

MATHEUS VARELA ZONTA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA DERRIÇADORA MONTADA  
PARA COLHEITA DE FRUTOS DO CAFEIRO EM REGIÕES  
DE MONTANHA**

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

VIÇOSA  
MINAS GERAIS – BRASIL  
2016

**Ficha catalográfica preparada pela Biblioteca Central da Universidade  
Federal de Viçosa - Câmpus Viçosa**

T

Z87d  
2016  
Zonta, Matheus Varela, 1990-  
Desenvolvimento de uma derriçadora montada para  
colheita de frutos do cafeeiro em regiões de montanha / Matheus  
Varela Zonta. – Viçosa, MG, 2016.  
v, 61f. : il. ; 29 cm.

Orientador: Mauri Martins Teixeira.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Viçosa.  
Inclui bibliografia.

1. Equipamentos agrícolas - Projetos e construção. 2. Café -  
Colheita. I. Universidade Federal de Viçosa. Departamento de  
Engenharia Agrícola. Programa de Pós-graduação em  
Engenharia Agrícola. II. Título.

CDD 22. ed. 631.3

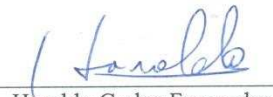
MATHEUS VARELA ZONTA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA DERRIÇADORA MONTADA PARA  
COLHEITA DE FRUTOS DO CAFEIEIRO EM REGIÕES DE  
MONTANHA**

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

Aprovada: 18 de fevereiro de 2016

  
Geice Paula Villibor

  
Haroldo Carlos Fernandes  
(Coorientador)

  
Mauri Martins Teixeira  
(Orientador)

## AGRADECIMENTOS

À Deus, pelo dom da vida e sabedoria.

Aos meus pais, Antonio e Alice, por todo amor, carinho e educação que me deram durante todos esses anos, e ao meu irmão Filipe pelo companheirismo.

A minha noiva Mayara, pelo amor, companhia e dedicação durante todos os anos juntos.

À Universidade Federal de Viçosa, em especial o Departamento de Engenharia Agrícola pela oportunidade do desenvolvimento desse trabalho.

Ao professor Mauri Martins Teixeira, pela orientação, conselho e confiança para a realização desse trabalho.

Aos meus conselheiros, professores Haroldo Carlos Fernandes e Paulo Roberto Cecon, pela ajuda e conselho.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro.

Aos funcionários da UFV, do Departamento de Engenharia Agrícola e em especial ao Mario e Geraldo, do Departamento de Fitotecnia, pela ajuda durante a realização dos experimentos.

Aos colegas da pós-graduação do DEA, pela companhia e ajuda, principalmente ao Marconi, por assumir a responsabilidade de operar a máquina.

A todos, que de alguma forma contribuíram para realização desse trabalho.

## SUMÁRIO

RESUMO.....	iv
ABSTRACT.....	v
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVOS.....	3
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
4. MATERIAL E MÉTODOS.....	10
5. RESULTADO E DISCUSSÃO.....	28
6. CONCLUSÃO.....	58
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	59

## RESUMO

ZONTA, Matheus Varela, M. Sc., Universidade Federal de Viçosa, fevereiro de 2016. **Desenvolvimento de uma derriçadora montada para colheita de frutos do cafeeiro em regiões de montanha** Orientador: Mauri Martins Teixeira. Coorientadores: Haroldo Carlos Fernandes e Paulo Roberto Cecon.

