determinados problemas de engenharia, por possibilitar a utilização de um maior número de graus de liberdade na representação dos sistemas físicos (HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005). No entanto, de acordo com REDDY (1993), a discretização de um sistema ou partes de um sistema deve ser suficiente para que os cálculos dos gradientes da solução possam ser calculados

com exatidão. Portanto, em alguns casos, técnicas de refinamento e suavização devem ser utilizadas para se aumentar a qualidade da malha empregada na análise por elementos finitos.

Existem várias técnicas que podem ser empregadas para verificação da qualidade de uma malha (LO, 1985; LO, 1989; EL-HAMALAWI, 2000). Usualmente estas técnicas se baseiam na razão de aspecto da malha, a qual está associada a topologia dos elementos.

A qualidade de uma malha pode influenciar a análise por elementos finitos, uma vez que elementos altamente distorcidos (não regulares) podem afetar a convergência e a precisão da resposta desta técnica numérica (EL-HAMALAWI, 2000). Portanto, a utilização de um gerador de malhas eficiente e que gere elementos com boa razão de aspecto é imprescindível para a eficácia do método. Existem diversos programas computacionais para a geração de malhas, os quais podem ser comerciais ou mesmo de domínio público.

Na seção seguinte será apresentada a formulação e o desenvolvimento matemático para a obtenção das matrizes elemento para a massa, rigidez e amortecimento de um sistema.

2.2.2. Desenvolvimento das Matrizes Elemento

Nesta seção será apresentada uma formulação teórica para a obtenção das matrizes massa $[M]^{(e)}$, rigidez $[K]^{(e)}$ e amortecimento $[C]^{(e)}$. Para tal, será empregado um elemento tetraédrico genérico com quatro nós (Figura 2.3).

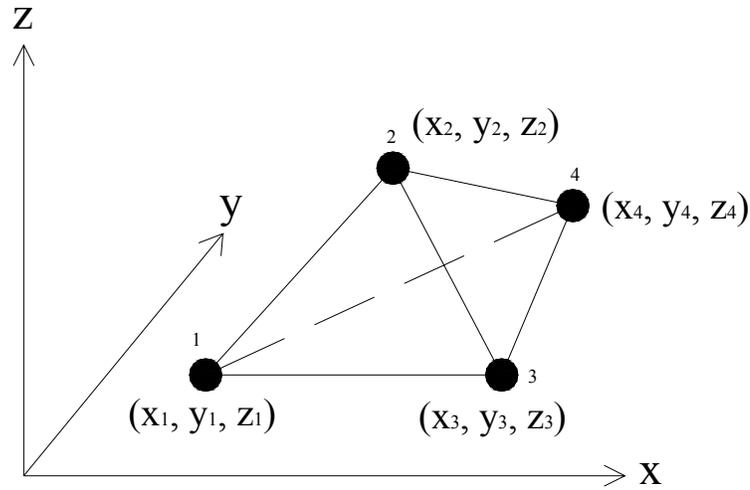


Figura 2.3 – Representação geométrica de um elemento tetraédrico genérico.

O elemento tetraédrico, conforme apresentado na Figura 2.3, apresenta três graus de liberdade para cada um de seus nós. Logo, o campo de deslocamento do elemento pode ser obtido a partir da interpolação linear entre seus nós. Os deslocamentos nodais podem ser obtidos por meio da equação (2.1).

$$\begin{cases} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{cases} = \begin{bmatrix} L_1 u_1 + L_2 u_2 + L_3 u_3 + L_4 u_4 \\ L_1 v_1 + L_2 v_2 + L_3 v_3 + L_4 v_4 \\ L_1 w_1 + L_2 w_2 + L_3 w_3 + L_4 w_4 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

em que,

u, v e w = deslocamentos nodais;

L_i = coordenada de área calculada pela equação:

$$L_i = \frac{1}{6V} (a_i + b_i x + c_i y + d_i z) \quad i = 1, 2, 3, 4;$$

V = volume do elemento tetraédrico, m^3 ;

a_i, b_i, c_i e d_i = coeficientes que dependem das coordenadas dos nós que compõem o elemento.

O volume do elemento tetraédrico (V) pode ser calculado com base na equação (2.2). Também os coeficientes a_i, b_i, c_i e d_i podem ser obtidos a partir desta mesma

equação, uma vez que tais coeficientes, referem-se ao determinante da matriz de cofatores associada aos mesmos.

$$V = \frac{1}{6} \begin{vmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{vmatrix} \quad (2.2)$$

em que,

x_i, y_i , e z_i = coordenadas do nó i do elemento (e).

A matriz rigidez $[K]^{(e)}$, para o elemento tetraédrico pode ser determinada a partir da relação entre a matriz de deslocamentos nodais $[B]^{(e)}$ e a matriz material ou matriz módulo $[D]^{(e)}$ relativo ao sistema analisado, de acordo com a equação (2.3).

$$[K]^{(e)} = ([B]^{(e)})^T [D] [B]^{(e)} V \quad (2.3)$$

em que,

$[B]^{(e)}$ = matriz de deslocamentos nodais;

$[D]^{(e)}$ = matriz material;

V = volume do elemento.

A matriz $[B]^{(e)}$, correspondentes aos deslocamentos nodais e as deformações, é dada pela equação (2.4), a qual relaciona a matriz com os operadores diferenciais e a matriz função de interpolação.

$$[B]^{(e)} = [L][N] \quad (2.4)$$

em que,

$[L]$ = matriz com operadores diferenciais representada por:

$$[L]^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix};$$

$[N]$ = matriz função de interpolação representada por:

$$[N] = \begin{bmatrix} L_1 & 0 & 0 & L_2 & 0 & 0 & L_3 & 0 & 0 & L_4 & 0 & 0 \\ 0 & L_1 & 0 & 0 & L_2 & 0 & 0 & L_3 & 0 & 0 & L_4 & 0 \\ 0 & 0 & L_1 & 0 & 0 & L_2 & 0 & 0 & L_3 & 0 & 0 & L_4 \end{bmatrix}.$$

Logo, a matriz $[B]^{(e)}$ pode ser escrita na forma diferencial ou em função dos coeficientes a_i , b_i , c_i e d_i , os quais dependem das coordenadas dos nós que compõem o elemento tetraédrico, conforme apresentado nas equações (2.5) e (2.6), respectivamente.

$$[B]^{(e)} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial z} & 0 & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial z} & 0 & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial z} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial y} & \frac{\partial N_4}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial x} & \frac{\partial N_4}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial z} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial z} & \frac{\partial N_4}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$[B]^{(e)} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} b_1 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 & b_4 & 0 & 0 \\ 0 & c_1 & 0 & 0 & c_2 & 0 & 0 & c_3 & 0 & 0 & c_4 & 0 \\ 0 & 0 & d_1 & 0 & 0 & d_2 & 0 & 0 & d_3 & 0 & 0 & d_4 \\ c_1 & b_1 & 0 & c_2 & b_2 & 0 & c_3 & b_3 & 0 & c_4 & b_4 & 0 \\ d_1 & 0 & b_1 & d_2 & 0 & b_2 & d_3 & 0 & b_3 & d_4 & 0 & b_4 \\ 0 & d_1 & c_1 & 0 & d_2 & c_2 & 0 & d_3 & c_3 & 0 & d_4 & c_4 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

Para a obtenção da matriz rigidez $[K]^{(e)}$ apresentada na equação (2.3), foi empregada a matriz de deslocamentos nodais $[B]^{(e)}$ e a matriz material ou matriz módulo $[D]$. A matriz material ou módulo pode ser determinada com base na lei de Hooke para

um material homogêneo e isotrópico, a partir das relações existentes entre deformação e tensão, conforme a equação (2.7).

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (2.7)$$

em que,

$\{\sigma\}$ = vetor de tensões;

$\{\varepsilon\}$ = vetor de deformações.

A equação (2.8) refere-se a matriz módulo, a qual pode ser obtida com base no módulo de elasticidade e no coeficiente de Poisson do material.

$$[D] = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

em que,

E = módulo de elasticidade, N/m^2 ;

μ = coeficiente de Poisson.

Ao empregar a matriz material ou matriz módulo $[D]$ para a determinação da matriz rigidez $[K]^{(e)}$, assume-se que as características elásticas do corpo ou sistema são homogêneas e isotrópicas. Características elásticas homogêneas implicam que qualquer quantidade volumétrica elementar do corpo possui as mesmas propriedades físicas de qualquer outra parcela volumétrica deste mesmo corpo. Por outro lado, características elásticas isotrópicas, significam que as propriedades físicas do material são as mesmas em qualquer direção (HUEBNER *et al.*, 2001).

A matriz massa $[M]^{(e)}$ para o elemento tetraédrico pode ser obtida de acordo com a equação (2.9), a qual relaciona a integração para o subdomínio tridimensional $V^{(e)}$

(ao longo do volume composto pelo elemento) realizada a partir da função de forma $[N]$ para o elemento tetraédrico específico.

$$[M]^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \rho [N]^T [N] dV \quad (2.9)$$

em que,

ρ = massa específica do material, kg/m³.

De forma similar a matriz massa $[M]^{(e)}$, a matriz amortecimento $[C]^{(e)}$ pode ser obtida a partir da equação (2.10).

$$[C]^{(e)} = \int_{V^{(e)}} c [N]^T [N] dV \quad (2.10)$$

em que,

c = coeficiente de amortecimento, N.s/m.

Para o sistema de coordenadas empregado, pode-se obter a solução exata para as integrais (2.9) e (2.10) a partir da equação (2.11).

$$\int_{V^{(e)}} L_1^\alpha L_2^\beta L_3^\gamma L_4^\delta dV = \frac{\alpha! \beta! \gamma! \delta!}{(\alpha + \beta + \gamma + \delta + 3)} 6V \quad (2.11)$$

em que,

α , β , γ e δ = expoentes de L_1 , L_2 , L_3 e L_4 .

O desenvolvimento exposto acima emprega as coordenadas naturais do sistema (L_1 , L_2 , L_3 e L_4). Entretanto, para a geração de elementos isoparamétricos, deve-se realizar a transformação de coordenadas naturais para as coordenadas locais (ξ , η , ζ). Elementos isoparamétricos empregam funções de interpolação de ordem superior com o objetivo de um melhor ajuste na discretização de geometrias distorcidas, bem como a

redução do número de elementos empregado na discretização destas geometrias (SEGERLIND, 1984; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

Desta forma, no procedimento de transformação de coordenadas deve-se escrever as expressões $\partial N_i / \partial x$, $\partial N_i / \partial y$ e $\partial N_i / \partial z$ em termos de ξ , η e ζ , por meio da regra da cadeia, conforme as equações (2.12).

$$\begin{aligned}\frac{\partial N_i}{\partial \xi} &= \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \xi} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \xi} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} &= \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \eta} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \eta} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \zeta} &= \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \zeta} + \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \zeta} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial \zeta}\end{aligned}\tag{2.12}$$

As equações (2.12) podem ser escritas na forma matricial, conforme apresentado na equação (2.13).

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \zeta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i}{\partial z} \end{Bmatrix}\tag{2.13}$$

A equação (2.13) relaciona a transformação das coordenadas naturais em coordenadas locais, a partir da definição de uma matriz Jacobiana $[J]$, a qual tem como função realizar tal transformação. Na equação (2.14) é apresentada a matriz Jacobiana $[J]$ definida para a transformação de coordenadas tridimensionais.

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{bmatrix}\tag{2.14}$$

Entretanto, quando se utiliza coordenadas locais, as funções a serem integradas podem se tornar complexas a ponto de não se obter as soluções exatas. Desta forma, é necessária a utilização de métodos numéricos para a determinação das matrizes elementos para a massa $[M]^{(e)}$, rigidez $[K]^{(e)}$ e amortecimento $[C]^{(e)}$ do sistema. Segundo ZIENKIEWICZ *et al.* (2005), para determinação das matrizes elemento deve-se empregar o método numérico de integração de Gauss-Legendre.

O método de Gauss-Legendre para a integração numérica pode ser descrito pela equação (2.15).

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f'(\xi, \eta, \zeta) |J(\xi, \eta, \zeta)| d\xi d\eta d\zeta \cong \sum_i^{NG} \sum_j^{NG} \sum_k^{NG} W_i W_j W_k f'(\xi_i, \eta_j, \zeta_k) |J(\xi_i, \eta_j, \zeta_k)| \quad (2.15)$$

em que,

$f'(\xi, \eta, \zeta)$ = função transformada – coordenadas locais;

$|J(\xi, \eta, \zeta)|$ = determinante da matriz Jacobiana;

W_i, W_j e W_k = peso de Gauss;

ξ_i, η_j e ζ_k = pontos de integração de Gauss;

NG = número de pontos de Gauss em cada direção.

Assim, a partir da transformação de coordenadas, pode-se obter as matrizes elemento numericamente com base no método de integração de Gauss-Legendre. Deve-se ressaltar que a convergência do método de elementos finitos está associada à precisão da integração numérica empregada para o desenvolvimento das matrizes elemento (REDDY, 1993; BATHE, 1996; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

A partir das matrizes elemento pode-se realizar a montagem das matrizes globais massa, rigidez e amortecimento. A montagem das matrizes globais considera a conectividade existente entre os elementos constituintes da malha e deve ser realizada por meio de programas computacionais, uma vez que envolve centenas de elementos (HUEBNER *et al.*, 2001).

Após a montagem das matrizes globais, deve-se proceder à imposição das condições de contorno, de acordo com as condições físicas de cada sistema. Portanto, o

método de elementos finitos aproximará as equações diferenciais, que regem o comportamento dinâmico do sistema, a um sistema de equações algébricas para sua posterior solução (ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

A análise por elementos finitos pode ser considerada uma poderosa ferramenta para o estudo do comportamento dinâmico de sistemas e a solução de uma grande variedade de problemas de engenharia, como problemas relacionados à dinâmica de estruturas, vibrações mecânicas, transferência de calor, mecânica dos fluidos, entre outros.

ANDRADE *et al.* (1999) empregaram um modelo em elementos finitos para simular a transferência de calor em uma massa de grãos armazenados em um silo cilíndrico, para tal simulação foi realizada uma análise transiente. Os resultados mostraram que o modelo utilizado foi capaz de representar a transferência de calor no sistema, apresentando um erro máximo de 1,8% em relação aos dados experimentais obtidos.

Um modelo em elementos finitos foi desenvolvido por NOURAIN *et al.* (2005), o qual permitiu o estudo do comportamento dinâmico de melões. Foram determinados os modos de vibração do fruto em suas respectivas frequências ressonantes. O modelo desenvolvido apresentou resultados satisfatórios quando comparados a resultados experimentais.

SONG *et al.* (2006) aplicaram uma técnica de modelagem para estudo das características vibracionais em peras. Foram determinadas, especificamente para o fruto, as características modais (frequências naturais e modos de vibração) e suas correlações com as propriedades físicas, a partir de análise por elementos finitos. Por outro lado, LEWIS *et al.* (2007) empregaram a técnica de elementos finitos para o estudo de danos causados a maçãs durante seu transporte. Os resultados auxiliaram o estudo do comportamento dinâmico dos frutos durante este procedimento.

Outra importante aplicação da técnica de elementos finitos, refere-se a otimização de projetos de máquinas, em que uma série de cenários podem ser gerados evitando-se, desta forma, custos adicionais com a construção de protótipos. Adicionalmente, o estudo de aspectos relativos à tensão e deformação dos sistemas é fundamental para a elaboração e desenvolvimento de projetos de engenharia.

Um exemplo da utilização da técnica de elementos finitos à otimização de projetos de máquinas, refere-se à aplicação de modelos tridimensionais para o estudo da relação solo-implemento, o qual pode ser efetuado por meio de simulações

computacionais da ação e reação dos implementos junto ao solo, bem como, para a determinação de geometrias otimizadas para realização de trabalhos específicos (FIELKE, 1999; ABO-ELNOR *et al.*, 2004).

MAGALHÃES *et al.* (2006) empregaram a análise por elementos finitos para a otimização de um projeto de uma máquina recolhadora de frutos de café em terreiro, por ação pneumática. Com base na modelagem da máquina foram identificadas as faixas de pressão necessárias ao transporte dos frutos, o que possibilitou uma otimização da máquina, proporcionando funcionamento adequado.

Uma análise com relação à distribuição de tensões na faca de corte de uma colhedora de forragem foi realizada por GARCIA *et al.* (1998). Para tal, foi utilizado o programa computacional *ANSYS*, sendo o modelo validado a partir de um sistema físico mais simples. Com a simulação do sistema, verificou-se que a tensão máxima ocorreu na extremidade do fio de corte da faca, bem como, foi constatado a importância da aplicação de modelos matemáticos para o estudo e análise de sistemas de engenharia.

Portanto, em função de sua versatilidade e, principalmente, devido a possibilidade de se trabalhar com problemas de geometria complexa, a técnica de elementos finitos tem se tornado uma das ferramentas fundamentais para elaboração, desenvolvimento e otimização dos mais variados projetos em engenharia.

2.3. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABO-ELNOR, M.; HAMILTON, R.; BOYLE, J. T. Simulation of soil-blade interaction for sandy soil using advanced 3D finite element analysis. **Soil & Tillage Research**, n.75, p.61-73, 2004.

ANDRADE, E. T.; COUTO, S. M.; DAMASCENO, G. S., QUEIROZ, D. M. Modelagem da transferência de calor transiente em grãos armazenados em um silo cilíndrico. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.18, n.3, p.111-121, 1999.

BATHE, K. **Finite element procedures (part B)**. Prentice Hall, 1996, p.485-1037.

CHENG, S. On the sizes of Delaunay meshes. **Computational Geometry**, v.33, p.130-138, 2006.

EL-HAMALAWI, A. A simple and effective element distortion factor. **Computers and Structures**, v.75, p.507-513, 2000.

FIELKE, J. M. Finite element modelling of the interaction of the cutting edge of tillage implements with soil. **Journal of Agricultural Engineering Research**, n.79, p.91-101, 1999.

FILGUEIRAS, W. H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudos de colheita por vibração**. Viçosa, MG: UFV. 2001. 81p. Dissertação de Mestrado.

GARCIA, R. F.; QUEIROZ, D. M.; DIAS, G. P. Análise de tensões na faca de corte de uma colhedora de forragem. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.2, n.2, p.219-223, 1998.

HUEBNER, K. H.; DEWHIRST, D. L.; SMITH, D. E.; BYRON, T. G. **The finite element method for engineers**. Fourth edition. New York, EUA. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 720p.

LEWIS, R.; YOXALL, A.; MARSHALL, M. B.; CANTY, L. A. Characterising pressure and bruising in apple fruit. **Wear**, v.264, p.37-46, 2007.

LO, S. H. A new mesh generation scheme for arbitrary planar domains. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v.21, p.1403-1426, 1985.

LO, S. H. Generating quadrilateral elements on plane and over curved surfaces. **Computers and Structures**, v.31, p.421-426, 1989.

MAGALHÃES, A. C.; TEIXEIRA, M. M.; COUTO, S. M.; RESENDE, R. C. Modelagem de uma máquina pneumática recolhadora de frutos em terreiro usando análise por elementos finitos. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.26, n.2, p.483-492, 2006.

MARTINS, M. A., **Estimativa de erro e adaptatividade para métodos de volumes finitos em malhas não estruturadas**. Belo Horizonte, MG: UFMG. 2002. 177p. Tese de Doutorado.

NOURAIN, J.; YING, Y.; WANG, J. RAO, X.; YU, C. Firmness evaluation of melon using its vibration characteristic and finite element analysis. **Journal of Zhejiang University SCIENCE**, v.6B, n.6, p.483-490, 2005.

REDDY, J. N. **An introduction to the finite element method**. Second edition. Singapore. McGraw-Hill International Editions, 1993. 684p.

SEGERLIND, L. J. **Applied finite element analysis**. Second edition. New York. John Wiley & Sons, Inc., 1984. 427p.

SONG, H.; WANG, J.; LI, Y. Studies on vibration characteristics of a pear using finite element method. **Journal of Zhejiang University SCIENCE**, v.7, n.6, p.491-496, 2006.

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Viçosa, MG: UFV. 2004. 123p. Tese de Doutorado.

WINSTON, W. L. **Operations research: applications and algorithms**. 3^a ed. Belmont, California: Wadsworth Publishing Company, 1994. 1353p.

YUNG, C.; FRIDLEY, R. B. Simulation of vibration of whole tree systems using finite elements. **Transactions of the ASAE**, v.18, n. 3, p.475-481, 1975.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The finite element method: its basis and fundamentals**. Sixth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. 733p.

CAPÍTULO 3 – FREQUÊNCIAS NATURAIS E MODOS DE VIBRAÇÃO DO SISTEMA FRUTO-PEDÚNCULO

3.1. INTRODUÇÃO

O preço de comercialização do café está diretamente associado a parâmetros de qualidade. A seleção dos frutos durante o procedimento de colheita assume um importante papel na qualidade final do produto, uma vez que, para se obter um produto final com um elevado nível de qualidade, o café deve ser colhido com os frutos no estágio cereja (CIRO, 2001).

Segundo CORTEZ (2001), a operação mais onerosa relacionada à produção do café é a colheita, devido ao fato de a mesma exigir um grande contingente de mão-de-obra e por estar relacionada ao índice de qualidade elevado exigido para a comercialização do produto. Dessa maneira, a colheita mecanizada pode ser considerada como um importante fator na redução de custos de produção do café, uma vez que a redução dos custos é diretamente proporcional ao nível de mecanização empregado na execução das operações (SILVA, 2001).

Contudo, a colheita mecanizada, em especial a colheita do café, pode ser influenciada por vários fatores, destacando-se a grande variabilidade existente entre as variedades, a qual pode ser representada pela estrutura, forma e tamanho das árvores relativas a cada cultura específica, além da desuniformidade de maturação dos frutos (SRIVASTAVA *et al.*, 1996). Devido a esse grande número de fatores e à complexidade do problema, torna-se importante o uso de técnicas de modelagem matemática para que uma análise mais detalhada de sistemas de colheita possa ser realizada.

O processo de modelagem matemática consiste da utilização de ferramentas matemáticas, as quais possibilitam a compreensão do comportamento e da dinâmica de determinados sistemas físicos. Assim, a modelagem matemática e a simulação da dinâmica de sistemas, tornam-se ferramentas essenciais para a geração de cenários os quais se pretendem estudar (SOUZA, 2004). Desta forma, a técnica numérica de elementos finitos surge como uma versátil ferramenta no auxílio à modelagem matemática de sistemas físicos, possibilitando rápidas análises e simulações de sistemas

com elevado grau de confiabilidade. Segundo HUEBNER *et al.* (2001), a modelagem tridimensional em elementos finitos produz considerável melhora no tocante ao procedimento de análise em determinados problemas de engenharia, por possibilitar a utilização de um maior número de graus de liberdade na representação dos sistemas físicos.

Em se tratando de colheita mecanizada de frutos, um dos princípios mais difundidos e empregados em máquinas é o de vibrações mecânicas. Máquinas e equipamentos que utilizam este princípio são capazes de remover os frutos da planta por meio da associação adequada dos fatores frequência e amplitude de vibração (SESSIZ e ÖZCAN, 2006).

A frequência natural do sistema fruto-pedúnculo pode ser obtida a partir da modelagem desse sistema. A excitação do sistema fruto-pedúnculo em uma de suas frequências naturais promove grandes deslocamentos, e conseqüentemente aumenta os níveis de tensão, possibilitando a derriça dos frutos.

Outra característica importante refere-se ao estudo dos modos de vibração associados a cada frequência natural. Com base nos modos de vibração, que representam as configurações geométricas de deslocamento do sistema quando excitado em uma determinada frequência natural, pode-se escolher a frequência de excitação, a qual possibilitará uma maior eficiência de derriça.

Neste capítulo, é apresentado o desenvolvimento de um modelo tridimensional em elementos finitos do sistema frutos-pedúnculo, por meio da formulação de um problema de autovalores e autovetores. A partir desse modelo serão calculados as frequências naturais e os respectivos modos de vibração para os diferentes graus de maturação do sistema fruto-pedúnculo. Com base nos resultados, serão realizadas análises sobre quais frequências e modos de vibração devem ser empregados no desenvolvimento de sistemas de colheita de café.

3.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.2.1. Colheita por Vibrações Mecânicas

A colheita do café pode ser descrita em três etapas: a primeira etapa refere-se a derriça ou catação, a segunda é composta pela varrição ou pelo recolhimento e a terceira corresponde a abanação dos frutos. Durante a derriça, os frutos podem ser colhidos de uma única vez ou de forma seletiva, em que somente os frutos maduros são colhidos (SOUZA, 2004). A derriça total dos frutos presentes na árvore pode proporcionar perda de qualidade da bebida do café, caso não sejam tomadas providências no sentido de isolar os frutos em cada estágio de maturação e de eliminar as impurezas decorrentes da colheita, seja na fase relativa à pós-colheita ou mesmo durante a fase de beneficiamento do produto (CORTEZ, 2001).

Dentre as operações realizadas durante o ciclo de produção do café, a colheita se destaca como uma das mais difíceis em virtude da arquitetura da planta e da desuniformidade de maturação dos frutos. Além disso, por necessitar de um grande contingente de mão-de-obra e por estar relacionada ao elevado nível de qualidade exigido para a comercialização do produto, a colheita pode ser considerada como uma das mais onerosas operações relacionadas à produção de café (CORTEZ, 2001).

Contudo, SILVA (2001) destaca que a colheita mecanizada pode ser considerada como um importante fator na redução de custos de produção do café, uma vez que a redução dos custos pode ser diretamente proporcional ao nível de mecanização empregado na execução das operações.

Em se tratando da mecanização de colheita de frutos, um dos princípios mais difundidos e empregados em máquinas colhedoras é o de vibrações mecânicas. Máquinas e equipamentos, que utilizam este princípio, são capazes de remover os frutos da planta que o produziu, a partir da aplicação de energia vibracional, por meio da associação adequada de frequência e amplitude (SESSIZ e ÖZCAN, 2006).

Segundo PARCHOMUNCHUK e COOKE (1971), o desprendimento dos frutos ocorre quando as forças inerciais, devido à movimentação dos frutos, tornam-se maiores do que as forças estáticas. Para se criar grandes forças inerciais, os ramos devem ser excitados em suas frequências naturais, o que propiciará grandes deslocamentos deste sistema. O fenômeno no qual um sistema desenvolve grandes

deslocamentos quando excitado por forças externas em uma de suas frequências naturais é conhecido como ressonância (RAO,1995).

Portanto, a determinação das frequências naturais dos sistemas fruto-pedúnculo é fundamental para o desenvolvimento de sistemas de colheita por vibrações mecânicas. De acordo com ARISTZ *et al.* (2003), a frequência natural do sistema fruto-pedúnculo é uma das principais características necessárias para o projeto de máquinas destinadas à colheita de frutos, uma vez que, a excitação desse sistema em uma de suas frequências naturais possibilitará uma resposta máxima, a qual promoverá o desprendimento dos frutos.

Entretanto, vários fatores podem influenciar o sucesso do processo de mecanização de determinadas culturas, em especial o café. Dentre estes fatores pode-se destacar a grande variabilidade existente entre as plantas das culturas, a qual pode ser representada pela estrutura, forma e tamanho das árvores relativas a cada cultura específica (SRIVASTAVA *et al.*, 1996).

Devido ao grande número de fatores e à complexidade de se desenvolver sistemas de colheita de frutos, vários trabalhos têm sido realizados com o objetivo de modelar matematicamente os sistemas fruto-pedúnculo, bem como as plantas como um todo, visando uma melhor compreensão do seu comportamento dinâmico quando submetidas a vibrações mecânicas. Desta forma, é fundamental a utilização de técnicas de modelagem matemática para estudo, análise e desenvolvimento desses sistemas de colheita.

COOKE e RAND (1969) apresentaram em seu trabalho um modelo matemático de um sistema fruto-pedúnculo considerando três graus de liberdade, o qual foi capaz de fornecer os três modos de vibração propostos por DIENER *et al.* (1965): - o modo pendular, o modo em contra-fase e o modo de torção. O modelo desenvolvido consistia de um pêndulo duplo, em que o pedúnculo foi representado por uma barra rígida e o fruto por uma esfera homogênea, associados entre si por meio de molas. Foram impostas ao sistema, simultaneamente, vibrações no sentido horizontal e vertical. Desta forma, a partir de um modelo linearizado foram obtidas as frequências naturais e os seus respectivos modos de vibração.

Um estudo experimental aplicado à maçãs, empregando o modelo proposto por COOKE e RAND (1969), foi desenvolvido por PARCHOMCHUK e COOKE (1971). Foi utilizada uma câmera fotográfica de alta velocidade para a avaliação do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo, o qual foi comparado com o

resultado obtido a partir da utilização do modelo matemático. Os resultados confirmaram que o modelo proposto foi capaz de prever o comportamento oscilatório do sistema fruto-pedúnculo aplicado a maçãs. A partir da análise foi possível identificar a eficiência de excitação do sistema em determinadas frequências.

YUNG e FRIDLEY (1975) realizaram um estudo sobre a utilização da frequência natural do sistema fruto-pedúnculo como sendo a frequência de trabalho de vibradores empregados na colheita de frutos. Os resultados mostraram que, para árvores que possuem boa transmissibilidade de energia, a frequência ressonante do sistema fruto-pedúnculo deve ser empregada. Entretanto, em árvores com estrutura fraca e com ramos flexíveis, a frequência natural não é necessariamente uma boa alternativa para a frequência de excitação, uma vez que plantas com estas características possuem elevado coeficiente de amortecimento mecânico.

RUFF *et al.* (1980) apresentaram um trabalho no qual um modelo analítico do sistema fruto-pedúnculo foi desenvolvido para análise de vibrações forçadas para a colheita de morango. A partir de uma análise linear, considerando um sistema fruto-pedúnculo de cinco graus de liberdade, foram obtidas as cinco frequências naturais para o mesmo, bem como os modos de vibração associados a cada frequência natural determinada. Os resultados indicaram duas faixas de frequências, ambas associadas ao modo de vibração em contra-fase, as quais apresentaram elevados valores de tensão no pedúnculo sendo estas obtidas experimentalmente e por meio de simulação do sistema.

TSATSARELIS (1987) utilizou um modelo não-linear com dois graus de liberdade de um sistema fruto-pedúnculo para azeitonas. Foram estudados parâmetros relativos às frequências naturais e os respectivos modos de vibração associados a tal sistema quando submetido a vibrações forçadas. A validação do modelo permitiu concluir que o mesmo foi capaz de prever o comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo.

