



LUIZ DE GONZAGA FERREIRA JÚNIOR

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DAS HASTES DE
UMA COLHEDORA DE CAFÉ**

LAVRAS – MG

2014

LUIZ DE GONZAGA FERREIRA JÚNIOR

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DAS HASTES DE UMA COLHEDORA DE
CAFÉ**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Máquinas e Mecanização Agrícola, para a obtenção do título de Mestre.

Orientador

Dr. Fábio Moreira da Silva

Coorientador

Dr. Danton Diego Ferreira

LAVRAS - MG

2014

**Ficha Catalográfica Elaborada pela Coordenadoria de Produtos e
Serviços da Biblioteca Universitária da UFLA**

Ferreira Júnior, Luiz de Gonzaga.

Análise de vibração das hastes de uma colhedora de café / Luiz
de Gonzaga Ferreira Júnior. – Lavras : UFLA, 2014.

90 p. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Lavras, 2014.

Orientador: Fábio Moreira da Silva.

Bibliografia.

1. Café. 2. Colheita. 3. Processamento de sinais. 4. Vibração. 5.
Derrçadora. I. Universidade Federal de Lavras. II. Título.

CDD – 631.55

LUIZ DE GONZAGA FERREIRA JÚNIOR

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DAS HASTES DE UMA COLHEDORA DE
CAFÉ**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Máquinas e Mecanização Agrícola, para a obtenção do título de Mestre.

APROVADA em 17 de Julho de 2014.

Dr. Danton Diego Ferreira	UFLA
Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães	UFLA
Dr. Flávio Castro da Silva	UFF

Dr. Fábio Moreira da Silva
Orientador

LAVRAS - MG

2014

Aos meus irmãos, inteligentes e batalhadores, verdadeiros companheiros,
pela confiança, apoio, amor e descontração.

À minha vó, pessoa maravilhosa, exemplar, pelos ensinamentos,
carinho, estímulo e confiança.

A Sheila, pessoa especial, que sempre me apoiou, pelo carinho,
dedicação e amor.

Ao Adler, meu primo (in memoriam), pelo vínculo
sublime em nossas vidas e pela lembrança
deixada de que um sorriso vale mais que tudo.

DEDICO

Aos meus pais, Luiz de Gonzaga Ferreira e Rosa Malena Ferreira,
verdadeiros amigos, professores da vida, guerreiros,
pelo exemplo, simplicidade, confiança,
incentivo e amor,

DEDICO E OFEREÇO

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, a Deus, por me dar força e saúde para finalizar este trabalho, concedendo-me mais uma conquista.

À Universidade Federal de Lavras, em especial ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade concedida para a realização do mestrado.

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

Aos professores: Dr. Fábio Moreira, Dr. Danton Diego Ferreira, Dr. Ricardo Magalhães, Dr. Antônio Donizette e Dr. Carlos Volpato, pela contribuição e ensinamentos.

Ao programa de Pós Graduação em Engenharia Agrícola, em especial a Helen e Fernanda, pela disposição e atenção concedidas.

A todos os funcionários do Departamento de Engenharia e aos amigos da pós-graduação, que contribuíram direta ou indiretamente com a execução deste trabalho.

Às empresas por onde passei: Rochfer, Pinhalense e Jacto que, certamente, contribuíram com meu aprendizado e vivência profissional.

Ao meu pai, que ajudou na coleta de dados durante os ensaios.

Aos amigos do CEFET – Nepomuceno – MG, discentes do curso técnico em Mecatrônica: Ulysses e Jânio, pela disposição em ajudar nas dúvidas sobre Arduino e desenvolvimento de um suporte.

A uma pessoa especial que esteve durante muitos anos ao meu lado e sempre incentivou e acreditou nesse meu sonho.

Ao Danton, que dedicou horas e horas de seu tempo, para esclarecer minhas dúvidas.

Muito obrigado!

Determinação, curiosidade e entusiasmo, são palavras que definem o princípio desta dissertação, após retornar do “mercado de trabalho”, passando por empresas como as Indústrias Mecânicas Rochfer LTDA, a Pinhalense S/A Máquinas Agrícolas e a Máquinas Agrícolas Jacto S/A, as quais certamente foram uma nova escola, buscando conciliar a vivência profissional adquirida e o aperfeiçoamento, inseri-me, na academia, por meio do mestrado em Engenharia Agrícola, focando os estudos em colheita mecânica do café. E foi aí que conhecemos, na busca para fortalecer a base dos estudos, enormes pilares que sustentam os mais renomados trabalhos atuais referentes à colheita mecanizada do café, pilares levantados pela experiência de anos de trabalho no ramo da cafeicultura, muito esforço e dedicação do Sr. Kashima, honrado ao fazer essa menção, pois, baseando em sua crença otimista em auxiliar o cafeicultor por meio da colheita mecanizada, este trabalho de dissertação foi construído também com muita crença, determinação em vencer os obstáculos, curiosidade de um trabalho inovador e entusiasmo de seguir em frente. Baseado nisso, deixo abaixo a frase de um grande autor, que traduz o sonho, como sendo o caminho mais próximo para a realização. Reforço, ainda, que gostaria e espero fazer parte de alicerces para a sustentação do conhecimento, levando soluções e benefícios ao cafeicultor.

“Conheço pessoas que triunfam e que sempre triunfarão.

Vocês sabem por quê?

Eu lhes direi o porquê,

Porque nunca desistem dos seus sonhos

E sempre terminam tudo aquilo que começam”.

Napoleon Hill

RESUMO

A cafeicultura se destaca mundialmente pela sua importância socioeconômica, atuando direta ou indiretamente nos mais diversos setores. Para o cafeicultor atender à demanda e manter-se competitivo no mercado, é necessário reduzir custos de produção, o que levou a utilização da mecanização na cafeicultura, como é o caso da colheita do café (*Coffea arabica* L.), que é um processo oneroso e demanda elevado custo com mão de obra, a qual é cada vez mais escassa. A migração da colheita manual para a semimecanizada ou supermecanizada fez surgir novas tecnologias e diversos modelos de colhedoras. Essas colhedoras possuem regulagens que influenciam diretamente na eficiência de derriça. Porém, entender o comportamento dinâmico dos componentes e sistemas das colhedoras é de extrema importância para o desenvolvimento de novos produtos, recomendações de regulagem e operação. Nesse contexto, conduziu-se este trabalho com o objetivo de avaliar a vibração das hastes derriçadoras de uma colhedora de café automotriz, a fim de conhecer o comportamento dinâmico em termos de amplitude e frequência de vibração e os efeitos sobre a colheita. Os ensaios foram conduzidos no Setor de Máquinas e Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia da Universidade Federal de Lavras – UFLA, município de Lavras, MG. A metodologia utilizada empregou conceitos de processamento de sinais para atingir os resultados, os quais foram divididos em qualitativos e quantitativos. Nos ensaios, utilizou-se o delineamento inteiramente casualizado (DIC), com parcelas subdivididas, totalizando 81 tratamentos. Os resultados mostraram que foi possível descobrir a trajetória realizada pelas hastes derriçadoras, e que a colhedora estudada apresentou maiores amplitudes de vibração das hastes no sentido vertical, quando regulada em 8 e 10 Kgf no freio que corresponde, respectivamente, aos torques de 42,89 e 53,61 N.m , na vibração de 950 ciclos.min⁻¹ do cilindro e com hastes de 570 mm de comprimento. Demonstrou que a maior eficiência de derriça ocorre quando as hastes vibram no sentido vertical, favorecendo o maior contato entre as hastes e os ramos plagiotrópicos e frutos da planta de café. Os resultados auxiliam na recomendação de regulagem de colhedoras e servem de base para pesquisas e desenvolvimento de novas tecnologias que visem ao benefício do cafeicultor.

Palavras-chave: Colheita de café. Processamento de sinais. Amplitude de Vibração. Hastes Derriçadoras.

ABSTRACT

Coffee culture is highlighted worldwide by its socioeconomic importance, acting directly or indirectly on many sectors. For the coffee producer to meet the demand and maintain competitive in the market, it is necessary to reduce production costs, which lead to the use of mechanizations in coffee culture, as is the case with coffee (*Coffea arabica* L.) harvesting, which is an onerous process and demands an elevated cost with labor, which is ever scarcer. The migration of manual harvesting to the semi-mechanized or super-mechanized harvests caused the emergence of new technologies and many models of harvesters. These harvesters present adjustments, which directly influence the efficiency of harvest. However, to understand the dynamic behavior of the components and systems of the harvesters, adjustment and operating recommendations are of extreme importance for the development of new products. In this context, this work was conducted with the objective of evaluating the vibration of the harvesters rods of an automotive coffee harvester in order to know the dynamic behavior in terms of vibration amplitude and frequency and the effect over harvesting. The trials were conducted in the Agriculture Machinery and Mechanization Sector of the Department of Engineering at the Universidade Federal de Lavras – UFLA, in the municipality of Lavras, MG, Brazil. The methodology used employed the concepts of signal processing to reach the results, which were divided into qualitative and quantitative. In the trials, the completely randomized design was used, with subdivided plots, totalizing 81 treatments. The results showed that it was possible to uncover the trajectory performed by the harvesters rods, and that the studies harvester presented higher vibration amplitudes of the rods in the vertical direction when regulated in 8 to 10 Kgf on the break that corresponds, respectively, to the torques of 42.89 and 53.61 N.m, in the vibration of 950 cycles.min⁻¹ of the cylinder and with stems of 570 mm in length. They also showed that the higher efficiency of the combing occurs when the rods vibrate in the vertical direction, favoring the higher contact between the stems and the plagiotropic branches and fruits of the coffee plant. The results aid in recommending the adjustment of harvesters and serve as basis for researches and development of new technologies that aim at benefiting the coffee producer.

Keywords: Coffee harvester. Signal processing. Vibration amplitude. Harvesters rods.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Esquema de filtragem.....	31
Figura 2	Resposta em frequência de filtros: (a) passa-baixas, (b) passa-faixa, (c) rejeita faixa e (d) passa-altas.....	33
Figura 3	Colhedora automotriz modelo K3 Advance, Jacto.....	34
Figura 4	Sistema das hastes da colhedora K3 Advance.....	35
Figura 5	Posição do sensor na haste	36
Figura 6	Posição das hastes instrumentadas	37
Figura 7	Regulagem da força na cinta de freio.....	39
Figura 8	Dinamômetro portátil utilizado para quantificar as forças no cilindro vibrador.....	40
Figura 9	Acelerômetro triaxial MMA7361.....	41
Figura 10	Microcontrolador Arduino Mega 2560	42
Figura 11	Módulo de comunicação bluetooth modelo Rs232	43
Figura 12	Esquema de montagem dos equipamentos.....	44
Figura 13	Etapas do condicionamento de sinais.....	45
Figura 14	Respostas em frequência dos filtros passa-faixas projetados para as frequências de regulagem da máquina: (a) 750 ciclos.min ⁻¹ ; (b) 850 ciclos.min ⁻¹ ; e (c) 950 ciclos.min ⁻¹	46
Figura 15	Representação da caracterização de “não movimento”.....	48
Figura 16	Representação do cálculo da área pelo processo de integração (FREESCALE, 2014a).....	49
Figura 17	Erro gerado durante a integração (FREESCALE, 2014a).....	50
Figura 18	Redução do erro de integração com aproximação das áreas - Método trapezoidal (FREESCALE, 2014a).....	50
Figura 19	Representação gráfica da transformação aceleração em posição (FREESCALE, 2014a).....	51

Figura 20	Posicionamento da câmera	53
Figura 21	Sinais de aceleração coletados pelo acelerômetro.....	56
Figura 22	Sinais de aceleração filtrados pelo Filtro A (Passa- Faixa).....	57
Figura 23	Sinais após processo de conversão (aceleração em posição/deslocamento)	58
Figura 24	Sinais de posição/deslocamento filtrados pelo Filtro C	59
Figura 25	Trajectoria da haste de 640 mm com 12 Kgf no freio a 950 ciclos.min ⁻¹	60
Figura 26	Trajectoria da haste de 640 mm com 12 Kgf no freio a 750 ciclos.min ⁻¹	61
Figura 27	Trajectoria da haste de 570 mm com 12 Kgf no freio a 850 ciclos.min ⁻¹	62
Figura 28	Trajectoria da haste de 570 mm com 10 Kgf no freio a 750 ciclos.min ⁻¹	62
Figura 29	Trajectoria da haste de 640 mm com 10 Kgf no freio a 850 ciclos.min ⁻¹	63
Figura 30	Trajectoria da haste de 600 mm com 10 Kgf no freio a 950 ciclos.min ⁻¹	63
Figura 31	Trajectoria da haste de 570 mm com 8 Kgf no freio a 750 ciclos.min ⁻¹	64
Figura 32	Trajectoria da haste de 600 mm com 8 Kgf no freio a 850 ciclos.min ⁻¹	64
Figura 33	Trajectoria da haste de 640 mm com 8 Kgf no freio a 950 ciclos.min ⁻¹	65
Figura 34	Comportamento de vibração horizontal da haste caracterizado pela não exatidão de frenagem do cilindro.....	67

Figura 35	Representação da maior área de contato entre hastes e ramos quando as hastes submetidas a vibrações deslocam-se no sentido vertical	69
Figura 36	Deslocamentos da haste.....	71
Figura 37	Deslocamentos da haste obtidos por meio de sensor.....	71

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1	Valores médios de deslocamento horizontal das hastes em função da vibração e regulagem do freio	82
Gráfico 2	Valores médios de deslocamento vertical das hastes em função da vibração e regulagem do freio	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Análise de variância para os dados de deslocamento horizontal das hastes derrificadoras	73
Tabela 2	Análise de variância para os dados de deslocamento vertical na ponta das hastes derrificadoras	74
Tabela 3	Valores médios do Deslocamento Horizontal das hastes de 640 mm de comprimento.....	75
Tabela 4	Valores médios do Deslocamento Horizontal das hastes de 600 mm de comprimento.....	76
Tabela 5	Valores médios do Deslocamento Horizontal das hastes de 570 mm de comprimento.....	77
Tabela 6	Valores médios do Deslocamento Vertical em hastes de 640 mm de comprimento.....	78
Tabela 7	Valores médios do Deslocamento Vertical em hastes de 600 mm de comprimento.....	79
Tabela 8	Valores médios do Deslocamento Vertical em hastes de 570 mm de comprimento.....	80

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
2	OBJETIVOS	19
2.1	Objetivo geral	19
2.2	Objetivos específicos	19
3	REVISÃO DE LITERATURA	20
3.1	A cafeicultura no Brasil	20
3.2	O Cafeeiro	21
3.3	Colheita do café	22
3.3.1	Colheita mecânica do café	23
3.4	Colheita por vibração	24
3.5	Força de desprendimento dos frutos	26
3.6	Condicionamento de sinais	27
3.7	Processamento Digital de Sinais	29
3.7.1	Filtros Digitais	30
4	MATERIAL E MÉTODOS	34
4.1	Localização e caracterização do experimento	34
4.2	Metodologia empregada para quantificar o torque nos cilindros vibradores	38
4.3	Aquisição dos sinais	40
4.4	Montagem dos equipamentos	43
4.5	Condicionamento dos sinais	44
4.6	Confiabilidade do sistema	52
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	54
5.1	Resultados Qualitativos	54
5.2	Resultados Quantitativos	72
5.2.1	Análise de variância para os resultados dos ensaios de amplitude de vibração das hastes derrçadoras	73
6	CONCLUSÕES	84
6.1	Perspectivas Futuras	84
	REFERÊNCIAS	86

1 INTRODUÇÃO

O Brasil é atualmente o maior produtor e exportador de café do mundo, seguido de Vietnã, Indonésia e Colômbia, quanto à produção. O United States Department of Agricultura - USDA (2014) estimou uma produção de 49,5 milhões de sacas na safra 2014/15 para o Brasil, que somam 20,2 milhões de sacas a mais que o segundo maior produtor, o Vietnã. Quanto ao consumo, segundo a Associação Brasileira da Indústria do Café - ABIC (2013), o Brasil permanece como segundo maior consumidor mundial de café, atrás, apenas, dos Estados Unidos.

Na cafeicultura brasileira, o estado de Minas Gerais se destaca como o maior produtor nacional, seguido de Espírito Santo, São Paulo, Bahia e Paraná, sendo o sul de Minas responsável por quase metade da produção total do estado de Minas Gerais e com previsão para atingir em torno de 52% da produção do estado, neste ano, conforme informações da Companhia Nacional de Abastecimento - CONAB (2014).

A cafeicultura se destaca mundialmente pela sua importância socioeconômica nos mais diversos setores, direta ou indiretamente, é fonte de renda e subsistência para os cafeicultores, está presente na mesa do “café da manhã” como produto para consumo doméstico, estimula o comércio nas cafeterias de muitos países, movimentando o mercado de transportes, em decorrência da sua logística de distribuição, gera emprego nas fazendas, armazéns, indústrias de máquinas e equipamentos, nos portos e também está inserido nos mercados de produtos farmacêuticos e cosméticos. Juntamente com a demanda pelo produto, a necessidade de produção também cresce. A utilização da mecanização na agricultura é um caminho para o agricultor se manter na atividade e atender à demanda, como é o caso do processo de colheita do café (*Coffea arabica* L.), processo oneroso que demanda elevado custo com mão de

obra, a qual está cada vez mais escassa. A colheita semimecanizada e totalmente mecanizada do café reduz custos consideráveis no processo.