O café é um dos principais produtos agrícolas do país. Na Zona da Mata mineira é um dos maiores responsáveis por geração de emprego e renda. A cafeicultura de montanha, predominante nessa região, tem uma dependência muito alta de mão de obra, principalmente para o processo de colheita, que é composto por várias etapas. A etapa de derriça é árdua e onerosa, e a falta de mão de obra tem agravado a situação dos produtores que estão perdendo produtos por falta de trabalhadores. O terraceamento entre as linhas de café possibilita o uso de tratores e implementos agrícolas. Objetiva-se com esse trabalho aprimorar uma derriçadora desenvolvida anteriormente para a utilização em lavouras de café com terraceamento. Para o projeto do protótipo foi utilizado uma metodologia de engenharia reversa e softwares de engenharias CAD e CAE e depois foi simulado para determinação da frequência natural e das tensões em diferentes modelos de simulação Transiente Estrutural e Resposta Harmônica. O protótipo desenvolvido foi avaliado em laboratório para caracterização da vibração das suas hastes de fibra de vidro e para determinação da demanda de potência. No experimento a campo foi avaliado: a capacidade de derriça, capacidade operacional, eficiência e impurezas. O protótipo desenvolvido obteve um momento de inércia 22% menor na placa derriçadora. As frequências naturais não coincidiram com as frequências de funcionamento, a demanda de potência máxima foi de 8,68 kW (11,8 cv); e na avaliação a campo a máquina proporcionou: uma capacidade de derriça de 198,1 Lh<sup>-1</sup>, capacidade operacional de 0,018 hah<sup>-1</sup>, eficiência de derriça de 87% e impurezas de 179 gL<sup>-1</sup>.

Palavras-chaves: projeto de máquina; cafeicultura de montanha; colhedora de café.

## ABSTRACT

ZONTA, Matheus Varela, M. Sc., Universidade Federal de Viçosa, February of 2016. **Development of seed dropping machine mounted for harvest fruit of the coffee in mountain regions.** Adviser: Mauri Martins Teixeira. Co-advisers: Haroldo Carlos Fernandes and Paulo Roberto Cecon.

Coffee is one of the main agricultural products of the country. Moreover, in *Zona da Mata* Region of Minas Gerais State the coffee is responsible for generating employment and income. The Mountain coffee, predominant in this region, has a very high dependence on labor, especially for the harvesting process, which consists of several stages. The seed dropping step is arduous and costly, and the lack of manpower has aggravated the situation of producers who are losing products for lack of workers. The terracing between the lines of coffee enables the use of tractors and agricultural implements. The aim of this work is to improve a seed dropping machine previously developed for use in coffee plantations with terracing. For the prototype design was used a reverse engineering methodology and engineering software CAD and CAE, and then simulated to determine the natural frequency and stress in different simulation models Transient Structural and Harmonic Response. The prototype was evaluated in the laboratory to characterize their vibration of the fiberglass rods and for determining the power demand. In the field experiment was evaluated: seed dropping capacity, operational capacity, efficiency and impurities. The prototype achieved a moment of inertia 22% lower in seed dropping board. The natural frequencies do not coincide with the operating frequency, the maximum power demand was 8.68 kW (11.8 cv), and field evaluation the machine provided: a seed dropping capacity of 198.1 Lh<sup>-1</sup>, operational capacity of 0,018 hah<sup>-1</sup>, seed dropping efficiency of 87% and impurities 179 gL<sup>-1</sup>.

Keywords: machine design; mountain coffee; coffee harvester.

## 1. INTRODUÇÃO

A cultura do café foi por muito tempo a principal fonte de renda do país, sendo responsável pela geração de recursos que propiciaram o desenvolvimento logo após sua independência. O café continuou sendo a sua principal fonte de renda até a crise de 1929, a partir de então, com o declínio do preço do produto, iniciou-se uma fase de industrialização utilizando os recursos que haviam sido acumulados com a exportação do café.

Atualmente o Brasil é o maior produtor e exportador de café do mundo, destacando-se o Estado de Minas Gerais como maior produtor de café do país, sendo a cafeicultura de montanha, o tipo predominante na Zona da Mata. O café é um dos principais produtos da Zona da Mata mineira, sendo este responsável por geração de renda e emprego. Porém, nos últimos anos a falta de mão de obra tem agravado a situação da cultura, não somente no Estado de Minas Gerais, mas em todo local onde a colheita do café é feita de forma manual ou semimecanizada.

O processo de colheita do café é caracterizado por requerer algumas etapas. Considerando o processo de derriça no pano, a primeira etapa é a arruação, que é a etapa de limpeza da área do cafezal para a distribuição do pano onde será derriçado o fruto. Após a derriça é necessário limpar os frutos, retirando folhas e galhos, esse processo é chamado de abanação. Máquinas para a realização dessas etapas existem, porém são apenas para áreas planas. Na cafeicultura de montanha ainda predomina o trabalho manual, empregando-se, em alguns casos, pequenas máquinas portáteis.