Segundo HUEBNER *et al.* (2001), a modelagem tridimensional em elementos finitos produz considerável melhora no tocante ao procedimento de análise em determinados problemas de engenharia, por possibilitar a utilização de um maior número de graus de liberdade na representação dos sistemas físicos. Logo, por meio de modelagem em elementos finitos, as características modais de um sistema, frequências naturais e modos de vibração, podem ser obtidas a partir da formulação e solução de um problema de autovalores e autovetores. Os autovalores correspondem às frequências

naturais do sistema, enquanto os autovetores referem-se aos modos de vibração do sistema associado a cada frequência natural (RAO, 1995).

Na próxima seção será apresentada a formulação de um problema de autovalor e autovetor para um sistema sujeito a vibrações livres não amortecidas. A partir desse modelo são determinadas as frequências naturais e os modos de vibração para o sistema em estudo. Existem vários métodos para a solução desse tipo problema, cada técnica se aplica a um tipo de caso, a qual depende do número de equações a serem resolvidas, do número de autovalores e autovetores de interesse para o estudo, e das características das matrizes que compõem o modelo matemático, entre outros fatores.

3.2.2. Formulação do Problema de Autovalores e Autovetores

As frequências naturais e os respectivos modos de vibração de um sistema podem ser obtidos a partir da formulação e solução de um problema de autovalores e autovetores. A equação (3.1) refere-se a uma equação diferencial ordinária de segunda ordem homogênea, a qual caracteriza um sistema ideal com um grau de liberdade sujeito a vibração livre não amortecida (REDDY, 1993; BOYCE e DIPRIMA, 2002).

$$m \frac{d^2 v}{dt^2} + kv = 0 \quad (3.1)$$

em que,

m = massa do sistema, kg;

$\frac{d^2 v}{dt^2}$ = aceleração do sistema, m/s²;

k = rigidez do sistema, N/m;

v = deslocamento do sistema, m.

De forma análoga a equação (3.1), um sistema composto por vários graus de liberdade, representado por um sistema de equações diferenciais, pode ser expresso na forma matricial, conforme a equação (3.2).

$$[M]\{\ddot{v}\} + [K]\{v\} = \{0\} \quad (3.2)$$

em que,

$[M]$ = matriz massa, kg;

$\{\ddot{v}\}$ = vetor aceleração, m/s²;

$[K]$ = matriz rigidez, N/m;

$\{v\}$ = vetor deslocamento, m.

A equação (3.2) expressa a condição de vibração natural de um sistema, denominada como movimento harmônico simples. O estado de vibração natural é chamado de modos naturais de vibração ou modos de vibração, e as frequências de vibração são denominadas frequências naturais. As frequências naturais e modos de vibração dependem do número de graus de liberdade do sistema (RAO, 1995; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

Os autovalores e os autovetores podem ser obtidos assumindo que as vibrações livres sejam harmônicas, conforme expressado pela equação (3.3), a qual representa o deslocamento do sistema.

$$\{v\} = \{\phi\}_i e^{i\omega_i t} = \{\phi\}_i (\cos \omega_i t + i \sin \omega_i t) \quad (3.3)$$

em que,

$\{\phi\}_i$ = autovetor associado a i -ésima frequência natural do sistema;

ω_i = i -ésima frequência natural do sistema, rad/s;

t = tempo, s.

Derivando a equação (3.3) com relação ao tempo e substituindo na equação (3.2), obtém-se a equação (3.4), a qual possibilita a determinação das frequências naturais e os modos de vibração, por meio da solução do problema de autovalores e autovetores.

$$(-\omega^2[M]+[K])\{\phi\}_i = \{0\} \quad (3.4)$$

Segundo HUEBNER *et al.* (2001), a equação (3.4) é reconhecida como um problema de autovalor. A equação (3.4) tem uma solução não trivial somente se o determinante da matriz $(-\omega^2[M]+[K])$ for igual a zero (HOFFMAN, 1992; REDDY, 1993; BOYCE e DIPRIMA, 2002).

Portanto, para matrizes com dimensão $n \times n$ haverá n valores de ω_i^2 e também n vetores $\{\phi\}_i$ que satisfaçam a equação (3.4), a qual representa a formulação do problema de autovalor para um sistema físico. A solução do problema de autovalor para n frequências naturais (autovalores) e modos de vibração (autovetores) refere-se a um problema de análise numérica.

Existem métodos numéricos para a determinação de todas as frequências naturais e modos de vibração, bem como, para a redução do sistema a ser resolvido. Ainda existem métodos para o cálculo de um número reduzido de frequências naturais e modos de vibração, as quais podem ser de maior interesse para o estudo e análise de um determinado problema.

Na próxima seção serão apresentados alguns métodos de solução dos problemas de autovalor, os quais incluem o método de Jacobi, método de Jacobi Generalizado, Redução de Guyan e o método do Subespaço (“*subspace method*”).

3.2.3. Métodos para Solução de Problemas de Autovalor

O problema de autovalor é considerado um problema básico na análise numérica (HUEBNER *et al.*, 2001; BOYCE & DIPRIMA, 2002). Existem vários métodos numéricos para a solução deste tipo de problema. Nesta seção serão apresentados alguns métodos para sua solução, os quais variam em função do número de autovalores e autovetores calculados. Estes métodos também variam de acordo com o custo computacional necessário para a solução deste tipo de problema.

Método de Jacobi

Segundo BATHE (1996), o método de Jacobi foi desenvolvido para a solução de problemas de autovalor padrão, conforme a equação (3.5). Um problema de autovalor padrão é aquele no qual a matriz massa $[M]$ é igual a uma matriz identidade. A grande vantagem deste procedimento encontra-se em sua simplicidade e estabilidade.

$$[K]\{\phi\} = [\lambda]\{\phi\} \quad (3.5)$$

em que,

$[K]$ = matriz rigidez simétrica;

$[\lambda]$ = autovalores do sistema.

O método de Jacobi é aplicável na solução de problemas de autovalor padrão para todas as matrizes $[K]$ simétricas, desde que a propriedade dos autovetores apresentadas nas equações (3.6) e (3.7) sejam satisfeitas. O método de Jacobi pode ser empregado para a determinação de autovalores negativos, positivos ou nulos (PRESS *et al.*, 1992, RAO, 1995; BATHE, 1996).

$$[\phi]^T [K][\phi] = [\lambda] \quad (3.6)$$

$$[\phi]^T [M][\phi] = [I] \quad (3.7)$$

em que,

$[\phi]$ = matriz com os autovetores do sistema: $[\phi] = [\phi_1 \ \dots \ \phi_n]$ para $i = 1, \dots, n$;

$[M]$ = matriz massa igual a matriz identidade;

$[I]$ = matriz identidade;

$[\lambda]$ = autovalores do sistema: $[\lambda] = \text{diag}(\lambda_i)$ para $i = 1, \dots, n$ e $\lambda = \omega^2$.

O método de Jacobi é um método iterativo empregado na determinação simultânea dos autovalores e autovetores de uma matriz $[D] = [d(i,j)]$ simétrica e real de

$d'(i,i)$, $d'(i,j)$, $d'(j,i)$ e $d'(j,j)$ = elementos nas posições i e j da matriz $[D']$;
 θ = é o ângulo de rotação calculado pela equação:

$$\tan 2\theta = \left(\frac{2d(i,j)}{d(i,i) - d(j,j)} \right)$$

A cada interação ou rotação realizada, o método de Jacobi tenta reduzir a zero um par de elementos fora da diagonal principal. Entretanto, a cada nova iteração, enquanto o método reduz a zero um novo par de elementos, contribuições não nulas, podem ser introduzidas aos termos previamente reduzidos a zero (PRESS *et al.*, 1992; RAO, 1995).

As equações (3.10) exemplificam as sucessivas rotações necessárias para a convergência de $[D']$ a forma de uma matriz diagonal, em que seus termos representam os autovalores da matriz $[D]$.

$$\begin{aligned} [D'_1] &= [R_1]^T [D] [R_1] \\ [D'_2] &= [R_2]^T [R_1]^T [D] [R_1] [R_2] \\ [D'_3] &= [R_3]^T [R_2]^T [R_1]^T [D] [R_1] [R_2] [R_3] \\ [D'_k] &= [R_k]^T [R_3]^T [R_2]^T [R_1]^T [D] [R_1] [R_2] [R_3] [R_k] \end{aligned} \quad (3.10)$$

em que,

$[D'_k]$ = matriz diagonal contendo os autovalores, obtida após k iterações;

$[R_k]$ = matriz de rotação para a iteração k .

Os autovetores associados a cada autovalor obtido para a matriz $[D]$ podem ser calculados com base no produto das matrizes de rotação $[R_k]$, empregadas em cada iteração realizada para a determinação dos autovalores, conforme apresentado pela equação (3.11).

$$[R] = [R_1][R_2][R_3][R_k] \quad (3.11)$$

As equações (3.12) e (3.13) são empregadas para verificar a convergência do método de Jacobi, com base em um fator de tolerância especificado, para os elementos da diagonal e para os elementos fora da diagonal, respectivamente.

$$\frac{|k(i,i)_{k+1} - k(i,i)_k|}{k(i,i)_{k+1}} \leq 10^{-s} \quad (3.12)$$

$$\left[\frac{(k(i,j)_{k+1})^2}{k(i,i)_{k+1}k(j,j)_{k+1}} \right] \leq 10^{-s} \quad (3.13)$$

em que,

s = fator de tolerância.

Método de Jacobi Generalizado

O método de Jacobi apresentado na seção 3.2.3 é empregado para a solução de problemas de autovalor padrão, no qual a matriz massa $[M]$ é igual a uma matriz identidade (BATHE, 1996). Por outro lado, no problema de autovalor generalizado, a matriz massa $[M]$ não é igual a uma matriz identidade, conforme apresentado na equação (3.14).

$$[K]\{\phi\} = [\lambda][M]\{\phi\} \quad (3.14)$$

em que,

$$[M] \neq [I].$$

De acordo com BATHE (1996), para a solução do problema de autovalor apresentado na equação (3.14) por meio do método de Jacobi seria necessário a transformação deste problema em um problema padrão, equação (3.5). Contudo, a partir do método de Jacobi generalizado, essa transformação não é necessária, uma vez que, as operações desenvolvidas pelo método são realizadas diretamente na matriz massa $[M]$ e rigidez $[K]$.

$$\begin{aligned}
\bar{k}(i, i)_k &= k(i, i)_k m(i, j)_k - m(i, i)_k k(i, j)_k \\
\bar{k}(j, j)_k &= k(j, j)_k m(i, j)_k - m(j, j)_k k(i, j)_k \\
\bar{k}_k &= k(i, i)_k m(j, j)_k - k(j, j)_k m(i, i)_k
\end{aligned} \tag{3.19}$$

Logo, as equações (3.20) e (3.21) possibilitam o cálculo de α e γ , empregados na matriz de rotação do método de Jacobi generalizado.

$$\alpha = -\frac{\bar{k}(j, j)_k}{x} \tag{3.20}$$

$$\gamma = -\frac{\bar{k}(i, i)_k}{x} \tag{3.21}$$

em que,

$x = \frac{\bar{k}_k}{2} + \text{sign}(\bar{k}_k) \sqrt{\left(\frac{\bar{k}_k}{2}\right)^2 + \bar{k}(i, i)_k \bar{k}(j, j)_k}$, o termo **sign** representa uma função para a determinação do sinal de \bar{k} .

A convergência do método é determinada a partir de sucessivas comparações dos autovalores aproximados, por meio da equação (3.22).

$$\frac{|\lambda_{k+1}^i - \lambda_k^i|}{\lambda_{k+1}^i} \leq 10^{-s} \tag{3.22}$$

em que,

$\lambda_k^i = i$ -ésimo autovalor do sistema na iteração k , para $i = 1, \dots, n$, calculado por:

$$\lambda_k^i = \frac{k(i, i)_k}{m(i, i)_k};$$

s = fator de tolerância.

Também, a partir das equações (3.23), pode-se avaliar a convergência do método de Jacobi generalizado. Para tal, deve-se verificar se os elementos fora da

diagonal encontram-se próximos de zero o suficiente, tanto para a matriz massa $[M]$ quanto para a matriz rigidez $[K]$, de acordo com o fator de tolerância especificado.

$$\left[\frac{(k(i, j)_{k+1})^2}{k(i, i)_{k+1} k(j, j)_{k+1}} \right]^{1/2} \leq 10^{-s} \quad (3.23)$$

$$\left[\frac{(m(i, j)_{k+1})^2}{m(i, i)_{k+1} m(j, j)_{k+1}} \right]^{1/2} \leq 10^{-s}$$

Para a determinação dos autovetores a partir do método de Jacobi generalizado, deve-se proceder como descrito na seção 3.2.3, conforme a equação (3.11).

Redução de Guyan

Tanto o método de Jacobi quanto o método de Jacobi generalizado, apresentados na seção 3.2.3, são métodos empregados na determinação de todos os autovalores e autovetores de um determinado sistema. Contudo, em muitas aplicações de engenharia, em especial a análise da dinâmica de estruturas, os modelos utilizados possuem um número muito grande de graus de liberdade, o que promove um aumento considerável do esforço computacional para a análise deste tipo de sistema (RAO, 1995; HUEBNER *et al.*, 2001).

Com relação à análise modal de estruturas, o sentido físico dos autovalores e autovetores calculados deve ser levado em consideração. Os autovalores e autovetores de um sistema correspondem às suas frequências naturais e aos seus modos de vibração, respectivamente (RAO, 1995; HUBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005). Assim, a determinação de todas as frequências naturais do sistema pode acarretar em um custo computacional desnecessário, uma vez que apenas algumas destas frequências e modos de vibração apresentarão sentido físico necessário para a análise.

Por outro lado, para se reduzir o esforço computacional empregado na determinação de autovalores e autovetores, algumas técnicas podem ser utilizadas para a redução de modelos completos a modelos de ordem reduzida (QU, 2004). Uma destas técnicas é conhecida como redução de Guyan, a qual pode ser aplicada à redução de modelos estáticos, dinâmicos e a problemas de autovalor.

A redução de Guyan pode ser aplicada na redução de um problema de autovalor generalizado, conforme apresentado na equação (3.14). Com base no modelo completo, os graus de liberdade a serem mantidos e os graus de liberdade a serem excluídos devem ser selecionados, esses graus de liberdade são denominados primários e secundários, respectivamente.

A partir da definição dos graus de liberdade primários e secundários, a equação (3.14) pode ser reescrita, com base na divisão estabelecida, de acordo com a equação (3.24) (BATHE, 1996; QU, 2004).

$$\left(\begin{bmatrix} K_{pp} & K_{ps} \\ K_{sp} & K_{ss} \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} M_{pp} & M_{ps} \\ M_{sp} & M_{ss} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \phi_p \\ \phi_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.24)$$

em que,

p e s = índices para os graus de liberdade primários e secundários.

As equações (3.25) e (3.26) correspondem a expansão das matrizes que compõem a equação (3.24).

$$(K_{pp} - \lambda M_{pp})\phi_p + (K_{ps} - \lambda M_{ps})\phi_s = 0 \quad (3.25)$$

$$(K_{sp} - \lambda M_{sp})\phi_p + (K_{ss} - \lambda M_{ss})\phi_s = 0 \quad (3.26)$$

Com base em uma relação entre os autovetores primários e secundários, presentes na equação (3.26), pode-se obter uma matriz reduzida para o modelo, conforme a equação (3.27).

$$\phi_s = R(\lambda)\phi_p \quad (3.27)$$

em que,

$R(\lambda)$ = matriz reduzida dada pela seguinte expressão:

$$R(\lambda) = -(K_{ss} - \lambda M_{ss})^{-1} (K_{sp} - \lambda M_{sp}).$$

Assumindo $\lambda = 0$, os autovetores referentes ao modelo completo podem ser expressados com base na equação (3.28).

$$\phi = T_G \phi_p \quad (3.28)$$

em que,

T_G = matriz de transformação de coordenadas obtida a partir da seguinte expressão:

$$T_G = \begin{bmatrix} I \\ R_G \end{bmatrix}, \text{ para } R_G = -K_{ss}^{-1} K_{sp}.$$

Portanto, substituindo a equação (3.28) em (3.24) e pré-multiplicando pela transposta da matriz de transformação, tem-se o modelo reduzido relativo ao problema de autovalor, conforme a equação (3.29).

$$(K_G - \lambda M_G) \phi_p = 0 \quad (3.29)$$

em que,

K_G e M_G = matriz massa e rigidez reduzida.

Logo, as equações (3.30) permitem a determinação da matriz massa e rigidez reduzida, com base no modelo completo (QU, 2004).

$$\begin{aligned} K_G &= K_{pp} - K_{ps} K_{ss}^{-1} K_{sp} \\ M_G &= M_{pp} + K_{ps} K_{ss}^{-1} M_{ss} K_{ss}^{-1} K_{ps} - K_{ps} K_{ss}^{-1} K_{sp} - M_{ps} K_{ss}^{-1} K_{sp} \end{aligned} \quad (3.30)$$

A precisão do método, redução de Guyan, depende do número de graus de liberdade eliminados do modelo completo. Os autovalores determinados são sempre maiores do que os calculados com base no modelo completo. Portanto, o modelo reduzido pode ser considerado mais “rígido” que o modelo completo (BATHE, 1996; QU, 2004).

Com relação aos autovetores determinados, pode-se verificar que os modos de vibração mais baixos, obtidos por meio da redução de Guyan, são mais precisos que os modos de vibração mais altos (QU, 2004).

Método do Subespaço

O método do subespaço (“*subspace method*”), equivalente a iteração q -dimensional, é amplamente aplicado na solução de problemas de autovalor a partir de modelos baseados em elementos finitos. Por meio do método do subespaço, pode-se calcular os menores autovalores e autovetores de um modelo completo, diminuindo consideravelmente o custo computacional em relação à determinação de todos autovalores e autovetores de um determinado sistema (HUGHES, 2000).

A partir de p vetores iniciais, referentes ao número de autovalores e autovetores a serem calculados, o método do subespaço aproxima os menores autovalores e seus autovetores associados a cada iteração. Segundo (BATHE, 1996), o método do subespaço apresentará uma solução convergente em uma única iteração se os vetores iniciais empregados forem combinações lineares dos vetores requeridos. Quando as matrizes massa e rigidez são diagonais, o método do subespaço também converge em uma iteração. Entretanto, tal situação é trivial, e difícil de ser encontrada em situações práticas.

O algoritmo descrito a seguir, refere-se ao método do subespaço e pode ser empregado para sua implementação (BATHE, 1996; HUGHES, 2000).

i)- Inicialização

- matrizes globais M e K
- $K = LDL^T$
- especificar os vetores iniciais: Y

ii)- Método do subespaço

- $K\bar{X}_{k+1} = Y_k$
- $K_{k+1} = \bar{X}_{k+1}^T Y_k$
- $\bar{Y}_{k+1} = M\bar{X}_{k+1}$

- $M_{k+1} = \bar{X}_{k+1}^T \bar{Y}_{k+1}$
- $K_{k+1} Q_{k+1} = M_{k+1} Q_{k+1} \lambda_{k+1}$
- $Y_{k+1} = \bar{Y}_{k+1} Q_{k+1}$

iii)- Verificação da seqüência de Sturm

- $\bar{K} = K - \mu M$
- $\bar{K} = LDL^T$

iv)- Verificação da convergência

- $\frac{|\lambda_{k+1}^i - \lambda_k^i|}{\lambda_k^i} \leq E, \quad \text{para } i = 1, 2, 3, \dots, n_{\text{modos}}$

iv)- Retornar o passo (ii)

O algoritmo descrito representa o método subespaço para a determinação de autovalores e autovetores de um determinado sistema. O termo μ na seqüência de Sturm é empregado para a verificação da aproximação dos autovalores. Para a verificação da convergência do método, os autovalores calculados em uma iteração $k + 1$ são comparados com os autovalores calculados em uma iteração anterior, para a verificação da convergência do método um erro de tolerância E é pré-estabelecido.

3.3. MATERIAL E MÉTODOS

Tanto a determinação das propriedades do sistema fruto-pedúnculo de café, como a implementação do programa computacional para o cálculo das propriedades modais deste sistema, foram realizados no Laboratório de Projetos de Máquinas e Visão Artificial (PROVISAGRO) do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa.

Para a determinação das propriedades geométricas e físicas dos sistemas fruto-pedúnculo foram coletadas amostras das variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo em uma área experimental localizada no campus da Universidade Federal de Viçosa.

Para a determinação dos autovalores e autovetores de um determinado sistema foi elaborado um programa computacional, desenvolvido em linguagem FORTRAN 90. Para tal, foi empregada a versão estável do compilador g95, o qual se trata de um programa de domínio público. O sistema operacional empregado para o desenvolvimento do programa e as posteriores simulações foi o sistema operacional Linux, distribuição UBUNTU versão 6.06.1.

Nas seções seguintes encontra-se descrita a metodologia empregada na implementação do algoritmo elaborado para a solução de problemas de autovalor. Com base no programa computacional desenvolvido foram determinadas as frequências naturais e os modos de vibração do sistema fruto-pedúnculo de café.

3.3.1. Determinação das Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema

Para a caracterização das propriedades geométricas, físicas e inerciais dos sistemas fruto-pedúnculo foram empregadas amostras, coletadas aleatoriamente, para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo durante o período da colheita do café, considerando os diferentes graus de maturação dos frutos (verde, verdoengo, cereja e passa).

A caracterização geométrica do sistema fruto-pedúnculo foi realizada com base em imagens obtidas por meio de uma câmera digital da marca SONY, modelo Cybershot DSC-P10, com cinco megapixels de resolução. A Figura 3.1 ilustra a obtenção das imagens do sistema fruto-pedúnculo.



Figura 3.1 – Imagem sistema fruto-pedúnculo.

Tal como representado pela Figura 3.1, as imagens dos sistemas fruto-pedúnculo foram obtidas sobre um plano contendo uma malha com graduação em

milímetros, a qual foi utilizada com o objetivo de facilitar a extração das características geométricas do sistema. Com base na verificação das dimensões dos quadrados que compuseram a malha, verificou-se o paralelismo do sensor em relação ao plano no qual a malha se encontrava, ou seja, distorções severas nas dimensões destes elementos evidenciariam a ausência de paralelismo entre o plano referente ao sensor e a malha graduada empregada.

Desta forma, foram obtidas 50 imagens digitais para cada um dos graus de maturação considerados, tanto variedade Catuaí Vermelho quanto para a variedade Mundo Novo.

As principais dimensões dos sistemas fruto-pedúnculo, como o comprimento e diâmetro dos pedúnculos, além do diâmetro equatorial e comprimento dos frutos, foram determinadas por meio de um programa computacional CAD. Os dados referentes às propriedades geométricas e a massa dos frutos foram submetidos à análise de variância segundo delineamento inteiramente casualizado. Para análise da influência da variedade e do grau de maturação dos frutos de café foi utilizado o teste de Tukey a 5% de probabilidade.

Para a determinação da massa dos frutos foi empregada uma balança de precisão digital com exatidão de 0,001 g. Foram pesados, de forma individual, 100 frutos para cada grau de maturação considerado, tanto para variedade Catuaí Vermelho quanto para variedade Mundo Novo. Os dados foram submetidos à análise de variância segundo delineamento inteiramente casualizado sendo empregado o teste de Tukey a 5% de probabilidade para a análise da influência da variedade e do grau de maturação dos frutos do cafeeiro.

O volume médio, para os graus de maturação de cada variedade, foi obtido por meio da imersão de 100 frutos em uma proveta, cuja graduação mínima foi de 0,5 ml, contendo água.

Assim, a partir da relação entre massa e volume médios dos frutos, a massa específica média foi calculada, em cada grau de maturação para ambas as variedades, de acordo com a equação (3.31).

$$\rho_m = \frac{m_m}{V_m} \quad (3.31)$$

em que,

ρ_m = massa específica média, kg/m³;

m_m = massa média dos frutos, kg;

V_m = volume médio dos frutos, m³.

Para a determinação das frequências naturais e os modos de vibração dos sistemas fruto-pedúnculo foram considerados os módulos de elasticidades obtidos por YUNG e FRIDLEY (1974), os quais são apresentados na Tabela 3.1. Estes dados foram empregados, em detrimento a literaturas mais recentes (CIRO, 2001), em função dos mesmos apresentarem uma maior correspondência com valores experimentais obtidos em testes e simulações preliminares.

Tabela 3.1 – Módulos de elasticidade empregados para determinação das frequências naturais e modos de vibração dos sistemas fruto-pedúnculo

Grau de Maturação	Módulo de Elasticidade (GPa)
Verde	31,03
Verdoengo	29,30
Cereja	26,06

3.3.2. Geração de Malhas

A primeira fase de uma análise por elementos finitos consiste na discretização do domínio a ser analisado. Geralmente, para problemas de engenharia, este domínio é composto por geometrias complexas, o que torna fundamental a discretização desses domínios em subdomínios com geometrias regulares.

Para a discretização do domínio em estudo, ou seja, a geometria dos sistemas fruto-pedúnculo de café, foi empregado o programa TetGen versão 1.4.2 para Linux. O programa TetGen permite a geração de malhas tetraédricas obtidas com base na formulação de Delaunay, as quais podem ser aplicadas em métodos de elementos finitos e volumes finitos.

Foi considerada uma malha padrão obtida com base nas dimensões médias determinadas para os sistemas fruto-pedúnculo, conforme apresentado na Tabela 3.2. Assim, as coordenadas cartesianas (x, y, z) que constituíram esta malha foram corrigidas para cada sistema simulado a partir das dimensões obtidas experimentalmente, ou seja,

para cada grau de maturação e para ambas as variedades analisadas. Este procedimento permitiu a utilização de uma malha com o mesmo número de nós, elementos e conectividade, além disso, possibilitou que malhas com razão de aspecto semelhante fossem empregadas para simulação do sistema e obtenção dos resultados.

Tabela 3.2 – Dimensões médias da geometria padrão do sistema fruto-pedúnculo empregada na determinação das freqüência naturais e modos de vibração

Dimensões da geometria padrão do sistema fruto pedúnculo (mm)	
Diâmetro do pedúnculo (D_p)	2,187
Comprimento do pedúnculo (C_p)	7,380
Comprimento do fruto (C_f)	16,630
Diâmetro equatorial do fruto (D_e)	13,750

Para a composição da representação geométrica do sistema fruto-pedúnculo, os pedúnculos foram considerados com uma mesma seção transversal. Na Figura 3.2 são apresentadas as principais dimensões da geometria padrão empregada.

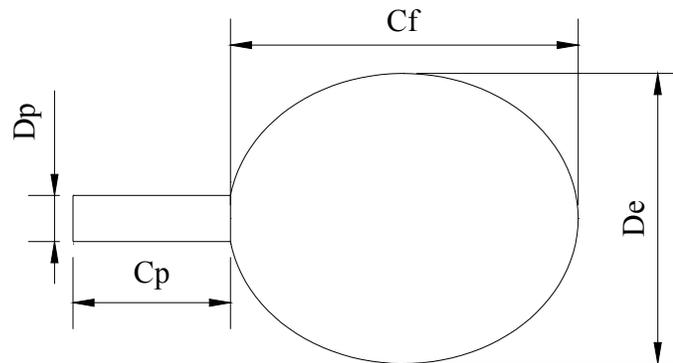


Figura 3.2 – Representação das principais dimensões empregadas na geometria padrão, em que: D_p = diâmetro do pedúnculo; C_p = comprimento do pedúnculo; C_f = comprimento do fruto e D_e = diâmetro equatorial do fruto.

A malha empregada na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo foi escolhida a partir de simulações realizadas, empregando-se malhas com diferentes refinamentos. Com base na solução do modelo para as diversas malhas empregadas, verificou-se que uma malha contendo 1988 nós e 10216 elementos apresentou solução correspondente a solução a de malhas mais refinadas.

Na Figura 3.3 é apresentada a malha empregada na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo.

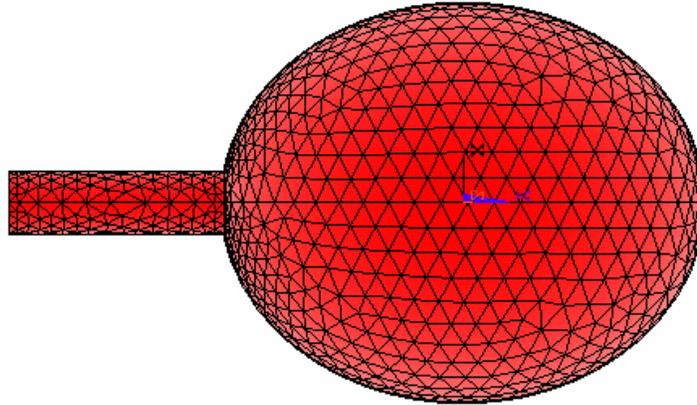


Figura 3.3 – Malha empregada na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo.

3.3.3. Modelagem por Elementos Finitos

Para a simulação do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo foi desenvolvido um programa computacional baseado elementos finitos. A técnica de elementos finitos consiste em um método numérico, o qual a partir de uma decomposição do domínio em subdomínios, possibilita a aproximação das equações governantes, geralmente equações diferenciais ordinárias ou parciais, a um sistema de equações algébricas (REDDY, 1993; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

A partir da discretização do domínio contínuo, feita por meio do programa computacional TetGen para geração de malhas tetraédricas, foi desenvolvido um modelo em elementos finitos baseado na teoria da elasticidade linear, cuja formulação encontra-se descrita, em detalhes, no Capítulo 2.

Assim, com base nas matrizes globais massa $[M]$ e rigidez $[K]$ do sistema, obtidas por meio da montagem das matrizes elemento a partir da conectividade da malha empregada para a discretização do domínio, pode-se formular o problema de autovalor conforme apresentado na seção 3.2.2.

A solução do problema de autovalor permitiu a determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo, as quais se referem às frequências naturais e modos de vibração do sistema. Tais parâmetros auxiliarão no estudo do comportamento dinâmico desse sistema e na elaboração de projetos de máquinas adequadas a colheita do café.

3.3.4. Solução do Problema de Autovalor

Para a solução do problema de autovalor foi utilizado o método do subespaço. A escolha deste método baseia-se no fato de que apenas um número pré-determinado de autovalores e seus correspondentes autovetores são calculados. Desta forma, o esforço computacional necessário para a solução do problema é consideravelmente menor. O método do subespaço encontra-se descrito na seção 3.2.3.

Particularmente, para o problema abordado, somente foram determinadas as primeiras cinco frequências naturais (autovalores) e modos de vibração (autovetores) dos sistemas fruto-pedúnculo.