O uso da mecanização agrícola nas diversas operações de campo é uma das grandes ferramentas que impulsionou o aumento da produção mundial de grãos, trazendo aos produtores rurais diversos benefícios, entres estes, a redução de custos e a rapidez na realização das operações de campo (OLIVEIRA et al., 2007a). O sistema de colheita mecanizada, segundo Kashima (1990), apresenta menor custo operacional e melhor qualidade dos frutos na cultura cafeeira, comparativamente ao sistema manual.

Kashima (1990), afirma que a possibilidade de mecanização da colheita é a grande saída para o País continuar com a liderança mundial de café, por meio da competitividade nos custos e na qualidade do produto.

Segundo Silva et al. (1998), as colhedoras automotrizes no Sul de Minas Gerais apresentam boas condições de expansão, superando as primeiras expectativas, em decorrência da necessidade dos produtores de fazerem uma colheita rápida, com menor custo operacional e com café de melhor qualidade.

Parchomchuk e Cooke (1971), estudando as forças de desprendimento dos frutos de café, afirmam que essa força ocorre quando as forças inerciais, decorrentes do movimento no fruto, tornam-se maiores do que a força de tração necessária para causar o desprendimento. Tongumpai (1993), complementa os estudos, afirmando que a força para remoção de frutos verdes de café é, geralmente, maior do que a força necessária para a remoção de frutos maduros.

A colheita 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. Dessa forma, a partir do conhecimento das propriedades modais do sistema fruto-pedúnculo, podem-se empregar níveis de

frequência e amplitude adequados para a realização da colheita seletiva ou total dos frutos (SANTOS, 2008).

Guedes (2011) relata que para a otimização de máquinas destinadas à colheita do café é necessário o conhecimento prévio de detalhes relativos às propriedades mecânicas, geométricas e dinâmicas dos frutos e da planta. Afirmar também que a realização de testes experimentais em laboratório, utilizando máquinas apropriadas para analisar o comportamento do sistema fruto-pedúnculo-ramo pode auxiliar o dimensionamento e o projeto de máquinas de colheita.

Sales (2011), avaliando a influência da regulação do torque dos cilindros vibradores na eficiência de derriça do café e na desfolha das plantas, concluiu que a maior eficiência de derriça foi obtida com regulagens de 42,89N.m (8 kgf), de torque nos cilindros, velocidade operacional de 1,6 Km.h⁻¹ e vibração de 15,8 Hz (950 ciclos.min⁻¹).

Assim como é importante na maioria dos estudos apresentados sobre colheita mecânica do café por vibração, o estudo da frequência, a amplitude, a regulação do freio dos cilindros vibradores, as forças de desprendimento dos frutos, as propriedades mecânicas, geométricas e dinâmicas dos frutos, é também necessário um maior estudo e conhecimento do comportamento dinâmico dos componentes mecânicos responsáveis pela transmissão da vibração aos frutos do café, como, por exemplo, a frequência e amplitude de vibração das hastes vibratórias das colhedoras que podem levar a um melhor desempenho na eficiência de colheita, reduzir os custos com repasse, possibilitar uma melhor colheita seletiva, danificar menos as plantas, enfim, reduzir os custos do processo de colheita levando benefícios ao cafeicultor e as indústrias de máquinas agrícolas, que terão como bases essas informações para a confecção de seus projetos.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

Avaliar a vibração das hastes derriçadoras de uma colhedora de café, a fim de conhecer o comportamento dinâmico em termos de amplitude e frequência de vibração e os efeitos sobre a colheita.

2.2 Objetivos específicos

Avaliar o comportamento de vibração das hastes:

- a) na ponta da haste;
- b) utilizando três comprimentos de hastes, sendo: 13 x 570 mm, 13 x 640 mm e 13 x 600 mm;
- c) com três regulagens do freio do cilindro: 8, 10 e 12 kg, que correspondem aos torques de 42,89, 53,61 e 64,33 N.m, respectivamente;
- d) em três frequências de vibração do cilindro: 750, 850 e 950 ciclos $\cdot \text{min}^{-1}$, que correspondem a 12,5, 14,2 e 15,8 Hz, respectivamente.

Mapear a trajetória percorrida pela ponta da haste com o auxílio do condicionamento e processamento de sinais.

Correlacionar os efeitos do comportamento dinâmico das hastes sobre a eficiência de derriça do café.

3 REVISÃO DE LITERATURA

3.1 A cafeicultura no Brasil

O setor cafeeiro é um dos mais importantes da economia brasileira pela sua expressão na pauta de exportação e geração de emprego e renda, sendo um dos produtos estratégicos do país. Segundo Bacha (1998), a cafeicultura foi responsável, inicialmente, pela formação econômica das regiões mais desenvolvidas do país, uma vez que a industrialização do centro-sul brasileiro esteve atrelada a uma cafeicultura forte e geradora de divisas, implicando em toda uma logística de prestação de serviços como transporte, armazenamento, operação administrativa e distribuição.

O abastecimento mundial de café é bastante dependente das colheitas brasileiras. A afirmação é decorrente do fato de o Brasil ser o maior produtor, exportador e segundo maior consumidor de café mundial. Segundo dados da CONAB (2014), a produção brasileira na safra 2014 é estimada em 48,34 milhões de sacas beneficiadas, sendo 1,64% inferior ao volume produzido na safra anterior, que foi de 49,15 milhões de sacas beneficiadas. Apesar de ser ano de alta bienalidade, essa redução se deve, principalmente, à redução de 61.105,9 hectares de área em produção, inversão da bienalidade em algumas regiões, aliados ao menor investimento nas lavouras e reflexo da descapitalização dos produtores decorrente dos baixos preços do café.

A área total plantada com a cultura de café, ou seja, áreas em formação e em produção reduziram de 2.375,79 para 2.282,619 hectares (safra 2013), ou seja, 1,25% inferior à área cultivada na safra passada. A área em produção totaliza 1.955.319,3 hectares, enquanto que a área de café em formação, 327.299,7 hectares (CONAB, 2014).

O estado de Minas Gerais aparece como o maior produtor de café brasileiro, respondendo com 55,2% de toda produção nacional (CONAB, 2014). Segundo Pereira (2008), a cafeicultura se destaca como a maior atividade do setor agropecuário do estado. Dentro desse contexto, pode-se citar o sul de Minas, destacando-se como a maior produtora desse produto.

3.2 O Cafeeiro

O Cafeeiro é um arbusto com altura que varia de 2,0 a 4,0 m, autógama, tronco cilíndrico, raiz pivotante profunda e muito ramificada, principalmente nas proximidades da superfície do solo. Apresenta ramos laterais primários longos e flexíveis (plagiotrópicos), contendo também ramificações secundárias e terciárias. O clima ideal é o tropical úmido, de temperaturas amenas, variando na faixa de 18 a 22° C (GUIMARÃES; MENDES; SOUZA, 2002; THOMAZIELLO et al., 1997).

A espécie *Coffea arábica* L., oriunda da Etiópia, foi introduzida no Brasil, no século XVII, sendo largamente plantada em diversas regiões do país e do continente americano até os dias atuais (GUIMARÃES; MENDES; SOUZA, 2002; THOMAZIELLO et al., 1997).

Há cerca de 100 espécies descritas do gênero *Coffea*, mas somente duas, a *C. arábica* L. e a *C. canephora* produzem frutos com importância econômica no mercado internacional; os cafés da espécie *C. arábica* L. são os que produzem a bebida de melhor qualidade e, segundo estimativa realizada pela CONAB (2014), essa espécie representa cerca de 75% da produção mundial (MATIELLO et al., 2002; PEREIRA; SAKIYAMA, 1999).

3.3 Colheita do café

Segundo o Instituto Brasileiro do Café - IBC (1974), a colheita do café é variável de região para região, em função da altitude, da latitude e das condições climáticas locais, devendo ser iniciada quando a maior parte dos frutos estiver madura e antes que se inicie a queda dos frutos secos.

A colheita pode ser considerada uma das mais complexas e onerosas etapas do ciclo de produção do café, em razão da grande demanda de mão de obra e por estar associada ao índice de qualidade do produto (OLIVEIRA et al., 2007b).

Silva (2004) destaca a importância da colheita do café, por ser a operação mais complexa e a mais importante, do ponto de vista do cafeicultor, pois é por meio dela que esse cafeicultor tira sua produção do campo e obtém o retorno dos pesados investimentos. Os mecanismos utilizados para a realização das operações e a ordem das mesmas definem os sistemas de colheita, que podem ser: manual, semimecanizado, mecanizado e supermecanizado.

Oliveira et al. (2007b), avaliando os custos operacionais da colheita mecanizada do cafeeiro, encontraram redução do custo total da colheita mecanizada na ordem de 62,36% , em relação à colheita manual.

Com a redução da disponibilidade de mão de obra, os cafeicultores encontram na fase de colheita suas maiores dificuldades. Isso requer grande expansão da mecanização nessa atividade, principalmente em relação ao desenvolvimento de equipamentos e máquinas eficientes para a colheita mecânica (SILVA, 2008).

Sales (2011), interpreta a mecanização da colheita como um processo fundamental e irreversível, sobretudo, à valorização do homem e à maximização dos resultados das safras, estando hoje em grande expansão.

A colheita do café ocorre em um curto período de tempo, encontrando dificuldades em função da desuniformidade de maturação e da umidade dos frutos, do formato das plantas e, ainda, enfrentando problemas com a falta de mão de obra em algumas áreas cafeeiras. Como resultado, a colheita mecanizada, com o uso de colhedoras, torna-se uma opção interessante, pois, em determinadas condições, as máquinas agrícolas podem realizar o trabalho de até 250 homens (SILVA, 2004).

3.3.1 Colheita mecânica do café

Silva et al. (1997) afirmam que, nos últimos anos, equipamentos derriçadores vêm sendo introduzidos nas regiões onde se tem observado falta de mão de obra para a colheita do café. Está ocorrendo a substituição do trabalho manual por mecanismos com potência superior à humana, fazendo com que os sistemas semimecanizados com derriçadora portátil sejam uma alternativa.

Conforme Sampaio (2000), a colheita de café no Brasil tem sido feita de forma manual e a escassez de mão de obra para a colheita tem sido um dos maiores problemas enfrentados pelos cafeicultores. Diante disso, fez-se necessário o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânica ou sistemas de colheita mistos, tendo em vista a solução dos problemas relacionados com a operação da colheita.

A colheita mecanizada do café está se difundindo rapidamente nas várias regiões produtoras, principalmente naquelas em que as lavouras são novas, planejadas e plantadas em espaçamento que permita o tráfego de máquinas e em topografia favorável para a realização da colheita mecanizada (SILVA, 2008).

Essa colheita mecanizada é um importante fator na redução do custo de produção do café, sendo essa redução diretamente proporcional ao grau de mecanização das operações que atinge seu ápice com o emprego de colhedoras

automotrizes. Há uma crescente expansão de áreas cafeeiras, gerando uma demanda de mão de obra nem sempre disponível e a presença de assistência técnica especializada disponível (SILVA, 2008).

Silva e Salvador (1998), estudando a colheita mecanizada do café, observaram que, além de ser uma técnica economicamente viável, apresenta um comportamento seletivo, justamente antepondo-se a uma das maiores limitações da colheita, seja mecanizada ou manual, constatada na desuniformidade de maturação dos frutos, o que prejudica o desempenho operacional e a qualidade final do produto. A partir desse comportamento, muitos produtores passaram a adiantar o início de safra, tendo como objetivo a colheita seletiva, fazendo-a em duas passadas. A primeira, quando a planta estivesse com 40% a 50% de frutos verdes, colhendo-se o máximo possível de café maduro e a segunda, em média, 30 dias após, colhendo-se o restante dos frutos (SILVA et al., 2000).

Segundo Sampaio (2000), embora as máquinas colhedoras de café tenham surgido somente na década de 80, adaptadas de colhedoras mecânicas de amoras nos EUA, desde o final da década de 60 e início da década de 70, a colheita mecanizada de produtos por meio de vibração mecânica vem sendo estudada por diversos pesquisadores. Esse mesmo autor, afirma também que um dos fatores importantes no desenvolvimento de máquinas de colheita por vibração é a determinação das frequências naturais do pedúnculo do fruto do cafeeiro. A utilização de frequências de vibração iguais às frequências naturais possibilita o desprendimento dos frutos.

3.4 Colheita por vibração

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,

consequentemente, aumenta os níveis de tensão, possibilitando a derriça dos frutos. Outra característica importante refere-se aos estudos 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 (SANTOS, 2008).

A vibração mecânica é um dos princípios mais usados em máquinas para colheita mecânica de frutos. Equipamentos que utilizam esse princípio fazem a remoção dos frutos, por meio da associação adequada entre frequência e amplitude de vibração (SESSIZ; ÖZCAN, 2006).

Conforme Barbosa, Salvador e Silva (2005), dentre os equipamentos empregados na colheita de café por vibração, destacam-se as colhedoras automotrizes ou tracionadas por trator e as derriçadoras portáteis. Essas máquinas empregam hastes vibratórias na transferência de energia para os sistemas fruto-pedúnculo.

Souza (2004) mostrou a importância do estudo e compreensão de parâmetros como o efeito das frequências de excitação e amplitudes de vibração, considerando diferentes comprimentos de ramos do cafeeiro e estádios de maturação, para o procedimento de derriça dos frutos do cafeeiro, verificando em seus estudos que o comprimento do ramo e o estágio de maturação afetaram o processo de derriça, bem como, as amplitudes de vibração de 22 a 33 mm e as frequências de excitação de 18 a 20 Hz promoveram maiores eficiências de derriça dos frutos de café.

Usando uma máquina vibradora eletromagnética, Queiroz, Santos e Pinto (2007), realizaram testes em laboratório para determinar a eficiência de derriça para frequências de 13,33 a 26,67 Hz e amplitudes de vibração de 7,5 a 15 mm. Os autores concluíram que a amplitude e a frequência de vibração

apresentaram efeito significativo na eficiência de derriça e que as maiores eficiências foram obtidas quando maiores amplitudes e frequências foram utilizadas.

Combinando diferentes frequências e amplitudes de vibração, na eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro, Santos et al. (2010), verificaram que com o aumento da amplitude e da frequência incrementaram a eficiência de derriça, além de que pedúnculos com maior número de frutos tenderam a apresentar maior média na eficiência de derriça.

Vilibor et al. (2010) estudaram o efeito de altas frequências e baixas amplitudes de vibração sobre a eficiência total de derriça dos frutos de café e encontraram, elevados valores de eficiência total de derriça, acima de 70% para a amplitude de 7,5 mm associadas à frequências maiores que 39 Hz. Dentro da faixa estudada, a combinação entre 7,5 mm e 39 Hz foi a que apresentou valores de eficiência de derriça mais discrepantes entre frutos verdes e cerejas.

Objetivando avaliar a influência da vibração das hastes e da velocidade de deslocamento da colhedora no processo de colheita mecanizada do café, Oliveira et al. (2007b), concluíram que na primeira passada, o volume de café colhido, a desfolha e a eficiência de derriça foram 29,25%, 31,12% e 31,85%, respectivamente, superiores na maior vibração. Na segunda passada, na maior velocidade operacional, o volume de café caído no chão variou 61,2% em relação à menor velocidade, e a redução no volume colhido e na eficiência de colheita variou de 14,28% da menor para a maior velocidade operacional.

3.5 Força de desprendimento dos frutos.

Segundo Alper e Foux (1976), na colheita mecânica dos frutos cítricos, baseada no princípio de vibração, o desprendimento da fruta é diretamente

influenciado pela magnitude, direção e frequência da força que atua sobre a articulação do pedúnculo-fruta.

O desprendimento dos frutos de café ocorre, quando a força inercial, decorrente do movimento do fruto, torna-se maior do que a força de tração necessária para causar a remoção (PARCHOMUCHUK; COOKE, 1971).

Sampaio (2000), afirma que a força necessária para o desprendimento do fruto de café será útil no dimensionamento e na regulagem de equipamentos de colheita mecânica ou, ainda, no desenvolvimento de máquinas para a pré-colheita e colheita seletiva de frutos de café.

A diferença da força de desprendimento dos frutos verdes e cerejas diferem entre cultivares e ao longo do período de maturação, podendo ser um parâmetro para o gerenciamento da colheita (SILVA et al., 2010).

Avaliando a eficiência de colheita mecanizada em oito progênies, de acordo com a força de tração necessária para o desprendimento dos frutos, Silva et al. (2013), concluíram que há diferença significativa entre as progênies avaliadas tanto na força de desprendimento como na eficiência de colheita e que a eficiência de colheita está relacionada, diretamente, com a força de desprendimento dos frutos maduros na planta.

3.6 Condicionamento de sinais

O condicionamento de sinais é necessário para converter os sinais adquiridos com sensores e, então, “interficiar”, de forma adequada com outros elementos num dado controle de processo. Em outras palavras, o condicionamento de sinais proporciona a operação necessária para tornar os sinais de sensores adequados para análise ou alguma interpretação física.

A variedade de sensores necessária para transformar um grande número de variáveis existentes num sistema de controle de processo, em sinais elétricos

analógicos ou digitais, produz um igualmente grande número de sinais com características diferentes (DALLY; RILEY; MCCONNELL, 1993; OPPENHEIM; SCHAFER, 2010).