A derriça do café é a etapa na qual o fruto é retirado da planta. A derriça manual é realizada com o trabalhador arrancando os frutos em um movimento no qual ele desliza a mão nos galhos retirando os frutos. Já a derriça semimecanizada é realizada com o auxílio de derriçadoras portáteis. Com o auxílio dessas derriçadoras houve um aumento na capacidade de produção de cada trabalhador, além de uma melhora nas condições de trabalho, porém ainda assim a colheita é um processo árduo.

O desenvolvimento da mecanização da lavoura de café foi lento e visando atender as lavouras localizadas em regiões planas. Hoje há uma gama de máquinas no mercado para realização da colheita do café, porém empregadas com muitas



restrições na cafeicultura de montanha. A topografia é o fator limitante para a mecanização do café de montanha e uma alternativa para a implantação da mecanização é o terraceamento, o qual se baseia na criação de patamares entre as linhas de plantio que permite a passagem do trator cafeeiro, possibilitando o emprego de implementos montados ou tracionados na lavoura para as diferentes operações. As regiões que se beneficiaram com o desenvolvimento de colhedoras de café presenciaram um aumento da produtividade e uma diminuição dos custos, principalmente custo com a mão de obra.

Os softwares de desenho assistido por computador (CAD - *Computer Aided Design*) são ferramentas essenciais para o projeto e desenvolvimento de novos produtos e aprimoramentos de projetos já existentes. São utilizados para o desenho de inúmeros tipos de produtos, desde calçados até instalações completas de uma planta industrial. Os softwares de Engenharia assistida por computador (CAE – *Computer Aided Engineering*) são empregados nas tarefas de engenharia, como cálculo de tensão, mecânicas dos fluídos, transferência de calor e massa, magnetismo e até em reações químicas.

A engenharia reversa é uma ferramenta de engenharia empregada com o objetivo de se determinar o princípio de funcionamento de um produto. A base da engenharia reversa é a desmontagem de um produto para descobrir como o mesmo funciona. Hoje ela é aplicada também como um método de melhoria de produtos. Faz-se necessário entender o princípio de funcionamento da máquina, seus componentes e respectiva função, além de observar os possíveis defeitos no seu funcionamento de modo a propor melhorias ou mudanças.

O presente trabalho concentrou-se em aperfeiçoar uma máquina derriçadora de café montada para as regiões de montanha com terraceamento. A técnica de engenharia reversa foi utilizada com intuito de observar as necessidades de melhoria e propor mudanças na placa derriçadora. As adaptações para melhoria foram desenhadas em software CAD e a solução final foi simulada em software CAE. A máquina foi testada a campo para se determinar seu desempenho operacional e em laboratório para caracterização da vibração e demanda de potência.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1 - Objetivo geral**

Aperfeiçoar e construir uma placa derriçadora de um protótipo de colhedora de café de montanha para áreas com terraceamento, verificar seu desempenho no campo e em laboratório.

### **2.2 - Objetivos específicos**

- Verificar os pontos falhos e propor modificações na placa derriçadora da máquina;
- Projetar com uso do software CAD modificações para a placa derriçadora;
- Simular a derriçadora no CAE empregando-se diferentes cenários;
- Caracterizar a amplitude e frequência de vibração das hastes da derriçadora;
- Determinar a demanda de potência; e,
- Determinar o desempenho operacional a campo.

### **3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

#### **3.1 - Produção de café**

O Brasil é o maior produtor e exportador de café do mundo, com produção estimada em 42,2 milhões de sacas de café em 2015, ocupando uma área de 2,25 milhões de hectares de plantação. Em Minas Gerais, concentra-se a maior área cultivada da espécie arábica, com 1,181 milhões de hectares, mais de 50% de todo café plantado no país (CONAB, 2015).

A produção de café na Zona da Mata mineira é estimada em 6,7 milhões de sacas, com uma área em produção de 288,3 mil hectares. A produtividade do ano de 2015 cresceu, passando de 18,64 sacas por hectares em 2014 para 23,25 sacas por hectares. A cafeicultura que predomina na região é a de montanha (CONAB, 2015).