3.3.5. Fluxograma do Programa

Na Figura 3.4 é apresentado um fluxograma do programa computacional desenvolvido.

Os dados de entrada são fornecidos ao programa por meio de um arquivo texto, no qual devem constar informações sobre malha empregada, condições de contorno do sistema e propriedades do material do qual o sistema é constituído.

Os resultados calculados, frequências naturais e modos de vibração são apresentados em arquivos de saída. As frequências naturais são apresentadas em um arquivo juntamente com alguns parâmetros calculados durante a execução do programa. Também os modos de vibração, associados a cada uma das frequências naturais, são apresentados em outro arquivo de saída.

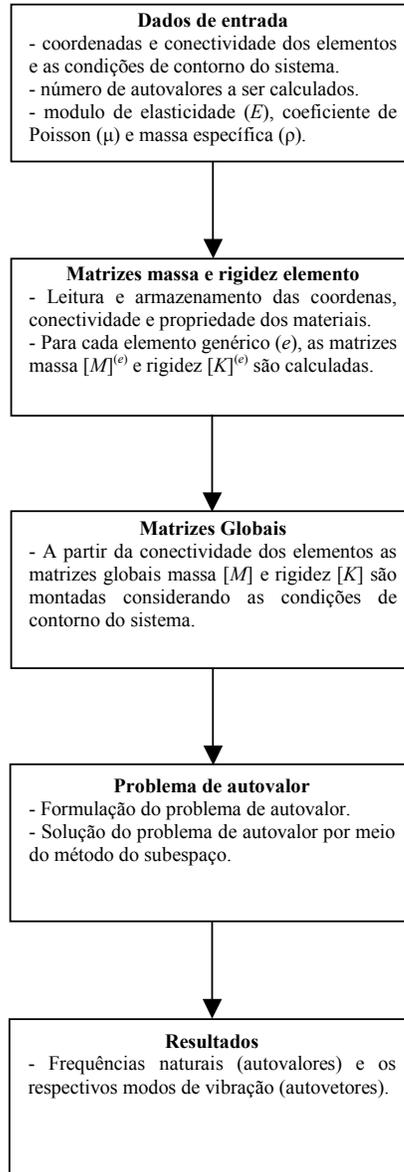


Figura 3.4 – Fluxograma do programa computacional elaborado.

3.3.6. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos

Para a validação do modelo tridimensional em elementos finitos elaborado, foi utilizado um sistema composto por uma viga engastada em uma das extremidades com seção transversal quadrada uniforme. Tal sistema foi escolhido devido o mesmo possuir solução analítica, a qual foi comparada com resultado numérico obtido por meio do programa desenvolvido.

Na Tabela 3.3 são apresentadas as características do sistema empregado para validação do modelo tridimensional em elementos finitos.

Tabela 3.3 – Características do sistema empregado na validação do modelo tridimensional em elementos finitos

Características Geométricas da Viga Engastada	
comprimento (l), m	1,00
altura da seção transversal (h), m	0,005
largura da seção transversal (b), m	0,005
Propriedades do Material	
módulo de Young (E), N/m ²	2,06 10 ¹¹
massa específica (ρ), kg/m ³	7850
coeficiente de Poisson (μ)	0,3

A equação (3.32) corresponde à solução analítica para o cálculo das frequências naturais de uma viga engastada, cuja seção transversal apresenta geometria regular (RAO, 1995).

$$\omega_i = (\beta_i l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}} \quad (3.32)$$

em que,

β_i = constante relativa a i -ésima frequência natural a ser calculada;

l = comprimento da viga, m;

E = módulo de elasticidade, N/m²;

I = momento de inércia, calculado por $I = \frac{bh^3}{12}$;

ρ = massa específica do material, kg/m³;

A = área da seção transversal da viga, m².

Tabela 3.4 – Constante β_i empregada para a determinação das frequências naturais de uma viga engastada

	Constante β_i
$\beta_1 l$	1,875104
$\beta_2 l$	4,694091
$\beta_3 l$	7,854757
$\beta_4 l$	10,995541

Na próxima seção serão apresentados os resultados referentes à validação do sistema, bem como os resultados obtidos a partir da simulação dos sistemas fruto-pedúnculo para os diferentes graus de maturação considerados, tanto para variedade Catuaí Vermelho quanto para variedade Mundo Novo.

3.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.4.1. Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema

As dimensões médias do sistema fruto-pedúnculo, obtidas a partir de um programa computacional CAD, são apresentadas a seguir para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo. Na Tabela 3.5 são apresentadas as dimensões médias obtidas para os pedúnculos dos frutos de café para os diferentes graus de maturação considerados.

Tabela 3.5 – Dimensões médias obtidas para os pedúnculos dos frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo

Grau de maturação	Comprimento do Pedúnculo (mm)		Diâmetro do Pedúnculo (mm)	
	Catuaí vermelho	Mundo Novo	Catuaí vermelho	Mundo Novo
Verde	6,66 Ba	6,07 Ba	2,16 Aa	2,07 Ab
Verdoengo	7,66 Aa	7,31 Aa	2,17 Aa	2,12 ABa
Cereja	7,81 Aa	7,67 Aa	2,23 Aa	2,22 Ba
Passa	6,64 Ba	6,08 Bb	1,67 Ba	1,72 Ca

Médias seguidas por letras (maiúscula em relação ao grau de maturação e minúscula em relação à variedade) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 3.5, com relação ao comprimento do pedúnculo, os graus de maturação verdoengo e cereja apresentaram as maiores dimensões em ambas as variedades estudadas. Apenas o grau de maturação passa apresentou diferença significativa entre as variedades estudadas, com relação ao comprimento do pedúnculo. Com relação ao diâmetro do pedúnculo, somente para o grau de maturação verde foram detectadas diferenças significativas entre as variedades estudadas. Sendo que o grau de maturação passa apresentou a menor dimensão para ambas as variedades.

Na Tabela 3.6 são apresentadas as dimensões médias referentes ao diâmetro equatorial e ao comprimento do fruto de café para ambas as variedades avaliadas.

Tabela 3.6 – Dimensões médias obtidas para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo

Grau de Maturação	Diâmetro Equatorial do Fruto (mm)		Comprimento do Fruto (mm)	
	Catuaí Vermelho	Mundo Novo	Catuaí Vermelho	Mundo Novo
Verde	12,81 Aa	11,94 Ab	15,88 Aa	15,69 Aa
Verdoengo	14,22 Ba	14,27 Ba	16,90 Ba	17,11 Ba
Cereja	14,22 Ba	15,05 Cb	17,11 Ba	17,58 Bb
Passa	11,92 Ca	12,67 Db	14,70 Ca	15,88 Ab

Médias seguidas por letras (maiúscula em relação ao grau de maturação e minúscula em relação à variedade) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

As dimensões dos frutos nos estádios verdoengo e cereja, em média, não apresentaram diferenças significativas nas variedades avaliadas, exceto a dimensão relativa ao diâmetro equatorial do fruto para a variedade Mundo Novo. As maiores dimensões dos frutos da variedade Mundo Novo ocorreram para os graus de maturação cereja e cereja, conforme a Tabela 3.6.

Na Tabela 3.7 são apresentadas as massas médias obtidas para os frutos de café para as variedades em estudo. As maiores massas foram obtidas para a variedade Catuaí Vermelho, exceto em relação ao grau de maturação verde. Também foi observado, em cada variedade avaliada, que em média as massas determinadas para os frutos de café foram diferentes entre si em cada grau de maturação considerado.

Tabela 3.7 – Massa média obtida para os frutos de café para as variedades Catuai Vermelho e Mundo Novo

Variedade	Massa dos Frutos (g)			
	Grau de Maturação			
	Verde	Verdoengo	Cereja	Passa
Catuai Vermelho	1,211 Aa	1.543 Ba	1,690 Ca	0.615 Da
Mundo Novo	1,176 Aa	1,438 Bb	1,566 Cb	0,777 Db

Médias seguidas por letras (maiúscula em relação à variedade e minúscula em relação ao grau de maturação) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

Os resultados apresentados na Tabela 3.8 referem-se ao volume médio dos frutos obtidos para as variedades Catuai Vermelho e Mundo Novo em cada grau de maturação considerado.

Tabela 3.8 – Volume médio obtido para os frutos de café para as variedades Catuai Vermelho e Mundo Novo em cada grau de maturação

Variedade	Volume dos Frutos (cm ³)			
	Grau de Maturação			
	Verde	Verdoengo	Cereja	Passa
Catuai Vermelho	1,010	1,390	1,550	0,700
Mundo Novo	0,980	1,340	1,460	0,960

De acordo com a Tabela 3.8, o volume máximo dos frutos foi obtido para o estágio de maturação cereja em ambas as variedades. O volume mínimo foi obtido, também em ambas variedades, para os frutos no estágio de maturação passa, o que pode ser atribuído à perda de água durante a passagem do estágio cereja para o estágio passa.

Desta forma, a massa específica média dos frutos foi obtida a partir da relação entre a massa e o volume médio dos frutos apresentados nas Tabelas 3.7 e 3.8, respectivamente, conforme apresentado na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Massa específica média determinada para os frutos de café para as variedades Catuai Vermelho e Mundo Novo

Variedade	Massa Específica dos Frutos (g.cm ⁻³)			
	Grau de Maturação			
	Verde	Verdoengo	Cereja	Passa
Catuai Vermelho	1,199	1,110	1,090	0,879
Mundo Novo	1,197	1,072	1,072	0,809

Pode ser observado na Tabela 3.9, que a massa específica dos frutos tende a apresentar um comportamento decrescente em relação à evolução do grau de maturação, o que pode ser atribuído a perda de água dos frutos ao longo dos estádios considerados. Tal comportamento foi verificado por CORRÊA *et al.* (2002), os quais concluíram que a perda de umidade promove a redução das dimensões do fruto, bem como reduz sua esfericidade e circularidade, o que influencia diretamente na densidade dos frutos.

3.4.2. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos

Para a validação do modelo tridimensional em elementos finitos foi empregado um sistema composto por uma viga engastada em uma de suas extremidades com seção transversal retangular, cujas características encontram-se descritas na seção 3.3.6. O sistema de validação foi discretizado, a partir de uma malha não estruturada composta por elementos tetraédricos lineares, com 7529 elementos e 1928 nós, escolhida com base em testes preliminares e na verificação da convergência da solução em relação ao refinamento da malha. Logo, a resposta do modelo em elementos finitos tridimensional foi comparada a solução analítica obtida para o sistema de validação considerado, conforme apresentado na Tabela 3.10.

Na Tabela 3.10 são apresentadas as primeiras quatro frequências naturais obtidas para o sistema de validação por meio do modelo tridimensional em elementos finitos em comparação as frequências naturais determinadas com base na solução analítica para o sistema de validação, considerando uma teoria de viga unidimensional.

Tabela 3.10 – Comparação entre a solução do modelo em elementos finitos tridimensional proposto e a solução analítica unidimensional obtidas para o sistema de validação

Validação do Modelo em Elementos Finitos			
Modos de Vibração	Frequências Naturais (Hz)		Desvio (%)
	Solução Modelo Proposto	Solução Analítica	
1 ^o	4,14	4,14	0,00
2 ^o	25,93	26,43	1,88
3 ^o	72,61	73,28	0,92
4 ^o	142,29	144,29	1,39

O modelo proposto pode ser considerado convergente, uma vez que, o maior desvio obtido em relação à solução analítica foi inferior a 2% relativo à frequência natural associada ao segundo modo de vibração. De acordo com a Tabela 3.10, a frequência natural associada ao primeiro modo de vibração, calculada a partir pelo método de elementos finitos, foi igual a frequência determinada com base na solução analítica.

Assim, com base nos resultados obtidos para a validação do modelo em relação à solução analítica para uma teoria de viga unidimensional, verificou-se que o modelo tridimensional, solucionado por meio do método de elementos finitos, pode ser empregado na determinação e análise das características modais de um sistema qualquer aplicado à engenharia.

3.4.3. Determinação das Frequências Naturais e Modos de Vibração do Sistema

Nas Tabelas 3.11 e 3.12 são apresentadas as frequências naturais para o sistema fruto-pedúnculo, obtidos por meio de modelo tridimensional em elementos finitos, para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, respectivamente. Os valores aproximados entre a 1^a e 2^a frequências naturais, bem como para a 4^a e 5^a, referem-se a vibrações laterais em duas direções, uma vez que o modelo elaborado foi tridimensional e seu movimento foi restrito por meio de um engastamento na extremidade do pedúnculo.

Tabela 3.11 – Frequências naturais obtidas, por elementos finitos, para o sistema fruto-pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho

Modos de Vibração	Frequências Naturais (Hz)		
	Verde	Verdoengo	Cereja
1 ^o	23,21	21,81	19,86
2 ^o	23,30	21,89	19,94
3 ^o	57,66	53,58	50,37
4 ^o	295,69	275,51	254,18
5 ^o	297,31	276,76	255,32

Tabela 3.12 – Freqüências naturais obtidas, por elementos finitos, para o sistema fruto-pedúnculo para a variedade Mundo Novo

Modos de Vibração	Freqüências Naturais (Hz)		
	Verde	Verdoengo	Cereja
1 ^o	23,17	23,62	20,56
2 ^o	23,27	23,72	20,65
3 ^o	59,87	55,63	49,57
4 ^o	300,59	292,79	257,44
5 ^o	302,22	294,23	258,63

De acordo com as Tabelas 3.11 e 3.12, pode-se observar que as freqüências naturais obtidas para a variedade Mundo Novo foram superiores as obtidas para variedade Catuaí Vermelho. Tal diferença pode ser atribuída as características geométricas e de massa existentes entre as variedades (Tabelas 3.5, 3.6 e 3.7), uma vez que as freqüências naturais desses sistemas são funções de sua rigidez e de sua massa.

Por outro lado, pode-se observar que, para ambas as variedades, as três primeiras freqüências naturais apresentam uma pequena diferença entre os valores obtidos para frutos cereja e verde, inferiores a 11 Hz, o que torna extremamente complexo a prática da colheita seletiva.

Entretanto, a quarta e quinta freqüências naturais apresentaram uma diferença considerável entre os frutos cereja e verde, acima de 40 Hz para ambas as variedades. Esta diferença poderia facilitar a prática da colheita seletiva de frutos de café, uma vez que, as ressonâncias ocorreriam a partir de freqüências de vibração consideravelmente distintas. A Tabela 3.13 ilustra a discussão realizada entre os intervalos existentes entre frutos cereja e verde, tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para a variedade Mundo Novo.

Tabela 3.13 – Intervalo determinado entre as freqüências naturais associada aos modos de vibração, em Hertz, obtidas para os frutos cereja e verde para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo

Modos de Vibração	Diferença entre a freqüência natural dos frutos cereja e verde	
	Catuaí Vermelho	Mundo Novo
1 ^o	3,35	2,61
2 ^o	3,36	2,62
3 ^o	7,29	10,30
4 ^o	41,51	43,15
5 ^o	41,99	43,59

Deve-se ressaltar que as frequências naturais obtidas para os frutos verdoengo apresentaram frequências naturais próximas as frequências obtidas para os frutos verde, devido as suas características de rigidez e massa, como pode ser observado nas Tabelas 3.11 e 3.12.

Para cada frequência natural obtida para o sistema fruto-pedúnculo, de ambas as variedades estudadas, foi determinado o modo de vibração associado. Deve-se enfatizar que a 1ª e 2ª frequências naturais, bem como para a 4ª e 5ª, referem-se a modos de vibração lateral que correspondem ao modo de vibração pendular e em contra-fase, respectivamente. A 3ª frequência natural corresponde ao modo de vibração de torção.

O estudo referente ao modo de vibração associado à frequência natural do sistema fruto-pedúnculo é de fundamental importância para o conhecimento do comportamento dinâmico desse sistema, bem como para a realização de procedimentos de derivação mais eficientes.

A Figura 3.5 ilustra os pontos de simulação do sistema fruto-pedúnculo empregado na determinação das frequências naturais e dos respectivos modos de vibração. Deve-se ressaltar que o comportamento modal avaliado pode ser atribuído tanto a variedade Catuaí Vermelho como para a variedade Mundo Novo, uma vez que estes sistemas são coincidentes quanto ao seu aspecto geométrico e também quanto à distribuição de massa ao longo dos mesmos.

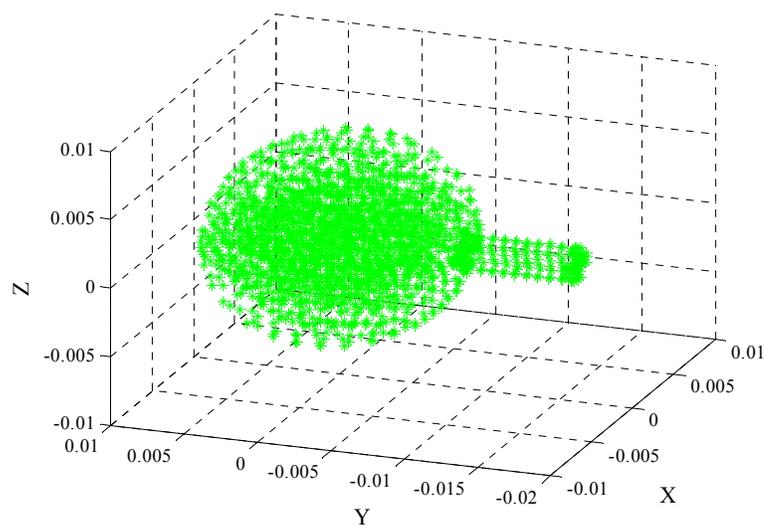


Figura 3.5 – Pontos de simulação empregados na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo.

Na Figura 3.6 é apresentado o primeiro modo de vibração, o qual está associado a 1ª e 2ª frequências naturais do sistema fruto pedúnculo para as variedades estudadas, conforme as Tabelas 3.11 e 3.12. Pode-se verificar, em relação à Figura 3.5, que o primeiro modo de vibração do sistema fruto-pedúnculo refere-se ao modo pendular. Logo, durante o processo de vibração, o sistema responderá com uma configuração geométrica de vibração similar ao deslocamento de um pêndulo.

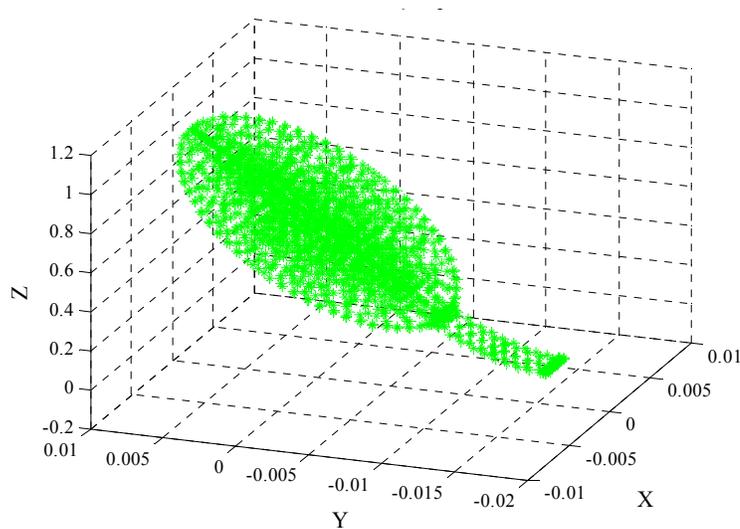


Figura 3.6 – Modo de vibração pendular do sistema fruto-pedúnculo.

Atualmente, as máquinas empregadas na colheita de frutos de café por vibrações mecânicas, operam em frequências as quais promovem modos de vibração pendulares durante o procedimento de derriça.

O modo de vibração de torção está associado a 3ª frequência natural do sistema fruto-pedúnculo, conforme apresentado nas Tabelas 3.11 e 3.12, para as variedades estudadas. O modo de torção representa o deslocamento angular dos pontos contidos no plano transversal ao comprimento do sistema fruto-pedúnculo. A Figura 3.7 ilustra o modo de vibração de torção, entretanto, este modo de vibração é de difícil visualização de forma estática.

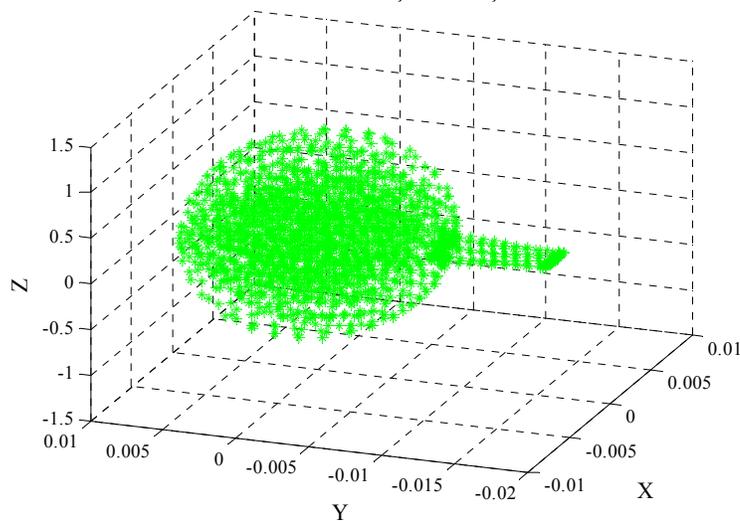


Figura 3.7 – Modo de vibração de torção do sistema fruto-pedúnculo.

O modo de vibração de torção pode ser empregado na colheita de frutos como uma alternativa para a eficiência de derriça, em relação ao modo pendular, pois o efeito as tensões cisalhantes geradas na união entre o fruto e pedúnculo seriam consideravelmente elevadas. Entretanto, como para o modo de vibração pendular, o intervalo inferior a 11 Hz existente entre o grau de maturação verde e cereja, o que impossibilitaria a colheita seletiva dos frutos de modo eficiente.

Na Figura 3.8 é apresentada a ilustração para o terceiro modo de vibração, o qual está associado a 4^a e 5^a frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo para ambas variedades estudadas.

O modo de vibração em contra-fase também corresponde a um modo de vibração relativo à vibração lateral. Contudo, este modo de vibração é interessante para a derriça de frutos do café sob o aspecto da eficiência de derriça, pois, de acordo com a Figura 3.8, pode-se verificar que o movimento do pedúnculo não se encontra em fase com o movimento do fruto, o que proporciona um modo de vibração mais complexo que o modo pendular. Desta forma, por meio deste movimento as tensões geradas entre a união fruto e pedúnculo seriam consideravelmente elevadas, o que teoricamente promoveria uma melhor eficiência de derriça.

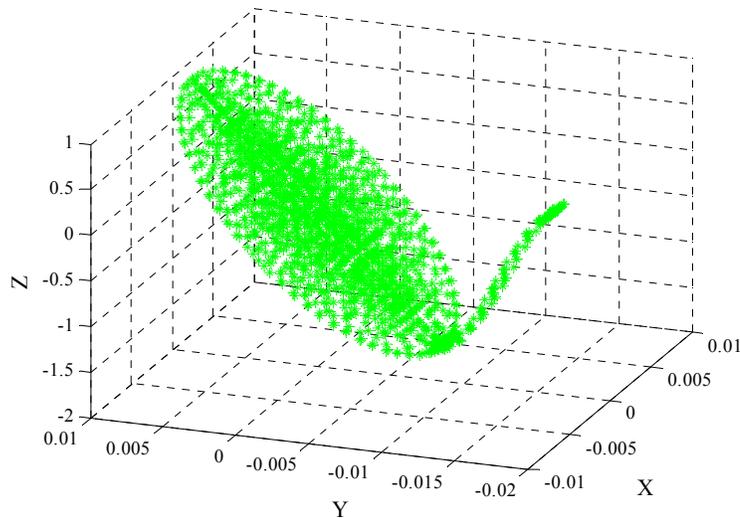


Figura 3.8 – Modo de vibração em contra-fase do sistema fruto-pedúnculo.

Outra característica interessante desse modo de vibração refere-se a frequência natural ao qual este encontra-se associado. Pode-se verificar que a partir da utilização destas frequências de vibração a colheita seletiva poderia ser realizada com maior eficiência, uma vez que, o intervalo existente entre o grau de maturação verde e cereja é suficientemente grande para permitir esta prática, conforme pode ser observado na Tabela 3.13.

Entretanto, para se utilizar uma frequência tão elevada seria necessário um estudo para a utilização da amplitude adequada, de tal forma que o nível de energia vibracional a que a planta fosse submetida durante o procedimento de colheita, não causasse nenhum dano a sua estrutura, o que garantiria sua integridade e produtividade.

3.5. CONCLUSÕES

Quanto ao desenvolvimento e elaboração do modelo tridimensional em elementos finitos baseado na Teoria da Elasticidade Linear, bem como sua aplicação para a determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo, pode-se concluir que:

- o modelo desenvolvido foi convergente para o procedimento de validação, o que possibilita sua utilização para a determinação das propriedades modais

(frequências naturais e modos de vibração) para diversos sistemas que demandem este tipo de análise;

- as frequências naturais obtidas para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, diminuem a medida em que o grau de maturação dos frutos aumenta;
- para a variedade Catuaí Vermelho as frequências naturais obtidas foram de 23,21; 57,66 e 295,69 Hz para o grau de maturação verde, de 21,81; 53,58 e 275,81 Hz para o grau de maturação verdoengo e de 19,86; 50,37 e 254,18 Hz para o grau de maturação cereja;
- para a variedade Mundo Novo as frequências naturais obtidas foram de 23,17; 59,87 e 300,59 Hz para o grau de maturação verde, de 23,62; 55,63 e 292,79 Hz para o grau de maturação verdoengo e de 20,56; 49,57 e 257,44 Hz para o grau de maturação cereja;
- a variedade Mundo Novo apresentou frequências naturais ligeiramente superiores as frequências obtidas para a variedade Catuaí Vermelho;
- o modo de vibração em contra-fase pode representar uma melhor alternativa a colheita de frutos quanto a eficiência de derriça por gerar níveis de tensões mais acentuados na união entre o fruto e o pedúnculo devido sua configuração geométrica;
- o intervalo entre as frequências naturais para os frutos verde e cereja, foi consideravelmente superior para aquelas associadas ao modo de vibração em contra-fase, superiores a 40 Hz para ambas variedades estudadas, o que facilitaria a prática da colheita seletiva;

3.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARISTZ, I. D., OLIVEROS, T. C. E., ALVARES, M. F. Mechanical harvest of coffee applying circular and multidirectional vibrations. ASAE, v. 46, p. 205-209, 2003.

- BATHE, K. **Finite element procedures (part B)**. Prentice Hall, 1996, p.485-1037.
- BOYCE, W. E, DIPRIMA, R. C. **Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno**. Editora LTC, sétima edição. Rio de Janeiro, RJ, 2002. 416p.
- CIRO V., H. J. Coffee harvesting I: determination of the natural frequencies of the fruit stem system in coffee trees. **Applied Engineering in Agriculture**, v. 17, n. 4, p. 475-479, 2001.
- COOKE, J. R.; RAND, R. H. Vibratory fruit harvesting: A linear theory of fruit-stem dynamics. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v.14, n.3, p.195-209, 1969.
- CORRÊA, P. C.; AFONSO JÚNIOR, P. C.; QUEIROZ, D. M.; SAMPAIO, C. P.; CARDOSO, J. B. Variação das dimensões características e da forma dos frutos de café durante o processo de secagem. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.6, n.3, p.466-470, 2002.
- CORTEZ, J. G. **Efeito de espécies e cultivares e do processamento agrícola e industrial nas características da bebida no café**. Piracicaba, SP: ESALQ. 2001. 71p. Tese de doutorado
- DIENER, R. G.; MOHSENIN, N. N.; JENKS, B. L. Vibration characteristics of trellis-trained apple trees with reference to fruit detachment. **Transactions of the ASAE**, v.8, n.1, p.20-24, 1965.
- HOFFMAN, J. D. **Numerical Methods for Engineers and Scientists**. McGraw-Hill, Inc., 1992. 801p.
- HUEBNER, K. H.; DEWHIRST, D. L.; SMITH, D. E.; BYRON, T. G. **The finite element method for engineers**. Fourth edition. New York, EUA. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 720p.
- HUGHES, T. J. R. **The finite element method. Linear static and dynamic finite element analysis**. Dover Publications, Inc., 2000. 682p.
- PARCHOMCHUK, P.; COOKE, J. R. Vibratory harvesting: An experimental analysis of fruit-stem dynamics. **Transactions of the ASAE**, v.15, n.4, p.598-603,1971.
- PRESS, W. H.; VETTERLING, W. T.; TEUKOLSKY, S. A.; FLANNERY, B. P. **Numerical recipes in FORTRAN: the art of scientific computing**. Second edition. Cambridge University Press, 1992. 963p.
- QU, Z. **Model order reduction techniques with applications in finite element analysis**. Springer-Verlog London Limited, 2004. 369p.
- RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. Third edition. New York, EUA. Addison-Wesley Publishing Company, 1995. 912p.
- REDDY, J. N. **An introduction to the finite element method**. Second edition. Singapore. McGraw-Hill International Editions, 1993. 684p.

RUFF, J. H.; ROHRBACH, R. P.; HOLMES, R. G. Analysis of the air-suspension stem-vibration strawberry harvesting concept. **Transactions of the ASAE**, v.23, n.2, p.288-297, 1980.

SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. **Journal of Food Engineering**, v. 76, p. 148-153, 2006.

SILVA, F. M. **Colheita do café mecanizada e semi-mecanizada**. Lavras, MG: UFLA. 2001. 88p. Boletim de Extensão

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Viçosa, MG: UFV. 2004. 123p. Tese de Doutorado.

SRIVASTAVA, A. K.; GOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P. **Engineering principles of agricultural machines**. Michigan: ASAE. 601p., 1996.

TSATSARELIS, C. A. Vibratory olive harvesting: the response of the fruit-stem system to fruit removing actions. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v.38, p.77-90, 1987.

YUNG, C.; FRIDLEY, R. B. Simulation of vibration of whole tree systems using finite elements. **Transactions of the ASAE**, v.18, n. 3, p.475-481, 1975.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The finite element method: its basis and fundamentals**. Sixth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. 733p.

CAPÍTULO 4 – ESTUDO DAS TENSÕES NO SISTEMA FRUTO-PEDÚNCULO

4.1. INTRODUÇÃO

A colheita mecanizada de culturas como maçãs, pêssegos, pêras, frutas cítricas, café, entre outras, tem despertado o interesse de engenheiros e pesquisadores durante anos. Muitos fatores podem influenciar a mecanização desse tipo de processo, dentre os quais destacam-se a grande variabilidade existente entre as culturas, que pode ser representada pela estrutura, forma e tamanho das plantas relativas a cada cultura específica (SRIVASTAVA *et al.*, 1996).