Ademais, os sinais de sensores/transdutores, geralmente:

- a) possuem baixa intensidade;
- b) estão corrompidos por ruídos provenientes de fontes diversas;
- c) sofrem de não linearidades muito acentuadas;
- d) necessitam de uma saída padronizada, por exemplo em tensão de 0 a 5V ou em corrente de 4 a 20 mA.

O condicionamento de sinais pode ser resumido pela aplicação de uma função de transferência. Por exemplo, um simples amplificador de tensão tem a uma função de transferência representada por uma constante que, quando multiplicada pelo sinal de entrada (do sensor), resulta no sinal de saída adequado (esperado) para ser processado ou interpretado.

Basicamente, o condicionamento de sinais pode ser categorizado em seis tipos (JONHSON, 1993): mudança de nível, linearização, conversão, isolamento, filtragem e casamento de impedância.

A mudança de nível é aplicada quando se há a necessidade de amplificar ou atenuar o nível do sinal. Geralmente amplificadores DC ou de baixas frequências são utilizados.

A linearização é empregada quando a dependência existente entre a entrada e a saída do sensor é não linear. Em geral, a linearização é realizada por um amplificador cujo ganho é função do nível do sinal de entrada.

A conversão é empregada quando se deseja converter um tipo de variação elétrica em outra. Por exemplo, transformar corrente em tensão e vice-

versa ou mesmo transformar o sinal em modulação AM/FM para ser transmitido sem fio, ou em PWM (*pulse width modulated*) para aplicações de alta precisão.

Quando o sinal do sensor possui uma voltagem de modo comum muito acima do valor máximo tolerável do circuito de condicionamento de sinal, utilizam-se amplificadores isolados para interfacear esse sinal ao circuito de condicionamento e aquisição. Essa etapa é conhecida por isolamento.

A etapa de filtragem é uma etapa muito importante do condicionamento de sinais e que está intimamente relacionada com processamento de sinais, visto que compreende a aplicação de filtros analógicos ou digitais, implementados utilizando técnicas de processamento de sinais, a fim de eliminar frequências de sinais indesejados do sinal adquirido. Os filtros podem ser implementados apenas com elementos passivos, como resistores, capacitores, indutores, ou filtros ativos, com o uso de amplificadores realimentados.

O casamento de impedância é uma característica importante na interface entre sistemas, quando a impedância interna do sensor ou a impedância da linha podem causar erro na medida da variável dinâmica. Nesse caso, tanto malhas ativas ou passivas podem ser empregadas para realizar tal casamento.

3.7 Processamento Digital de Sinais

O avanço dos algoritmos de processamento digital de sinais e da tecnologia de circuitos integrados no início dos anos 80, fizeram com que muitas funções tradicionalmente realizadas por circuitos analógicos passassem a ser mais facilmente sintetizadas digitalmente.

Atualmente, as técnicas de processamento de sinais são tão poderosas, que em inúmeras aplicações não é possível alcançar o mesmo desempenho com o processamento analógico de sinais. Isso ocorre também pela alta capacidade de processamento dos hardwares atuais, os DSPs (*Digital Signal Processor*).

O processamento analógico de sinais é feito, pelo uso de componentes analógicos, como Resistores, Capacitores e Indutores. Esses componentes possuem tolerâncias inerentes a variações de temperatura e tensão, e a vibrações mecânicas, que podem afetar muito a eficiência dos circuitos analógicos.

Por outro lado, o processamento digital de sinais apresenta facilidades bastante atrativas, como: alterar aplicações, corrigir aplicações e atualizar aplicações. Além disso, este reduz a suscetibilidade ao ruído, o tempo de desenvolvimento, o custo e o consumo de potência.

As limitações do processamento digital de sinais estão relacionadas com o tempo de processamento requerido pelos conversores analógico-digitais, que não podem operar rápido o suficiente para se trabalhar com uma taxa de amostragem requerida para o processamento de sinais de alta frequência. Isso, conseqüentemente, limita aplicações que requerem operações em tempo real.

Uma das principais funcionalidades do processamento digital de sinais é a capacidade de implementação de filtros digitais, que são empregados em inúmeras aplicações com diferentes objetivos (MITRA, 2011).

3.7.1 Filtros Digitais

Supondo que um sistema linear e invariante no tempo tenha resposta em frequência $H(e^{j\omega})$, cujo módulo é:

$$|H(e^{j\omega})| = \begin{cases} 1, & |\omega| \leq \omega_p \\ 0, & \omega_p < |\omega| \leq \pi \end{cases} \quad (1)$$

Então, para uma entrada representada por:

$$x[n] = A\cos(\omega_1 n) + B\cos(\omega_2 n), \quad -\infty < n < \infty \quad (2)$$

onde $0 < \omega_1 < \omega_p$ e $\omega_p < \omega_2 < \pi$, A e B representam os valores máximos dos cossenos, a saída do sistema será:

$$y[n] = A \left| H(e^{j\omega_1}) \right| \cos(\omega_1 n + \angle H(e^{j\omega_1})) + B \left| H(e^{j\omega_2}) \right| \cos(\omega_2 n + \angle H(e^{j\omega_2})), \quad -\infty < n < \infty \quad (3)$$

Mas, $\left| H(e^{j\omega_1}) \right| = 1$ e $\left| H(e^{j\omega_2}) \right| = 0$, então

$$y[n] = A \cos(\omega_1 n + \angle H(e^{j\omega_1})), \quad -\infty < n < \infty \quad (4)$$

O processo de filtragem equacionado de (1) a (4) pode ser representado pelo diagrama em blocos da Figura 1.

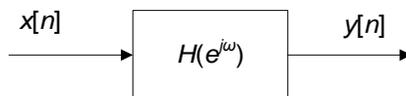


Figura 1 Esquema de filtragem

Visto como um dispositivo de processamento de sinais e de transmissão, o processo de filtragem descrito permitiu a passagem da componente de frequência ω_1 , e eliminou a componente de frequência ω_2 . Generalizando, pode-se afirmar que esse processo implementa um filtro passa-baixas, pois as componentes de frequência na faixa de 0 até ω_p passam pelo sistema sem alteração de amplitude, enquanto que as de frequência acima de ω_p são bloqueadas. A faixa de frequências de 0 a ω_p é chamada de faixa de passagem do filtro e a faixa de frequências de ω_p a π é chamada de faixa de rejeição.

Um filtro passa-baixas é um passa-banda até uma dada frequência específica, denominada de frequência de corte. Na Figura 2 (a), ilustra-se a resposta em frequência de um filtro passa-baixas. Na prática, procura-se projetar filtros em que a faixa (banda) de transição de uma faixa passante para uma faixa de rejeição e vice-versa ocupe a mínima faixa de frequência possível, evitando, assim, atenuar ou rejeitar frequências de interesse, ou deixar passar frequências indesejáveis.

Um filtro passa-banda (passa-faixas), cuja resposta em frequência é ilustrada na Figura 2 (b), permite a passagem de uma banda específica de frequência, atenuando/rejeitando baixas e altas frequências. A diferença entre a frequência de corte superior e inferior determina a largura de banda do filtro, ou seja, a largura da faixa de passagem.

Um filtro rejeita faixa, ilustrado na Figura 2 (c), é uma variante do filtro passa-faixas em que as frequências inferiores e superiores a uma determinada frequência não são atenuadas, enquanto que uma particular frequência é atenuada ao máximo (pode ser visualizado como uma combinação dos filtros passa-baixas e passa-altas).

O filtro passa-altas, ilustrado na Figura 2 (d), rejeita frequências inferiores a uma específica frequência, ou seja, atenua baixas frequências.

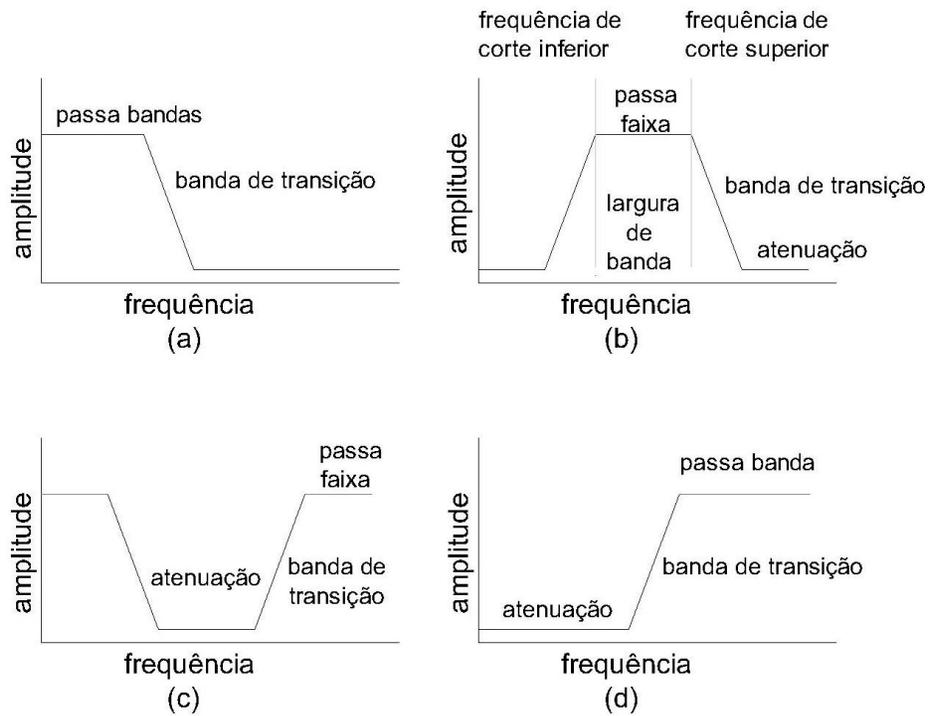


Figura 2 Resposta em frequência de filtros: (a) passa-baixas, (b) passa-faixa, (c) rejeita faixa e (d) passa-altas

4 MATERIAL E MÉTODOS

4.1 Localização e caracterização do experimento

Os ensaios foram desenvolvidos no Departamento de Engenharia, setor de Máquinas e Mecanização Agrícola da Universidade Federal de Lavras, Minas Gerais, Brasil.

Utilizou-se, neste trabalho, uma colhedora de café automotriz, modelo K-3 Advance (Figura 3), ano 2000, fabricada pela empresa “Máquinas Agrícolas Jacto S/A”.



Figura 3 Colhedora automotriz modelo K3 Advance, Jacto

O intuito da colheita de café por vibração é desprender o fruto da planta, rompendo o pedúnculo por ressonância ou pelo impacto direto das hastes vibratórias. Essas hastes entremeiam as plantas do cafeeiro, realizando a derriça dos frutos. Na Figura 4, ilustra-se o sistema das hastes da colhedora.



Figura 4 Sistema das hastes da colhedora K3 Advance

Esse modelo de colhedora possui 36 flanges (jogo de hastes) em cada cilindro, sendo 18 hastes por flange, totalizando 648 hastes por cilindro. Essas hastes são constituídas de fibra de vidro.

Os tratamentos utilizados na coleta de dados foram:

- a) três frequências de vibração do cilindro, sendo 750; 850 e 950 ciclos.min^{-1} , correspondendo a 12,5; 14,2 e 15,8 Hz.
- b) uma posição do sensor acelerômetro na haste (ponta da haste), conforme ilustra a Figura 5;

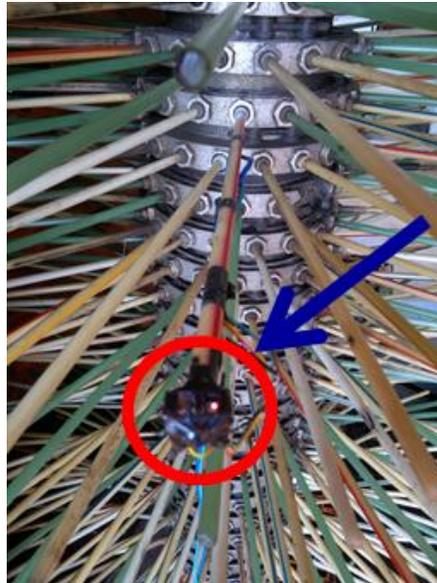


Figura 5 Posição do sensor na haste

- a) três comprimentos de hastes por cilindro:
- da 1^a a 15^a flange: hastes de 13 x 570 mm;
 - da 16^a a 30^a flange: hastes de 13 x 600 mm;
 - da 31^a a 36^a flange: hastes de 13 x 640 mm.

O sensor foi fixado na ponta das hastes da 34^a; 18^a e 3^a flange (Figura 6). Os ensaios concentraram-se em obter informações das hastes de apenas um dos cilindros. No momento da coleta dos sinais, os dois cilindros permaneceram vibrando e nas mesmas condições de regulagem. Esses cilindros possuem os mesmos sistemas de regulagem, porém são independentes.



Figura 6 Posição das hastes instrumentadas

- b) três regulagens no freio do cilindro de hastes vibratórias, resultando em torques de 42,89; 53,61 e 64,33 N.m, o que corresponde a 8; 10 e 12 kg, respectivamente.

Os ensaios foram realizados com a máquina parada, a fim de não obter interferência de vibrações provenientes de trepidações, em razão da irregularidade do solo e demais vibrações causadas pelo movimento da máquina. A mesma permaneceu apoiada nos quatro pneus, estando sua estrutura a 200 mm do nível do solo. Os pneus foram calibrados com pressão de ar a 35 Lb.Pol² conforme recomendações do fabricante.

Para o presente trabalho, utilizou-se o delineamento inteiramente casualizado por parcelas subdivididas, com três repetições, obtendo um fatorial

3x3x3x3, sendo: dimensões da haste, frequências de vibração do cilindro, freios do cilindro e repetições, respectivamente, totalizando 81 tratamentos.

Os dados levantados no ensaio foram armazenados no computador em planilhas eletrônicas e, posteriormente, analisados, utilizando o software Matlab R2011b[®] (licença nº 730228).

4.2 Metodologia empregada para quantificar o torque nos cilindros vibradores

A regulagem do torque dos cilindros, segundo manual do fabricante, é realizada por meio da pressão exercida por molas que se prendem a uma cinta que envolve a parte superior do cilindro, conforme ilustra a Figura 7.

Esse sistema de regulagem do torque, na colhedora modelo K3 Advance, é composto por apenas duas molas sendo uma em cada lado da cinta. Para os ensaios, adaptou-se esse sistema para a condição da colhedora modelo K3 Millenium, composto por quatro molas, sendo duas em cada ponta da cinta (Figura 7).

A regulagem do torque exercido pelo cilindro sempre foi e ainda vem sendo feita de maneira subjetiva, variando-se o torque para que o cilindro não gire livremente quando se liga o sistema de vibração da colhedora a 800 rpm (SALES, 2011).

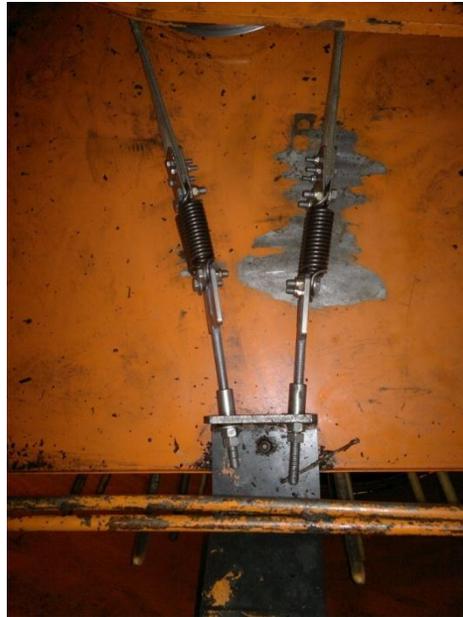


Figura 7 Regulagem da força na cinta de freio

Para variar esse torque, deve-se apertar ou desapertar as porcas e contra porcas dos parafusos da regulagem do freio apresentados na Figura 7 (acrescentando ou retirando pressão nas molas presas à cinta de freio).

Sales (2011) orienta para que, ao mesmo tempo em que se faça essa regulagem apertando as porcas, outra pessoa deve ficar próxima aos cilindros, exercendo uma força sobre as varetas até que o cilindro gire e que a mesma operação deve ser realizada para o outro cilindro, buscando-se deixar ambos os lados com a mesma regulagem e que essa operação é feita com a máquina parada e com o sistema de vibração da colhedora desligado.

Muitas vezes, essa regulagem é realizada minutos antes de iniciar a colheita, por meio de tentativas, onde se determinam alguns metros na linha de plantio ou certa quantidade de plantas e realiza-se a colheita, observando, posteriormente, o resultado da derriça. Se a mesma não for satisfatória, ou seja, existir uma quantidade significativa de frutos maduros na planta, necessitando

repassa manual ou até mesmo da máquina, é realizada a regulagem do torque dos cilindros novamente e, assim, sucessivamente, até que se encontre uma regulagem que seja satisfatória para o agente de colheita.

Sales (2011) avaliou o efeito da regulagem do torque dos cilindros vibradores na eficiência de derriça do café e na desfolha das plantas. Para isso, perante a carência de informações concretas sobre como medir essa regulagem, em catálogos e manuais do fabricante, desenvolveu uma metodologia objetiva para a medição do torque dos cilindros. Utilizou-se, para isso, um dinamômetro portátil, digital, modelo DD-500, fabricado pela Instrutherme Instrumentos de Medição Ltda (Figura 8) foi utilizado. Esse instrumento oferece leituras das medidas em Kgf, N e Lbf. Neste trabalho, seguiu-se essa metodologia de Sales (2011), utilizando o Kgf como a unidade de medição da regulagem do freio.