Do processo de produção do café, a etapa de colheita é o mais oneroso e o que requer maior mão de obra. Os custos podem chegar a 30% do custo total de produção e a demanda de mão de obra pode chegar a 40% do total utilizado na produção (CRUZ NETO; MATIELLO, 1981).

Um levantamento sobre a cafeicultura de montanha foi realizado pelo Instituto Antonio Ernesto de Salvo (INAES, 2010), sendo que esse estudo mostrou que o setor café de montanha é o principal gerador de empregos diretos em Minas Gerais, sendo que para cada milhão de reais produzidos, são criados 194 empregos diretos. Esse mesmo levantamento também constatou que de 38% a 58% das pequenas a grandes propriedades consideram a oferta de mão de obra insuficiente.

A colheita do café no pano é dividida em seis operações, de acordo com SILVA *et al.* (2002) sendo: arruação, responsável por deixar a área próximo ao café limpo para distribuição do pano; a derriça, etapa de remoção do fruto da planta; recolhimento, processo de recolhimento do café derriçado no pano, abanação, etapa de limpeza e separação dos galhos, folhas, pedras e outras impurezas; e o transporte, etapa de condução das sacas de café do campo para as próximas etapas de processamento.

O desenvolvimento da mecanização da cafeicultura foi tardio, sendo que todas as máquinas para colheita mecanizada foram desenvolvidas para regiões planas ou com baixa declividade, no máximo 15%. A mecanização trouxe um aumento da

capacidade produtiva da mão de obra e minimizou os problemas relacionados à escassez de trabalhadores durante a etapa de colheita. Porém a colheita mecanizada ainda é dependente de trabalhadores para o repasse (SILVA *et al.*, 2000). Nas regiões de cafeicultura de montanha predomina-se ainda a colheita manual ou semi mecanizada, com o auxílio das derriçadoras portáteis do tipo “mãozinha”, que são acionadas por motores elétricos, de combustão interna ou por sistemas pneumáticos (SOUZA *et al.*, 2005).

A declividade e as irregularidades do terreno são as maiores limitações para a mecanização da cultura do café de montanha. Porém a utilização da técnica de terraceamento (Figura 1) em lavouras de café poderá resolver o problema dessa limitação. A abertura de patamares com largura que podem chegar a 1,6 metros é suficiente para o trânsito de tratores compactos ou cafeeiros. Os tratores podem ser equipados com implementos para atuar em qualquer etapa da produção, adubação, pulverização e até na colheita. (MATIELLO, 2010)



**Figura 1** - Terraceamento em lavoura de café. Fonte: REDE PEABIRUS(2010).

### **3.2 - Projeto de máquina**

A metodologia mais difundida sobre o desenvolvimento de um novo produto é dividida em várias etapas, como elaboração de lista de requisitos, projeto

conceitual, projeto preliminar, projeto detalhado e solução final. Todas essas etapas são realizadas com objetivo de atender a uma necessidade (PAHL; BEITZ, 2005).

Contudo nem todos os projetos começam do zero, ou seja, estes são desenvolvimentos ou melhorias de produtos já existentes. A engenharia reversa é uma técnica de projeto sem data de desenvolvimento definida, que tem como objetivo principal a reconstrução de um produto a partir da desmontagem de seus componentes. Esta é empregada por empresas para se conhecer os seus componentes e determinar o princípio de funcionamento dos produtos existentes no mercado. A técnica de engenharia reversa desenvolveu-se e hoje é utilizada como metodologia para o aperfeiçoamento de produtos (MURY, 2000).

O entendimento sobre o funcionamento de um produto, seus componentes e suas deficiências são essenciais para que o reprojeto seja eficiente. Essa etapa se compara com a etapa de elaboração da lista de requisitos e do projeto conceitual da metodologia descrita por PAHL; BEITZ (2005). Espera-se que no final dessa etapa as ideias para o produto estejam definidas.