No ciclo de produção do café, a colheita se destaca com uma das operações mais difíceis devido a arquitetura da planta, a desuniformidade de maturação e o teor de umidade elevado dos frutos. Segundo CORTEZ (2001), a operação mais onerosa relacionada à produção do café é a colheita, devido ao fato de a mesma exigir um grande contingente de mão-de-obra e por estar relacionada ao índice de qualidade elevado exigido para a comercialização do produto. Entretanto, a colheita mecanizada pode ser considerada como um importante fator na redução de custos de produção do café, uma vez que a redução dos custos é diretamente proporcional ao nível de mecanização empregado na execução das operações (SILVA, 2001).

Contudo, devido ao grande número de fatores e a complexidade do problema, torna-se importante o uso de técnicas de modelagem matemática para que uma análise mais detalhada de sistemas de colheita possa ser realizada.

O processo de modelagem matemática consiste da utilização de ferramentas matemáticas, as quais possibilitam a compreensão e determinação do comportamento e da dinâmica de determinados sistemas físicos. Assim, a modelagem matemática e a simulação da dinâmica de um sistema tornam-se ferramentas essenciais para a geração de cenários os quais se pretendem estudar (SOUZA, 2004). Desta forma, a técnica numérica de elementos finitos surge como uma versátil ferramenta no auxílio à simulação matemática de sistemas físicos, possibilitando rápidas análises e simulações de sistemas com elevado grau de confiabilidade.

A vibração mecânica é um dos princípios mais difundidos e aplicados em máquinas de colheita de frutos. Máquinas e equipamentos, que empregam tal princípio, são capazes de promover a colheita dos frutos, a partir da aplicação de energia vibracional nestes sistemas. Contudo, vários trabalhos têm sido realizados com o objetivo de modelar matematicamente os sistemas fruto-pedúnculo visando uma melhor compreensão do seu comportamento dinâmico quando submetidos a vibrações mecânicas (TSATSARELIS, 1987; CIRO, 2001; MATEEV e KOSTADINOV, 2004; WANG e LU, 2004).

Com base em estudos teóricos pode-se desenvolver ou otimizar equipamentos de colheita de frutos, uma vez que o desprendimento dos mesmos, segundo a aplicação de energia vibracional adequada, pode ser obtido quando limites de tensões admissíveis são excedidos durante o procedimento de colheita. Portanto, a determinação e o estudo dos esforços gerados durante o procedimento de colheita, por vibrações mecânicas são de fundamental importância para o desenvolvimento de máquinas e equipamentos aplicados a colheita de frutos de café.

Neste capítulo será realizado um estudo teórico com base na aplicação de um modelo tridimensional baseado na teoria da elasticidade linear, para a determinação dos esforços gerados em um sistema fruto-pedúnculo durante o procedimento de colheita dos frutos de café por vibrações mecânicas.

4.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.2.1. Colheita por Vibrações Mecânicas

O procedimento de colheita pode ser descrito como uma série de operações, as quais podem ser realizadas de forma manual, semi-mecanizada e mecanizada (SILVA, 2001). Em se tratando da mecanização de colheita de frutos, um dos princípios mais empregados em máquinas, é o de vibrações mecânicas. Máquinas e equipamentos, que utilizam este princípio, são capazes de remover os frutos da planta, a partir da aplicação de energia vibracional, por meio da associação adequada de frequência e amplitude (SESSIZ e ÖZCAN, 2006).

TÁSCON *et al.* (2005) analisaram a colheita de café a partir da utilização de vibradores portáteis de ramos e constataram a viabilidade desse equipamento na realização da colheita de café. Os resultados mostraram que o rendimento efetivo de colheita por meio de vibradores portáteis foi de 341,7% a 458,3% superior a colheita manual tradicional.

BARBOSA *et al.* (2005) concluíram em seu trabalho que a colheita mecanizada apresentou desempenho operacional superior a colheita manual, bem como observaram que o sistema mecanizado apresentou custo operacional inferior ao sistema manual. Desta forma, a mecanização pode ser considerada como um importante fator na redução de custos de produção do café (SILVA, 2001).

Segundo PARCHOMCHUK e COOKE (1971), o desprendimento dos frutos ocorre quando as forças inerciais, devido a movimentação destes, tornam-se maiores do que as forças estáticas admissíveis. Afim de criar grandes forças inerciais, os ramos devem ser excitados em suas frequências naturais, o que propiciará grandes deslocamentos deste sistema.

As forças inerciais geradas no tronco e nos ramos de uma planta devido a vibrações mecânicas, submetem os sistemas fruto-pedúnculo a ciclos de esforços, principalmente esforços de tensão, os quais promovem um aumento do nível de tensão na união fruto-pedúnculo. Estes esforços ocasionam a ruptura e, conseqüentemente, o desprendimento dos frutos de forma individual ou em conjunto (CIRO *et al.*, 2001).

No projeto de máquinas destinadas a colheita mecanizada de café por vibrações mecânicas, a frequência do sistema fruto-pedúnculo é um dos principais critérios de projeto. A excitação desse sistema na frequência natural possibilitará uma resposta máxima, o que permitirá o desprendimento mais fácil dos frutos (ARISTZ *et al.*, 2003).

Para a determinação dos esforços gerados em um sistema fruto-pedúnculo durante o procedimento de colheita, por vibrações mecânicas, torna-se necessário a sua modelagem, a qual pode ser realizada a partir da análise tridimensional por elementos finitos. Segundo HUEBNER *et al.* (2001), a modelagem tridimensional em elementos finitos produz considerável melhora no tocante ao procedimento de análise em determinados problemas de engenharia, por possibilitar a utilização de um maior número de graus de liberdade na representação dos sistemas físicos.

Com base nos deslocamentos calculados para os graus de liberdade do modelo, ao longo do tempo, os esforços gerados em um sistema podem ser obtidos por meio da teoria da elasticidade linear (HUEBNER *et al.*, 2001). Os deslocamentos de um

determinado sistema podem ser calculados por integração numérica. Dentre os métodos de integração existentes o método da diferença central, método de Newmark e o método de superposição modal podem ser empregados na resolução deste tipo de sistema (BATHE, 1996; HUEBNER *et al.*, 2001).

Na próxima seção serão apresentados alguns métodos de integração numérica aplicados na análise por elementos finitos, para o cálculo dos deslocamentos nodais de um determinado sistema, os quais serão empregados para a determinação dos esforços gerados em um sistema fruto-pedúnculo durante o procedimento de colheita de frutos de café.

4.2.2. Discretização Numérica

Em análises de dinâmica de estruturas, as equações governantes, geralmente, são escritas na forma de equações diferenciais ordinárias de segunda ordem (RAO, 1995), conforme a equação (4.1). Tais equações podem ser obtidas com base em formulação Newtoniana ou Lagrangiana. Segundo BATHE (1996), a equação (4.1) pode corresponder às equações governantes da resposta dinâmica linear de um sistema de elementos finitos.

$$[M]\{\ddot{v}\} + [C]\{\dot{v}\} + [K]\{v\} = \{F(t)\} \quad (4.1)$$

em que,

$[M]$, $[C]$ e $[K]$ = matriz massa, amortecimento e rigidez;

$\{v\}$, $\{\dot{v}\}$ e $\{\ddot{v}\}$ = vetor deslocamento, velocidade e aceleração;

$\{F(t)\}$ = vetor de carregamentos aplicados externamente.

Em uma análise por elementos finitos, as matrizes massa $[M]$, amortecimento $[C]$ e rigidez $[K]$, bem como os vetores aceleração $\{\ddot{v}\}$, velocidade $\{\dot{v}\}$ e deslocamento $\{v\}$, correspondem as matrizes e vetores globais obtidos a partir da montagem de cada elemento do sistema. Deve-se ressaltar que em um modelo tridimensional em elementos

finitos, os deslocamentos nodais de um determinado elemento são representados pela equação (4.2).

$$\{v\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} \quad (4.2)$$

em que,

u, v e w = deslocamentos nodais.

Segundo BOYCE e DIPRIMA (2002), o sistema representado pela equação (4.1) corresponde a um sistema de equações diferenciais lineares de segunda ordem, cuja solução pode ser obtida a partir de procedimentos padrão para a solução de equações diferenciais com coeficientes constantes. No entanto, segundo BATHE (1996), a utilização deste procedimento torna-se limitante para sistemas compostos por matrizes de ordem elevada, como é o caso da técnica de elementos finitos.

Assim, técnicas adequadas e efetivas devem ser empregadas para a integração deste tipo de sistema obtido com base no método de elementos finitos. Dentre estas técnicas destacam-se o método da diferença central, Newmark e o método de superposição modal (BATHE, 1996; HUEBNER *et al.*, 2001), os quais serão apresentados nas próximas seções.

Método da Diferença Central

A equação (4.1) corresponde a um sistema de equações diferenciais lineares de segunda ordem com coeficientes constantes. Desta forma, segundo BATHE (1996), qualquer expressão de diferenças finitas pode ser empregada para aproximar a aceleração e velocidade em termos do deslocamento. Entretanto, o procedimento escolhido deve ser efetivo para a solução do sistema.

O método da diferença central é considerado muito efetivo na solução de vários problemas em elementos finitos (BATHE, 1996; HUEBNER *et al.*, 2001). Com base no

método da diferença central, pode-se determinar os vetores velocidade e aceleração de um determinado sistema para um tempo t , de acordo com as equações (4.3) e (4.4).

$$\{\dot{v}\}_t = \frac{\{v\}_{t+\Delta t} - \{v\}_{t-\Delta t}}{2\Delta t} \quad (4.3)$$

$$\{\ddot{v}\}_t = \frac{\{v\}_{t+\Delta t} - 2\{v\}_t + \{v\}_{t-\Delta t}}{\Delta t^2} \quad (4.4)$$

Segundo HUEBNER *et al.* (2001), o erro dos termos desprezados na série Taylor empregada para a determinação das equações (4.3) e (4.4) é da ordem de (Δt^2) .

A determinação do deslocamento para um tempo $t + \Delta t$, é obtida por meio da substituição das equações (4.3) e (4.4) em (4.1), conforme a equação (4.5).

$$\left[\frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C] \right] \{v\}_{t+\Delta t} = \{F(t)\} - \left[[K] - \frac{2}{\Delta t^2} [M] \right] \{v\}_t - \left[\frac{1}{\Delta t^2} [M] - \frac{1}{2\Delta t} [C] \right] \{v\}_{t-\Delta t} \quad (4.5)$$

O termo $\{v\}_{t+\Delta t}$ no lado esquerdo da equação (4.5) é desconhecido, enquanto todos os termos no lado direito são conhecidos. O termo $\{v\}_{t+\Delta t}$ foi obtido a partir da equação (4.1), por esta razão o método de integração é denominado explícito. Logo, para este procedimento não é necessário a fatoração da matriz rigidez $[K]$ em cada passo de integração (BATHE, 1996).

Em geral, a equação (4.5) trata-se de um conjunto de equações algébricas lineares, caso as matrizes massa e amortecimento forem obtidas a partir da formulação consistente, as quais podem ser escritas de acordo com a equação (4.6).

$$[\bar{K}] \{v\}_{t+\Delta t} = \{\bar{F}\} \quad (4.6)$$

em que,

$$[\bar{K}] = \frac{1}{\Delta t^2} [M] + \frac{1}{2\Delta t} [C]$$

$$\{\bar{F}\} = \{F(t)\} - \left[[K] - \frac{2}{\Delta t^2} [M] \right] \{v\}_t - \left[\frac{1}{\Delta t^2} [M] - \frac{1}{2\Delta t} [C] \right] \{v\}_{t-\Delta t}$$

Entretanto, se a formulação concentrada for empregada na determinação das matrizes massa e amortecimento, a matriz $[\bar{K}]$ torna-se diagonal e o conjunto de equações (4.6) desacoplado. Logo, o sistema de equações algébricas desacopladas é representado pela equação (4.7).

$$\begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{K} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} \{v\}_{t+\Delta t} = \{\bar{F}(t)\} \quad (4.7)$$

em que,

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{K} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} &= \frac{1}{\Delta t^2} \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{M} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} + \frac{1}{2\Delta t} \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{C} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} \\ \{F\} &= \{F(t)\} - \left[\begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{K} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} - \frac{2}{\Delta t^2} \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{M} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} \right] \{v\}_t \\ &\quad - \left[\frac{1}{\Delta t^2} \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{M} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} - \frac{1}{2\Delta t} \begin{bmatrix} \diagdown & & \\ & \bar{C} & \\ & & \diagdown \end{bmatrix} \right] \{v\}_{t-\Delta t} \end{aligned}$$

O método explícito de integração representado pela equação (4.7), pode ser solucionado com um esforço computacional menor que o exigido para a solução da equação (4.6), uma vez que as equações do sistema não necessitam ser resolvidas simultaneamente. Contudo, para o método da diferença central explícito o intervalo de tempo Δt , empregado na integração, deve ser escolhido com base na equação (4.8), o que o torna condicionalmente estável.

$$\Delta t \leq \Delta t_{ic} = \frac{T_n}{\pi} \quad (4.8)$$

em que,

Δt_{ic} = intervalo de tempo crítico para integração;

T_n = menor período de vibração do sistema de dimensão n .

Método de Newmark Beta

O método de Newmark e sua modificação generalizada, conhecida como Newmark Beta, são comumente empregados na integração de sistemas. Tanto o método de Newmark quanto o Newmark Beta são métodos de integração implícitos ao longo do tempo (BATHE, 1996; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

As expressões para a determinação dos vetores deslocamento e velocidade em um tempo $t + \Delta t$, são apresentadas nas equações (4.9) e (4.10), respectivamente.

$$\{v\}_{t+\Delta t} = \{v\}_t + \{\dot{v}\}_t \Delta t + [(1-\beta)\{\ddot{v}\}_t + \beta\{\ddot{v}\}_{t+\Delta t}] \Delta t^2 \quad (4.9)$$

$$\{\dot{v}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{v}\}_t + [(1-\alpha)\{\ddot{v}\}_t + \alpha\{\ddot{v}\}_{t+\Delta t}] \Delta t \quad (4.10)$$

em que,

α e β = parâmetros para controle de estabilidade e exatidão do método.

Substituindo as equações (4.9) e (4.10) em (4.1), pode-se obter o vetor deslocamento para um tempo $t + \Delta t$, a partir da equação (4.11).

$$[\bar{K}]\{v\}_{t+\Delta t} = \{\bar{F}\}_{t+\Delta t} \quad (4.11)$$

em que,

$$[\bar{K}] = [K] + \frac{\alpha}{\beta \Delta t} [C] + \frac{1}{\beta \Delta t^2} [M]$$

$$\begin{aligned} \{\bar{F}\} = & \{F\}_{t+\Delta t} + [C] \left(\frac{1}{\beta \Delta t} \{v\}_t + \left(\frac{\alpha}{\beta} - 1 \right) \{\dot{v}\}_t + \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\alpha}{\beta} - 2 \right) \{\ddot{v}\}_t \right) \\ & + [M] \left(\frac{1}{\beta \Delta t^2} \{v\}_t + \frac{1}{\beta \Delta t} \{\dot{v}\}_t + \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \{\ddot{v}\}_t \right) \end{aligned}$$

Com o vetor deslocamento $\{v\}_{t+\Delta t}$, pode-se calcular os vetores velocidade e aceleração para um tempo $t + \Delta t$, de acordo com as equações (4.9) e (4.10).

Segundo BATHE (1996), o método de Newmark Beta é um método de integração implícito, e o sistema de equações algébricas lineares resultantes deve ser resolvido simultaneamente a cada intervalo de tempo (BATHE, 1996; HUEBNER *et al.*, 2001, ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

Considerando os parâmetros de estabilidade $\alpha = 1/2$ e $\beta = 1/4$ e $\alpha = 1/2$ e $\beta = 1/6$, o método de Newmark Beta pode ser considerado incondicionalmente estável, o que reduz a preocupação com a escolha do intervalo de tempo (Δt) empregado para a integração (HUEBNER, *et al.*, 2001).

Método da Superposição Modal

O método da superposição modal emprega as frequências naturais e os modos de vibração de um determinado sistema, obtidos com base na resolução de um problema de autovalor, para a solução de um conjunto de equações, conforme apresentado na equação (4.1).

Segundo HUEBNER *et al.* (2001), o método da superposição modal considera que o vetor deslocamento $\{v\}$ pode ser expresso como uma combinação linear de todos os n autovetores do sistema, conforme a equação (4.12).

$$\{v\} = [\phi] \{\Lambda\} \quad (4.12)$$

em que,

$[\phi]$ = matriz quadrada cujas colunas são os autovetores de um determinado sistema;

$\{\Lambda\}$ = vetor com as amplitudes modais desconhecidas.

Logo, substituindo a equação (4.12) em (4.1) e pré-multiplicando a equação resultante pela matriz $[\phi]^T$, a qual se refere a transposta da matriz de autovetores, obtém-se a equação (4.13).

$$[\phi]^T [M][\phi]\{\ddot{v}\} + [\phi]^T [C][\phi]\{\dot{v}\} + [\phi]^T [K][\phi]\{v\} = [\phi]^T \{F\} \quad (4.13)$$

A equação (4.13) poder ser reescrita na forma apresentada pela equação (4.14).

$$[M^*]\{\ddot{v}\} + [C^*]\{\dot{v}\} + [K^*]\{v\} = \{F^*\} \quad (4.14)$$

em que,

$$[M^*] = [\phi]^T [M][\phi];$$

$$[C^*] = [\phi]^T [C][\phi];$$

$$[K^*] = [\phi]^T [K][\phi];$$

$$\{F^*\} = [\phi]^T \{F\}.$$

Com base no princípio da ortogonalidade, pode-se verificar que as matrizes $[M^*]$ e $[K^*]$ são diagonais. Desta forma, as equações tornam-se desacopladas se a matriz amortecimento $[C]$ for proporcional a matriz massa $[M]$ ou rigidez $[K]$. Logo, a equação (4.14) pode ser reescrita, de acordo com a equação (4.15).

$$M_{ii}^* \ddot{v}_i + 2\xi_i \omega_i M_{ii}^* \dot{v}_i + \omega_i^2 M_{ii}^* v_i = F_i^* \quad (4.15)$$

em que,

ω_i = i -ésima frequência natural do sistema;

ξ_i = razão de amortecimento para o i -ésimo autovetor.

A solução das equações (4.15) corresponde a solução de n equações diferenciais de segunda ordem lineares, desacopladas. Segundo BATHE (1996), a solução de problemas dinâmicos pelo método da superposição modal envolve um esforço computacional considerável, uma vez que, para utilização deste método é necessário o cálculo das freqüências naturais e os modos de vibração do sistema, o qual envolve a resolução de um problema de autovalor.

4.2.3. Análise de Tensão de um Sistema

A integração do conjunto de equações diferenciais de segunda ordem lineares, equação (4.1), possibilita a determinação das coordenadas nodais dos elementos que compõem o modelo analisado. Para elementos tridimensionais os deslocamentos nodais são representados pela equação (4.2). Desta forma, com base nos deslocamentos nodais obtidos, pode-se determinar os esforços gerados no sistema a partir da atuação das forças externas.

Um corpo elástico deforma elasticamente quando submetido a um estado de tensão, entretanto, essa deformação desaparece quando a tensão é removida. Assim, os deslocamentos nodais u , v e w , obtidos pelo procedimento de integração numérica, podem ser empregados para a determinação do vetor de deformações elásticas, conforma a equação (4.16).

$$\{\varepsilon\}^T = \{\varepsilon_{xx} \quad \varepsilon_{yy} \quad \varepsilon_{zz} \quad \varepsilon_{xy} \quad \varepsilon_{xz} \quad \varepsilon_{yz}\} \quad (4.16)$$

Os componentes ε_{xx} , ε_{yy} e ε_{zz} correspondem às deformações normais de um determinado corpo a partir da ação de forças externas (SEGERLIND, 1984; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005). Tais deformações normais podem ser calculadas pelas equações (4.17).

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x} \\
\varepsilon_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y} \\
\varepsilon_{zz} &= \frac{\partial w}{\partial z}
\end{aligned}
\tag{4.17}$$

Por outro lado, os componentes ε_{xy} , ε_{xz} e ε_{yz} referem-se a deformações cisalhantes sofridas por um corpo submetido à ação de forças externas, os quais podem ser calculados com base nas equações (4.18).

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\
\varepsilon_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \\
\varepsilon_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}
\end{aligned}
\tag{4.18}$$

Considerando o material constituinte do corpo homogêneo e isotrópico, pode-se determinar o vetor de tensões, equação (4.19), em função do vetor deformações $\{\varepsilon\}$ (SEGERLIND, 1984; HUEBNER *et al.*, 2001; ZIENKIEWICZ *et al.*, 2005).

$$\{\sigma\}^T = \{\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{zz} \quad \tau_{xy} \quad \tau_{xz} \quad \tau_{yz}\}
\tag{4.19}$$

em que,

σ_{xx} , σ_{yy} e σ_{zz} = tensões normais;

τ_{xy} , τ_{xz} e τ_{yz} = tensões de cisalhamento.

Segundo HUEBNER *et al.* (2001), em corpos cujo material constituinte apresenta características elásticas homogêneas, qualquer quantidade volumétrica elementar possui as mesmas propriedades físicas de qualquer outra parcela volumétrica deste mesmo corpo. Por outro lado, as características elásticas isotrópicas de um corpo indicam que as propriedades físicas do material são as mesmas em qualquer direção.

Logo, a equação (4.20) permite calcular o vetor de tensões pela lei de Hooke para um material homogêneo e isotrópico.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (4.20)$$

em que,

$[D]$ = matriz material ou módulo.

A matriz material ou módulo $[D]$, presente na equação (4.20), pode ser obtida considerando apenas o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson do material, desde que o este seja considerado homogêneo e isotrópico, conforme a equação (4.21).

$$[D] = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1-\mu & \mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1-\mu & \mu & 0 & 0 & 0 \\ \mu & \mu & 1-\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-2\mu)/2 \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

em que,

E = módulo de elasticidade, N/m²;

μ = coeficiente de Poisson.

4.3. MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Projetos de Máquinas e Visão Artificial (PROVISAGRO) do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. As amostras empregadas na determinação das propriedades geométricas, físicas e inerciais dos sistemas fruto-pedúnculo, bem como para os ensaios experimentais de vibração, foram coletadas em uma área experimental, também localizada no campus da Universidade Federal de Viçosa.

Para a análise da resposta transiente do sistema fruto-pedúnculo de café foi desenvolvido um programa computacional em linguagem FORTRAN 90, a partir de um modelo tridimensional, o qual permitiu o estudo do comportamento dinâmico desse sistema sujeito a aplicação de forças variáveis ao longo do tempo. A solução do modelo foi obtida a partir da técnica numérica de elementos finitos. Para o desenvolvimento do programa computacional foi empregada a versão estável do compilador g95, o qual se trata de um programa de domínio público. Tanto o desenvolvimento do programa quanto as simulações realizadas para o estudo do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo foram realizadas em plataforma Linux, distribuição UBUNTU versão 6.06.1.

Nas seções seguintes encontra-se descrita a metodologia para a implementação do programa computacional desenvolvido, o qual foi empregado no estudo do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo submetido a forças externas variáveis ao longo do tempo. O modelo tridimensional em elementos finitos foi baseado na teoria da elasticidade linear, a partir do qual foi possível determinar as equações diferenciais que governam a dinâmica desse tipo de sistema.

4.3.1. Determinação das Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema

As propriedades geométricas, físicas e inerciais do sistema fruto-pedúnculo foram obtidas para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, a partir de amostras coletadas aleatoriamente durante o período de colheita. Posteriormente, as amostras foram separadas conforme os diferentes graus de maturação (verde e cereja) considerados neste trabalho.

Por meio de uma câmera digital da marca Sony, modelo Cybershot DSC-P10 com resolução de cinco megapixels, foram obtidas 50 imagens digitais dos sistemas fruto-pedúnculo para cada grau de maturação e também para cada variedade avaliada. Para a obtenção das imagens foi empregado um plano contendo uma malha graduada em milímetros, o qual auxiliou a determinação das características geométricas dos sistemas por meio de um programa computacional CAD.

Desta forma, as principais dimensões dos sistemas fruto-pedúnculo, como o diâmetro equatorial, comprimento dos frutos, comprimento e diâmetro dos pedúnculos, foram determinadas. Os dados referentes às propriedades geométricas e a massa dos

frutos foram submetidos à análise de variância segundo delineamento inteiramente casualizado. Para análise da influência da variedade e do grau de maturação dos frutos de café foi utilizado o teste de Tukey a 5% de probabilidade.

A massa média dos frutos foi obtida a partir da pesagem individual de 100 frutos para cada estágio de maturação considerado. Para tal, foi empregada uma balança de precisão digital com exatidão de 0,001 g. Os dados foram submetidos à análise de variância segundo delineamento inteiramente casualizado sendo empregado o teste de Tukey a 5% de probabilidade para a análise da influência da variedade e grau de maturação na massa dos frutos do cafeeiro.

O volume médio, para os graus de maturação de cada variedade, foi obtido por meio da imersão de 100 frutos em uma proveta, cuja graduação mínima foi de 0,5 ml, contendo água.

Logo, a massa específica média para cada grau de maturação foi obtida por meio da razão entre a massa média e o volume médio dos frutos do cafeeiro.

A metodologia exposta acima, de forma resumida, encontra-se detalhadamente descrita na seção 3.3.1 do Capítulo 3.

Para a simulação do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo, submetido a vibrações mecânicas, foram considerados os módulos de elasticidades determinados por YUNG e FRIDLEY (1974), os quais encontram-se na Tabela 4.1. Estes valores de módulos de elasticidade foram empregados, em detrimento a literaturas mais recentes (CIRO, 2001), em função dos mesmos apresentarem uma maior correspondência com valores experimentais obtidos em testes e simulações preliminares.

Tabela 4.1 – Módulos de elasticidade empregados para a simulação do comportamento dos sistemas fruto-pedúnculo submetidos a vibrações mecânicas

Grau de Maturação	Módulo de Elasticidade (GPa)
Verde	31,03
Cereja	26,06

4.3.2. Geração de Malhas e Modelagem em Elementos Finitos

A partir das características geométricas obtidas para os sistemas fruto-pedúnculo para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, em cada um dos

diferentes graus de maturação considerados, foi estabelecida uma geometria padrão, cujas principais dimensões encontram-se na Tabela 4.2. Os pedúnculos foram considerados uma única seção transversal, sendo esta estrutura denominada por pedúnculo. Na Figura 4.1 são apresentadas as principais dimensões da geometria padrão empregada.

Tabela 4.2 – Dimensões médias da geometria padrão do sistema fruto-pedúnculo empregada na análise do comportamento dinâmico do sistema

Dimensões da geometria padrão do sistema fruto pedúnculo (mm)	
Diâmetro do pedúnculo (D_p)	2,187
Comprimento do pedúnculo (C_p)	7,380
Comprimento do fruto (C_f)	16,630
Diâmetro equatorial do fruto (D_e)	13,750

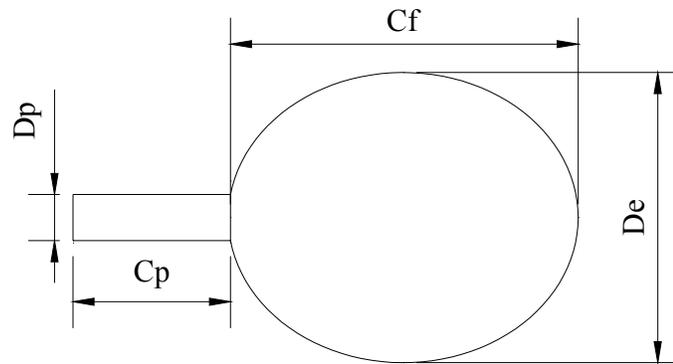


Figura 4.1 – Representação das principais dimensões empregadas na geometria padrão em que: D_p = diâmetro do pedúnculo; C_p = comprimento do pedúnculo; C_f = comprimento do fruto e D_e = diâmetro equatorial do fruto.

Com base na geometria padrão, estabelecida para o sistema fruto-pedúnculo, foi gerada uma malha básica. Logo, as demais malhas foram obtidas a partir de correções realizadas nas coordenadas constituintes da malha básica, na direção axial e radial do sistema. Para tal, foram consideradas as dimensões médias dos sistemas fruto-pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e Mundo Novo.

Portanto, a partir do programa computacional TetGen versão 1.4.2 para sistema operacional Linux foram geradas as malhas tetraédricas para as geometrias dos sistemas fruto-pedúnculo nos estádios de maturação verde e cereja. As malhas tetraédricas correspondem a discretização do domínio composto pelo sistema fruto-pedúnculo, obtidos a partir da malha padrão considerada.

A malha empregada na análise transiente do sistema fruto-pedúnculo foi escolhida a partir de simulações realizadas, empregando-se malhas com diferentes refinamentos. Com base na solução do modelo para as diversas malhas empregadas, verificou-se que uma malha contendo 1988 nós e 10216 elementos apresentou solução correspondente a solução a de malhas mais refinadas. Na Figura 4.2 é apresentada a malha empregada na determinação das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo.

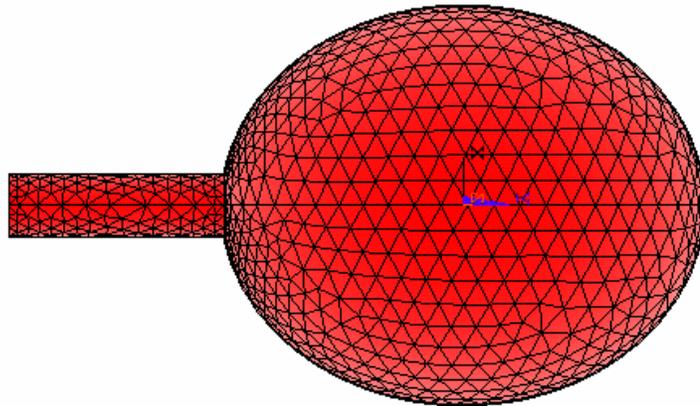


Figura 4.2 – Malha empregada na determinação das tensões no sistema fruto-pedúnculo durante o procedimento de derriça

Foi desenvolvido um programa computacional, a partir de um modelo tridimensional em elementos finitos baseado na teoria da elasticidade linear, o qual permitiu a determinação das matrizes elemento para massa e rigidez do sistema. A partir da conectividade entre os elementos tetraédricos constituintes da malha, as matrizes globais massa $[M]$ e rigidez $[K]$ foram determinadas. Estas matrizes compuseram as equações diferenciais que regem o comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo, conforme a equação (4.1).