Figura 8 Dinamômetro portátil utilizado para quantificar as forças no cilindro vibrador

4.3 Aquisição dos sinais

Para a obtenção dos sinais de vibração, utilizou-se um acelerômetro triaxial (x , y , z), capacitivo, modelo MMA7361 (Figura 9).



Figura 9 Acelerômetro triaxial MMA7361

O sensor capacitivo deste acelerômetro mede 3mm x 5mm x 1mm e a dimensão total de seu conjunto (módulo acelerômetro) é de 15mm x 27mm x 5mm. Possui as demais características (FREESCALE, 2014b):

- a) baixo custo;
- b) baixo consumo de corrente: 400 mA;
- c) baixa tensão de operação: 2,2 V a 3,6 V;
- d) sensibilidade selecionável: $\pm 1,5$ g ou ± 6 g;
- e) possui liga rápido com tempo de resposta de 0,5 ms;
- f) autoteste para detectar diagnóstico de queda livre;
- g) condicionamento de sinais com filtro passa- baixa;

Esse acelerômetro é muito utilizado em jogos de três dimensões, como sensor de movimento e inclinação, registrador de eventos, dispositivo de segurança, utilizando o detector de queda livre, imagem de estabilidade e movimento de discagem em aparelhos celulares, dentre outras aplicações. Para o

projeto em questão, utilizou-se esse sensor com a finalidade de registrar eventos, que são os sinais de vibração.

O sensor acelerômetro converte o movimento mecânico (nesse caso, o movimento realizado pelas hastes derrçadoras) em sinais de tensão, que correspondem a uma aceleração da superfície no plano.

Para a aquisição dos sinais de vibração captados pelo acelerômetro, utilizou-se um microcontrolador, com hardware de código aberto, denominado Arduino, modelo Mega 2560 (Figura 10). Além de ser atrativo por possuir um “código aberto”, sua utilização, neste projeto, foi decorrente do seu baixo custo de aquisição e possibilidade de trabalhar com diversos modelos de sensores e até três sensores em conjunto.



Figura 10 Microcontrolador Arduino Mega 2560

A transmissão desses sinais de vibração, foi realizada por meio de um módulo de comunicação *bluetooth* modelo Rs232 para Arduino (Figura 11). Esse módulo permite conexão dos dados do Arduino para o computador via conexão sem fio. Todo o sistema foi alimentado por uma bateria de 9 Volts.



Figura 11 Módulo de comunicação bluetooth modelo Rs232

4.4 Montagem dos equipamentos

Na Figura 12, esquematiza-se a montagem dos equipamentos, interligando o sensor acelerômetro, o módulo *bluetooth* e a bateria na placa Arduino. O esquema é apenas ilustrativo. Os fios de cor amarela representam a ligação dos eixos X, Y e Z do acelerômetro. A cor azul identifica os fios responsáveis pela conversão dos sinais analógicos em digitais. A alimentação do microcontrolador, do acelerômetro e do módulo *bluetooth* está sendo representado pelos fios de cor vermelha. O único fio de cor verde, representa a comunicação entre o módulo de comunicação sem fio (*bluetooth*) e o microcontrolador Arduino.

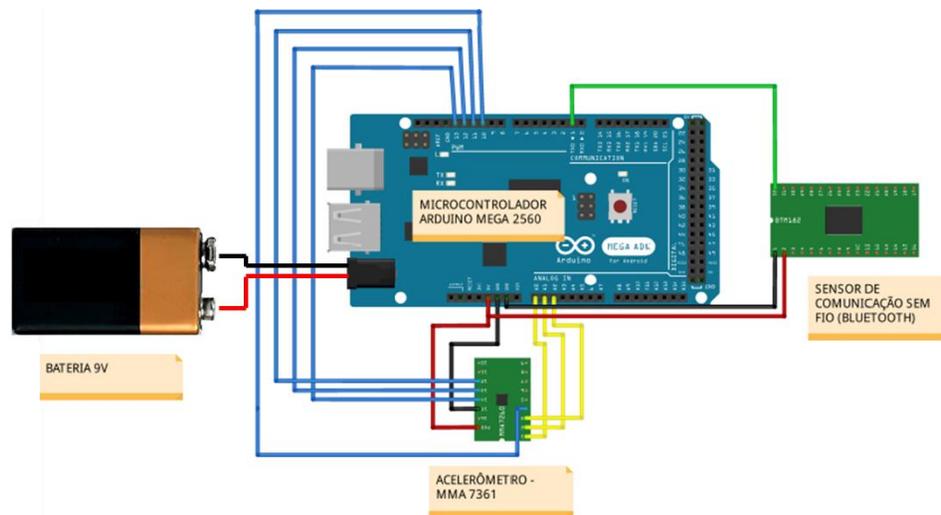


Figura 12 Esquema de montagem dos equipamentos

4.5 Condicionamento dos sinais

O processo de condicionamento de sinais constitui-se em uma etapa fundamental para a análise final dos dados coletados, já que ela é aplicada, neste trabalho, com duas funções principais: redução de ruídos elétricos e mecânicos, e a conversão do sinal de aceleração, adquirido pelo acelerômetro em posição/deslocamento.

Os sinais obtidos pelo sensor foram coletados a uma frequência de amostragem de 2000 sinais a cada 60 segundos, seguindo teorema de Nyquist (1928), o qual orienta para que a frequência de amostragem seja igual ou superior a duas vezes a maior frequência do espectro em estudo. Baseado nisso, estimou-se um intervalo de amostragem de 30 mili segundos. Esses sinais foram armazenados em planilhas eletrônicas, em seguida processados pelo programa MatLab R2011b[®] e submetidos à análise estatística no programa SISVAR, versão 5.3 (FERREIRA, 2000).

Após a coleta dos sinais de vibração, os mesmos foram condicionados/processados, a fim de se obter os sinais referentes à posição da haste. Para isso, basicamente quatro etapas foram necessárias, conforme mostra a Figura 13.

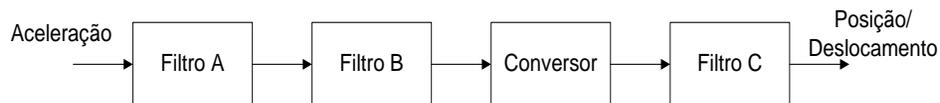


Figura 13 Etapas do condicionamento de sinais

O primeiro bloco (Filtro A) implementa um filtro passa-faixa ajustado para cada frequência de regulação do cilindro vibrador recomendada para a máquina (750, 850 e 950 ciclos/min). Com esse filtro, objetivou-se eliminar os ruídos elétricos e mecânicos captados pelo acelerômetro. A nota de acelerômetro AN3397 (FREESCALE, 2014a) recomenda a utilização de um filtro média móvel para a redução de ruídos. Todavia, como neste trabalho o interesse está em obter e analisar o sinal de vibração na faixa de frequência de regulação da máquina, optou-se por utilizar um filtro passa-faixa que é mais restrito à frequência de interesse, eliminando, portanto, os ruídos nas demais frequências. Foi projetado um filtro de resposta infinita (IIR) do tipo Chebyshev Tipo II (MITRA, 2011), que possui a propriedade de minimizarem o erro entre as características do filtro idealizado e o atual com relação à faixa do filtro e também leva a filtros de menores ordens, o que implica em menor complexidade computacional. Foi projetado um filtro para cada frequência de regulação da máquina com faixa de passagem, conforme mostra o Quadro 1. Os filtros foram passa-faixas de ordem 4, 40 dB (decibéis) de atenuação na faixa de rejeição e 3 dB de *ripple* na faixa de passagem. Na Figura 14, mostra-se a magnitude da resposta em frequência dos filtros projetados.

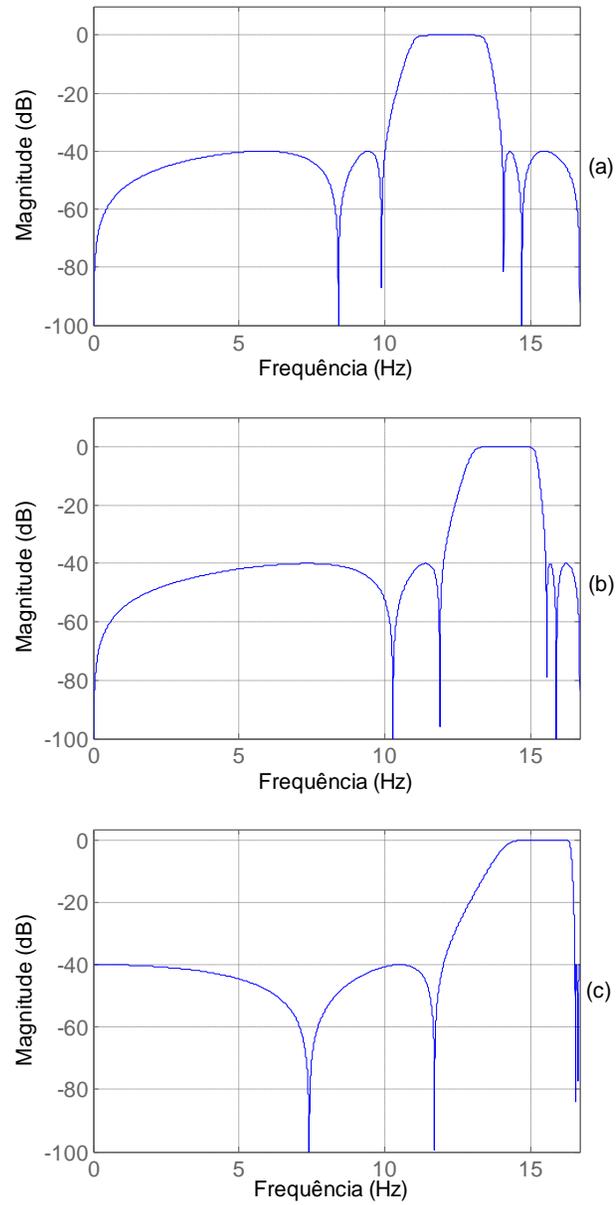


Figura 14 Respostas em frequência dos filtros passa-faixas projetados para as frequências de regulagem da máquina: (a) 750 ciclos. min⁻¹; (b) 850 ciclos.min⁻¹; e (c) 950 ciclos.min⁻¹

Cumprido ressaltar que a faixa de passagem dos filtros foi definida de acordo com a frequência de regulagem medida (a partir da análise do espectro de frequência dos sinais coletados), que foi pouco inferior à frequência de regulagem ajustada na máquina. A média dos valores da frequência medida pelo sensor para cada regulagem de vibração do cilindro é apresentada no Quadro 1.

Frequência de Regulagem (ajustada na máquina)	Valores médios da Frequência de Regulagem (medida pelo sensor)	Faixa de passagem (banda passante)
750 ciclos. min ⁻¹ (12,5 Hz)	12,4 Hz	11 – 13 Hz
850 ciclos. min ⁻¹ (14,2 Hz)	14,1 Hz	13 – 15 Hz
950 ciclos. min ⁻¹ (15,8 Hz)	15,2 Hz	14 – 16 Hz

Quadro 1 Faixa de passagem dos filtros

Essas pequenas variações entre os valores medidos pelo sensor acelerômetro e os valores medidos pelo sistema analógico no momento da regulagem da máquina, (12,5; 14,2 e 15,8 Hz) são consequências de pequenos erros sistemáticos ou aleatórios, que, ocasionalmente, incidem sobre sistemas de medição que utilizam medidores analógicos. São chamados de erro absoluto e erro relativo, sendo esse último apresentado em percentagem e, segundo Cabral (2004), é a forma mais usual de representar erros de medições (Equação 5).

$$Er = \left[\frac{(V_m - V_v)}{V_v} \right] * 100\% \quad (5)$$

Em que,

Er – erro relativo (%);

V_m – valor medido pelo sensor;

V_v – valor verdadeiro

O segundo bloco (Filtro B) implementa um filtro para eliminar ruídos mecânicos e verificar a condição de “não movimento”, conforme nota de acelerômetro AN3397 (FREESCALE, 2014a) recomenda. Basicamente, o filtro transforma em zero os valores de aceleração que estiverem entre -3 e 3, e verifica se existem valores de aceleração que são mantidos em zero, durante algumas amostras (AN3397 recomenda 25 amostras). Se a aceleração for zero, durante 25 amostras, a velocidade deverá ser zero para essas amostras. Na Figura 15, abaixo, ilustra-se a condição para esse filtro.



Figura 15 Representação da caracterização de “não movimento”

A terceira etapa é a etapa de conversão dos sinais de aceleração para posição/deslocamento.

Como o sensor capta os sinais de vibração na forma de aceleração e o objetivo, nessa pesquisa, é avaliar a amplitude de vibração das hastes, necessita-se, então, da conversão desses sinais para obter o deslocamento da haste, por meio das diferenças de posição coletadas pelo sensor.

Para isso, baseou-se na norma de aplicação de acelerômetros AN3397 (FREESCALE, 2014a), que utiliza os princípios da física e matemática para converter a aceleração em posição. Sabe-se que a integral da aceleração resulta na velocidade e a integral da velocidade resulta em posição, então, fez-se

necessário integrar os sinais de aceleração duas vezes, para obter a posição, conforme equação (6) abaixo:

$$\iint a(t) dt = s(t) \quad (6)$$

Em que:

\iint - integral dupla;

$a(t)dt$ - função aceleração no tempo;

$s(t)$ - posição no tempo;

A integral de uma função é o somatório da área abaixo do gráfico, a qual pode ser calculada dividindo-a em n retângulos cuja largura tende a zero e, em seguida, soma-se a área de cada um desses retângulos, conforme ilustra-se na Figura 16.

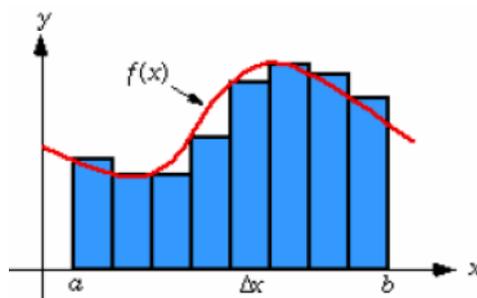


Figura 16 Representação do cálculo da área pelo processo de integração

Fonte: (FREESCALE, 2014a).

O processo de integração leva a um erro de amostragem, conforme mostra a Figura 17:

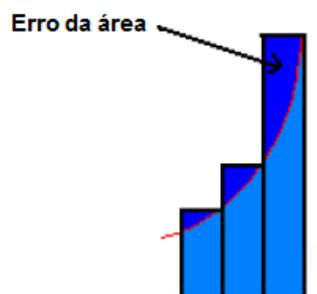


Figura 17 Erro gerado durante a integração

Fonte: (FREESCALE, 2014a).

Para o projeto em estudo, a precisão é essencial para a conclusão do estudo da amplitude de vibração das hastes e, portanto, para minimizar a influência desse tipo de erro, seguiram-se as orientações da norma de acelerômetros AN3397 da Freescale (2014a), que recomenda a divisão da área em retângulos e também em triângulos, como mostra a Figura 18.

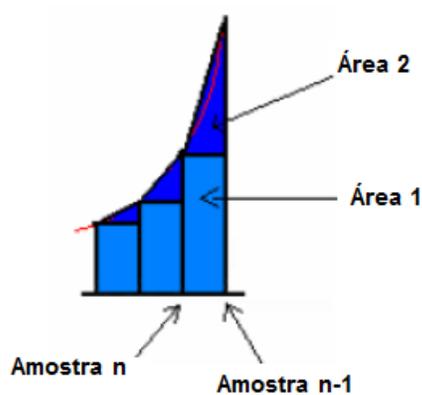


Figura 18 Redução do erro de integração com aproximação das áreas - Método trapezoidal

Fonte: (FREESCALE, 2014a).

A área total de cada divisão pode então ser obtida pela soma da Área 1 com a Área 2, conforme equação (7) (FREESCALE, 2014a).

$$\text{área}_n = \left(\text{amostra}_n + \frac{|\text{amostra}_n - \text{amostra}_{n-1}|}{2} \right) \cdot \Delta t_{\text{amostras}} \quad (7)$$

Em que:

amostra – sinal coletado pelo sensor;

n – posição da amostra no tempo;

$\Delta t_{\text{amostras}}$ – intervalo entre duas amostras.

O procedimento acima foi utilizado tanto na integração da aceleração quanto na integração da velocidade. Os estágios da conversão de aceleração para posição, por meio da integração são ilustrados pelos gráficos da Figura 19.



Figura 19 Representação gráfica da transformação aceleração em posição

Fonte: (FREESCALE, 2014a).

O último bloco (Filtro C) é utilizado para remover os ruídos provenientes dos erros do processo de conversão de aceleração para posição/deslocamento. Observou-se que energias não existentes surgiam em baixa frequência (de 1 a 4 Hz) no sinal de posição resultante da conversão. Assim, um passa- alta poderia ser usado para eliminar esses ruídos, porém, como

já estava implementado o passa-faixa do primeiro bloco (Filtro A), este foi utilizado novamente.