O projeto preliminar é a etapa de elaboração das possíveis soluções, bem como da tomada de decisão. Após a elaboração das etapas de recolhimento de informação sobre as características do novo produto é iniciada a etapa do design (PAHL; BEITZ, 2005). Os softwares de Desenho Assistido por Computador (em inglês *Computer Aided Design* - CAD) são ferramentas importantes para a elaboração das possíveis soluções do projeto, devido à facilidade de realização dos desenhos, criação de montagens e modificações (NORTON, 2004).

Com as possíveis soluções determinadas é preciso criar um critério de avaliação para a escolha da solução final. Nessa etapa os critérios de avaliação precisam estar de acordo com o que foi levantado na etapa de reavaliação do projeto pela engenharia reversa. Pesos são atribuídos a cada característica analisada e notas são dadas de modo a auxiliar o projetista a escolher a melhor solução (PAHL; BEITZ, 2005).

A determinação da solução final é o ponto de início do projeto detalhado. Nessa etapa os componentes são detalhados, dimensões são definidas e se necessário modificações são realizadas. Softwares de Engenharia Assistida por Computador (em

inglês *Computer Aided Engineering- CAE*) são ferramentas utilizadas para auxiliar o engenheiro nas etapas de cálculos (CESA; OLIVEIRA, 2010), podendo ser softwares matemáticos como o Matlab® e softwares de Elementos Finitos como o Ansys.

O Matlab é um software de cálculo numérico capaz de resolver problemas diversos como integração numérica, processamento de dados e sinais, cálculo de matrizes, construção de gráficos entre outras aplicações. Sua linguagem de programação é semelhante à linguagem C. Além disso, este software conta com uma biblioteca (*toolbox*) com diversas funções, entre elas processamento de imagem. VILLIBOR (2012) utilizou o Matlab para fazer o processamento de imagem com o intuito de analisar a vibração do fruto de café em diferentes frequências e amplitudes. Para isso, foi feita uma marcação de referência no fruto, e utilizando a técnica de limiarização foi possível rastrear o movimento do mesmo.

Os softwares de Elementos Finitos, como o Ansys, são ferramentas essenciais para o projeto de engenharia. São capazes de resolver problemas de escoamento de fluidos, transferência de calor e massa, eletromagnetismo, entre outros. No projeto de máquina o método de elementos finitos é utilizado para cálculo de tensão, deformação, frequências naturais e vida sobre esforço cíclico. SILVA (2013) usou a técnica de elementos finitos para simular a tensão na estrutura de uma colhedora automotriz de café que apresentava problemas de quebra em alguns de seus componentes. Pela simulação foi possível verificar os pontos de maiores tensões onde foram aplicados reforços de tubos e cantoneiras, sessando assim as quebras na estrutura.

A análise pelo método de elementos finitos ocorre através da divisão do corpo em elementos. Esse processo pode ser chamado de discretização ou geração de malha. Nos problemas tridimensionais os elementos utilizados nas malhas podem ser tetraédricos ou hexaédricos. Dos elementos de malha existentes no Ansys, o Tetraédrico de 10 nós, identificado como SOLID187(ou Tet10), é o mais adequado para malhas irregulares. Este elemento possui três graus de liberdade em cada nó: translação em x, y e z. O SOLID187 pode ser usado em uma gama de problemas como: plasticidade, grandes deformações, hiperelasticidade e outros (ANSYS, 2014).

As metodologias de projeto aplicadas juntamente com as ferramentas de engenharia foram essenciais para que OLIVEIRA (2013) desenvolvesse um protótipo

de colhedora de café automotriz para regiões de montanha. O protótipo, desenvolvido na Universidade Federal de Viçosa (UFV), no Departamento de Engenharia Agrícola, possui um sistema pantográfico que inclina o chassi de modo a manter a máquina estável mesmo em terrenos inclinados. Nos experimentos a mesma foi capaz de superar declividades de 50%.

No Departamento de Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, foi desenvolvido por MOREIRA (2015) um protótipo de derriçadora de café utilizando as técnicas de projeto, porém essa máquina tem como objetivo ser operada em regiões com terraceamento. Através de um conjunto de braços hidráulicos ela é capaz de alcançar as plantas em diversas posições diferentes.

### **3.3 - Ensaio e experimentação de máquinas**

A informação é uma das ferramentas mais valiosas em qualquer setor produtivo. A tomada de decisão seja de um novo empreendimento ou aquisição de uma máquina só é possível com as informações corretas.