No Capítulo 2 encontra-se uma descrição detalhada do modelo em elementos finitos, baseado na teoria da elasticidade linear, empregado para a análise do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo.

4.3.3. Determinação da Resposta Transiente do Sistema

Para a realização da análise transiente do sistema fruto-pedúnculo foi considerado a ação de forças variáveis ao longo do tempo, as quais compuseram o vetor força empregado na simulação da resposta dinâmica do sistema. A aplicação das forças foi elaborada de tal forma que estas pudessem atuar em uma das direções x , y e z , uma vez que o modelo implementado foi tridimensional. As forças foram aplicadas em nós específicos, no caso do sistema fruto-pedúnculo, referentes ao engastamento do sistema ao ramo plagiotrópico, o que caracterizou o deslocamento imposto ao sistema pela ação destas forças.

Logo, a equação (4.22) representa a força aplicada em cada “nó”. A partir das expressões das forças externas a que cada “nó” do engaste foi submetido, o vetor força foi obtido e considerado o lado direito das equações diferenciais ordinárias de segunda ordem não homogêneas relativas ao sistema fruto-pedúnculo, submetido a forças externas harmônicas variáveis ao longo do tempo, conforme apresentado na equação (4.1).

$$F_n = m\omega^2 A \sin(\omega t) \quad (4.22)$$

em que,

F_n = força variável ao longo do tempo aplicada em uma direção específica, N;

m = massa do fruto, kg;

ω = frequência de vibração aplicada em uma direção específica x , y ou z , $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$;

A = amplitude de vibração aplicada em uma direção específica x , y ou z , m;

t = intervalo de tempo considerado para a simulação do sistema, s.

Por meio do método de Newmark Beta, descrito na seção 4.2.2, as equações diferenciais ordinárias não homogêneas foram integradas ao longo do tempo, considerando um intervalo de tempo de 0,20 s e um Δt igual a 0,005 s. O método de Newmark Beta foi escolhido por se tratar de um método incondicionalmente estável, o que possibilita a utilização de passos de integração maiores, reduzindo assim o custo

computacional. A partir da integração numérica das equações governantes do sistema foram determinados os deslocamentos nodais, referentes ao sistema fruto-pedúnculo.

A partir dos deslocamentos nodais do sistema fruto-pedúnculo foi possível determinar as tensões geradas. Desta forma, foram calculadas as tensões normais e cisalhantes, com base nos deslocamentos nodais, considerando que o sistema apresenta características homogêneas e isotrópicas, conforme descrito na seção 4.2.3.

Para análise dos níveis de tensão gerados no sistema fruto-pedúnculo, empregou-se o critério de Von Mises, o qual é obtido a partir das tensões principais (normais) determinadas para cada elemento. A utilização do critério de Von Mises facilita a visualização das tensões geradas no sistema e permite uma análise rápida e confiável, uma vez que, as tensões resultantes referem-se a máxima energia de distorção de um corpo submetido à esforços externos. A equação (4.23) representa a composição das tensões normais, obtidas para os elementos constituintes do sistema fruto-pedúnculo, na tensão equivalente de Von Mises.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2} \quad (4.23)$$

em que,

σ_e = tensão equivalente de Von Mises, MPa;

σ_{xx} , σ_{yy} e σ_{zz} = tensões normais, MPa.

As tensões equivalentes de Von Mises foram determinadas para cada elemento, e a partir de um procedimento desenvolvido em *MatLab* foi possível a visualização gráfica do gradiente de tensão gerada no sistema fruto-pedúnculo.

Para análise das tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo foram realizadas simulações em frequências específicas para uma amplitude de 15 mm. As frequências avaliadas, apresentadas nas Tabelas 4.3 e 4.4, referem-se as frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo para ambas as variedades e para os graus de maturação verde e cereja, as quais foram determinadas na seção 3.4.3 do Capítulo 3.

Tabela 4.3 – Frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja

Modos de Vibração	Frequências Naturais (Hz)	
	Verde	Cereja
1 ^o	23,21	19,86
2 ^o	57,66	50,37
3 ^o	295,69	254,18

Tabela 4.4 – Frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo para a variedade Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja

Modos de Vibração	Frequências Naturais (Hz)	
	Verde	Cereja
1 ^o	23,17	20,56
2 ^o	59,87	49,57
3 ^o	300,59	257,44

Para verificação do comportamento dos sistemas fruto-pedúnculo quanto a distribuição de tensões durante a vibração, foi considerada uma frequência de 26,67 Hz e 15 mm de amplitude. Desta forma, os sistemas foram submetidos ao mesmo nível de energia vibracional, o que permitiu avaliar o comportamento de ambas as variedades, bem como nos graus de maturação verde e cereja.

4.3.4. Fluxograma do Programa

Na Figura 4.3 é apresentado o fluxograma do programa computacional desenvolvido, empregado na análise transiente de sistema submetido a forças externas harmônicas.

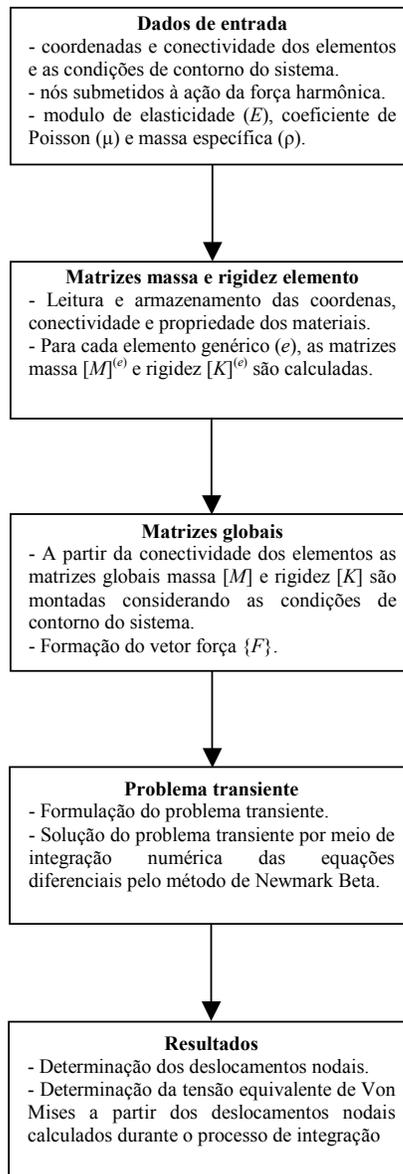


Figura 4.3 – Fluxograma do programa computacional elaborado para análise transiente de sistemas.

Por meio de um arquivo texto, os dados de entrada são fornecidos ao programa. Neste arquivo devem estar contidas informações referentes às características físicas e mecânicas do material, bem como, as coordenadas e a conectividade dos nós que compõem a malha empregada. Também devem ser informados os nós submetidos às forças externas harmônicas e em qual direção (x, y, z) estas forças atuarão.

Dados como frequência e amplitude de vibração e massa do sistema devem ser fornecidos para o cálculo adequado do vetor força $\{F\}$. Para o procedimento de integração é necessário que o intervalo total de tempo seja fornecido, bem como o valor

dos intervalos Δt , que auxiliará na composição do número de iterações a serem executadas.

Os resultados como os deslocamentos, velocidades e acelerações nodais são fornecidos em arquivos de texto de saída. As tensões equivalentes de Von Mises, calculadas a partir das tensões normais principais, também são fornecidas para os elementos constituintes da malha empregada no processo de integração.

4.3.5. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos

A validação do modelo desenvolvido foi realizada por meio da comparação entre os dados de deslocamento do sistema, previstos a partir das simulações computacionais, e dados experimentais determinados em laboratório.

Para a determinação dos valores experimentais de deslocamento foi empregada uma máquina vibradora eletromagnética, modelo V – 406, da marca LDS (“*Ling Dynamic Systems*”). O sistema também foi composto por um gerador de sinais COMET_{USB} da marca Dactron e um amplificador PA100E-CE. A Figura 4.4 ilustra o sistema utilizado.

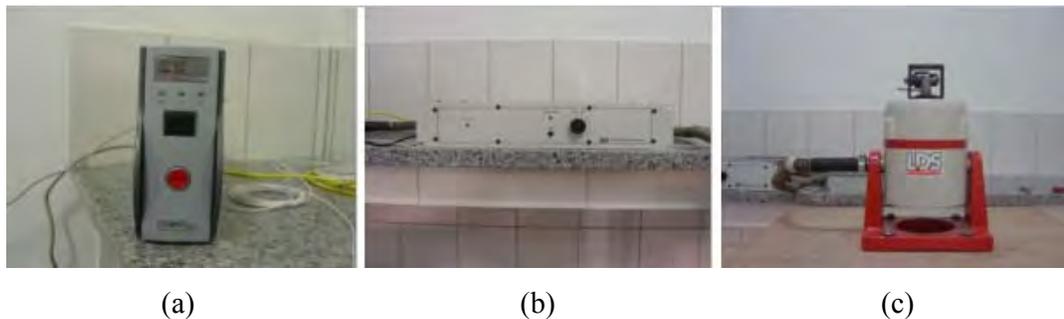


Figura 4.4 – Sistema empregado nos ensaios de derriça em laboratório: (a) gerador de sinais, (b) amplificador e (c) máquina vibradora.

A Figura 4.4 (a) apresenta o gerador de sinais empregado, tal dispositivo por meio de um programa específico, pode ser ajustado para gerar sinais senoidais, aleatórios e de impacto. A Figura 4.4 (b) apresenta o amplificador PA100E-CE, o qual amplifica os sinais provenientes do gerador de sinais, antes de serem enviados a máquina vibradora eletromagnética montada em um berço metálico, conforme a Figura 4.4 (c).

A máquina vibradora eletromagnética possui uma base móvel, a qual desempenha deslocamento longitudinal em relação ao seu maior eixo, por meio de forças eletromagnéticas. Nesta base móvel foi acoplada uma estrutura, especialmente desenvolvida para os ensaios de derriça, a qual possibilitou a fixação dos ramos plagiotrópicos de café ao sistema por meio de um mandril, conforme apresentado na Figura 4.5.



Figura 4.5 – Estrutura desenvolvida para fixação dos ramos plagiotrópicos de café.

Em detalhe na Figura 4.5, destaca-se o transdutor piezoelétrico de aceleração, também denominado acelerômetro. Por meio deste transdutor, foi possível controlar os níveis de frequência e amplitude a que os ramos de café foram submetidos. Uma descrição mais detalhada do funcionamento do sistema pode ser vista no Capítulo 5 deste trabalho.

Para a obtenção dos dados experimentais de deslocamento do sistema fruto-pedúnculo foram realizados vídeos do ramo plagiotrópico acoplado a máquina vibradora eletromagnética, considerando frequência e amplitude de vibração de 10 Hz e 15 mm, respectivamente. Optou-se pela utilização de uma frequência baixa devido à câmera digital empregada não ser uma câmera com alta taxa de aquisição de imagens. Foi empregada uma amplitude de 15 mm com o objetivo de se obter grandes deslocamentos do sistema fruto-pedúnculo, o que facilitou a determinação dos deslocamentos, com o auxílio de um programa computacional CAD. Desta forma, foram obtidos os deslocamentos médios para os sistemas fruto-pedúnculo nos estádios de maturação verde e cereja. Para a determinação dos deslocamentos médios foram consideradas três repetições para cada estágio de maturação.

As características geométricas, físicas e inerciais dos sistemas foram obtidas conforme a metodologia descrita na Seção 4.3.1. Estas características serviram como

dados de entrada para o programa computacional empregado na determinação dos deslocamentos nodais do sistema fruto-pedúnculo, submetido a forças vibracionais harmônicas.

Deve-se ressaltar que tanto os dados experimentais quanto os dados simulados de deslocamento dos sistemas fruto-pedúnculo foram obtidos considerando forças externas com comportamento senoidal. Este tipo de excitação foi escolhido por ser comumente utilizado em máquinas de colheita de frutos por vibrações mecânicas.

Assim, os valores médios de deslocamento “pico-à-pico” foram comparados aos valores simulados pelo programa computacional desenvolvido, permitindo a determinação dos desvios entre os valores previstos pelo modelo e os valores determinados experimentalmente.

Na próxima seção são apresentados os resultados obtidos para as simulações do sistema fruto-pedúnculo submetido a forças externas variáveis ao longo do tempo, com comportamento senoidal. Também são apresentados os resultados para a validação do modelo tridimensional em elementos finitos.

4.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.4.1. Propriedades Geométricas, Físicas e Inerciais do Sistema

As dimensões médias dos sistemas fruto-pedúnculo para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo foram obtidas por meio de um programa CAD, conforme metodologia descrita na seção 4.3.4 deste capítulo. Na Tabela 4.5 são apresentadas as principais dimensões dos sistemas fruto-pedúnculo para ambas as variedades consideradas e para os graus de maturação verde e cereja.

Tabela 4.5 – Dimensões médias obtidas para os pedúnculos dos frutos de café para as variedades estudadas nos graus de maturação verde e cereja

Grau de maturação	Comprimento do Pedúnculo (mm)		Diâmetro do Pedúnculo (mm)	
	Catuaí vermelho	Mundo Novo	Catuaí vermelho	Mundo Novo
Verde	6,66 Ba	6,07 Ba	2,16 Aa	2,07 Ab
Cereja	7,81 Aa	7,67 Aa	2,23 Aa	2,22 Ba

Médias seguidas por letras (maiúscula em relação ao grau de maturação e minúscula em relação à variedade) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

De acordo com a Tabela 4.5, pode-se observar que o grau de maturação cereja apresentou as maiores dimensões, referentes ao comprimento do pedúnculo, para as variedades estudadas. Com relação ao diâmetro, o grau de maturação cereja da variedade Mundo Novo apresentou a maior dimensão. Contudo, não foram observadas diferenças significativas entre os graus de maturação verde e cereja para a variedade Catuaí Vermelho com relação ao diâmetro do pedúnculo.

Na Tabela 4.6 são apresentadas as principais dimensões médias obtidas para os frutos de café para os graus de maturação verde e cereja, para ambas as variedades em estudo.

Tabela 4.6 – Dimensões médias obtidas para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo para os graus de maturação verde e cereja

Grau de Maturação	Diâmetro Equatorial do Fruto (mm)		Comprimento do Fruto (mm)	
	Catuaí Vermelho	Mundo Novo	Catuaí Vermelho	Mundo Novo
Verde	12,81 Aa	11,94 Ab	15,88 Aa	15,69 Aa
Cereja	14,22 Ba	15,05 Bb	17,11 Ba	17,58 Bb

Médias seguidas por letras (maiúscula em relação ao grau de maturação e minúscula em relação à variedade) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

Pode-se observar na Tabela 4.6 que as dimensões dos frutos cereja foram superiores as dimensões dos frutos verde para ambas as variedades. Os frutos cereja da variedade Mundo Novo apresentaram dimensões superiores em relação à variedade Catuaí Vermelho. As massas médias dos frutos são apresentadas na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Massa média obtida para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo

Variedade	Massa dos Frutos (g)	
	Grau de Maturação	
	Verde	Cereja
Catuaí Vermelho	1,211 Aa	1,690 Ba
Mundo Novo	1,176 Aa	1,566 Bb

Médias seguidas por letras (maiúscula em relação ao grau de maturação e minúscula em relação à variedade) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

Foi observado que os frutos cereja apresentaram massa superior a dos frutos verde, característica comprovada pelas maiores dimensões desses frutos, conforme apresentado na Tabela 4.6. Em média os frutos cereja da variedade Mundo Novo

apresentaram massa inferior a massa dos frutos da variedade Catuaí Vermelho para este mesmo grau de maturação.

O volume médio dos frutos, apresentado na Tabela 4.8, foi determinado conforme metodologia descrita na seção 4.3.1 deste capítulo. Pode-se observar que os frutos cereja apresentaram volume superior ao apresentado frutos verde.

Tabela 4.8 – Volume médio obtido para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo

Variedade	Volume dos Frutos (cm ³)	
	Grau de Maturação	
	Verde	Cereja
Catuaí Vermelho	1,010	1,550
Mundo Novo	0,980	1,460

Desta forma, por meio da relação entre a massa e o volume médio dos frutos foi determinada a massa específica média para ambas as variedades estudadas e para os graus de maturação verde e cereja.

Tabela 4.9 – Massa específica média determinada para os frutos de café para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo

Variedade	Massa Específica dos Frutos (g.cm ⁻³)	
	Grau de Maturação	
	Verde	Cereja
Catuaí Vermelho	1,199	1,090
Mundo Novo	1,197	1,072

A partir das características geométricas, físicas e inerciais apresentadas nesta seção, foram executadas as simulações do sistema a partir de um modelo tridimensional em elementos finitos, o que será descritos nas seções seguintes.

4.4.2. Validação do Modelo Tridimensional em Elementos Finitos

A validação do modelo tridimensional em elementos finitos foi realizada a partir da comparação entre o deslocamento do sistema fruto-pedúnculo real, durante um ensaio de derriça, e os valores obtidos por meio da simulação computacional desse sistema por meio do modelo implementado. Para ambos cenários, o ensaio real e a

simulação, foram consideradas frequência e amplitude de vibração de 10 Hz e 15 mm, respectivamente.

Na Figura 4.6 encontra-se representado o comportamento do sistema fruto-pedúnculo durante o ensaio de derriça. O deslocamento “pico-a-pico” foi considerado como o somatório dos deslocamentos máximos à esquerda e à direita, caracterizando a deformação do sistema durante o processo de vibração.

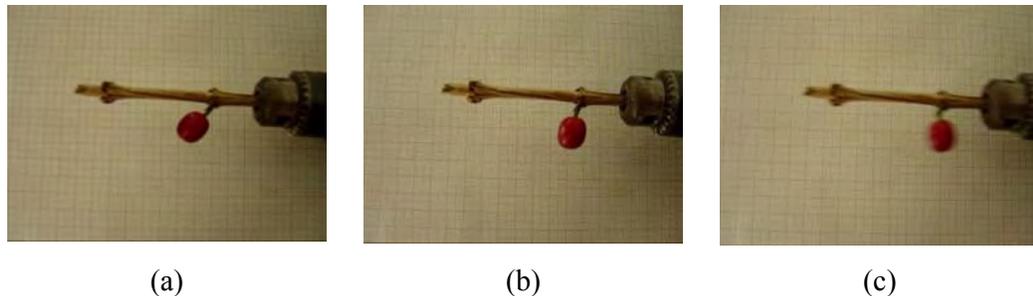


Figura 4.6 – Deslocamento (“pico-a-pico”) do sistema fruto-pedúnculo durante o ensaio de derriça: (a) deslocamento máximo à esquerda, (b) sistema estático e (c) deslocamento máximo à direita.

Na Tabela 4.10 são apresentados os valores de deslocamento “pico-a-pico” obtidos para os sistemas fruto-pedúnculo. Tais valores foram determinados com o auxílio de um programa computacional CAD, considerando a extremidade do fruto oposta ao seu engaste no pedúnculo. Conforme metodologia descrita na seção 4.3.5, foram consideradas três repetições para a determinação do deslocamento médio “pico-a-pico” dos sistemas fruto pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho para os graus de maturação verde e cereja.

Tabela 4.10 – Deslocamento “pico-a-pico” obtidos para o sistemas fruto-pedúnculo com base em ensaios de vibração realizados em laboratório

Deslocamento “pico-a-pico” do Sistema Fruto-pedúnculo (mm)		
Repetição	Grau de Maturação	
	Verde	Cereja
1	1,42	3,44
2	1,87	2,29
3	0,52	3,81
Média	1,27	3,18
Desvio Padrão	0,69	0,79

Na Tabela 4.11 é apresentado um comparativo entre os valores médios experimentais de deslocamentos “pico-a-pico” para os sistemas fruto-pedúnculo e os valores obtidos por meio de simulações computacionais a partir do modelo tridimensional em elementos finitos implementado, realizados para a variedade Catuaí Vermelho para os graus de maturação verde e cereja.

Tabela 4.11 – Comparativo entre os valores médios experimentais de deslocamentos “pico-a-pico” e valores simulados computacionalmente para sistemas fruto-pedúnculo

Grau de Maturação	Deslocamento “pico-a-pico” (mm)		Desvio (%)
	Experimental	Simulado	
Verde	1,27	1,01	20,47
Cereja	3,18	2,47	22,33

O comparativo apresentado na Tabela 4.11, entre deslocamentos obtidos experimentalmente e por meio de simulações computacionais, permite a verificação e a validação do modelo tridimensional em elementos finitos. Os desvios apresentados para os valores de deslocamento com relação aos deslocamentos médios experimentais foram de 20,47% e 22,33% para os graus de maturação verde e cereja, respectivamente. Tais valores podem ser considerados satisfatórios, uma vez que, existe uma grande variabilidade entre as características desses sistemas quanto à geometria e massa.

Desta forma, verificou-se que o modelo tridimensional em elementos finitos baseado na teoria da elasticidade linear é convergente e pode ser empregado para análise do comportamento dinâmicos dos sistemas fruto-pedúnculo.

4.4.3. Resposta Transiente e Estudo de Tensões no Sistema Fruto-pedúnculo

Com base nos deslocamentos nodais obtidos ao longo do tempo foram determinadas as tensões normais e cisalhantes no sistema fruto-pedúnculo. Estas tensões foram convertidas na tensão equivalente de Von Mises, conforme descrito na seção 4.3.3.

Na Tabela 4.12 são apresentadas as tensões de Von Mises obtidas na região de união entre o fruto e o pedúnculo para as frequências de ressonâncias. Foram determinadas as tensões médias e máximas obtidas por meio da simulação do sistema

fruto-pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja.

Tabela 4.12 – Tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a região de união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja

Grau de maturação	Frequências Naturais (Hz)	Tensão Média na União entre o Fruto e o Pedúnculo (MPa)	Tensão Máxima na União entre o Fruto e o Pedúnculo (MPa)
Verde	23,21	7,18	13,13
	57,66	8,69	19,80
	295,69	36,06	102,13
Cereja	19,86	3,39	6,26
	50,37	4,25	10,51
	254,18	13,07	55,82

De acordo com a Tabela 4.12, foi observado que as maiores tensões na região de união entre o fruto e o pedúnculo ocorreram para as frequências de excitação correspondentes a terceira frequência natural do sistema. Tal efeito pode ser atribuído a maior energia inserida no sistema, devido à magnitude da frequência de vibração, uma vez que para todas as simulações foi empregada a amplitude de 15 mm.

Um outro aspecto a ser considerado, refere-se ao modo de vibração associado a terceira frequência natural do sistema, o qual pode ser descrito como modo em contra-fase, em que o fruto se desloca em uma direção contrária ao movimento realizado pelo pedúnculo, o que proporciona uma maior deformação e, conseqüentemente, uma maior concentração de tensão nesta região.

O comportamento e a análise realizada aplicam-se a ambos os graus de maturação avaliados, alterando-se somente a magnitude das tensões determinadas, as quais para o grau de maturação verde foram superiores as tensões determinadas para o grau de maturação cereja. Tal diferença pode ser atribuída as diferentes frequências naturais dos sistemas, que são função das propriedades geométricas, físicas e inerciais, entre os graus de maturação analisados.

Na Tabela 4.13 são apresentadas as tensões obtidas na região de união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja.

Tabela 4.13 – Tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a região de união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja

Grau de maturação	Freqüências Naturais (Hz)	Tensão Média na União entre o Fruto e o Pedúnculo (MPa)	Tensão Máxima na União entre o Fruto e o Pedúnculo (MPa)
Verde	23,17	7,70	14,33
	59,87	9,96	26,56
	300,59	44,11	123,16
Cereja	20,56	2,14	8,16
	49,57	2,64	11,42
	257,44	7,22	58,85

As considerações feitas para a variedade Catuaí Vermelho podem ser atribuídas a variedade Mundo Novo, uma vez que os sistemas possuem características geométricas, físicas e inerciais compatíveis. Desta forma, toda discussão realizada quanto as características modais durante a vibração do sistema em suas freqüências naturais para a variedade Catuaí Vermelho se aplicam a variedade Mundo Novo.

Deve-se ressaltar, de acordo com as Tabelas 4.12 e 4.13, que o intervalo para a primeira freqüência natural, cujo modo de vibração associado é o pendular, entre os graus de maturação verde e cereja é consideravelmente pequeno. Desta forma, a colheita seletiva de frutos de café para ambas as variedades estudadas ficaria inviável. Análise similar pode ser realizada para a segunda freqüência natural, cujo modo de vibração associado é o torcional.

Contudo, para a terceira freqüência natural, cujo modo de vibração associado é o em contra-fase, existe uma maior concentração de tensões na região de união entre o fruto e o pedúnculo, o que promoveria a derriça dos frutos mais facilmente. Além disso, o intervalo entre as freqüências naturais, relativas aos graus de maturação verde e cereja, é consideravelmente amplo. Portanto, a partir dessa análise pode-se verificar que a terceira freqüência natural, seria a freqüência de vibração mais adequada para promover a colheita de frutos de café de forma eficiente e seletiva, tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para a variedade Mundo Novo.

Na Tabela 4.14 são apresentadas as tensões geradas na região de união entre o fruto e o pedúnculo, tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para a variedade Mundo Novo para os graus de maturação verde e cereja. Para tal, foi considerada uma freqüência de vibração de 26,67 Hz e uma amplitude de 15 mm, permitindo a

verificação das respostas dos diferentes sistemas submetidos ao mesmo nível de energia vibracional.

Tabela 4.14 – Tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a região de união entre o fruto e o pedúnculo para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja

Variedade	Grau de Maturação	Tensão Média na União entre o Fruto e o Pedúnculo (MPa)	Tensão Máxima na União entre o Fruto e o Pedúnculo (MPa)
Catuaí	Verde	8,02	23,75
Vermelho	Cereja	4,14	13,36
Mundo Novo	Verde	9,78	34,67
	Cereja	6,04	19,50

De acordo com a Tabela 4.14, verificou-se que as tensões geradas na região de união entre o fruto e o pedúnculo para o grau de maturação verde foram superiores as tensões obtidas para o grau de maturação cereja, para ambas as variedades avaliadas. Tal comportamento pode ser explicado em função da maior rigidez do sistema fruto-pedúnculo para o grau de maturação verde em relação ao cereja.

Deve-se ressaltar que as tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo foram superiores na variedade Mundo Novo em relação à variedade Catuaí Vermelho para uma mesma frequência e amplitude de vibração. Tal comportamento caracterizaria uma maior facilidade de derriça para frutos, tanto verde quanto cereja, na variedade Mundo Novo.

As Figuras 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10 referem-se a apresentação gráfica das tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo, conforme apresentado na Tabela 4.14, para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo e para os graus de maturação verde e cereja.

Pode-se observar que as maiores concentrações de tensão ocorreram na região de união entre o fruto e o pedúnculo, o que pode ser atribuído a configuração geométrica do sistema, semelhante a uma viga engastada, e também a diferença de massa existente entre o fruto e o pedúnculo.

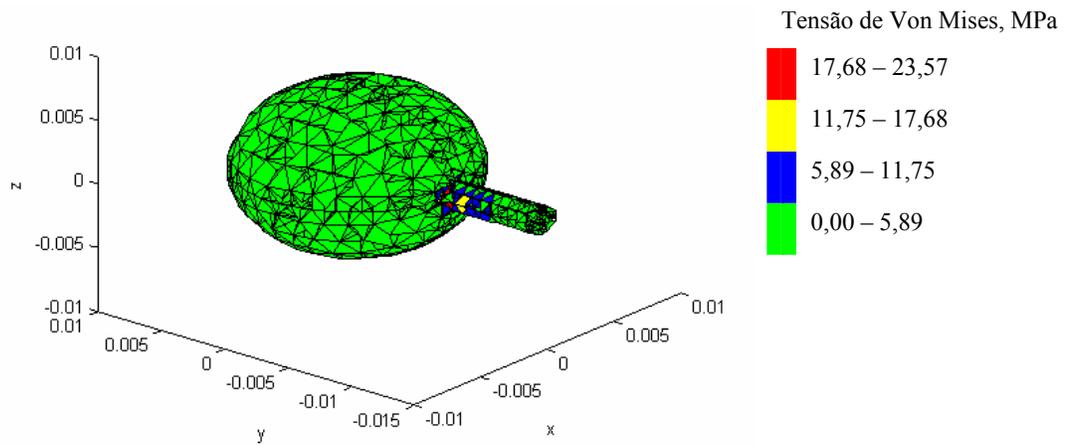


Figura 4.7 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Catuaí Vermelho no grau de maturação verde.

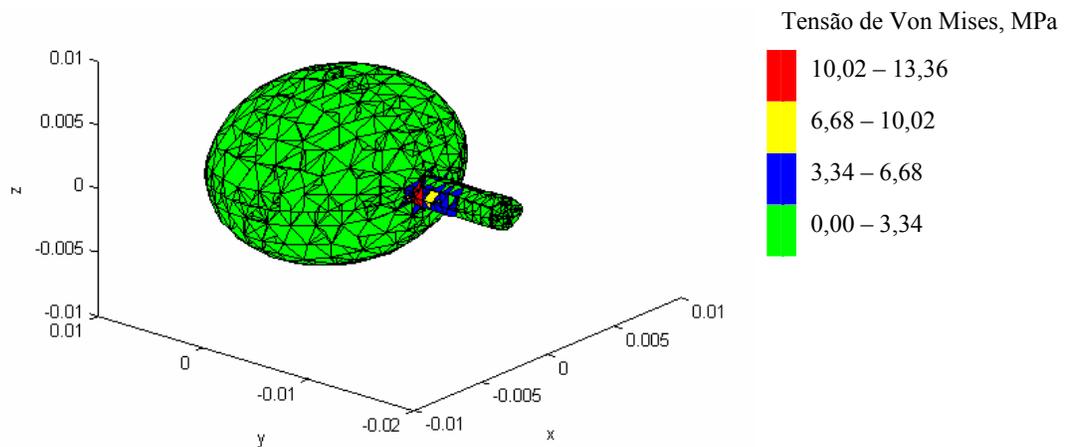


Figura 4.8 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Catuaí Vermelho no grau de maturação cereja.