4.6 Confiabilidade do sistema

Conforme citado no item 4.6, tanto os sensores quanto os medidores de ponteiro por escala graduada são passíveis de erros, sendo o erro relativo calculado neste trabalho, por meio da Equação 5.

Buscando-se um método prático de se comparar os resultados de deslocamentos obtidos pela metodologia proposta neste trabalho, utilizou-se uma análise por inspeção visual de imagens capturadas por meio de uma câmera fotográfica:

- a) Esse método prático consiste em uma posterior análise de filmagem e fotografias do sensor fixado nas hastes, quando estas estão em movimento de vibração. Um esquadro com duas réguas graduadas foram fixados no mesmo suporte desenvolvido para fixação da câmera modelo HD-3000, marca Microsoft (Figura 20).

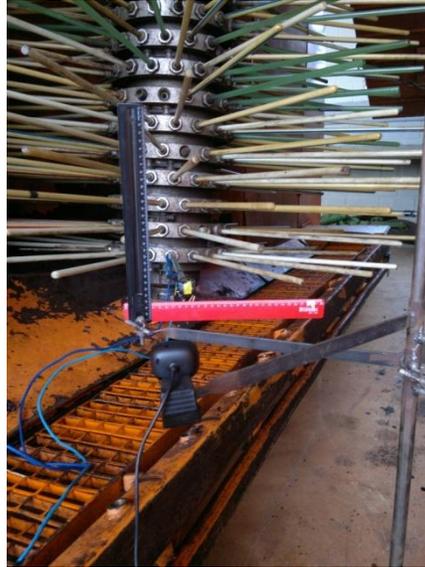


Figura 20 Posicionamento da câmera

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, os resultados estão divididos em duas subseções: Resultados Qualitativos e Resultados Quantitativos.

Antes de abordar os resultados qualitativos, ressalta-se que o valor do erro relativo calculado pela Equação 5, foi de 0,8, 0,7 e 3,7% para as vibrações de 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹, respectivamente. Isso significa que os valores de vibração medidos pelo sensor acelerômetro variaram na ordem 0,7 a 3,7% em relação à vibração recomendada para operação da colhedora, diferença essa que se deve aos erros de medição ou do próprio sistema de indicação analógico da colhedora. Então, neste trabalho, utilizaram-se os valores reais medidos pelo sensor, a fim de obter resultados referentes à real situação de funcionamento da colhedora.

5.1 Resultados Qualitativos

O processamento dos sinais, com auxílio do software Matlab R2011b[®] proporcionou agilidade, clareza e qualidade na interpretação dos resultados, dando suporte ao entendimento do comportamento dos sinais de vibração das hastes, a utilização de filtros de sinais e a conversão dos sinais de aceleração em posição. Por meio desses dados de posição, foi possível visualizar a trajetória aproximada realizada pela ponta das hastes.

Os resultados das etapas citadas foram seguidos por uma rotina desenvolvida no software Matlab R2011b[®], que foi aplicada a todos os tratamentos. Os resultados podem ser visualizados pelos exemplos de regulagens citados a seguir:

Regulagem do cilindro:

- a) 12 kg no freio (64,33 N.m);

- b) vibração de $950 \text{ ciclos.min}^{-1}$ (15,8 Hz);
- c) dimensão da haste: 13 x 600 mm (posicionada na parte central do cilindro).

Os sinais foram apresentados em forma de gráficos, representando a vibração ao longo do tempo e o seu respectivo espectro de frequência. São mostradas as vibrações nos sentidos: horizontal e vertical. Os gráficos foram identificados com as letras (a), (b), (c) e (d), significando: (a) e (b), sinais referentes à horizontal (coletados no tempo) e espectro de frequência desses sinais, respectivamente. As letras (c) e (d), representam os sinais referentes à vertical (coletados no tempo) e espectro de frequência desses sinais, respectivamente.

Observam-se, na Figura 21, os sinais de vibração em termos da aceleração, conforme capturados pelo acelerômetro e seus respectivos espectros de frequência. Esses sinais estão corrompidos por outros sinais (denominados de ruídos) geralmente causados pelo ruído mecânico do motor da máquina, ruído sonoro, ruídos elétricos, e até do próprio ambiente.

Os sinais de vibração coletados tiveram duração máxima de 60 segundos, porém, para melhorar a visualização do comportamento desses sinais ao longo do tempo, é apresentado apenas o intervalo de 20 a 23 segundos.

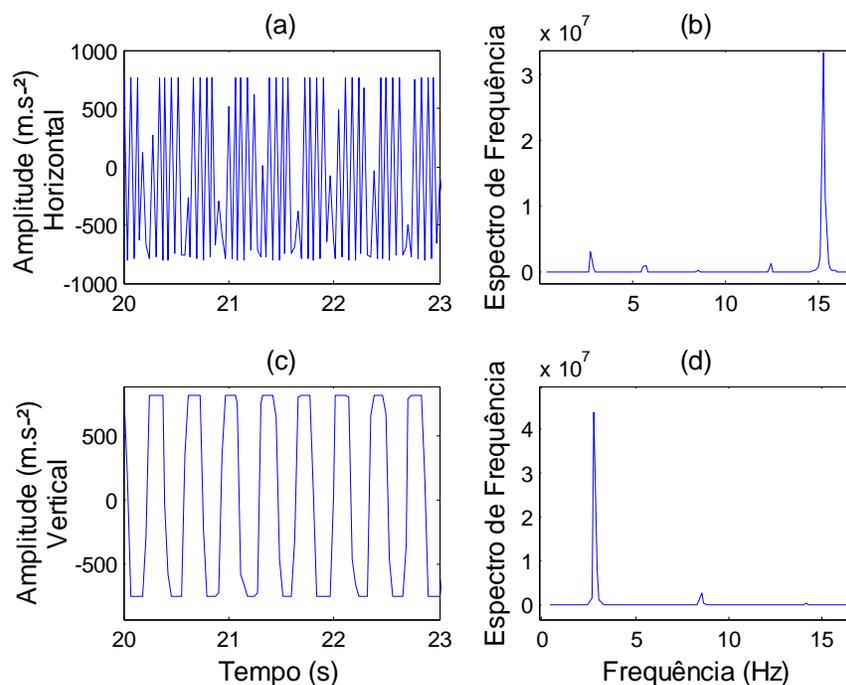


Figura 21 Sinais de aceleração coletados pelo acelerômetro

Por meio das características dos sinais de frequência apresentados na Figura 21, observa-se que houve uma concentração de energia próximo da frequência de vibração em que a máquina foi regulada (15,8 Hz), em torno de 15,2 Hz (valor capturado pelo sensor), para a vibração da haste no sentido horizontal. Já, na vertical, houve maior concentração de energia em baixas frequências (menores que 5 Hz), que é consequência da vibração da máquina, ou seja, quando o motor e o cilindro oscilador estão ligados, a máquina sofre um pequeno balanço, decorrente do fato de estar apoiada somente nos quatro pneus. Esse balanço (vibração) caracterizou a baixa frequência na vertical.

É possível identificar também outras pequenas concentrações de energia em frequências diferentes, resultado da interferência de ruídos.

Seguindo as etapas de condicionamentos de sinais representadas pelo diagrama de blocos da Figura 13, aplicou-se o Filtro A e obtiveram-se os sinais representados pela Figura 22 (vibrações horizontal e vertical e seus respectivos espectros).

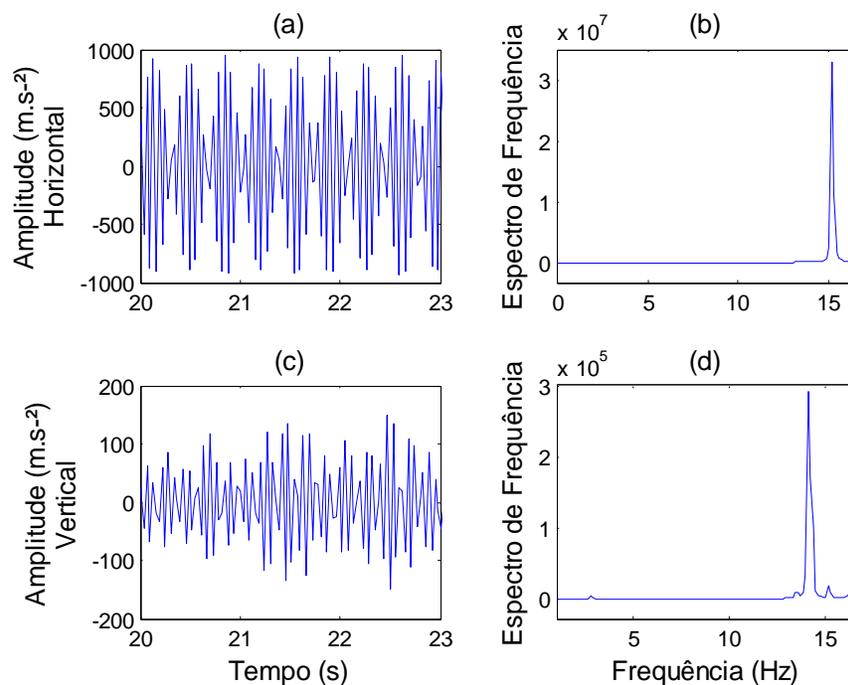


Figura 22 Sinais de aceleração filtrados pelo Filtro A (Passa- Faixa)

Com a utilização do Filtro A, grande parte, senão todos os sinais provenientes de ruídos elétricos e mecânicos captados pelo acelerômetro foram filtrados, permanecendo apenas os sinais da faixa de interesse (energia próxima à regulação da máquina medida de 15,2 Hz). Importante ressaltar também, que o Filtro A remove o componente DC e outros componentes em baixa frequência, garantindo, portanto, centralização dos sinais.

O resultado da conversão dos sinais de aceleração em posição/deslocamento, realizado seguindo o procedimento descrito na Seção 4.6, pode ser visualizado na Figura 23. Analisando-se o Espectro de Frequência dos sinais de deslocamento obtidos, observam-se concentrações de energia, antes não existentes, nas baixas frequências (menores do que 7 Hz), tanto para o deslocamento horizontal quanto para o vertical. Essas frequências são referentes a ruídos ou a componentes harmônicas da frequência de vibração do cilindro ou do motor da máquina, que acabaram sendo amplificadas com o processo de conversão de aceleração para deslocamento. Com a aplicação de um novo Filtro C, obteve-se um sinal limpo, ou seja, sem interferência de ruídos e harmônicos (Figura 24) e com os sinais centralizados.

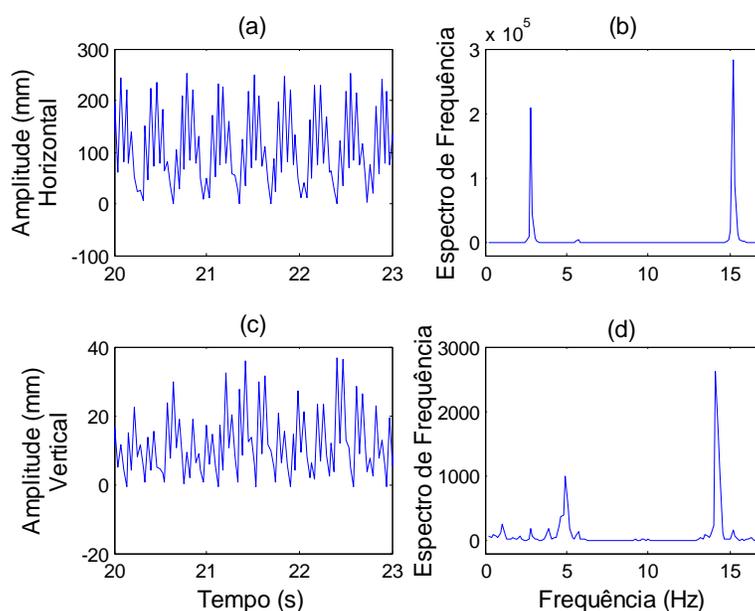


Figura 23 Sinais após processo de conversão (aceleração em posição/deslocamento)

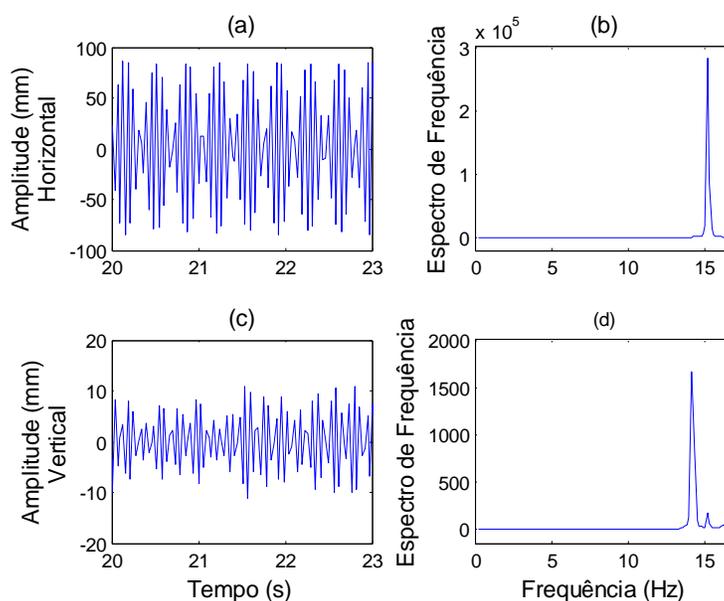


Figura 24 Sinais de posição/deslocamento filtrados pelo Filtro C

O deslocamento obtido, representado pela Figura 24, serviu de base para a extração de informações quantitativas que, posteriormente, foram submetidas a uma análise estatística. Todo o processo de filtragem e conversão possibilitou também, por meio da plotagem dos sinais de deslocamento vertical versus deslocamento horizontal, o mapeamento da trajetória realizada pela haste, tendo como referência a posição do sensor, nas diferentes condições em que a máquina foi submetida nos ensaios.

A trajetória da ponta da haste, para a regulagem da máquina exemplificada nesta seção está representada pela Figura 25.

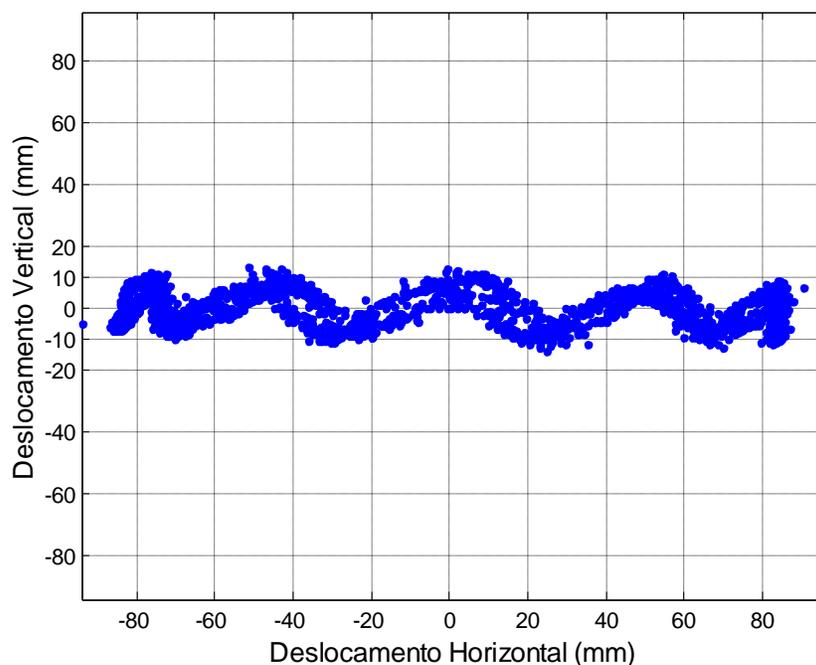


Figura 25 Trajetória da haste de 640 mm com 12 Kgf no freio a 950 ciclos.min⁻¹

Por meio da representação dos deslocamentos apresentados na Figura 25, percebe-se que a haste vibrou numa amplitude de aproximadamente 170 mm na horizontal e 20 mm na vertical, formando uma trajetória com ondulações. Verificou-se, com as demais regulagens, que essa característica muda de acordo com a regulagem da máquina.

Sabe-se que a derriça do fruto de café se faz por meio do rompimento do pedúnculo (parte que liga o fruto ao ramo plagiotrópico do cafeeiro), processo que desprende o fruto do ramo. Esse desprendimento ocorre pelo contato direto das hastes com os frutos, rompendo o pedúnculo por meio de uma força de tração ou pelo contato indireto das hastes com os frutos, ou seja, as hastes têm contato com os ramos e esses transmitem vibrações das hastes para os frutos. Assim, entende-se que, quanto maior for o deslocamento horizontal e vertical da haste, maior será o contato destas com a planta e maiores serão as chances de

sucesso na derriza dos frutos. Observaram-se nesse trabalho, diferentes comportamentos na trajetória das hastes, podendo diferir uma das outras quanto às amplitudes de vibração horizontal e vertical, chamadas aqui de deslocamento horizontal e vertical. As trajetórias formadas pelo movimento das hastes mudaram de acordo com as regulagens do freio, frequência de vibração do cilindro e também da posição da haste no cilindro.

Algumas das trajetórias de diferentes regulagens podem ser visualizadas pelas Figuras 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32 e 33.

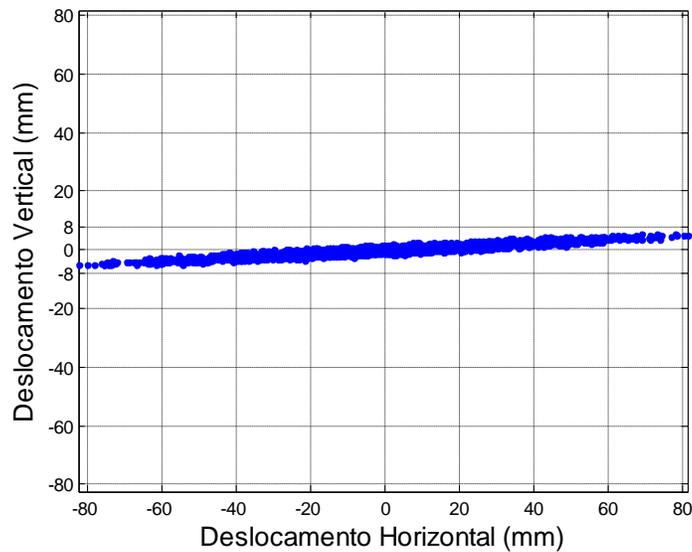


Figura 26 Trajetória da haste de 640 mm com 12 Kgf no freio a 750 ciclos.min⁻¹

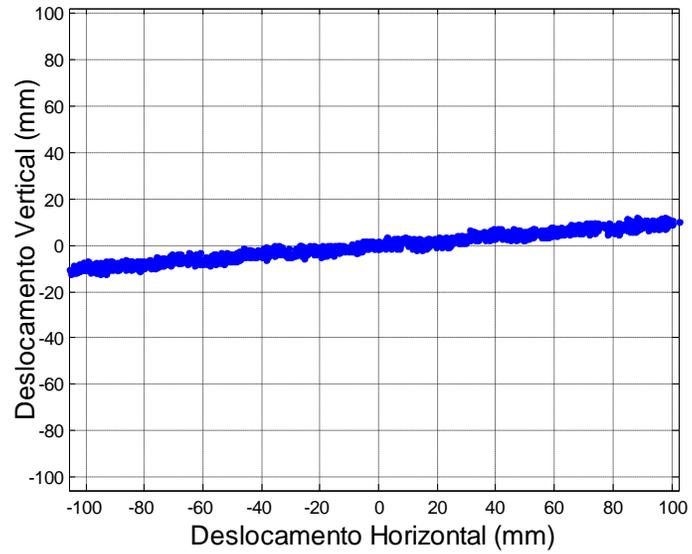


Figura 27 Trajetória da haste de 570 mm com 12 Kgf no freio a 850 ciclos.min⁻¹

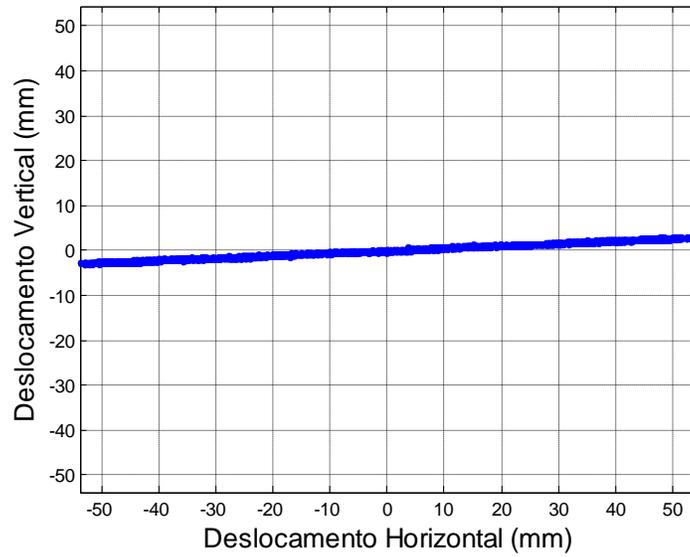


Figura 28 Trajetória da haste de 570 mm com 10 Kgf no freio a 750 ciclos.min⁻¹

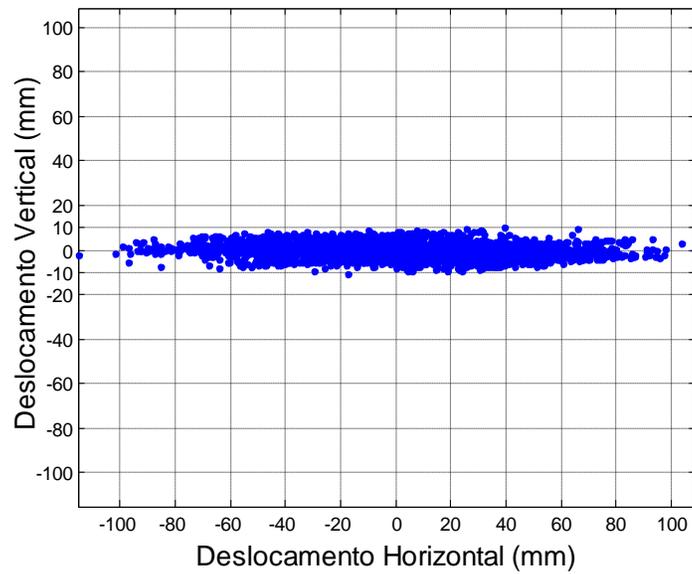


Figura 29 Trajetória da haste de 640 mm com 10 Kgf no freio a 850 ciclos.min⁻¹

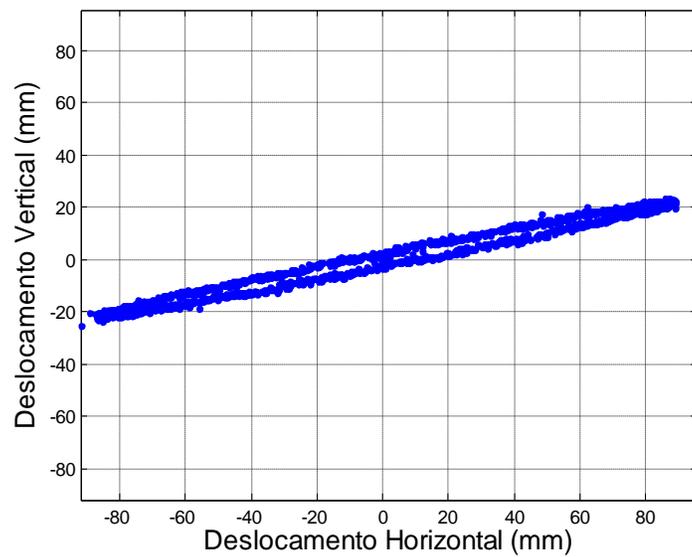


Figura 30 Trajetória da haste de 600 mm com 10 Kgf no freio a 950 ciclos.min⁻¹

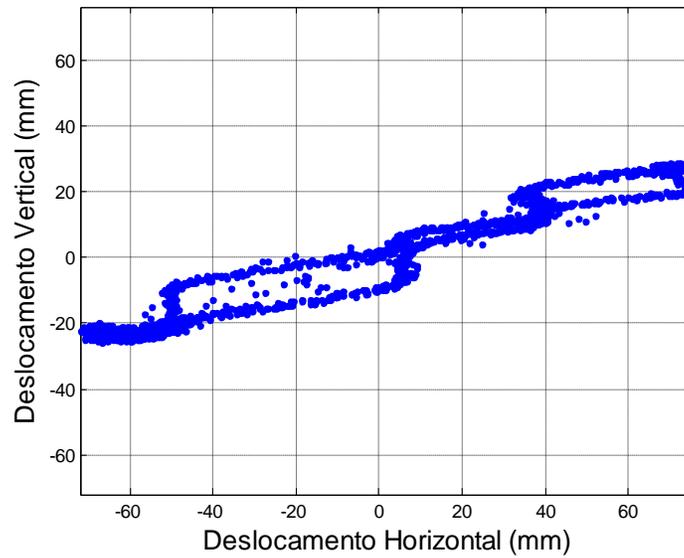


Figura 31 Trajetória da haste de 570 mm com 8 Kgf no freio a 750 ciclos.min⁻¹

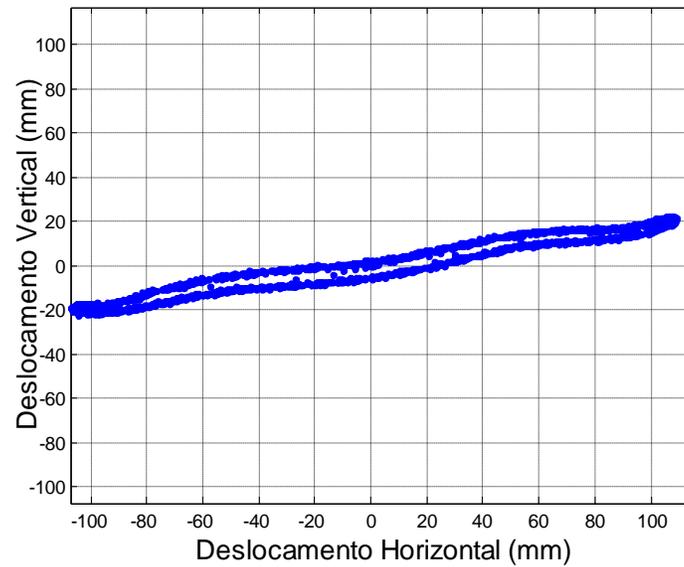


Figura 32 Trajetória da haste de 600 mm com 8 Kgf no freio a 850 ciclos.min⁻¹

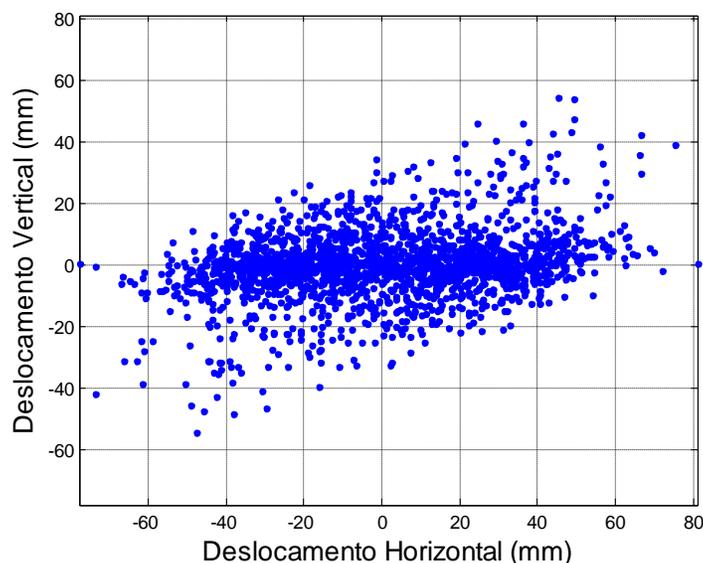


Figura 33 Trajetória da haste de 640 mm com 8 Kgf no freio a 950 ciclos.min⁻¹

Por meio da trajetória percorrida pelas hastes nas diversas condições em que os ensaios foram conduzidos, como exemplificados nas Figuras 26 a 33, puderam-se obter as amplitudes máximas percorridas pelas hastes, pela diferença de posição medidas pelo sensor nos sentidos vertical e horizontal, obtendo assim o deslocamento máximo da haste nesses sentidos.

Vale a pena ressaltar que cada sinal medido pelo sensor é representado por um único ponto, sendo que a união desses pontos mapeia a trajetória percorrida pela ponta da haste. Em algumas regulagens, como na regulagem da Figura 33, os pontos dispersos apontam que a haste também percorreu aquele caminho, estando naquela posição quando o sensor mediu o sinal, entretanto, percebe-se que houve uma trajetória mais constante da haste, onde os pontos se apresentam mais aglomerados. No Quadro 2, apresenta-se um resumo dos deslocamentos para as regulagens citadas, as quais foram escolhidas por melhor representarem as suas trajetórias.

Trajétoria percorrida pela haste	Regulagem do freio (Kgf)	Vibração do cilindro (ciclos.min ⁻¹)	Comprimento da haste (mm)	Deslocamento Vertical máximo (mm)	Deslocamento Horizontal máximo (mm)
Figura 26	12	750	640	14	164
Figura 27	12	850	570	24	208
Figura 25	12	950	600	20	170
Figura 28	10	750	570	07	108
Figura 29	10	850	640	20	230
Figura 30	10	950	600	45	180
Figura 31	8	750	570	55	150
Figura 32	8	850	600	45	223
Figura 33	8	950	640	100	160

Quadro 2 Resumo do deslocamento máximo percorrido pelas hastes nos sentidos vertical e horizontal

Observa-se, pelo Quadro 2, que os maiores deslocamentos máximos no sentido horizontal ocorreram para a regulagem de 12 Kgf no freio e no sentido vertical ocorreram para a regulagem de 8 Kgf no freio.

A regulagem do freio se faz com a utilização de uma cinta composta por duas molas em cada uma das pontas (Figura 7) o que promove maior força entre a cinta e o anel do cilindro vibrador, determinando um movimento de “vai e vem” no cilindro que é resultado da elasticidade das molas. Há regulagens em que essas molas não apresentam um curso, ou seja, um deslocamento exato e consecutivo quando são puxadas pela cinta no momento de frenagem do cilindro para inverter o movimento de vibração. Então, em algumas regulagens onde o deslocamento horizontal total é caracterizado na trajetória com valores maiores, como é o caso da regulagem da Figura 29, por exemplo, que apresenta deslocamento máximo horizontal de 230 mm, pode ser entendido como a soma de dois deslocamentos horizontais realizados pela haste, consequência da não exatidão de um ponto de parada do cilindro para inverter o movimento. É

importante considerar que, mesmo quando as molas atingem seus deslocamentos máximos, existe também um deslizamento entre o cilindro e a cinta, falta de atrito para promover a parada instantânea do cilindro. Isso pôde ser visualizado em algumas situações, durante os ensaios, porém é necessário um estudo de análise de imagem para identificar em quais regulagens realmente isso ocorre. O comportamento de vibração horizontal das hastes, anteriormente citado, pode ser entendido pela Figura 34.



Figura 34 Comportamento de vibração horizontal da haste caracterizado pela não exatidão de frenagem do cilindro

No processo de derriça mecânica do café por vibração, as hastes entremeiam os ramos plagiotrópicos da planta de café com o objetivo de desprender os frutos dos ramos. Com os resultados da trajetória percorrida pelas hastes, consegue-se entender de que forma estas hastes percorrem a planta de

café, ou seja, o comportamento dinâmico das hastes quando entremearem os ramos no momento da colheita.

Os maiores valores encontrados de deslocamento vertical apontam que, no ato de colheita, essa máquina apresentará um maior contato das hastes com os ramos plagiotrópicos quando regulada com 8 Kgf no freio do cilindro. Fazendo uma simples associação da trajetória percorrida pela haste da Figura 31 com o princípio de derricha mecânica, tem-se:

- a) cada cilindro da colhedora possui 36 flanges contendo 18 hastes fixadas em cada flange, dispostas ao redor do cilindro;
- b) considerando -se 36 hastes alinhadas no sentido vertical do cilindro, vibrando nas condições de regulagem da trajetória obtida na Figura 31, cada uma dessas hastes apresentando deslocamento vertical máximo de 55 mm, soma-se, então, no total das hastes um deslocamento vertical de 1980 mm.
- c) isso implica que as hastes abrangerão uma faixa 1980 mm de altura ao longo da planta de café.

Entende-se com essa associação que quanto maior o deslocamento vertical das hastes, maior será a “varredura” das hastes na planta, aumentando as chances de contato entre as hastes e os frutos e de maior transmissibilidade de vibração das hastes para os ramos. A associação exemplificada é ilustrada pela Figura 35.

O detalhe A da Figura 35 mostra especificamente o maior contato dos ramos da planta de café com as hastes quando estas se deslocam na direção vertical e compara com a situação em que as hastes não se deslocam na direção vertical.