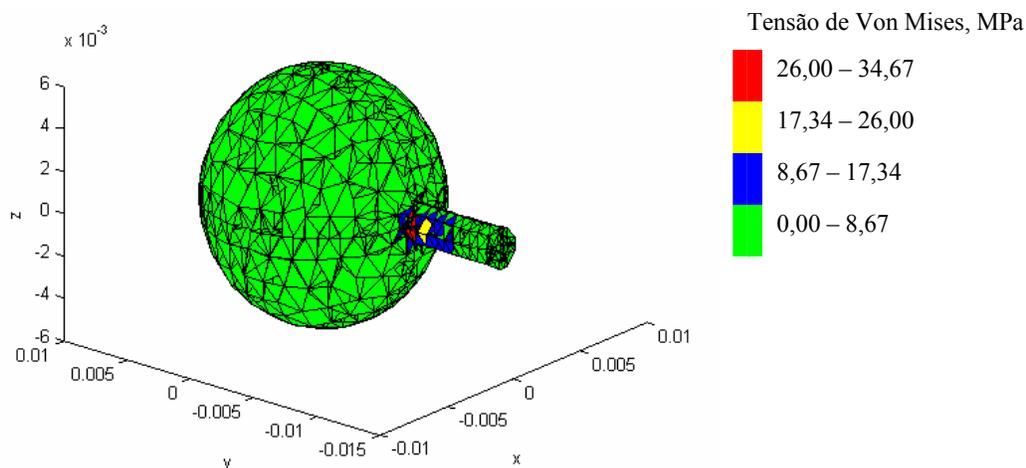


Figura 4.9 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Mundo Novo no grau de maturação verde.

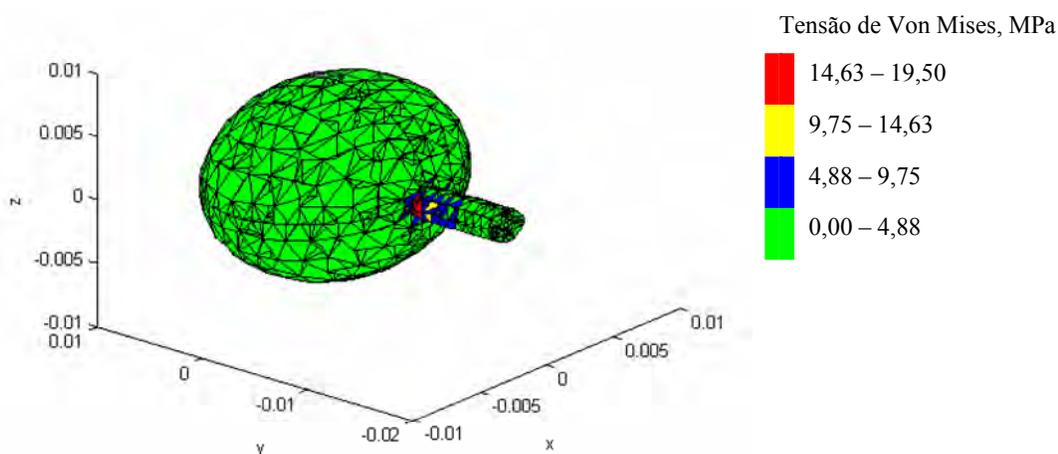


Figura 4.10 – Tensão equivalente de Von Mises obtida para o sistema fruto-pedúnculo submetido a uma frequência de 26,67 Hz e amplitude de 15 mm para a variedade Mundo Novo no grau de maturação cereja.

Para ilustrar a discussão realizada, é apresentada na Figura 4.11 a evolução da distribuição de tensões, ao longo do tempo, no sistema fruto-pedúnculo. Foram selecionados três nós, o primeiro localizado na região de união entre o fruto e o pedúnculo, o segundo localizado na extremidade do fruto (região oposta ao engastamento do fruto com pedúnculo) e o terceiro localizado no engaste entre o pedúnculo e o ramo plagiotrópico. A evolução da distribuição das tensões foi obtida para uma frequência de vibração de 26,67 Hz e uma amplitude de 15 mm, para o grau de maturação cereja da variedade Catuaí Vermelho.

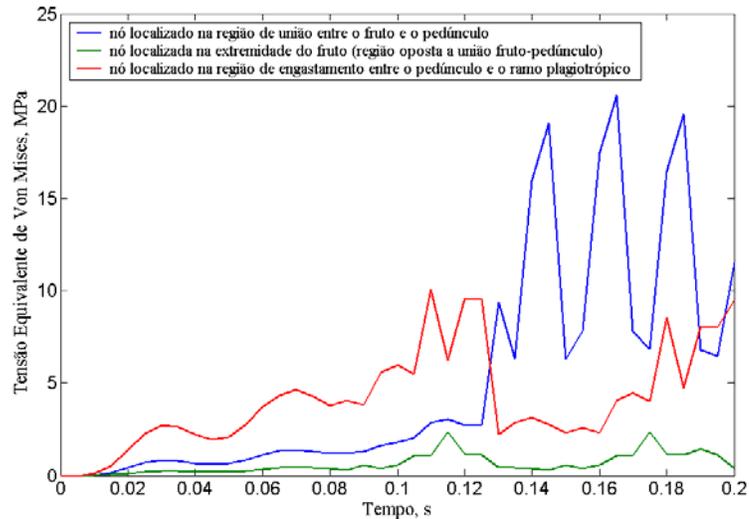


Figura 4.11 – Evolução da distribuição de tensões ao longo do sistema fruto-pedúnculo.

Verificou-se que as maiores tensões ocorreram na região de união entre o fruto e o pedúnculo, o que pode ser explicado devido as consideráveis diferenças de geometria e massa entre esses subsistemas. Além disso, a região de engastamento do pedúnculo ao ramo plagiotrópico também apresentou elevados níveis de tensão, em função da configuração geométrica do sistema, o qual é similar a uma viga engastada com uma massa concentrada em uma de suas extremidades.

4.5. CONCLUSÕES

Quanto a análise de tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo durante o processo de vibração, obtida por meio da simulação em regime transiente de um modelo tridimensional em elementos finitos baseado na teoria da elasticidade linear, pode-se concluir que:

- o modelo tridimensional solucionado a partir do método de elementos finitos apresentou um desvio máximo de 22,33% em relação aos dados experimentais;
- tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para a variedade Mundo Novo as tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo aumentaram na medida em que se aumentou a frequência de vibração;

- o modo de vibração em contra-fase, associado a terceira freqüência natural do sistema, promoveu a geração dos maiores níveis de tensões na união entre o fruto e o pedúnculo, em relação aos modos de vibração pendular e torcional, associados a primeira e segunda freqüências naturais, respectivamente;
- para um mesmo nível de energia vibracional, obtido por meio da vibração dos sistemas fruto-pedúnculo em uma freqüência de 26,67 Hz e uma amplitude de 15 mm, foram determinados 23,75 e 13,36 MPa de tensão máxima na união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja, respectivamente. Para a variedade Mundo Novo foram encontradas tensões máximas de 34,67 e 19,50 MPa para os graus de maturação verde e cereja, respectivamente;
- independentemente do grau de maturação, os sistemas fruto-pedúnculo da variedade Mundo Novo apresentaram uma maior concentração de tensão na região de união entre o fruto e o pedúnculo em relação aos sistemas da variedade Catuaí Vermelho;
- as maiores concentrações de tensão foram obtidas na região de união entre o fruto e o pedúnculo para ambas variedades avaliadas e nos graus de maturação considerados.

4.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARISTZ, I. D., OLIVEROS, T. C. E., ALVARES, M. F. Mechanical harvest of coffee applying circular and multidirectional vibrations. **Transactions of the ASAE**, v. 46, p. 205-209, 2003.

BARBOSA, J. A., SALVADOR, N., SILVA, F. M. Desempenho operacional de derriçadoras mecânicas portáteis, em diferentes condições de lavouras cafeeira. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.9, n.1, p.129-132, 2005.

BATHE, K. **Finite element procedures (part B)**. Prentice Hall, 1996, p.485-1037.

BOYCE, W. E, DIPRIMA, R. C. **Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno**. Editora LTC, sétima edição. Rio de Janeiro, RJ, 2002. 416p.

CIRO V., H. J. Coffee harvesting I: determination of the natural frequencies of the fruit stem system in coffee trees. **Applied Engineering in Agriculture**, v. 17, n. 4, p. 475-479, 2001.

CORTEZ, J. G. **Efeito de espécies e cultivares e do processamento agrícola e industrial nas características da bebida no café**. Piracicaba, SP: ESALQ. 2001. 71p. Tese de doutorado.

HUEBNER, K. H.; DEWHIRST, D. L.; SMITH, D. E.; BYRON, T. G. **The finite element method for engineers**. Fourth edition. New York, EUA. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 720p.

MATEEV, L. M.; KOSTADINOV, G. D. Probabilistic model of fruit removal during vibratory Morello Harvesting. **Biosystems Engineering**, v.87, n.4, p.425-435, 2004.

PARCHOMCHUK, P.; COOKE, J. R. Vibratory harvesting: An experimental analysis of fruit-stem dynamics. **Transactions of the ASAE**, v.15, n.4, p.598-603,1971.

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. Third edition. New York, EUA. Addison-Wesley Publishing Company, 1995. 912p.

SEGERLIND, L. J. **Applied finite element analysis**. Second edition. New York, EUA. John Wiley & Sons Inc., 1984, 427p.

SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. **Journal of Food Engineering**, v. 76, p. 148-153, 2006.

SILVA, F. M. **Colheita do café mecanizada e semi-mecanizada**. Lavras, MG: UFLA. 2001. 88p. Boletim de Extensão

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Viçosa, MG: UFV. 2004. 123p. Tese de Doutorado.

SRIVASTAVA, A. K.; GOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P. **Engineering principles of agricultural machines**. Michigan: ASAE. 601p., 1996.

TASCÓN, C. E. O.; MORA, R. B.; MEJÍA, F. A.; TÓRRES, I. D. A.; GÓMEZ, C. A. R.; URIBE, J. R. S. Cosecha del café con vibradores portátiles del tallo. **Rev. Fac. Nal. Agr. Medellín**, v. 58, n. 1, p. 2697-2708, 2005.

TSATSARELIS, C. A.; Vibratory olive harvesting: the response of the fruit-stem system to fruits removing actions. **Journal of Agricultural Engineering Research**. v.38, p.77-90, 1987.

WANG, J.; LU, Q. L. The steady-state sinusoidal dynamic behaviour of peach and pear. **Biosystems Engineering**, v.87, n.4, p.463-469, 2004.

YUNG, C.; FRIDLEY, R. B. **Computer analysis of fruit detachment during tree shaking**. St. Joseph: ASAE. 1974 (Paper n. 74-3009)

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. **The finite element method: its basis and fundamentals**. Sixth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. 733p.

CAPÍTULO 5 – ENSAIOS DE DERRIÇA

5.1. INTRODUÇÃO

Dentre os países produtores de café, destaca-se o Brasil como o maior produtor mundial, sendo o estado de Minas Gerais responsável por uma grande parcela da produção nacional (MATIELLO *et al.*, 2002). Entretanto, um dos principais problemas enfrentados pela cafeicultura brasileira é o aspecto qualitativo do café. Tendo em vista que o café é um produto cujo preço de mercado está associado a parâmetros de qualidade. Segundo FILGUEIRAS (2001), as perdas financeiras relacionadas à qualidade podem variar de 10 a 60% em função do aspecto e da qualidade da bebida do produto.

A colheita de café tem sido realizada de forma eficiente por meio de vibrações mecânicas. Máquinas e equipamentos, que utilizam este princípio, são capazes de remover os frutos da planta que o produziu, a partir da aplicação de energia vibracional, por meio da associação adequada de frequência e amplitude de vibração (SESSIZ e ÖZCAN, 2006).

Estudos realizados por CARVALHO JUNIOR *et al.* (2003) indicaram não existir diferenças significativas entre a qualidade do café colhido segundo diferentes sistemas de colheita, foram avaliadas variações do sistema de colheita manual, semi-mecanizado e mecanizado.

Contudo, uma forma de se melhorar a qualidade do café é por meio da realização da colheita seletiva dos frutos. O objetivo da colheita seletiva é somente a derriça de frutos maduros. Desta forma, para o projeto otimizado de máquinas colhedoras de frutos de café, é necessário o conhecimento e estudo dos fatores que influenciam este procedimento.

Assim, neste capítulo é apresentado um trabalho experimental desenvolvido com o objetivo de estudar o efeito de fatores como a frequência, amplitude e direção de vibração, diferentes comprimentos e distribuição dos frutos nos ramos sob a eficiência de derriça dos frutos de café.

5.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existem duas categorias de sistema de colheita, o sistema mecanizado e o sistema manual (SANDERS, 2005). Segundo SILVA (2001), o procedimento de colheita pode ser descrito como uma série de operações, as quais podem ser realizadas de forma manual, semi-mecanizada e mecanizada. Entretanto, a colheita mecanizada não dispensa totalmente o uso de mão-de-obra, uma vez que as máquinas não conseguem colher todos os frutos das plantas. Assim, a utilização, de forma equilibrada, entre o sistema mecanizado e o sistema manual caracteriza uma atividade semi-mecanizada de colheita.

CARVALHO JÚNIOR *et al.* (2003) analisaram a influência da colheita sobre a qualidade do café. Foram avaliados seis diferentes sistemas de colheita, conforme apresentado na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Sistemas de colheita

Sistemas de Colheita	Descrição
Sistema 1	derriça manual no pano com recolhimento e abanação manuais
Sistema 2	derriça manual no chão com recolhimento e abanação manuais
Sistema 3	derriça mecanizada no pano com derriçadora portátil, com recolhimento e abanação manuais
Sistema 4	derriça mecanizada no chão com derriçadora portátil, com recolhimento e abanação manuais
Sistema 5	derriça mecanizada no chão com derriçadora portátil, com recolhimento e abanação mecanizados
Sistema 6	derriça mecanizada com derriçadora automatizada

Com base nos resultados provenientes de análises químicas, os autores concluíram que não foram encontradas diferenças significativas quanto a qualidade do café colhido por meio dos diferentes sistemas avaliados.

TÁSCON *et al.* (2005) analisaram a colheita de café a partir da utilização de vibradores portáteis de ramos e constataram a viabilidade desse equipamento na realização da colheita de café. Os resultados mostraram que o rendimento efetivo de colheita por meio de vibradores portáteis foi de 341,7% a 458,3% superior a colheita manual tradicional.

BARBOSA *et al.* (2005) concluíram em seu trabalho que a colheita mecanizada apresentou desempenho operacional superior a colheita manual, bem como observaram que o sistema mecanizado apresentou custo operacional inferior ao sistema manual. Desta forma, a mecanização de operações pode ser considerada como um importante fator na redução de custos de produção do café (SILVA, 2001).

Contudo, o procedimento de mecanização de algumas culturas, em especial o café, torna-se complexo em virtude de alguns fatores que atuam diretamente na eficiência deste processo. Dentre os principais fatores, destacam-se a grande variabilidade existente entre as culturas, a qual pode ser caracterizada pela estrutura, forma e tamanho das árvores que constituem as mesmas (MORRIS, 1983; SRIVASTAVA *et al.*, 1996).

Em se tratando da mecanização de colheita de frutos um dos princípios mais difundidos e empregados em máquinas é o de vibrações mecânicas. Máquinas e equipamentos, que utilizam este princípio, são capazes de remover os frutos da planta que o produziu, a partir da aplicação de energia vibracional, por meio da associação adequada de frequência e amplitude (SESSIZ e ÖZCAN, 2006).

Segundo PARCHOMUNCHUK e COOKE (1971), o desprendimento dos frutos ocorre quando as forças inerciais, devido a movimentação dos frutos, tornam-se maiores do que as forças falha estática. Afim de criar grandes forças inerciais, os ramos devem ser excitados em suas frequências naturais, o que propiciará grandes deslocamentos deste sistema.

As forças inerciais geradas no tronco e nos ramos de uma planta devido a vibrações mecânicas submetem o sistema fruto-pedúnculo a ciclos de esforços, principalmente esforços de tensão, os quais promovem um aumento do nível de tensão na união fruto-pedúnculo e pedúnculo-fruto. Estes esforços ocasionam a ruptura e conseqüentemente o desprendimento dos frutos de forma individual ou em conjunto (CIRO *et al.*, 1998).

No projeto de máquinas destinadas a colheita mecanizada de café por vibrações mecânicas, a frequência do sistema fruto-pedúnculo é um dos principais critérios de projeto. A excitação desse sistema na frequência natural possibilitará uma resposta máxima, o que permitirá o desprendimento mais fácil dos frutos (ARISTZ *et al.*, 2003).

SOUZA (2004) realizou um estudo relativo ao efeito das frequências de excitação e amplitudes de vibração considerando diferentes comprimentos de ramos do cafeeiro e estádios de maturação. Os resultados mostraram a importância do estudo e

compreensão destes parâmetros para o procedimento de derriça dos frutos do cafeeiro. Verificou-se que o comprimento do ramo e o estágio de maturação afetaram o processo de derriça, bem como, as amplitudes de vibração de 22 e 33 mm e as frequências de excitação de 18 a 20 Hz promoveram maiores eficiências de derriça dos frutos de café.

Um estudo experimental, sobre a eficiência de colheita para azeitonas, foi realizado por SESSIZ e ÖZCAN (2006). Foram consideradas as frequências de 12, 16, 20 e 24 Hz e amplitude de 60 mm. Os resultados mostraram que as frequências de 20 e 24 Hz promoveram maiores eficiências de colheita. Também foi observado que a eficiência de colheita aumenta com o grau de maturação dos frutos.

Existem vários equipamentos empregados na colheita por vibração, dentre estes se destacam as colhedoras automotrizes ou tracionadas por trator e as derriçadoras portáteis consideravelmente menores (SILVA *et al.*, 1997). Estas máquinas empregam dedos ou hastes vibratórias na transferência de energia para os sistemas fruto-pedúnculo (BARBOSA *et al.*, 2005).

As derriçadoras portáteis podem se diferir quanto à forma de acionamento, o qual pode ser por meio de sistemas pneumáticos, motores elétricos ou mesmo motores de combustão interna. Estes equipamentos também se diferem quanto à forma, número, disposição e direção de movimento das hastes vibratórias. As derriçadoras portáteis possuem a vantagem de poder ser empregadas em áreas com relevo irregular ou com declividades acentuadas.

A vibração direta no tronco das plantas, por meio de vibradores inerciais, é outra forma de se transferir energia vibracional. No entanto, grandes quantidades de energia são necessárias para atingir os sistemas fruto-pedúnculo. Segundo SRIVASTAVA *et al.* (1996) os vibradores inerciais são comumente construídos a partir de mecanismos biela-manivela e massas excêntricas rotativas. Tais vibradores podem ser unidirecionais ou multidirecionais.

LANG (2006) realizou um estudo com dois tipos de vibradores inerciais, aplicados à colheita de frutos: um composto por duas massas excêntricas e outro por um mecanismo biela-manivela. Por meio de modelagem matemática foi verificado que o ponto de acoplamento dos vibradores depende das características geométricas do tronco da planta.

Segundo MARTINEZ *et al.* (1994), a aplicação de vibrações multidirecionais proporciona uma maior eficiência na derriça dos frutos do cafeeiro devido a resultante das forças de vibração variarem sua direção ao longo do tempo. ARISTIZÁBAL-

TORRES *et al.* (1999) desenvolveram um protótipo de um vibrador multidirecional para a colheita de café. O equipamento, constituído por massas excêntricas, apresentou bons resultados quanto à eficiência de derriça, bem como um baixo índice de danos causados ao tronco das plantas de café.

Na seção seguinte encontra-se descrita a metodologia experimental empregada para a realização de ensaios de derriça por vibrações mecânicas, a qual tem como objetivo avaliar os fatores que influenciam na eficiência de derriça durante o processo de colheita do café.

5.3. MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi executado no Laboratório de Projetos de Máquinas e Visão Artificial (PROVISAGRO) do Departamento de Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa. Os ramos de café empregados nos ensaios de derriça por vibrações mecânicas foram coletados em uma área experimental localizada no campus da universidade.

5.3.1. Ensaios de Derriça – Máquina Vibradora

Os ensaios de derriça por vibrações mecânicas foram realizados utilizando-se uma instrumentação desenvolvida pela LDS (*“Ling Dynamic Systems”*). Este equipamento foi composto por um gerador de sinais COMET_{USB} da marca Dactron, um amplificador PA100E-CE e uma máquina vibradora eletromagnética modelo V – 406, conforme apresentado na Figura 5.1.

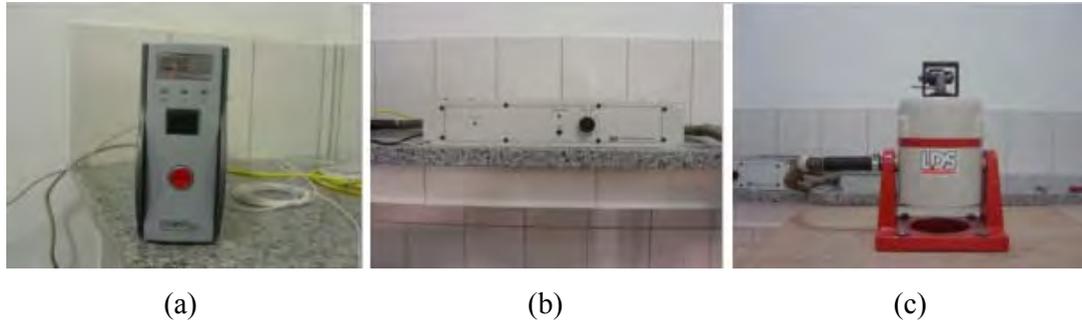


Figura 5.1 – Sistema empregado nos ensaios de derriça: (a) gerador de sinais, (b) amplificador e (c) máquina vibradora.

Na Figura 5.1 (a) é apresentado o gerador de sinais $COMET_{USB}$ da marca Dactron, o qual por meio de um programa específico fornecido pela LDS, pode ser ajustado para a geração de sinais senoidais, aleatórios e de impacto. Os sinais provenientes do gerador de sinais são amplificados pelo amplificador PA100-CE antes de serem enviados à máquina vibradora, conforme apresentado na Figura 5.1 (b).

A máquina vibradora é apresentada na Figura 5.1 (c), esta máquina possui uma base móvel que se desloca longitudinalmente em relação ao seu maior eixo. Sendo o deslocamento da base móvel efetuado por ação eletromagnética a partir dos sinais elétricos provenientes do amplificador. A máquina foi montada em um berço metálico, o qual possibilitou a execução dos ensaios nas direções longitudinal e transversal ao ramo plagiotrópico de café.

Na Tabela 5.2 são apresentadas algumas das principais características técnicas da máquina vibradora eletromagnética.

Tabela 5.2 – Características técnicas da máquina vibradora eletromagnética

Faixa dinâmica de trabalho (Hz)	5 – 9000
Carga máxima (N)	198
Deslocamento máximo da base móvel (mm)	17,6
Aceleração máxima (g)	100

Para a realização dos ensaios de vibração foi desenvolvida uma estrutura para fixação dos ramos plagiotrópicos de café. Na Figura 5.2 são apresentados alguns detalhes dessa estrutura, a qual foi constituída por uma base rígida, com o objetivo de se evitar a adição de um fator de amortecimento ao sistema. Também nesta estrutura foi adaptado um mandril que permitiu o engastamento de um ramo plagiotrópico sem promover qualquer dano a sua estrutura, além do mais, este elemento facilitou a

realização dos ensaios tanto na direção longitudinal quanto na direção transversal de vibração, uma vez que, sua fixação foi feita por meio de um parafuso.



Figura 5.2 – Estrutura desenvolvida para fixação do ramo de café.

Destaca-se, ainda na Figura 5.2, o transdutor piezoelétrico de aceleração, ou acelerômetro, empregado no controle do sistema. A partir das respostas deste transdutor, enviadas ao gerador de sinais, o sistema pode controlar com precisão as diferentes frequências e amplitudes de vibração impostas a base móvel da máquina vibradora. Assim, por meio do deslocamento da estrutura de fixação dos ramos, fixado a base móvel da máquina vibradora, os ensaios de derriça puderam ser executados.

5.3.2. Ensaios de Derriça – Delineamento Experimental

Foram realizados dois experimentos com ramos coletados, de forma aleatória, nas variedades Mundo Novo e Catuaí Vermelho, em uma área experimental localizada no campus da Universidade Federal de Viçosa.

O primeiro experimento foi executado segundo delineamento inteiramente casualizado com três repetições no esquema fatorial. Neste experimento foram avaliados os fatores frequência, direção e amplitude de vibração; graus de maturação e número de frutos por pedúnculo com relação ao efeito pontual no sistema fruto-pedúnculo sob a eficiência de derriça. Os níveis dos fatores avaliados neste experimento são apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 – Níveis avaliados nos testes de vibração para determinação da eficiência de derriça

freqüência (Hz)	13,33; 16,67; 20,00; 23,33; 26,67
amplitude (mm)	7,5; 10,0; 12,5; 15
grau de maturação	verde; verdoengo; cereja; passa
frutos por pedúnculo	1; 2
direção de vibração	longitudinal; transversal

Após a coleta, os ramos foram cortados em segmentos de cinco centímetros e classificados de acordo com o grau de maturação dos frutos e com o número de frutos por pedúnculo.

Os valores da eficiência de derriça obtidos com a realização deste experimento foram, inicialmente, submetidos à análise de variância. Adicionalmente, os fatores qualitativos tiveram suas médias comparadas pelo teste de Tukey, a 5% de probabilidade.

Os efeitos dos fatores quantitativos foram estudados por análise de regressão. A escolha do modelo foi baseada no teste F para a falta de ajustamento, e também pela significância de seus coeficientes, testados pelo teste F, a 5% de probabilidade. Não foram testados modelos superiores ao segundo grau, por estes não representarem o fenômeno físico estudado. Todas as análises estatísticas foram realizadas utilizando-se programa computacional SAS versão 8.0.

O segundo experimento foi elaborado com o objetivo de avaliar o efeito dos fatores freqüência e amplitude de vibração sobre a eficiência de derriça de frutos cereja para ambas as variedades estudadas. Desta forma, foi executado um experimento segundo delineamento inteiramente casualizado com três repetições no esquema fatorial. Neste experimento foram avaliados os fatores freqüência, amplitude e direção de vibração, e comprimento do ramo com relação à eficiência de derriça de frutos cereja. Na Tabela 5.4 são apresentados os níveis avaliados neste experimento.

Tabela 5.4 – Níveis avaliados nos testes de vibração para determinação da eficiência de derriça

Freqüência (Hz)	13,33; 16,67; 20,00; 23,33; 26,67
Amplitude (mm)	7,5; 10,0; 12,5; 15
Direção da excitação	longitudinal ; transversal
Comprimento do ramo (cm)	5; 10; 15

Os dados de eficiência de derriça obtidos com a realização deste experimento foram, inicialmente, submetidos à análise de variância ao nível de significância de 5% de probabilidade. Os efeitos dos fatores frequência e amplitude de vibração foram estudados por análise de regressão, os modelos foram escolhidos com base no coeficiente de determinação, na falta de ajustamento e na significância dos coeficientes de regressão, utilizando o teste F a 5% probabilidade. Como no primeiro experimento, as análises estatísticas foram realizadas utilizando-se o programa computacional SAS versão 8.0.

Os ensaios de derriça foram realizados utilizando-se a máquina vibradora eletromagnética, descrita no item 5.3.1. Tanto para variedade Mundo Novo quanto para a variedade Catuaí Vermelho, a eficiência de derriça foi calculada por meio da divisão do número de frutos derriçados pelo número total de frutos presentes nos ramos antes da derriça por vibrações mecânicas. Em ambos experimentos o tempo de exposição a vibração das amostras foi de 15 s.

5.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir serão apresentados e discutidos os resultados referentes ao primeiro experimento executado, o qual teve como objetivo avaliar os diferentes fatores que influenciam a eficiência de derriça para as variedades Mundo Novo e Catuaí Vermelho. Buscou-se com este experimento avaliar o efeito pontual desses vários fatores, descrito na seção anterior, sobre a eficiência de derriça.

Na Tabela 5.5 é apresentado o resultado da análise de variância para a eficiência da derriça obtida a partir de ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho. Pode-se verificar na Tabela 5.5 que não foram observadas diferenças significativas ao nível de 5% para os fatores direção e nº de frutos, o que pode estar relacionado as características físicas e estruturais, tanto da planta como do sistema fruto-pedúnculo.

As interações entre os fatores frequência e grau de maturação e entre os fatores frequência e amplitude foram significativas a 5% de probabilidade (Tabela 5.5). Estes resultados indicam que o efeito da frequência de vibração na eficiência de derriça depende tanto do grau de maturação dos frutos quanto da amplitude da vibração.

Tabela 5.5 – Análise de variância para a eficiência de derriça de ramos coletados na variedade Catuaí Vermelho

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
Frequência (F)	4	239078,13	59769,53	--	--
Maturação (M)	3	77302,08	25767,36	--	--
Direção (D)	1	375,00	375,00	0,45 ^{ns}	0,5046
Nº de frutos (N)	1	1760,42	1760,42	2,09 ^{ns}	0,1485
Amplitude (A)	3	132177,08	44059,03	--	--
F x A	12	90296,88	7524,74	8,94*	<0,001
F x M	12	28817,71	2401,48	2,85*	<0,001
F x N	4	5661,46	1415,36	1,68 ^{ns}	0,1521
M x A	9	8510,42	945,60	1,12 ^{ns}	0,3430
F x D	4	3401,04	850,26	1,01 ^{ns}	0,4012
Resíduo	906	762609,37	841,73		
Total	959	1349989,58			

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade.

ns - não-significativo

Particularmente, a interação significativa entre frequência e amplitude ressalta a importância destes fatores durante o procedimento de derriça, uma vez que, estão relacionados à energia fornecida ao sistema fruto-pedúnculo durante este processo, a qual promove o desprendimento dos frutos. Por outro lado, a interação significativa entre frequência e grau de maturação indica ser fundamental o estudo destes fatores para o entendimento do processo de colheita seletiva dos frutos do cafeeiro, bem como para a confecção de projetos de máquinas empregadas neste procedimento.