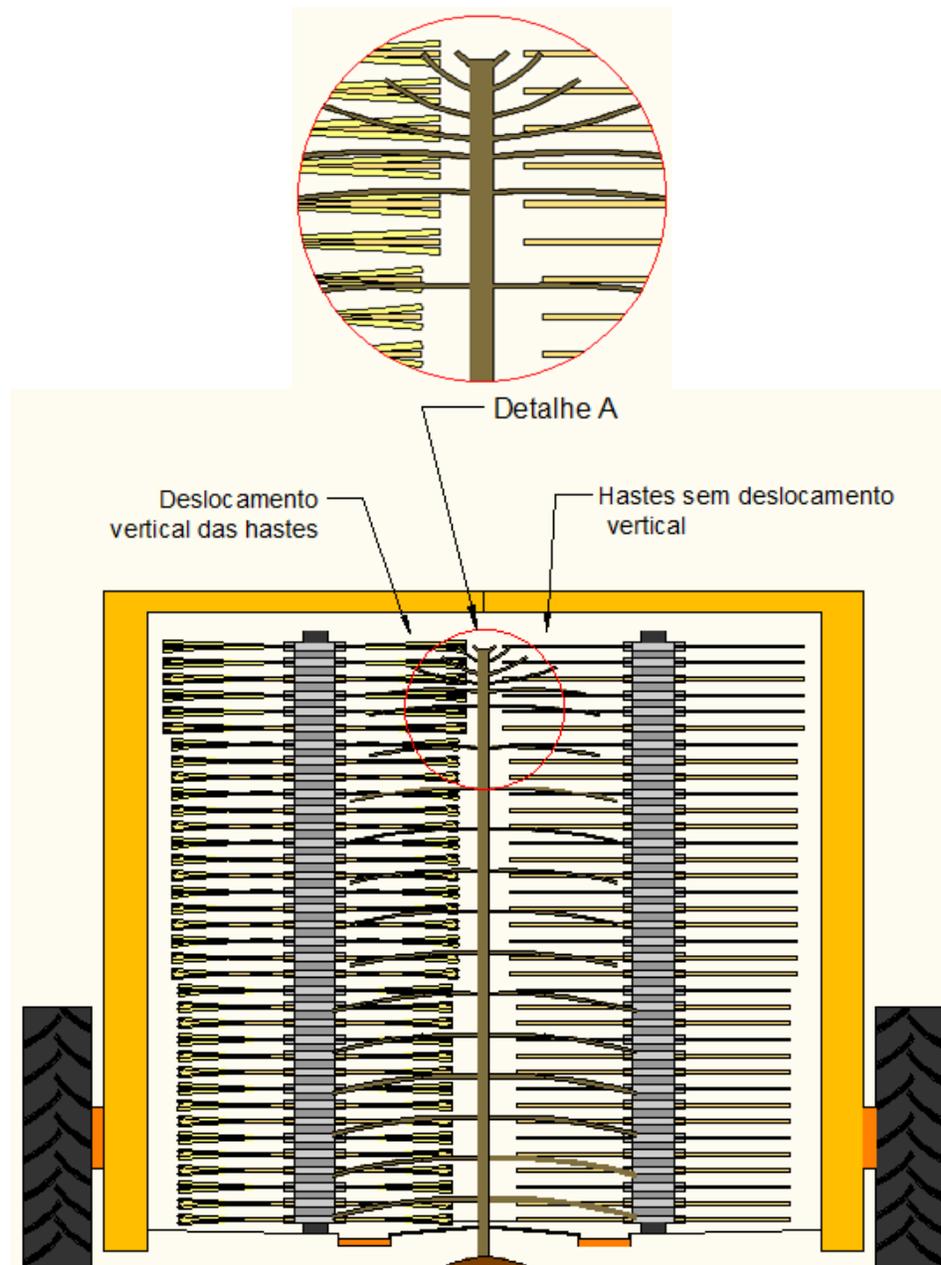


Figura 35 Representação da maior área de contato entre hastes e ramos quando as hastes submetidas a vibrações deslocam-se no sentido vertical

Analisando a confiabilidade do sistema apresentado, compararam-se os resultados de deslocamento da haste adquiridos pelo sensor, com um método prático que utiliza fotografias e filmagens da haste em movimento, citado na Seção 4.7. A máquina foi regulada em 12 kgf no freio, vibração do cilindro em 850 ciclos $\cdot\text{min}^{-1}$ e com haste de 640 mm.

Observou-se um deslocamento similar aos obtidos pela conversão dos sinais que foram medidos pelo sensor acelerômetro. Na Figura 36, apresentam-se as imagens capturadas pela câmera, mostrando em (a) a posição vertical máxima da ponta da haste, em torno de 254 mm, em (b) a posição mínima vertical da ponta da haste, 263 mm. O deslocamento vertical pode ser obtido pela diferença entre essas duas posições mostradas através das fotos, obtendo-se portanto, 9 mm de deslocamento vertical. Fica evidente em (c), uma “mancha” capturada pela câmera, ocasionada pelo rápido movimento de deslocamento horizontal da haste, onde se percebe que o deslocamento horizontal, nesse caso, ocorreu em torno de 110 mm, resultado da diferença do deslocamento máximo e mínimo horizontal, medidos na régua. Ambos os deslocamentos, vertical e horizontal, puderam ser medidos e quantificados com o auxílio da escala graduada das réguas que formam um esquadro. Esses valores de deslocamento adquiridos por meio desse método prático, são considerados valores aproximados, pois podem variar para mais ou para menos e estão sujeitos a erros sistemáticos.

Através da imagem (d), Figura 36, pode-se perceber uma parte do perfil da trajetória realizada pela ponta haste, através da luz vermelha do sensor acelerômetro, que, em movimento, fica perceptível sua trajetória, a qual foi então capturada pela imagem da câmera. A trajetória consolidada pela plotagem dos sinais adquiridos pelo sensor e que evidencia a semelhança com a trajetória da imagem (d), pode ser vista na Figura 37.

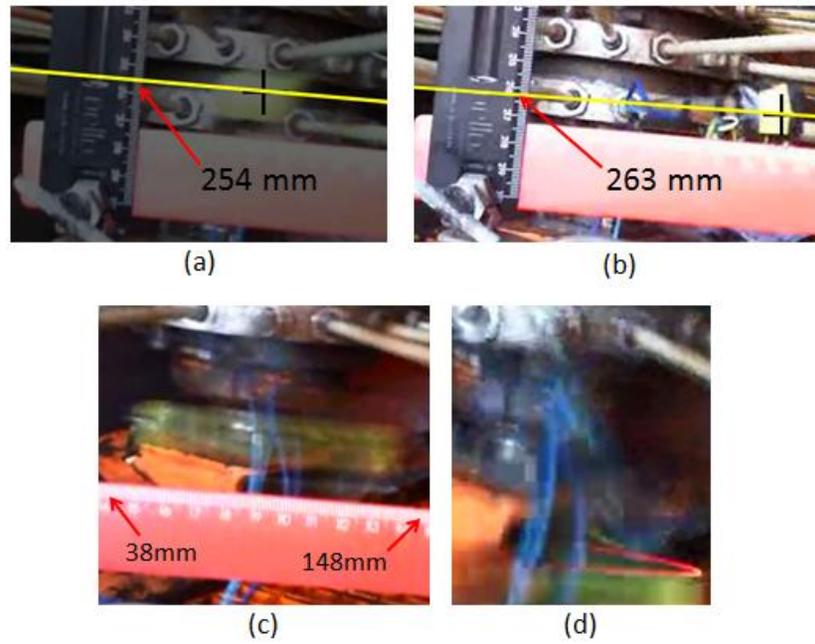


Figura 36 Deslocamentos da haste

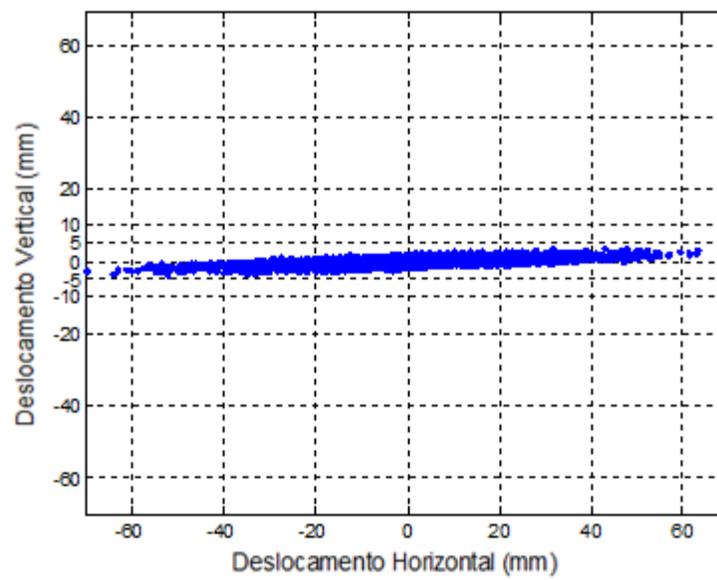


Figura 37 Deslocamentos da haste obtidos por meio de sensor

Por meio da comparação dos resultados de deslocamento obtidos por sensor e por imagens, observou-se que o método prático por imagens, dá uma estimativa, ou seja, aproxima os valores de deslocamento, uma vez que o comportamento da haste é variável. Por outro lado, os resultados adquiridos pelo sensor são mais detalhados, uma vez que mapeia o comportamento da haste, projetando sua trajetória, obtendo-se deslocamentos máximos, permitindo-se identificar dentro dessa trajetória, por onde a haste percorreu, por mais vezes, durante os ensaios.

Uma grande vantagem de se utilizar o sensor, além de poder trabalhar posteriormente com os sinais coletados, obter médias, máximos e mínimos, concentrações de sinais em determinada posição, é o fato de caracterizar o comportamento das hastes em diferentes regulagens. Além de analisar as trajetórias das hastes, é necessário também processar os resultados de forma a encontrar um deslocamento médio percorrido por elas, avaliando assim, os deslocamentos: vertical e horizontal, que são resultados da interação entre os fatores: regulagem do freio, vibração do cilindro e comprimento de haste.

Para isso, analisaram-se estatisticamente os resultados da amplitude de vibração das hastes pelo método de Tukey ao nível de 5% de significância, o que reforça a confiança dos resultados obtidos em comparação com aqueles obtidos por inspeção visual.

5.2 Resultados Quantitativos

Os resultados das análises estatísticas são apresentados nesta seção e tratados como resultados quantitativos.

5.2.1 Análise de variância para os resultados dos ensaios de amplitude de vibração das hastes derriçadoras

Nas Tabelas 1 e 2, são apresentados os resultados da análise de variância para as amplitudes de vibração das hastes derriçadoras no sentido vertical e horizontal, respectivamente. As amplitudes de vibração longitudinais foram denominadas, neste trabalho, como deslocamento horizontal e as amplitudes de vibração transversais denominadas de deslocamento vertical.

Tabela 1 Análise de variância para os dados de deslocamento horizontal das hastes derriçadoras

FV	GL	SQ	QM	Fc	P-valor
Freio (F)	2	2394,987654	1197,493827	9,140 ^{**}	0,0018
Vibração (V)	2	453,432099	226,716049	1,730 ^{ns}	0,2054
F x V	4	6869,975309	1717,493827	13,109 ^{**}	0,0000
Erro a	18	2358,222222	131,012346		
Comp. da					
Haste (C)	2	37734,395062	18867,197531	129,446 ^{**}	0,0000
C x F	4	13052,345679	3263,086420	22,388 ^{**}	0,0000
C x V	4	5705,234568	1426,308642	9,786 ^{**}	0,0000
C x F x V	8	10326,913580	1290,864198	8,857 ^{**}	0,0000
Erro b	36	5247,111111	145,753086		
TOTAL	80	84142,617284			
CV a (%) = 10,19					
CV b (%) = 10,74					
Média geral = 112,35					

^{**} significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não- significativo

Tabela 2 Análise de variância para os dados de deslocamento vertical das hastes derrickadoras

FV	GL	SQ	QM	Fc	P-valor
Freio (F)	2	2374,987654	1187,493827	262,806**	0,0000
Vibração (V)	2	3178,987654	1589,493827	351,773**	0,0000
F x V	4	1426,049383	356,512346	78,900**	0,0000
Erro a	18	81,333333	4,518519		
Comp. da					
Haste (C)	2	2231,432099	1115,716049	289,657**	0,0000
C x F	4	435,160494	108,790123	28,344**	0,0000
C x V	4	1130,271605	282,567901	73,359**	0,0000
C x F x V	8	1165,802469	145,725309	37,833**	0,0000
Erro b	36	13118,66667	3,851852		
TOTAL	80	12162,691358			
CV a (%) =	13,34				
CV b (%) =	12,31				
Média geral =	15,94				

** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo

De acordo com as Tabelas 1 e 2, pode-se verificar que tanto para os ensaios de deslocamento horizontal (amplitude longitudinal) quanto para os ensaios de deslocamento vertical (amplitudes transversais), foram observadas diferenças significativas em nível de 5% de probabilidade para a interação entre os fatores regulagem do freio e vibração do cilindro, bem como para a interação tripla entre a posição do sensor ao longo do cilindro, regulagem do freio e vibração do cilindro. Esses resultados indicam que o efeito da amplitude de vibração das hastes ao longo do cilindro, seja na horizontal ou vertical, depende tanto da vibração dos cilindros quanto da regulagem do freio. Para o

deslocamento horizontal apresentado na Tabela 1, somente a vibração não foi significativa, logo, não influi no deslocamento horizontal das hastes.

A seguir, é apresentado o desdobramento da regulagem do freio nos diferentes comprimentos de hastes e nas frequências de vibração do cilindro, indicando a variação média do deslocamento das hastes no sentido horizontal.

Tabela 3 Valores médios do Deslocamento Horizontal das hastes de 640 mm de comprimento

Freio (Kgf)	Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Deslocamento Horizontal (mm)
12	750	52,7 a
8	750	91,3 b
10	750	97,3 b
10	850	83,7 a
8	850	90,7 a
12	850	96,3 a
8	950	55,3 a
12	950	87,3 b
10	950	112,7 c

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

As hastes de 640 mm de comprimento apresentaram diferenças significativas sob a influência da regulagem dos freios para as vibrações de 750 e 950 ciclos.min⁻¹. Na regulagem de vibrações do cilindro a 850 ciclos.min⁻¹, o deslocamento médio horizontal das hastes não apresentaram diferenças significativas entre si. O maior valor médio encontrado para a amplitude de vibração no sentido horizontal para essa haste foi de 112,7 mm, a 950

ciclos.min⁻¹ de vibração do cilindro e com 10 Kgf de regulagem no freio do cilindro.

Tabela 4 Valores médios do Deslocamento Horizontal das hastes de 600 mm de comprimento

Freio (Kgf)	Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Deslocamento Horizontal (mm)
10	750	144,3 a
8	750	154,7 a
12	750	158,0 a
12	850	135,0 a
10	850	139,7 a
8	850	150,0 a
12	950	114,0 a
10	950	119,3 a
8	950	127,7 a

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

Os resultados de amplitude de vibração no sentido horizontal para as hastes de 600 mm, estatisticamente não apresentaram nenhuma influência da regulagem do freio do cilindro dentro de cada vibração. De acordo com a Tabela 4, os maiores valores médios de deslocamento horizontal das hastes ocorreram na regulagem de 750 ciclos.min⁻¹, especificamente a 12 Kgf de regulagem no freio do cilindro, apresentando deslocamento médio horizontal de 158 mm.

Tabela 5 Valores médios do Deslocamento Horizontal das hastes de 570 mm de comprimento

Freio (Kgf)	Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Deslocamento Horizontal (mm)
10	750	66,0 a
8	750	96,3 b
12	750	160,3 c
10	850	91,3 a
8	850	106,3 b
12	850	138,0 c
8	950	86,7 a
12	950	135,0 b
10	950	143,7 b

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

O deslocamento horizontal das hastes de 570 mm sofreram influência da regulagem do freio nas três vibrações do cilindro. O maior deslocamento médio horizontal ocorreu na vibração de 750 ciclos.min⁻¹ com 12 Kgf no freio. Na vibração de 950 ciclos.min⁻¹ não houve diferença significativa entre as regulagens de 10 e 12 Kgf. Nessa mesma vibração, o menor deslocamento horizontal ocorreu na regulagem do freio a 8 Kgf (Tabela 5).

A seguir, é apresentado o desdobramento da regulagem do freio nos diferentes comprimentos de hastes e nas frequências de vibração do cilindro, indicando a variação média do deslocamento das hastes no sentido vertical.

Tabela 6 Valores médios do Deslocamento Vertical em hastes de 640 mm de comprimento

Freio (Kgf)	Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Deslocamento Horizontal (mm)
12	750	2,7 a
10	750	3,0 a
8	750	10,0 b
12	850	5,0 a
8	850	5,7 a
10	850	7,0 a
12	950	8,0 a
10	950	16,0 b
8	950	19,7 b

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

Os resultados da Tabela 6 apontam maiores valores médios de deslocamento vertical das hastes de 640 mm de comprimento para a vibração de 950 ciclos.min⁻¹ do cilindro e regulagem do freio, tanto em 10 Kgf quanto em 8 Kgf, não diferindo estatisticamente entre si. Na vibração de 850 ciclos.min⁻¹ a influência da regulagem do freio não afetou o comportamento de amplitude de vibração das hastes e na vibração de 750 ciclos.min⁻¹ a regulagem de 8 Kgf no freio também apresentou maior valor médio de deslocamento vertical da haste.

Tabela 7 Valores médios do Deslocamento Vertical em hastes de 600 mm de comprimento

Freio (Kgf)	Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Deslocamento Horizontal (mm)
12	750	7,0 a
10	750	14,0 b
8	750	22,7 c
12	850	9,0 a
10	850	16,3 b
8	850	28,0 c
12	950	11,7 a
10	950	29,3 b
8	950	32,3 b

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

Pela Tabela 7, fica evidente que para as hastes de 600 mm de comprimento, houve um aumento dos valores médios de deslocamento vertical à medida que se diminui o torque no freio do cilindro, independente da vibração ao qual o cilindro foi submetido. Os maiores valores médios de deslocamento vertical dessas hastes ocorreram nas regulagens de vibração do cilindro em 950 ciclos.min⁻¹ e nas regulagens de torque no freio do cilindro em 10 Kgf e 8 Kgf, sendo os deslocamentos médios de 29,3 mm e 32,3 mm, respectivamente. Estatisticamente, não houve diferença significativa entre essas duas regulagens do freio.