Na Tabela 5.6 são apresentados os resultados obtidos do desdobramento da interação entre os fatores frequência e grau de maturação para a eficiência de derriça referente aos ramos coletados na variedade Catuaí Vermelho. Pode ser observado na Tabela 5.6 que foi detectada diferença significativa, entre graus de maturação, apenas nas frequências de 20,00, 23,33 e 26,67 Hz. As médias de eficiência de derriça entre os graus de maturação nestas frequências foram comparadas pelo teste Tukey a 5% de probabilidade e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.6 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores frequência e grau de maturação com relação à eficiência de derriça em ramos da variedade Catuaí Vermelho

Fontes de Variação	GL	SQ	QM	F	P-valor
maturação/frequência (13,33 Hz)	3	976,56	325,52	0,39 ^{ns}	0,7626
maturação/frequência (16,67 Hz)	3	5768,23	1922,74	2,28 ^{ns}	0,0775
maturação/frequência (20,00 Hz)	3	33438,00	11146,00	13,24*	<0,0001
maturação/frequência (23,33 Hz)	3	33802,00	11276,00	13,39*	<0,0001
maturação/frequência (26,67 Hz)	3	32135,00	10712,00	12,73*	<0,0001
Resíduo	906	762609,37	841,73		

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade

ns - não-significativo

Na Tabela 5.7 pode ser observado que, na frequência de 20,00 Hz, frutos verde e verdoengo apresentaram menor média para a eficiência da derriça em relação a frutos cereja e passa. Portanto, ao utilizar esta frequência, frutos que ainda não estavam maduros, tenderam a permanecer nos ramos, apesar dos ramos terem sido submetidos a uma fonte de vibração. Tal resultado é desejável, pois isto permitiria apenas a derriça de frutos maduros e conseqüentemente a obtenção de um produto de melhor qualidade para a comercialização. No entanto, a média da eficiência de derriça para os frutos maduros (cereja e passa) foram muito baixas (17,71 e 40,63, respectivamente) do ponto de vista prático.

Tal resultado satisfatório não foi observado nas demais frequências pois em ambas, a média da derriça dos grãos cereja são idênticas, do ponto de vista estatístico, a dos grãos verdoengo. Porém, apresentam a vantagem de possuírem média de eficiência de derriça relativamente satisfatória (Tabela 5.7).

Verificou-se que para a frequência de vibração de 23,33 Hz os frutos verde e verdoengo apresentaram menor média na eficiência de derriça em relação aos frutos passa. Entretanto, para uma frequência de vibração de 26,67 Hz os frutos verdoengo e cereja apresentaram maior média de eficiência de derriça em relação aos frutos verde.

Os frutos passa apresentaram uma maior eficiência de derriça, em relação aos demais graus de maturação avaliados, para todas as frequências consideradas, conforme apresentado na Tabela 5.7, sendo que na frequência de 26,67 Hz a eficiência de derriça tendeu a ser maior.

Tabela 5.7 – Média da eficiência de derriça em função da frequência de excitação e do grau de maturação para ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho

Frequência (Hz)	Grau de maturação			
	Verde	Verdoengo	Cereja	Passa
20,00	8,33A	8,33A	17,71B	40,63C
23,33	22,91A	26,04AB	17,70B	52,08C
26,67	26,04A	42,71B	45,83B	62,50C

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si na mesma linha, segundo o teste de Tukey, a probabilidade de 5%.

O efeito da frequência em cada um dos graus de maturação, na eficiência de derriça em ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho, foi estudado por análise de regressão, cujos resultados são apresentados na Tabela 5.8. Pode-se observar que, em todos os graus de maturação, a frequência de vibração teve efeito significativo, ao nível de 5% de probabilidade, na eficiência de derriça. Tal resultado ressalta a importância que a frequência de vibração tem quando a colheita de café é mecanizada em plantas da variedade Catuaí Vermelho.

Tabela 5.8 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da frequência de vibração em diferentes graus de maturação de frutos na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho

FV	Verde		Verdoengo		Cereja		Passa	
	GL	QM	GL	QM	GL	QM	GL	QM
Regressão	1	26991,44*	1	56331,36*	1	55538,75*	1	111005,50*
Resíduo	906	841,73	906	841,73	906	841,73	906	841,73

* significativo ao nível de 5% de probabilidade

As equações (5.1), (5.2), (5.3) e (5.4) representam os modelos ajustados para o estudo do efeito da frequência de vibração nos diferentes graus de maturação dos frutos na eficiência de derriça, os quais foram não-significativos para análise de falta de ajustamento. Os modelos foram escolhidos com base no coeficiente de determinação e na significância dos coeficientes de regressão.

$$E_{d-ve} = -33,525 + 2,249 \cdot F \quad (R^2=0,91) \quad (5.1)$$

$$E_{d-vo} = -48,944 + 3,2492 \cdot F \quad (R^2=0,90) \quad (5.2)$$

$$E_{d-ce} = -46,035 + 3,155 \cdot F \quad (R^2=0,86) \quad (5.3)$$

$$E_{d-pa} = -56,225 + 4,5612 \cdot F \quad (R^2=0,97) \quad (5.4)$$

em que,

E_{d-ve} , E_{d-vo} , E_{d-ce} e E_{d-pa} = eficiência de derriça para os graus de maturação verde, verdoengo, cereja e passa;

F = frequência de vibração.

A Figura 5.3 apresenta o efeito da frequência de vibração em cada grau de maturação, o que permite verificar que na medida em que se aumenta a frequência de vibração, uma maior eficiência de derriça é obtida. Contudo, deve-se ressaltar que a eficiência de derriça para os frutos verdoengo e cereja foi similar. Também, pode-se observar que as menores eficiências de derriça observadas encontram-se associadas ao grau de maturação verde.

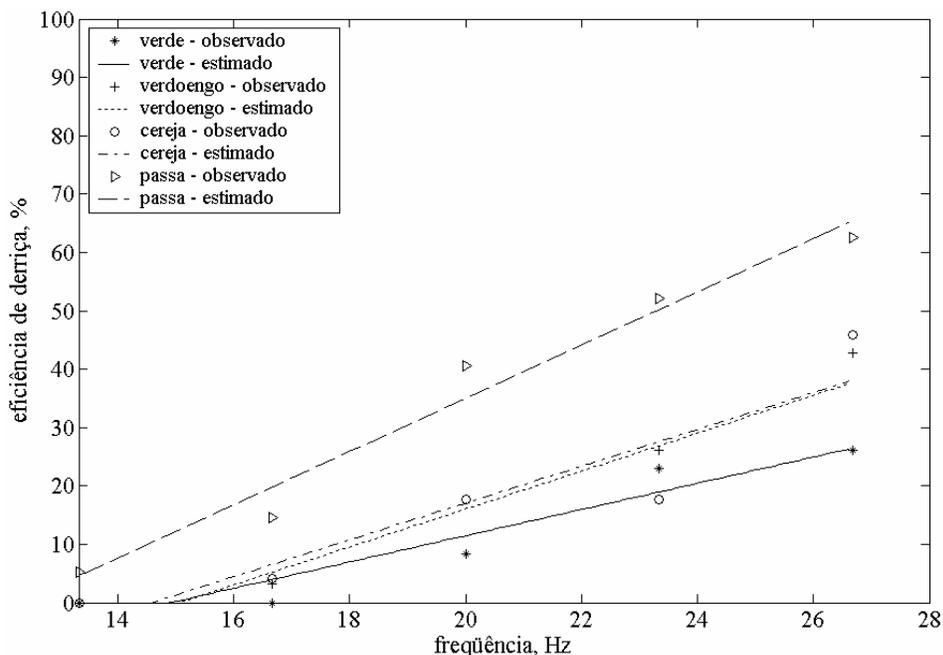


Figura 5.3 – Efeito da frequência sob a eficiência de derriça nos diferentes graus de maturação para a variedade Catuai Vermelho.

Análises estatísticas similares foram realizadas para a eficiência de derriça em ramos coletados da variedade Mundo Novo, cujos resultados são apresentados na Tabela 5.9. Todas as interações duplas entre os fatores avaliados neste experimento foram significativas a 5% de probabilidade. O desdobramento do efeito dos fatores de cada uma destas interações é apresentado a seguir.

Tabela 5.9 – Análise de variância para a eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
Frequência (F)	4	224567,71	56141,93	--	--
Maturação (M)	3	74424,48	24808,16	--	--
Direção (D)	1	1898,44	1898,44	--	--
Nº de frutos (N)	1	23502,60	23502,60	--	--
Amplitude (A)	3	173570,31	57856,77	--	--
F x A	12	83682,29	6973,52	9,61*	<0,001
F x M	12	32411,46	2700,95	3,72*	<0,001
F x N	4	11588,54	2897,14	3,99*	0,0032
M x A	9	18356,77	2039,64	2,81*	0,0029
F x D	4	7307,29	1826,82	2,52*	0,0401
Resíduo	906	657750,00	725,99		
Total	959	1309059,89			

* significativo ao nível de 5% de probabilidade

Na Tabela 5.10 são apresentados os resultados obtidos do desdobramento da interação entre os fatores frequência e grau de maturação para a eficiência da derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo.

Tabela 5.10 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores frequência e grau de maturação com relação à eficiência de derriça em ramos da variedade Mundo Novo

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
maturação/frequência (13,33 Hz)	3	559,89	186,63	0,26 ^{ns}	0,8563
maturação/frequência (16,67 Hz)	3	19935,00	6644,96	9,15*	<0,001
maturação/frequência (20,00 Hz)	3	18490,00	6163,19	8,49**	<0,001
maturação/frequência (23,33 Hz)	3	25456,00	8485,24	11,69*	<0,001
maturação/frequência(26,67 Hz)	3	42396,00	14132,00	19,47*	<0,001
Resíduo	906	657750,00	725,99		

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade.

ns - não-significativo

Pode ser observado, na Tabela 5.10, que foi detectada diferença significativa, entre os graus de maturação, nas frequências de 16,67, 20,00, 23,33 e 26,67 Hz. As médias da eficiência de derriça entre os graus de maturação nestas frequências foram comparadas pelo teste Tukey a 5% de probabilidade e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Média da eficiência de derriça em função da frequência de excitação e do grau de maturação para ramos coletados da variedade Mundo Novo

Frequência (Hz)	Grau de maturação			
	Verde	Verdoengo	Cereja	Passa
16,67	0,00 A	1,04 A	4,17 A	25,00 B
20,00	0,00 A	18,75 B	14,58 B	27,08 C
23,33	11,45 A	31,25 B	29,16 B	43,75 C
26,67	22,91 A	36,46 B	58,33 C	57,29 C

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si na mesma linha, segundo o teste de Tukey, a probabilidade de 5%.

Para a frequência de 16,67 Hz não houve diferença entre as médias de eficiência de derriça, entre os graus de maturação verde, verdoengo e cereja. Para as frequências de 20,00 e 23,33 Hz não houve diferença significativa entre as médias para os graus de maturação verdoengo e cereja, entretanto, tais graus de maturação apresentaram eficiência de derriça superior ao grau de maturação verde.

Para a variedade Mundo Novo, a frequência de vibração que tendeu a apresentar maior média de eficiência da derriça para os frutos com grau de maturação desejado (cereja e passa) foi a frequência de 26,67 Hz. Para esta frequência os frutos que ainda não estão no estágio apropriado de maturação tenderam a apresentar menor eficiência de derriça.

O efeito da frequência em cada um dos graus de maturação, na eficiência de derriça em ramos coletados na variedade Mundo Novo, foi estudado por análise de regressão, cujos resultados são apresentados na Tabela 5.12. Pode-se observar que, em todos os graus de maturação, a frequência de vibração teve efeito significativo, ao nível de 5% de probabilidade, na eficiência de derriça. Tal resultado ressalta a importância que a frequência de vibração tem quando a colheita de café é mecanizada em plantas da variedade Mundo Novo.

Tabela 5.12 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da frequência de vibração em diferentes graus de maturação de frutos na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo

FV	Verde		Verdoengo		Cereja		Passa	
	GL	QM	GL	QM	GL	QM	GL	QM
Regressão	1	15755,20*	1	51032,63*	1	93526,66*	1	76011,22*
Resíduo	906	725,99	906	725,99	906	725,99	906	725,99

* significativo ao nível de 5% de probabilidade

As equações (5.5), (5.6), (5.7) e (5.8) representam os modelos ajustados para o estudo do efeito da frequência de vibração nos diferentes graus de maturação dos frutos na eficiência de derriça para a variedade Mundo Novo. Como na variedade Catuaí Vermelho, os modelos foram escolhidos como base na análise de falta de ajustamento, no coeficiente de determinação e na significância dos coeficientes de regressão.

$$E_{d-ve} = -27,493 + 1,718 \cdot F \quad (R^2=0,78) \quad (5.5)$$

$$E_{d-vo} = -44,350 + 3,092 \cdot F \quad (R^2=0,94) \quad (5.6)$$

$$E_{d-ce} = -62,277 + 4,186 \cdot F \quad (R^2=0,89) \quad (5.7)$$

$$E_{d-pa} = -43,532 + 3,749 \cdot F \quad (R^2=0,96) \quad (5.8)$$

em que,

E_{d-ve} , E_{d-vo} , E_{d-ce} e E_{d-pa} = eficiência de derriça para os graus de maturação verde, verdoengo, cereja e passa;

F = frequência de vibração.

A Figura 5.4 apresenta o efeito da frequência de vibração em cada grau de maturação. Para todos os graus de maturação houve um aumento na eficiência de derriça na medida em que se aumentou a frequência de vibração.

Contudo, deve-se ressaltar que, com base nos modelos ajustados, a média de eficiência de derriça para os frutos cereja tendeu a ser superior à média dos frutos verdoengo e verde para frequências de vibração acima de 16,67 Hz, o que é interessante para o procedimento de colheita seletiva. Também, pode-se observar que as maiores médias de eficiência de derriça foram obtidas para os frutos passa, tal qual na variedade Catuaí Vermelho.

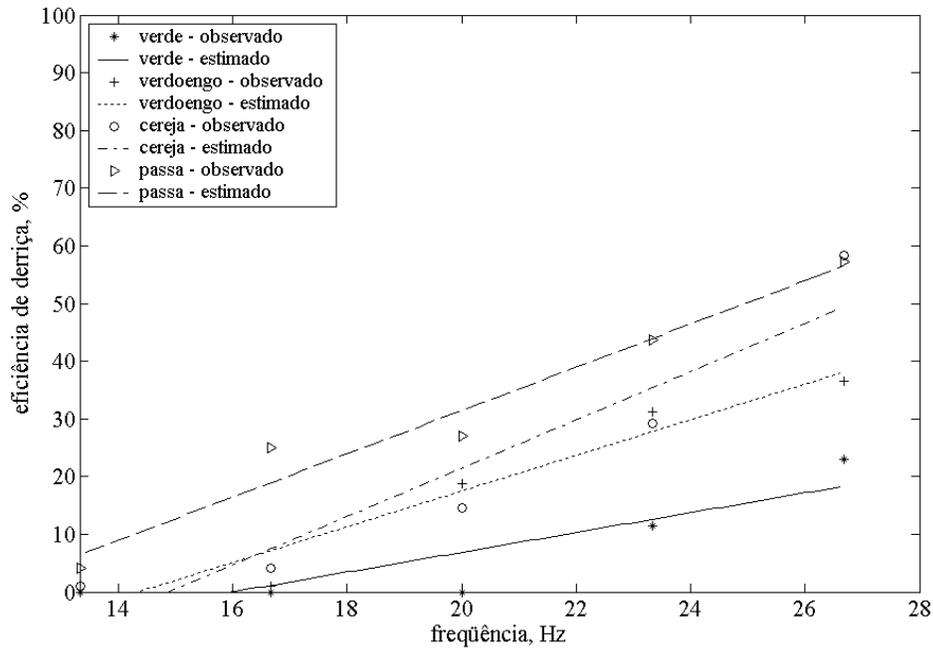


Figura 5.4 – Efeito da freqüência de vibração sob a eficiência de derriça nos diferentes graus de maturação para a Variedade Mundo Novo.

Na Tabela 5.13 é apresentado o desdobramento do efeito da amplitude de excitação em cada grau de maturação. Pode ser observado que o efeito do fator amplitude foi significativo para todos os graus de maturação considerados, o que caracteriza sua importância, tal qual sua associação à freqüência de excitação, no procedimento de derriça por vibrações mecânicas.

As equações (5.9), (5.10), (5.11) e (5.12) representam os modelos escolhidos, com base no coeficiente de determinação e na significância dos coeficientes, para o estudo do efeito da amplitude de vibração em cada grau de maturação para a variedade Mundo Novo.

Tabela 5.13 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da amplitude em diferentes graus de maturação de frutos na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo

FV	Verde		Verdoengo		Cereja		Passa	
	GL	QM	GL	QM	GL	QM	GL	QM
Regressão	1	13002,08*	1	59152,81*	1	52668,75*	1	58102,08*
Resíduo	906	725,99	906	725,99	906	725,99	906	725,99

* significativo ao nível de 5% de probabilidade

$$E_{d-ve} = -22,750 + 2,633 \cdot A \quad (R^2=0,87) \quad (5.9)$$

$$E_{d-vo} = -44,000 + 5,466 \cdot A \quad (R^2=0,89) \quad (5.10)$$

$$E_{d-ce} = -38,166 + 5,300 \cdot A \quad (R^2=0,98) \quad (5.11)$$

$$E_{d-pa} = -31,166 + 5,566 \cdot A \quad (R^2=0,97) \quad (5.12)$$

A Figura 5.5 representa o efeito da amplitude de vibração em cada grau de maturação. Pode ser observado que, tal qual a frequência de vibração, a eficiência de derriça aumenta na medida em que se aumenta a amplitude vibração. A amplitude de 15,00 mm tendeu a apresentar maior eficiência de derriça em todos os graus de maturação, o que pode ser explicado em função do aumento de energia, ao qual o sistema fruto-pedúnculo encontra-se submetido durante o procedimento de derriça.

Desta forma, verifica-se que a combinação adequada dos fatores frequência e amplitude de vibração são fundamentais para o projeto de máquinas destinadas a colheita de café, por vibrações mecânicas, de forma eficiente.

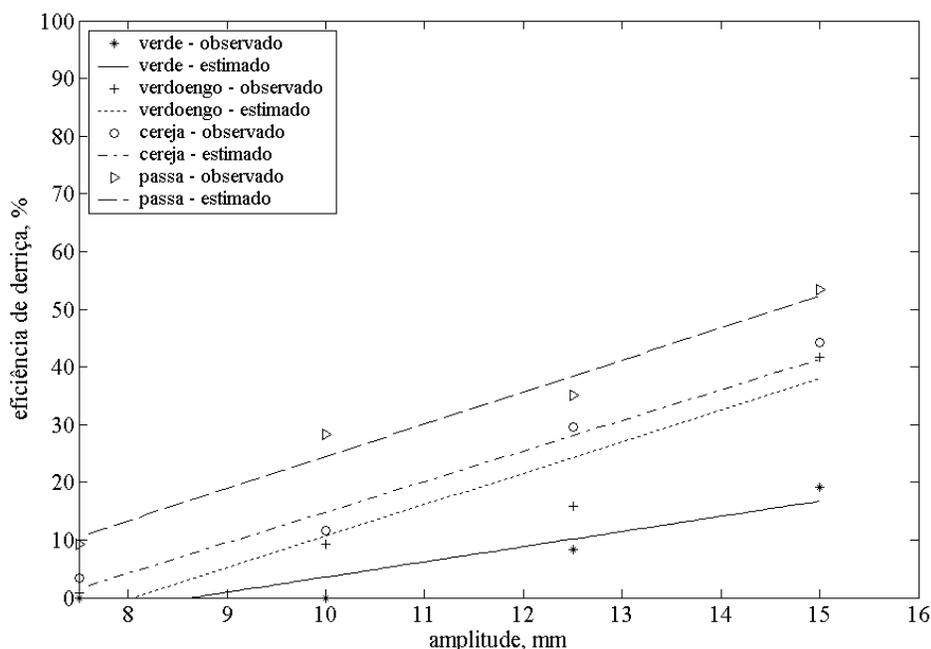


Figura 5.5 – Efeito da amplitude de vibração sob a eficiência de derriça nos diferentes graus de maturação para a variedade Mundo Novo.

Na Tabela 5.14 são apresentados os resultados obtidos do desdobramento da interação entre os fatores amplitude e grau de maturação para a eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo. Na Tabela 5.14 foi detectada diferença significativa entre os graus de maturação, nas amplitudes de 10,0, 12,5 e 15,0 mm. As

médias da eficiência de derriça entre os graus de maturação nestas amplitudes foram comparadas pelo teste Tukey a 5% de probabilidade e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.15.

Tabela 5.14 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores amplitude e grau de maturação com relação a eficiência de derriça em ramos da variedade Mundo Novo

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
maturação/amplitude (7,5 mm)	3	3083,33	1027,77	1,42 ^{ns}	0,2367
maturação/amplitude (10,0 mm)	3	25115,00	8371,52	11,53*	<0,001
maturação/amplitude (12,5 mm)	3	26708,00	8902,77	12,26*	<0,001
maturação/amplitude (15,0 mm)	3	37875,00	12625,00	17,39*	<0,001
Resíduo	906	657750,00	725,99		

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade.

ns - não-significativo

Tabela 5.15 – Médias para eficiência de derriça em função da amplitude de excitação e do grau de maturação dos frutos para a variedade Mundo Novo

Amplitude(mm)	Grau de maturação			
	Verde	Verdoengo	Cereja	Passa
10,0	0,00 A	9,17 B	11,67 B	28,33 C
12,5	8,33 A	15,83 B	29,67 C	35,00 D
15,0	19,17 A	41,67 B	44,17 B	53,33 C

Conforme apresentado na Tabela 5.15, para as amplitudes de 10,0 e 15,0 mm não foram observadas diferenças significativas entre as médias dos frutos verdoengo e cereja. Contudo, foi observado que as médias dos frutos verdoengo e cereja apresentaram diferenças significativas em relação a média dos frutos verde. Para amplitude de 12,5 mm, as médias dos frutos verde, verdoengo, cereja e passa apresentaram diferenças significativas, sendo a média dos frutos cereja consideravelmente superior a dos frutos verde e verdoengo, o que é desejável para a realização da colheita seletiva de frutos do cafeeiro.

Na Tabela 5.16 são apresentados os resultados obtidos do desdobramento da interação entre os fatores freqüência e nº de frutos por pedúnculo para a eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo.

Tabela 5.16 – Resultados obtidos da análise de variância do desdobramento da interação entre os fatores frequência e nº de frutos por pedúnculo com relação a eficiência de derriça em ramos da variedade Mundo Novo

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
nº de frutos/frequência (13,33 Hz)	1	325,52	325,52	0,45 ^{ns}	0,5033
nº de frutos/frequência (16,67 Hz)	1	13,02	13,02	0,02 ^{ns}	0,8935
nº de frutos/frequência (20,00 Hz)	1	15052,00	15052,00	20,73*	<0,001
nº de frutos/frequência (23,33 Hz)	1	9492,19	9492,19	13,07*	<0,001
nº de frutos/frequência (26,67 Hz)	1	10208,00	10208,00	14,06*	<0,001
Resíduo	906	657750,00	725,99		

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade.

ns - não-significativo

Pode-se observar, na Tabela 5.16, que foi detectada diferença significativa, entre os níveis do fator nº de frutos por pedúnculo, apenas nas frequências de 20,00, 23,33 e 26,67 Hz. As médias da eficiência de derriça entre os níveis do fator nº de frutos por pedúnculo, nestas frequências, foram comparadas pelo teste Tukey a 5% de probabilidade e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 5.17.

Tabela 5.17 – Média da eficiência de derriça em função da frequência de excitação e do nº de frutos por pedúnculo em ramos coletados da variedade Mundo Novo

Frequência (Hz)	Número de Frutos	Médias
20,00	1 fruto	6,65 A
	2 frutos	23,95 B
23,33	1 fruto	21,87 A
	2 frutos	35,93 B
26,67	1 fruto	36,45 A
	2 frutos	51,04 B

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a probabilidade de 1%.

De acordo com a Tabela 5.17, nas frequências de vibração 20,00, 23,33 e 26,67 Hz, pedúnculos com dois frutos apresentaram média de eficiência de derriça maior do que pedúnculos com um fruto. A maior média de eficiência de derriça em pedúnculos com dois frutos, pode ser devido a colisões ocorridas entre os dois frutos durante o período em que os ramos foram submetidos à vibração. Em frequências de vibração menor que 20,00 Hz tal efeito parece não ocorrer (Tabela 5.16).

Na Tabela 5.18 é apresentado o desdobramento do efeito da frequência de vibração para diferentes números de frutos por pedúnculo. Pode ser observado que o efeito do fator frequência de vibração foi significativo, tanto para um fruto por

pedúnculo quanto para dois frutos por pedúnculo, o que novamente caracteriza sua importância no procedimento de derriça por vibrações mecânicas.

Tabela 5.18 – Resultados da análise de regressão para estudar o efeito da frequência de vibração considerando o número de frutos por pedúnculo na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo

FV	1 fruto por pedúnculo		2 frutos por pedúnculo	
	GL	QM	GL	QM
Regressão	2	40098,74*	2	75832,22*
Resíduo	906	725,99	906	725,99

* significativo ao nível de 5% de probabilidade

As equações (5.13) e (5.14) representam os modelos escolhidos, com base no coeficiente de determinação, na significância dos coeficientes e na falta de ajustamento dos modelos, para o estudo do efeito da frequência de vibração em cada grau de maturação para a variedade Mundo Novo. Deve-se destacar que o modelo de primeiro grau foi significativo para a análise de falta de ajustamento.

$$E_{d-1f} = 37,630 - 5,395 \cdot F + 0,200 \cdot F^2 \quad (R^2=0,94) \quad (5.13)$$

$$E_{d-2f} = -12,801 - 0,264 \cdot F + 0,100 \cdot F^2 \quad (R^2=0,98) \quad (5.14)$$

em que,

E_{d-1f} e E_{d-2f} = eficiência de derriça para um e dois frutos por pedúnculo.

A Figura 5.6 representa o efeito da frequência de vibração sob a eficiência de derriça para um e dois frutos por pedúnculo nos ramos coletados da variedade Mundo Novo. Pode-se observar que a frequência de vibração de 26,67 Hz apresentou uma maior eficiência de derriça tanto para um quanto para dois frutos por pedúnculo. Entretanto, pedúnculos com dois frutos apresentaram médias de eficiência de derriça superiores a pedúnculos com apenas um fruto, o que pode ser explicado pelas forças interação e colisão existente entre os frutos durante o processo de vibração.

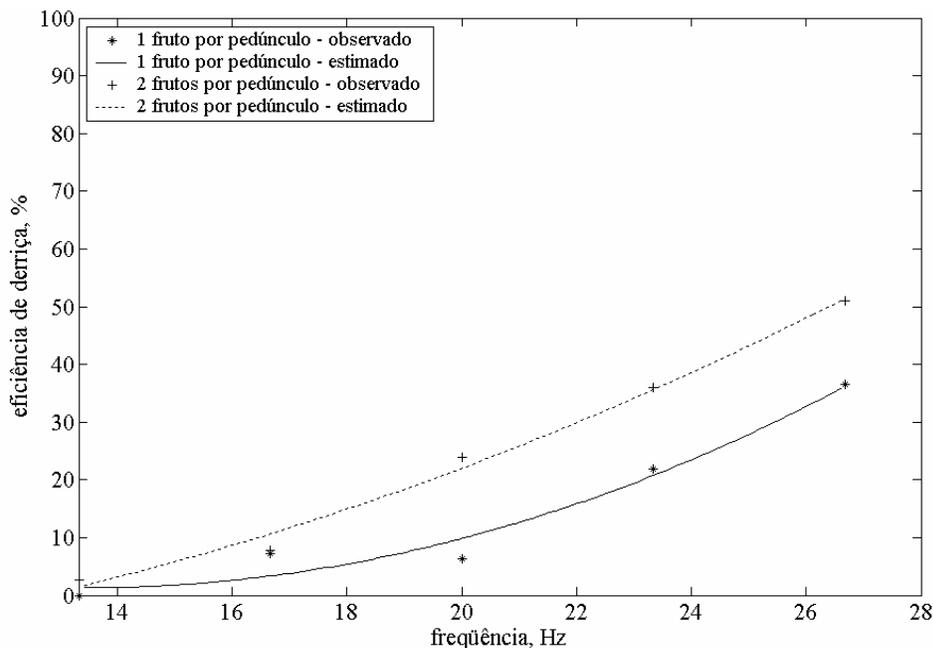


Figura 5.6 – Efeito da frequência de vibração sob a eficiência de derriça para diferentes números de frutos por pedúnculo para a variedade Mundo Novo.

Na Tabela 5.19 é apresentado o desdobramento do efeito da frequência de vibração para diferentes direções de vibração. O efeito do fator frequência de vibração foi significativo tanto para a direção transversal quanto para a direção longitudinal de vibração.

Tabela 5.19 – Resultado da análise de regressão para estudar o efeito da frequência nas diferentes direções de vibração na eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo

FV	Direção Transversal		Direção Longitudinal	
	GL	QM	GL	QM
Regressão	1	140170,96*	1	107314,43*
Resíduo	906	725,99	906	725,99

* significativo ao nível de 5% de probabilidade.

As equações (5.15) e (5.16) representam os modelos escolhidos para o estudo do efeito da frequência em cada direção de vibração para a variedade Mundo Novo. Deve-se ressaltar, que os modelos foram escolhidos com base no coeficiente de determinação, na significância dos coeficientes e na análise de falta de ajustamento.

$$E_{d-t} = -51,757 + 3,624 \cdot F \quad (R^2=0,96) \quad (5.15)$$

$$E_{d-l} = -44,153 + 3,171 \cdot F \quad (R^2=0,96) \quad (5.16)$$

em que,

E_{d-t} e E_{d-l} = eficiência de derriça nas direções de vibração transversal e longitudinal.

Pode-se verificar, conforme a Figura 5.7, que a frequência de vibração de 26,67 Hz apresentou as maiores médias para eficiência de derriça tanto para a direção transversal quanto para a direção longitudinal.