Tabela 8 Valores médios do Deslocamento Vertical em hastes de 570 mm de comprimento

Freio (Kgf)	Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Deslocamento Horizontal (mm)
10	750	3,7 a
12	750	13,0 b
8	750	35,3 c
10	850	3,3 a
8	850	7,7 b
12	850	14,0 c
12	950	16,0 a
8	950	44,3 b
10	950	45,3 b

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

Assim como nas demais hastes ensaiadas, as hastes de 570 mm de comprimento (Tabela 8) apresentaram maiores amplitudes de vibração nas regulagens de vibração do cilindro a 950 ciclos.min⁻¹ e regulagem de torque nos freios em 8 Kgf e 10 Kgf, sendo 44,3 mm e 45,3 mm, respectivamente. Apesar de apresentarem valores diferentes, mas próximos, são considerados estatisticamente iguais pelo teste de Tukey ao nível de 5% de significância. Na vibração 750 ciclos.min⁻¹ do cilindro, o maior deslocamento vertical médio se deu na regulagem de torque do freio em 8 Kgf.

Baseado nos resultados das Tabelas 6, 7 e 8, a colhedora apresentou maiores deslocamentos verticais das hastes na regulagem de vibração do cilindro em 950 ciclos.min⁻¹ e torque do freio em 8 Kgf e 10 Kgf para os três comprimentos de hastes estudadas, porém, as hastes de 570 mm obtiveram

maiores amplitudes de vibração, apresentando uma média de deslocamento vertical de 45,3 mm. As hastes de 600 mm e 640 mm apresentaram maior deslocamento médio vertical de 32,3 mm e 19,7 mm respectivamente. Percebe-se que as amplitudes de vibração das hastes no sentido vertical diminuem com o aumento do comprimento das hastes.

Atualmente, é comum para a colheita mecânica do café, a recomendação de hastes maiores, mais longas, induzindo que essas hastes proporcionarão uma melhor eficiência de derrça, por um maior alcance das hastes com os ramos plagiotrópicos da planta. Entretanto, neste trabalho e nas condições em que os ensaios foram conduzidos, os resultados mostram o contrário, apontando maiores chances e condições de se obter uma maior eficiência de derrça por meio de maior área de contato das hastes com os ramos plagiotrópicos da planta, utilizando hastes menores, como as hastes de 570 mm de comprimento, que apresentaram maiores amplitudes de vibração no sentido vertical, quando submetidas às mesmas regulagens, nas quais Sales (2011) encontrou maiores eficiências de derrça, 8 e 10 Kgf no freio a $950 \text{ ciclos.min}^{-1}$ de vibração. Também é de prática, atualmente, a utilização de hastes maiores no terço médio superior do cilindro, buscando melhor contato com os ramos plagiotrópicos nas partes altas da planta e hastes menores no terço médio inferior do cilindro, onde, na planta, encontram-se, geralmente, ramos plagiotrópicos mais extensos.

Nos Gráficos 1 e 2, apresentam-se os valores médios dos deslocamentos nos sentidos: horizontal e vertical, respectivamente.

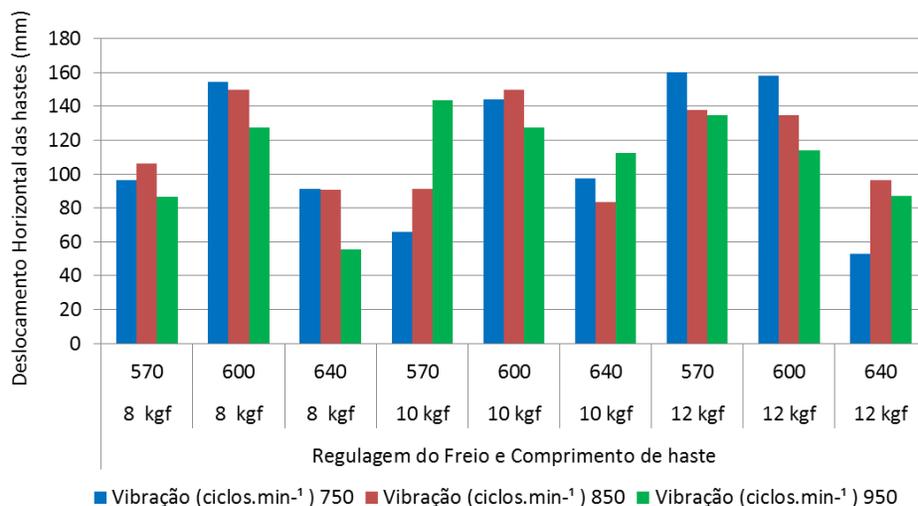


Gráfico 1 Valores médios de deslocamento horizontal das hastes em função da vibração e regulagem do freio

Baseado nos resultados de deslocamento vertical e horizontal das hastes, observou-se certa tendência de que na mesma regulagem em que as hastes obtiveram maiores deslocamentos verticais, as mesmas apresentaram menores deslocamentos horizontais e vice-versa, para a regulagem de 8 Kgf no freio (Gráficos 1 e 2). Já, na regulagem de 10 Kgf no freio, os três comprimentos de hastes apresentaram valores de deslocamento vertical e horizontal consideráveis para a vibração de 950 ciclos.min⁻¹.

Os resultados quantitativos confirmaram os resultados qualitativos. Os maiores valores médios de deslocamento vertical se deram na regulagem de 8 e 10 Kgf no freio, o que corresponde a um torque de 42,89 e 53,61 N.m respectivamente e na vibração de 950 ciclos.min⁻¹, que corresponde a 15,8 Hz. Sales (2011), avaliando eficiência de derriça de uma colhedora automotriz em função das regulagens de torque no freio e vibração do cilindro, encontrou maior eficiência de derriça também para a regulagem de 8 Kgf (42,89 N.m) de torque no freio e vibração do cilindro em 950 ciclos.min⁻¹ (15,8 Hz).

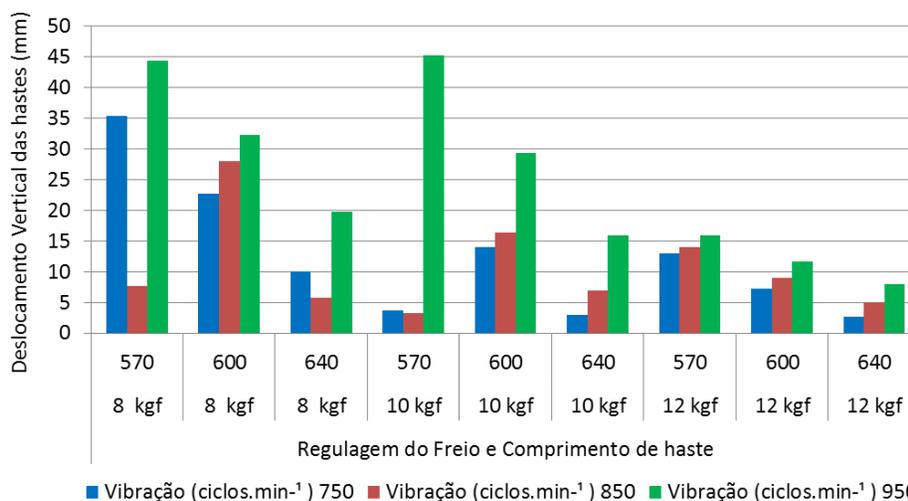


Gráfico 2 Valores médios de deslocamento vertical das hastes em função da vibração e regulagem do freio

Observa-se, pelo Gráfico 2, que a regulagem de 10 Kgf no freio e vibração de 950 ciclos.min⁻¹, para a haste de 570 mm se destaca perante as outras, apresentando um deslocamento médio de 45 mm. Nessa mesma condição, porém nas vibrações de 750 e 850 ciclos.min⁻¹, os deslocamentos foram inferiores ao obtido na vibração de 950 ciclos.min⁻¹, apresentando valores menores que 5 mm.

As hastes de 640 mm de comprimento apresentaram os menores valores médios de deslocamento horizontal (Gráfico 1) e vertical (Gráfico 2), independente das condições de regulagem.

6 CONCLUSÕES

Com base nos resultados encontrados, pode-se concluir que:

- a) Foi possível mapear a trajetória realizada pelas hastes e entender o comportamento dinâmico destas com auxílio do processamento de sinais.
- b) A colhedora de café estudada apresentou maior deslocamento vertical das hastes quando regulada em 8 e 10 Kgf no freio, vibração de 950 ciclos.min⁻¹ e com hastes de 570 mm de comprimento;
- c) Os resultados auxiliam na recomendação de regulagem de colhedoras, direcionando as recomendações de comprimento de haste, regulagem do freio e vibração do cilindro;
- d) Por meio do mapeamento da trajetória e entendimento do comportamento dinâmico das hastes, entende-se que a maior eficiência de derriça pode ocorrer quando as hastes vibram no sentido vertical, favorecendo o maior contato entre as hastes e os ramos ou frutos da planta de café;
- e) Os resultados encontrados servem de base para a pesquisa e desenvolvimento de novas colhedoras de café.

6.1 Perspectivas Futuras

A partir do conhecimento do comportamento de vibração das hastes nas diferentes condições de regulagens, pretende-se dar sequência aos estudos, partindo para a instrumentação da planta de café, avaliando o comportamento dinâmico da planta de café, a transmissibilidade de vibração das hastes para os

ramos da planta e sua influência na eficiência de derriça do café e desfolha da planta.

REFERÊNCIAS

- ALPER, Y.; FOUX, Y. Strength properties of orange fruit-stem joints. **Transactions of the ASAE**, Saint Joseph, v. 19, n. 19, p. 412-416, 1976.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DO CAFÉ. **Indicadores da indústria de café no Brasil**: 2013. Disponível em: <<http://www.abic.com.br/publique/cgi/cgilua.exe/sys/start.htm?sid=61#cons2013.2>>. Acesso em: 3 jul. 2014.
- BACHA, C. J. C. A cafeicultura brasileira nas décadas de 80 e 90 e suas perspectivas. **Preços Agrícolas**, Piracicaba, v. 12, n. 142, p. 14-22, ago. 1998.
- BARBOSA, J. A.; SALVADOR, N.; SILVA, F. M. Desempenho operacional de derrçadoras mecânicas para diferentes condições de lavouras cafeeiras. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 9, n. 1, p. 129-132, 2005.
- CABRAL, P. **Erros e incertezas nas medições**. Porto: Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2004. 18 p. Apostila.
- COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO. **Séries históricas de produtividade do café no Brasil**. Disponível em: <http://www.conab.gov.br/conteudos.php?a=1252&t=2_boletim_cafe_2014.pdf>. Acesso em: 20 jun. 2014.
- DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; MCCONNELL, K. G. **Instrumentation for enginerring measuments**. New York: Wiley, 1993. 641 p.
- FERREIRA, D. F. Análises estatísticas por meio do Sisvar para Windows versão 5.3. In: REUNIÃO ANUAL DA REGIÃO BRASILEIRA DA SOCIEDADE INTERNACIONAL DE BIOMETRIA, 45., 2000, São Carlos. **Anais...** São Carlos: Sociedade Internacional de Biometria, 2000. p. 255-258.

FREESCALE. **Freescaler semiconductor**: application note AN3397. Disponível em: <http://cache.freescaler.com/files/sensors/doc/app_note/AN3397.pdf>. Acesso em: 3 jun. 2014a.

FREESCALE. **Freescaler semiconductor**: data sheet MMA7361LC. Disponível em: <http://cache.freescaler.com/files/sensors/doc/data_sheet/MMA7361LC.pdf>. Acesso em: 3 jun. 2014b.

GUEDES, D. M. **Efeito da utilização de frequências de vibração na faixa de 35 a 55 Hz sobre a eficiência de derricha do café**. 2011. 52 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2011.

GUIMARÃES, R. J.; MENDES, A. N. G.; SOUZA, C. A. S. **Cafeicultura**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2002. 317 p.

INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ. Podas. In: _____. **Cafeicultura do café no Brasil**: manual de recomendações. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, 1974. p. 207-226.

JONHSON, C. **Process control instrumentation technology**. 4th ed. New Jersey: Prentice Hall Career & Technology, 1993. 592 p.

KASHIMA, T. A colheita mecanizada do café: produtos, desempenho, e custos. In: CICLO DE ESTUDOS SOBRE MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA, 4., 1990, Campinas. **Anais...** Campinas: UNICAMP, 1990. 1 CD-ROM.

MATIELLO, J. B. et al. **Cultura do café no Brasil**: novo manual de recomendações. Rio de Janeiro: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387 p.

MITRA, S. K. **Digital signal processing**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2011. 927 p.

NYQUIST, H. Certain topics in telegraph transmission theory. **IEEE Transactions**, New York, v. 47, p. 617-644, 1928.

OLIVEIRA, E. et al. Custos operacionais da colheita mecanizada do cafeeiro. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, v. 42, n. 6, p. 827-831, jun. 2007a.

OLIVEIRA, E. et al. Influência da colheita mecanizada na produção cafeeira. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 37, n. 5, p. 1466-1470, set./out. 2007b.

OPPENHEIM, A. V.; SCHAFER, R. W. **Discrete-time signal processing**. 3rd ed. New Jersey: Prentice-Hall, 2010. 870 p.

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

PEREIRA, A. A.; SAKIYAMA, N. S. Cultivares melhoradas de café arábica. In: ENCONTRO SOBRE PRODUÇÃO DE CAFÉ COM QUALIDADE, 1., 1999, Viçosa, MG. **Anais...** Viçosa, MG: UFV, 1999. p. 241-257.

PEREIRA, V. F. **Efeitos da diferenciação sobre riscos e retornos da produção de café em Minas Gerais**. 2008. 134 f. Dissertação (Pós-Graduação em Economia Aplicada) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2008.

QUEIROZ, D. M.; SANTOS, F. L.; PINTO, F. A. C. **Analysis of coffee harvesting process by vibration**. Saint Joseph: ASABE, 2007. 13 p. (ASABE Paper, 07-1142).

SALES, R. S. **Avaliação da regulação do freio dos vibradores de colhedoras na eficiência de derriça do café**. 2011. 52 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2011.

SAMPAIO, C. P. et al. Determinação da força requerida para o desprendimento dos frutos de café em diferentes estádios de maturação. In: SIMPÓSIO DE PESQUISA DOS CAFÉS DO BRASIL, 8., 2000, Poços de Caldas. **Anais...** Poços de Caldas: EMBRAPA Café, 2000. p. 98-100.

SANTOS, F. L. **Simulação e avaliação do comportamento dinâmico de frutos do cafeeiro na derriça**. 2008. 136 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2008.

SANTOS, F. L. et al. Efeito da frequência e amplitude de vibração sobre a derriça de frutos de café. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 14, n. 4, p. 425-431, 2010.

SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 76, n. 2, p. 148-153, Sept. 2006.

SILVA, F. C. **Efeito da força de desprendimento e da maturação dos frutos de cafeeiros na colheita mecanizada**. 2008. 106 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2008.

SILVA, F. C. et al. Comportamento da força de desprendimento dos frutos de cafeeiro ao longo do período de colheita. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 34, n. 2, p. 468-474, mar./abr. 2010.

SILVA, F. C. et al. Desempenho operacional da colheita mecanizada e seletiva do café em função da força de desprendimento dos frutos. **Coffee Science**, Lavras, v. 8, n. 1, p. 53-60, jan./mar. 2013.

SILVA, F. M. Colheita mecanizada e seletiva do café. In: _____. **Cafeicultura empresarial: produtividade e qualidade**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2004. p. 1-75.

SILVA, F. M. et al. Custo da colheita mecanizada de café com colhedoras automotrizes no Sul de Minas. **Engenharia na Agricultura**, Viçosa, MG, v. 8, n. 1, p. 54-60, jan./mar. 2000.

SILVA, F. M. et al. Desempenho da operação mecanizada de derricha do café. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISAS CAFEIRAS, 23., 1997, Manhuaçu. **Anais...** Rio de Janeiro: MAPA/PROCAFÉ, 1997. p. 174-176.

SILVA, F. M. et al. Desempenho operacional das colhedoras automotrizes de café na região do sul de Minas. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISAS CAFEIRAS, 24., 1998, Poços de Caldas. **Anais...** Poços de Caldas: SDR/PROCAFE/PNFC, 1998. p. 223-234.

SILVA, F. M.; SALVADOR, N. **Mecanização da lavoura cafeeira: colheita.** Lavras: UFLA/DEG, 1998. 55 p. (Boletim Técnico, 56).

SOUZA, C. M. A. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derricha e de abanação de frutos do cafeeiro.** 2004. 123 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2004.

THOMAZIELLO, R. A. et al. **Cultura do café.** 3. ed. Campinas: CATI, 1997. 75 p. (Boletim Técnico, 193).

TONGUMPAI, P. **Strategies for machine harvesting of mature coffe (*Coffee arabica L.*) fruits.** 1993. 167 f. Thesis (Doctor in Fitotecnia) - Oregon State University, Saint Joseph, 1993.

UNITED STATES DEPARTMENT OF AGRICULTURA. **Coffee.** Disponível em: <<http://www.fas.usda.gov/commodities/coffee>>. Acesso em: 20 jun. 2014.

VILLIBOR, G. P. et al. Effect of frequencies and low amplitudes of vibration on coffee fruit harvesting efficiency. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON AGRICULTURAL ENGINEERING, 2010, Clermont-Ferrand. **Proceedings...** Clermont-Ferrand: AgEng, 2010. 1 CD-ROM.