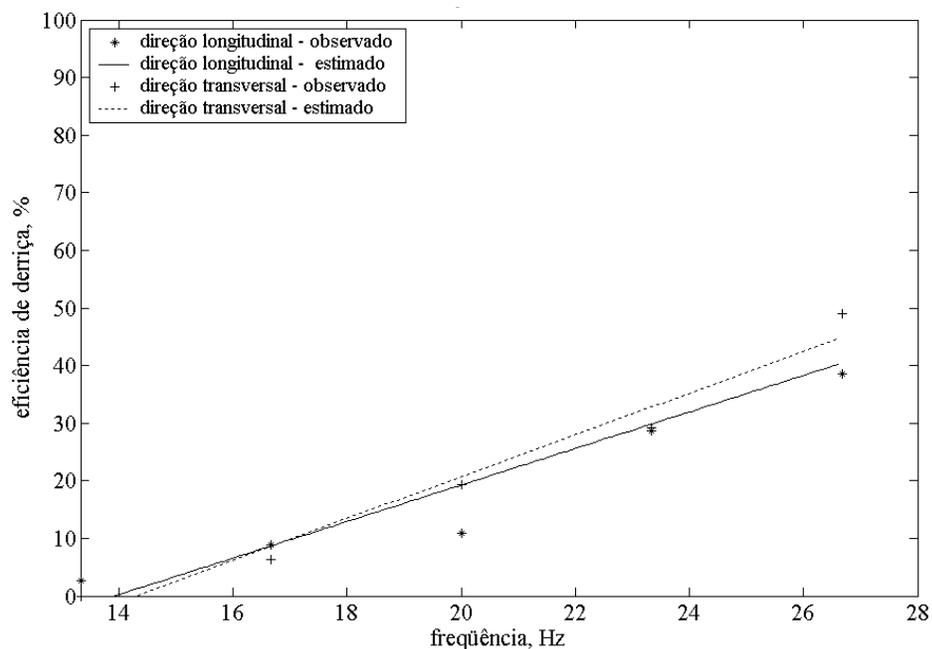


Figura 5.7 – Efeito da freqüência de vibração sob a eficiência de derriça para diferentes direções de vibração para a variedade Mundo Novo.

O segundo experimento foi executado com o objetivo de avaliar o efeito dos fatores freqüência e amplitude de vibração sobre a eficiência de derriça dos frutos cereja para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo. Os resultados desse experimento são apresentados a seguir.

Nas Tabelas 5.20 e 5.21 são apresentados os resultados das análises de variância para eficiência de derriça obtida a partir de ramos coletados nas variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, respectivamente para o segundo experimento executado.

Tabela 5.20 – Análise de variância para eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Catuaí Vermelho

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
Frequência (F)	4	89937,16	22484,29	--	--
Comprimento (C)	2	300,36	150,18	0,38 ^{ns}	0,6842
Direção (D)	1	421,85	421,85	1,07 ^{ns}	0,3024
Amplitude (A)	3	37255,37	12418,46	--	--
F x C	8	4110,58	513,82	1,30 ^{ns}	0,2433
F x D	4	2093,37	523,34	1,32 ^{ns}	0,2611
F x A	12	23603,75	1966,98	4,98*	<0,001
C x D	2	2079,72	1039,86	2,63 ^{ns}	0,0738
C x A	6	4274,05	712,34	1,80 ^{ns}	0,0987
D x A	3	856,52	285,51	0,72 ^{ns}	0,5393
F x C x A	24	13237,44	551,56	1,40 ^{ns}	0,1074
F x C x D	8	5745,84	718,23	1,82 ^{ns}	0,0738
F x D x A	12	5899,22	491,60	1,24 ^{ns}	0,2526
Resíduo	270	106684,91	395,13		
Total	359	296500,16			

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade
ns - não-significativo.

De acordo com os resultados apresentados na Tabela 5.20, verificou-se que para a variedade Catuaí Vermelho, somente a interação entre os fatores frequência e amplitude foi significativa ao nível de 5%. Para a variedade Mundo Novo foram as interações entre os fatores frequência e amplitude e entre os fatores comprimento e direção, conforme apresentado na Tabela 5.21.

Tabela 5.21 – Análise de variância para eficiência de derriça de ramos coletados da variedade Mundo Novo

FV	GL	SQ	QM	F	P-valor
Frequência (F)	4	123862,26	30965,57	--	--
Comprimento (C)	2	5549,58	2774,79	--	--
Direção (D)	1	1505,94	1505,94	--	--
Amplitude (A)	3	83065,35	27688,45	--	--
F x C	8	8308,73	1038,59	3,27*	0,0014
F x D	4	2174,69	543,67	1,71 ^{ns}	0,1476
F x A	12	43719,43	3643,29	11,47*	<0,001
C x D	2	3023,46	1511,73	4,76*	0,0093
C x A	6	2246,64	374,44	1,18 ^{ns}	0,3177
D x A	3	366,76	122,25	0,38 ^{ns}	0,7639
F x C x A	24	10757,18	448,22	1,41	0,1002
F x C x D	8	2661,94	332,74	1,05 ^{ns}	0,4004
F x D x A	12	4511,16	375,93	1,18 ^{ns}	0,2945
Resíduo	270	85746,38	317,58		
Total	359	377499,49			

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade
 ns - não-significativo.

Como a interação entre frequência e amplitude foi significativa para cada variedade estudada, realizou-se um estudo desses fatores por meio de análises de regressão conforme metodologia de superfície de resposta. Nas Tabelas 5.22 e 5.23 são apresentados os resultados da análise de regressão para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo.

Tabela 5.22 – Análise de regressão para eficiência de derriça de frutos cereja para a variedade Catuaí Vermelho considerando frequência e amplitude

FV	GL	QM
Regressão	3	47894,16*
Falta de ajustamento	16	503,78 ^{ns}
Frequência, Amplitude, Frequência x Amplitude	19	1698,49
Resíduo	270	395,13
Total	359	

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade.
 ns - não significativo.

Tabela 5.23 – Análise de regressão para eficiência de derriça de frutos cereja para a variedade Mundo Novo considerando frequência e amplitude

FV	GL	QM
Regressão	3	80285,34*
Falta de ajustamento	16	533,69 ^{ns}
Frequência, Amplitude, Frequência x Amplitude	19	2544,24
Resíduo	270	317,58
Total	359	

* - significativo ao nível de 5% de probabilidade.

ns - não-significativo.

As equações (5.17) e (5.18) representam o modelo selecionado por meio das análises de regressão para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, respectivamente. Os modelos foram escolhidos com base no coeficiente de determinação e na significância dos coeficientes. Conforme pode ser observado nas Tabelas 5.22 e 5.23, a falta de ajustamento para os modelos avaliados foi não-significativa.

$$E_d = 39,422 - 3,031 \cdot F - 7,630 \cdot A + 0,563 \cdot F \cdot A \quad (R^2 = 0,71) \quad (5.17)$$

$$E_d = 57,535 - 4,673 \cdot F - 9,834 \cdot A + 0,762 \cdot F \cdot A \quad (R^2 = 0,80) \quad (5.18)$$

em que,

E_d = eficiência de derriça, %;

A = amplitude, mm;

F = frequência, Hz.

Os modelos escolhidos relacionam a eficiência de derriça dos frutos à amplitude e a frequência de excitação. Tais fatores estão associados à aceleração atingida por um sistema submetido à oscilação linear harmônica, uma vez que, em movimentos harmônicos lineares, a aceleração RMS é proporcional ao produto da amplitude pelo quadrado da frequência de vibração.

Nas Figuras 5.8 e 5.9 são apresentadas as superfícies de resposta relacionando eficiência de derriça a frequência e amplitude de vibração dos frutos de café, para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo.

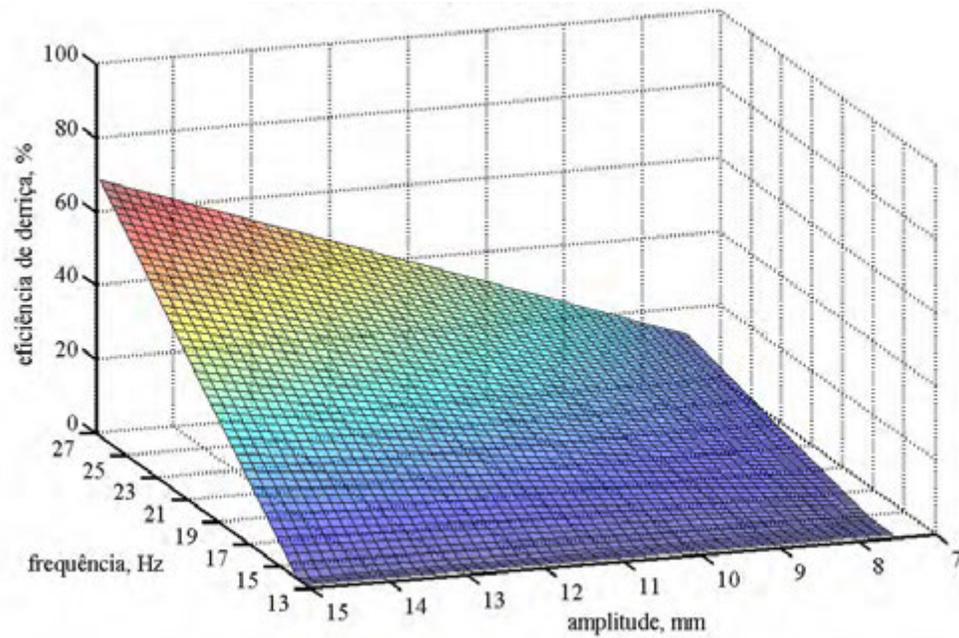


Figura 5.8 – Superfície de resposta para variedade Catuaí Vermelho.

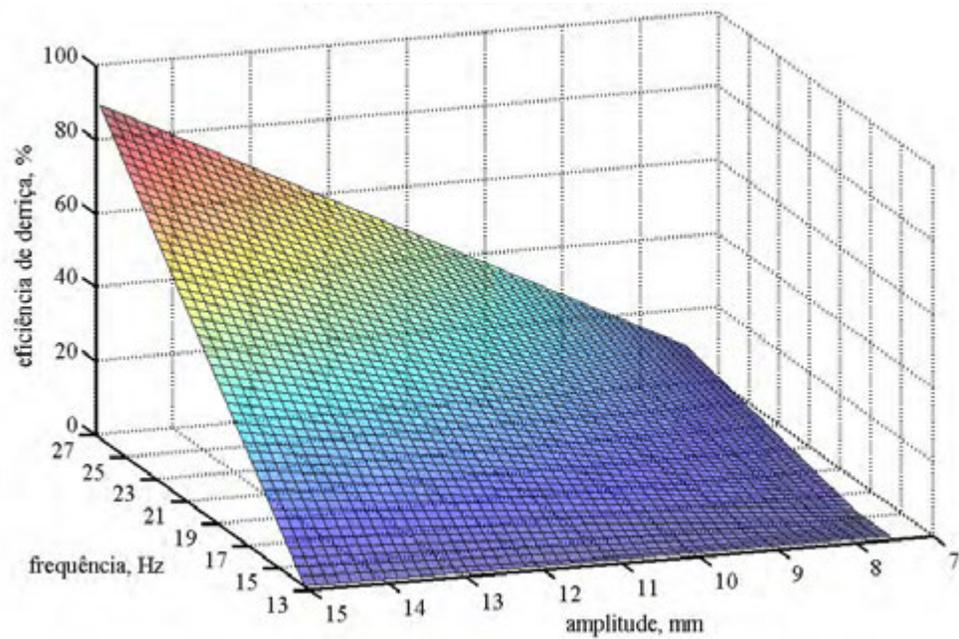


Figura 5.9 – Superfície de resposta para variedade Mundo Novo.

Pode-se observar, para ambas as variedades, que as maiores eficiências de derricha tenderam a ocorrer para níveis mais altos de freqüência e de amplitudes.

Nas Figuras 5.10 e 5.11 são apresentados os cortes nas superfícies de resposta, os quais evidenciam a dependência entre os efeitos da freqüência e da amplitude de vibração, na eficiência de derricha. Os cortes nas superfícies de resposta foram realizados

para caracterizar a dependência da eficiência de derriça com relação aos efeitos da frequência de vibração em cada nível de amplitude avaliado.

Pode se verificar nas Figuras 5.10 e 5.11 que, a eficiência de derriça tendeu a aumentar para valores de frequência e amplitude mais elevados. Tal resultado pode ser atribuído ao aumento de energia utilizada no processo de derriça quando os níveis destes fatores são incrementados.

Entretanto, a eficiência de derriça nos testes realizados tendeu a ser maior para ramos coletados da variedade Mundo Novo. Este resultado pode ser atribuído à distribuição menos compacta e adensada dos frutos nos ramos plagiotrópicos desta variedade em relação à variedade Catuaí Vermelho.

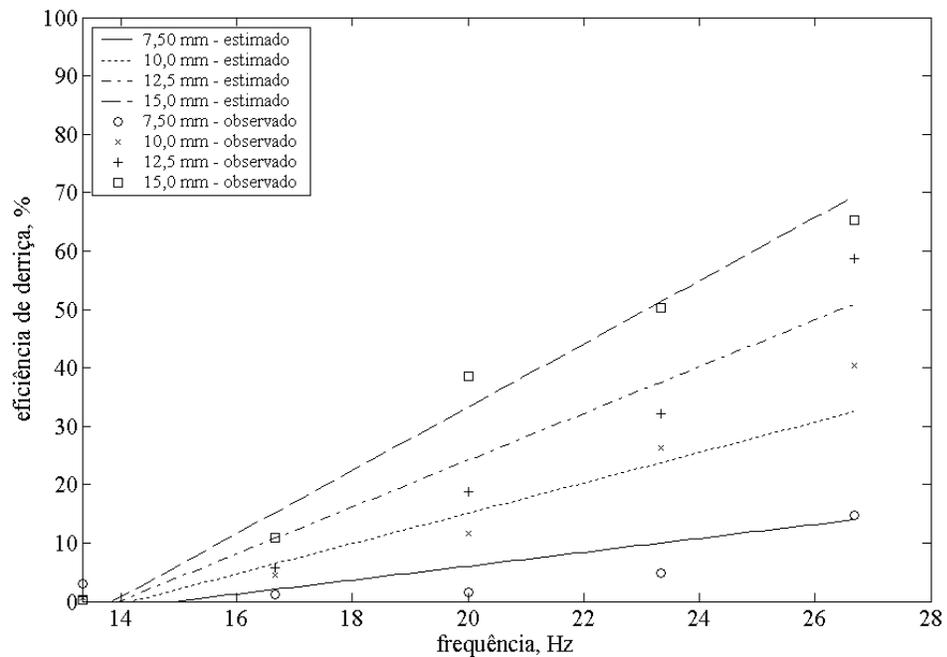


Figura 5.10 – Cortes na superfície de resposta para a eficiência de derriça em função da frequência de vibração para cada nível de amplitude da variedade Catuaí Vermelho.

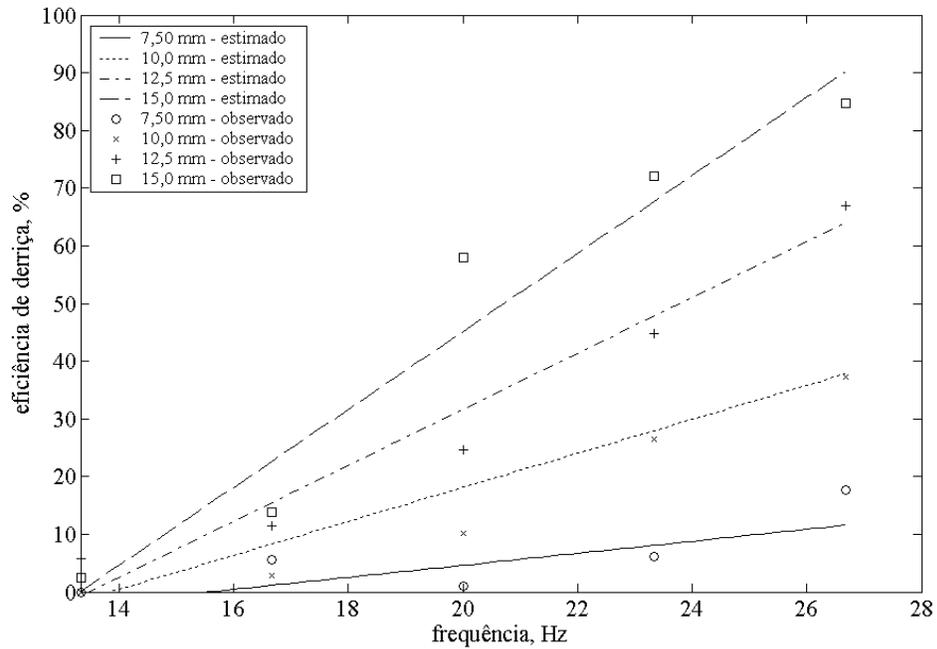


Figura 5.11 – Cortes na superfície de respostas para eficiência de derriça em função da frequência de vibração para cada nível de amplitude da variedade Mundo Novo.

5.5. CONCLUSÕES

Quanto ao efeito pontual dos fatores frequência, direção e amplitude de vibração, graus de maturação e número de frutos por pedúnculo com relação a eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro, pode-se concluir que:

- os fatores frequência e amplitude de excitação apresentaram interação significativa tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para variedade Mundo Novo;
- para ambas as variedades, baixas frequências de vibração fizeram com que não houvesse diferença na média da eficiência de derriça. Por outro lado, a medida que a frequência de vibração aumentou também aumentou a média da eficiência de derriça dos frutos em seus diferentes graus de maturação;
- para a variedade Mundo Novo, o fator amplitude de vibração influenciou nas médias da eficiência de derriça. Na medida em que as amplitudes de vibração

foram aumentadas também se aumentou a eficiência de derriça em seus diferentes graus de maturação;

- para a variedade Mundo Novo o efeito da frequência da vibração depende do número de frutos por pedúnculo, fato não ocorrido para a variedade Catuaí Vermelho, uma vez que as propriedades físicas, geométricas e mecânicas dos pedúnculos dessas variedades são distintas;
- sistemas fruto-pedúnculo com dois frutos apresentaram maiores médias de eficiência de derriça;
- a frequência de 26,67 Hz apresentou um melhor desempenho de derriça para os sistemas fruto-pedúnculo com um e dois frutos por pedúnculo para a variedade Mundo Novo;
- os frutos passa foram mais facilmente derriçados em todas as frequências de excitação empregadas neste trabalho para ambas variedades estudadas.

Sobre o efeito dos fatores frequência e amplitude de vibração sobre a eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro, pode-se concluir que:

- a eficiência de derriça está diretamente relacionada aos fatores frequência e amplitude de vibração;
- as frequências entre 23,33 e 26,67 Hz e amplitudes variando entre 12,5 e 15,0 mm tenderam a apresentar maior eficiência de derriça dos frutos cereja para as variedades estudadas;
- a eficiência de derriça na variedade Mundo Novo, por meio de vibrações mecânicas, tendeu a ser superior à da variedade Catuaí Vermelho para os intervalos de frequência e amplitude avaliados.

5.6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARISTIZ, I. D.; TASCÓN, C. E. O., ALVAREZ, M. F. Mechanical harvest of coffee applying circular and multidirectional vibrations. **Transactions of the ASAE**, v. 46, p. 205-209, 2003.

ARISTIZÁBAL-TORRES, I. D. TASCÓN, C. E. O., ALVAREZ-MEJÍA, F. Cosecha mecánica del café mediante vibraciones multidireccionales. **Revista del Centro Nacional de Investigaciones de Café (Cenicafé)**, v.50, n.3, p.173-182, 1999.

BARBOSA, J. A., SALVADOR, N., SILVA, F. M. Desempenho operacional de derriçadoras mecânicas portáteis, em diferentes condições de lavouras cafeeira. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v.9, n.1, p.129-132, 2005.

CARVALHO JÚNIOR, C.; BORÉM, F. M.; PEREIRA, R. G. F. A.; SILVA, F. M. Influência de diferentes sistemas de colheita na qualidade do café (*Coffea arabica* L.). **Revista Ciências e Agrotecnologia**, v.27, n. 5, p. 1089-1096, 2003.

CIRO, V.; ÁLVAREZ MEJÍA, F.; TÁSCON, C. E. O. Respuesta dinámica de la rama del cafeto a la aplicación de vibraciones unidireccionales. **Revista del Centro Nacional de Investigaciones de Café (Cenicafé)**, v. 49, n. 2, p.151-161, 1998.

FILGUEIRAS, W. H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudos de colheita por vibração**. Viçosa, MG: UFV. 2001. 81p. Dissertação de Mestrado.

LANG, Z. Dynamic modelling structure of a fruit tree for inertial shaker system design. **Biosystems Engineering**, v.93, n.1, p. 35-44, 2006.

MARTINEZ R., A., DELASCUEVAS M., H, LLANES G., O. Cálculo de vibradores multidireccionales para la cosecha mecanizada de frutas. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**, v.4, n.1, p.44-48, 1994.

MATIELLO, J. B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A. W. R.; ALMEIDA, S. R.; FERNANDES, D. R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações**. Rio de Janeiro, RJ: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387p.

MORRIS, J. R. Effects of mechanical harvesting on the quality of small fruits and grapes. **Transactions of the ASAE**, v.5, n.54, p.322-348, 1983.

PARCHOMCHUK, P.; COOKE, J. R. Vibratory harvesting: An experimental analysis of fruit-stem dynamics. **Transactions of the ASAE**, v.15, n.4, p.598-603,1971.

SANDERS, K. F. Orange harvesting systems review. **Biosystems Engineering**, v. 90, n. 2, p. 115-125, 2005.

SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. **Journal of Food Engineering**, v. 76, p. 148-153, 2006.

SILVA, F. M. **Colheita do café mecanizada e semi-mecanizada**. Lavras, MG: UFLA. 2001. 88p. Boletim de Extensão.

SILVA, F. M., CARVALHO, G. R., SALVADOR, N. Mecanização da colheita do café. **Informe Agropecuário**, EPAMIG, v.18, n.187, p.43-54, 1997.

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Viçosa, MG: UFV. 2004. 123p. Tese de Doutorado.

SRIVASTAVA, A. K.; GOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P. **Engineering principles of agricultural machines**. Michigan: ASAE. 601p., 1996.

TASCÓN, C. E. O.; MORA, R. B.; MEJÍA, F. A.; ARISTIZÁBAL-TÓRRES, I. D., GÓMEZ, C. A. R.; URIBE, J. R. S. Cosecha del café con vibradores portátiles del tallo. **Rev. Fac. Nal. Agr. Medellin**, v. 58, n. 1, p. 2697-2708, 2005.

CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES

6.1. RESUMO E CONCLUSÕES

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de estudar o comportamento dinâmico de sistemas fruto-pedúnculo do cafeeiro. Para tal foi empregado um modelo tridimensional em elementos finitos baseado na teoria da elasticidade linear. Todos os programas computacionais desenvolvidos foram implementados em linguagem FORTRAN 90.

A primeira parte do trabalho baseou-se no desenvolvimento e implementação do modelo de elementos finitos, a partir do qual foram geradas as matrizes globais de massa e rigidez do sistema com base na discretização do domínio composto pela geometria do sistema fruto-pedúnculo.

As características geométricas, físicas e inerciais do sistema foram determinadas experimentalmente, para a variedade Catuaí Vermelho e Mundo Novo para os graus de maturação verde, verdoengo, cereja e passa. Tais características foram empregadas na composição dos dados de entrada para os programas computacionais, desenvolvidos para a simulação do comportamento dinâmico dos sistemas.

A discretização dos sistemas fruto-pedúnculo foi efetuada por meio do programa computacional Tetgen, de domínio público, o qual possibilitou a geração de malhas tetraédricas, cujas coordenadas e as conectividades entre os elementos compuseram os dados de entrada dos programas computacionais.

Um programa computacional foi desenvolvido para a determinação das frequências naturais e modos de vibração dos sistemas fruto-pedúnculo, a partir da formulação e solução de problemas de autovalores (frequências naturais) e autovetores (modos de vibração). A solução do sistema foi obtida a partir da utilização do método do subespaço. Foram determinadas as frequências naturais dos sistemas fruto-pedúnculo nos graus de maturação verde, verdoengo e cereja, para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, o que possibilitou uma análise do comportamento desses sistemas com base em suas características modais.

Para a determinação das tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo durante o processo de vibração, foi desenvolvido e implementado um programa computacional, o

qual permitiu a análise transiente do sistema submetido a uma força variável ao longo do tempo. Com base nos deslocamentos nodais, foram calculadas as tensões normais e cisalhantes geradas no sistema. Para o estudo do comportamento dinâmico do sistema foram determinadas as tensões equivalentes de Von Mises, a partir das tensões normais e cisalhantes, o que possibilitou um estudo minucioso das tensões geradas na região de união entre o fruto e o pedúnculo. Foram realizadas simulações em que os sistemas fruto-pedúnculo, para ambas as variedades estudadas nos graus de maturação verde e cereja, foram submetidos as suas frequências naturais. Contudo, outro cenário foi estudado, com base em simulações realizadas para um mesmo nível de energia vibracional, o que possibilitou a análise da resposta dos sistemas em função da variedade e do grau de maturação com relação às tensões geradas durante o processo de vibração.

Além da modelagem e estudo do comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo, foi realizado um estudo experimental com o objetivo de analisar o efeito de vários fatores com relação à eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro, dentre os quais destacam-se: a frequência e amplitude de vibração, direção de vibração (transversal ou longitudinal), grau de maturação dos frutos (verde, verdoengo, cereja e passa), número de frutos por pedúnculo (um e dois frutos) e comprimento dos ramos plagiotrópicos (5, 10 e 15 cm). Foram executados dois experimentos para ambas as variedades avaliadas: o primeiro com o objetivo de avaliar o efeito dos fatores de forma pontual no sistema fruto-pedúnculo durante o processo de vibração sob a eficiência de derriça; o segundo com o objetivo de avaliar a eficiência de derriça para os frutos cerejas sob o efeito de diferentes frequências e amplitudes de vibração.

Desta forma, com base nos estudos teóricos e experimentais desenvolvidos, pode-se concluir que:

- o modelo tridimensional em elementos finitos, desenvolvido para a determinação das propriedades modais (frequências naturais e modos de vibração) de sistemas físicos, foi convergente de acordo com o procedimento de validação empregado, o que permite sua utilização em diversos sistemas que demandem este tipo de análise;
- as frequências naturais obtidas para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, diminuem na medida em que o grau de maturação dos frutos aumenta;

- para a variedade Catuaí Vermelho as frequências naturais obtidas foram de 23,21; 57,66 e 295,69 Hz para o grau de maturação verde, de 21,81; 53,58 e 275,81 Hz para o grau de maturação verdoengo e de 19,86; 50,37 e 254,18 Hz para o grau de maturação cereja;
- para a variedade Mundo Novo as frequências naturais obtidas foram de 23,17; 59,87 e 300,59 Hz para o grau de maturação verde, de 23,62; 55,63 e 292,79 Hz para o grau de maturação verdoengo e de 20,56; 49,57 e 257,44 Hz para o grau de maturação cereja;
- a variedade Mundo Novo apresentou frequências naturais ligeiramente superiores as frequências obtidas para a variedade Catuaí Vermelho;
- o modo de vibração de contra-fase pode representar uma melhor alternativa a colheita de frutos de café quanto a eficiência de derriça por gerar níveis de tensões mais acentuados na união entre o fruto e o pedúnculo devido sua configuração geométrica;
- o intervalo entre as frequências naturais para os frutos verde e cereja, foi consideravelmente superior àquelas associadas ao modo de vibração em contra-fase, superiores a 40 Hz para ambas as variedades estudadas, o que facilitaria a prática da colheita seletiva;
- para a análise da resposta transiente do sistema fruto-pedúnculo, o modelo tridimensional em elementos finitos apresentou um desvio máximo de 22,33%, em relação aos dados experimentais;
- tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para a variedade Mundo Novo as tensões geradas no sistema fruto-pedúnculo aumentaram na medida em que se aumento a frequência de vibração;
- o modo de vibração em contra-fase, associado a terceira frequência natural do sistema, promoveu a geração dos maiores níveis de tensões na união entre o

fruto e o pedúnculo, em relação aos modos de vibração pendular e torcional, associados a primeira e a segunda frequências naturais, respectivamente;

- para um mesmo nível de energia vibracional, obtido por meio da vibração dos sistemas fruto-pedúnculo em uma frequência de 26,67 Hz e uma amplitude de 15 mm, foram determinados 23,75 e 13,36 MPa de tensão máxima na união entre o fruto e o pedúnculo para a variedade Catuaí Vermelho e para os graus de maturação verde e cereja, respectivamente. Para a variedade Mundo Novo foram encontradas tensões máximas de 34,67 e 19,50 MPa para os graus de maturação verde e cereja, respectivamente;
- independentemente do grau de maturação, os sistemas fruto-pedúnculo da variedade Mundo Novo apresentaram uma maior concentração de tensão na região de união entre o fruto e o pedúnculo em relação aos sistemas da variedade Catuaí Vermelho;
- as maiores concentrações de tensões foram obtidas na região de união entre o fruto e o pedúnculo, para ambas variedades avaliadas e nos graus de maturação considerados;
- de acordo com a análise experimental, os fatores frequência e amplitude de vibração apresentaram interação significativa tanto para a variedade Catuaí Vermelho quanto para variedade Mundo Novo;
- para ambas as variedades, baixas frequências de vibração fizeram com que não houvesse diferença na média da eficiência de derriça. Por outro lado, na medida em que a frequência de vibração aumentou também aumentou a média da eficiência de derriça dos frutos em seus diferentes graus de maturação;
- para a variedade Mundo Novo, o fator amplitude de vibração influenciou nas médias de eficiência de derriça. Na medida em que as amplitudes de vibração foram aumentadas também se aumentou a eficiência de derriça em seus diferentes graus de maturação;

- para a variedade Mundo Novo o efeito da frequência da vibração depende do número de frutos por pedúnculo, fato não ocorrido para a variedade Catuaí Vermelho, uma vez que as propriedades geométricas, físicas e inerciais dos pedúnculos dessas variedades são distintas;
- pedúnculos com maior nº de frutos tendem a apresentar maior média da eficiência de derriça, pois para todas as frequências empregadas neste trabalho os sistemas fruto-pedúnculo com dois frutos por pedúnculo apresentaram maiores médias de eficiência de derriça;
- a frequência de 26,67 Hz apresentou um melhor desempenho de derriça para os sistemas fruto-pedúnculo com um e dois frutos por pedúnculo para a variedade Mundo Novo;
- os frutos passa foram mais facilmente derriçados em todas as frequências de vibração empregadas neste trabalho para ambas variedades estudadas;
- a eficiência de derriça está diretamente relacionada aos fatores frequência e amplitude de vibração, uma vez que a aceleração imposta aos frutos durante o procedimento de derriça relaciona a amplitude e o quadrado da frequência de vibração;
- as frequências entre 23,33 e 26,67 Hz e amplitudes variando entre 12,5 e 15,0 mm tenderam a apresentar maior eficiência de derriça dos frutos cereja para ambas as variedades estudadas;
- a eficiência de derriça na variedade Mundo Novo, por meio de vibrações mecânicas, tendeu a ser superior à da variedade Catuaí Vermelho para os intervalos de frequência e amplitudes avaliados.