O ensaio de máquinas agrícolas surgiu com a necessidade de suprir a falta de informações sobre os tratores agrícolas e implementos. O ensaio tem como objetivo quantificar determinadas características através de uma metodologia definida, ou seja, ensaios são regidos por normas técnicas para sua execução com finalidade de garantir especificidade, reprodutibilidade, comparabilidade e confiabilidade dos dados obtidos. Os resultados obtidos em um ensaio são documentados no Relatório de Ensaio. No Brasil, a ABNT é responsável pelas normas de ensaio, sendo que algumas delas são similares às normas SAE, ISO e ASABE (MIALHE, 1996).

A experimentação é um método de verificação de um fenômeno físico e biológico entre as interações das máquinas agrícolas com o ambiente durante sua utilização. A experimentação e o ensaio têm objetivos próximos, ambos são usados para a avaliação do desempenho em certas condições, porém ao contrário do ensaio, a experimentação não possui metodologia definida nem padronizada e os resultados obtidos são apresentados juntamente com uma revisão bibliográfica, análise, discussão e conclusão a respeito dos dados obtidos. (ALONÇO, 1999).

As derriçadoras de café são máquinas as quais não existem nenhuma norma para avaliação do seu desempenho operacional. As normas existentes apenas podem ser usadas para a determinação de raio de giro, espaço de giro, e outras características dimensionais e ponderais. Cada pesquisador tem criado metodologias próprias para medição de parâmetros importantes. SOUZA (2006) expressa à capacidade de derriça em quilos por hora e o índice de desfolha como gramas de folha por quilo de frutos, enquanto que SILVA (2006), expressa essas mesmas informações em litros por hora e gramas de folha por planta. Esse fato ligado às diferenças existentes entre os cafezais cultivados nas diversas regiões do Brasil dificulta a comparação dos resultados das avaliações das máquinas.



#### **4. MATERIAL E MÉTODOS**

O projeto e construção da derriçadora de café foram realizados no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, no Campus de Viçosa.

##### **4.1 - Projeto da derriçadora montada de café**

O projeto da derriçadora de café foi realizado utilizando o princípio da engenharia reversa de modo a melhorar o protótipo desenvolvido por MOREIRA (2015). O protótipo desenvolvido anteriormente era composto por um sistema hidráulico; bomba hidráulica, reservatório, braços hidráulicos e um motor hidráulico. A máquina também possuía um mecanismo de massa excêntrica e a placa derriçadora. O sistema hidráulico era responsável por movimentar a placa em todas as direções, pois o trator era utilizado de forma estacionária. O motor hidráulico acionava o mecanismo de massa excêntrica, este por sua vez era responsável por fazer a placa vibrar e derriçar os frutos.

Com base no que foi observado no modelo anterior (Figura 2), fez-se uma crítica do que seria necessário melhorar. Foram observadas questões como massa, força de impacto na extremidade das hastes, momento de inércia, amortecimento nas hastes das extremidades, área de ataque e facilidade de construção.



**Figura 2** - Protótipo da derriçadora de café desenvolvida por MOREIRA (2015).

O software SolidWorks foi utilizado como ferramenta de desenho dos projetos. As possíveis soluções desenvolvidas foram descritas e depois avaliadas com nota que variaram de 1 a 3 em cada critério analisado. Para cada critério o melhor modelo recebeu nota 3 e o pior modelo nota 1. Os critérios utilizados foram: massa, momento de inércia, largura de ataque e penetração das hastes laterais no dossel.

#### **4.2 - Simulação do protótipo virtual**

O software de engenharia auxiliada por computador (CAE) Ansys foi utilizado para realizar as simulações. O programa realiza seus cálculos com base na resolução da equação diferencial geral para múltiplos graus de liberdade (Eq. 1):

$$[M]\{\ddot{D}\} + [C]\{\dot{D}\} + [K]\{D\} = \{F\} \quad Eq. 1$$

em que:

D = vetor de deslocamento nodal;

$\dot{D}$  = vetor de velocidade nodal;

$\ddot{D}$  = vetor de aceleração nodal;

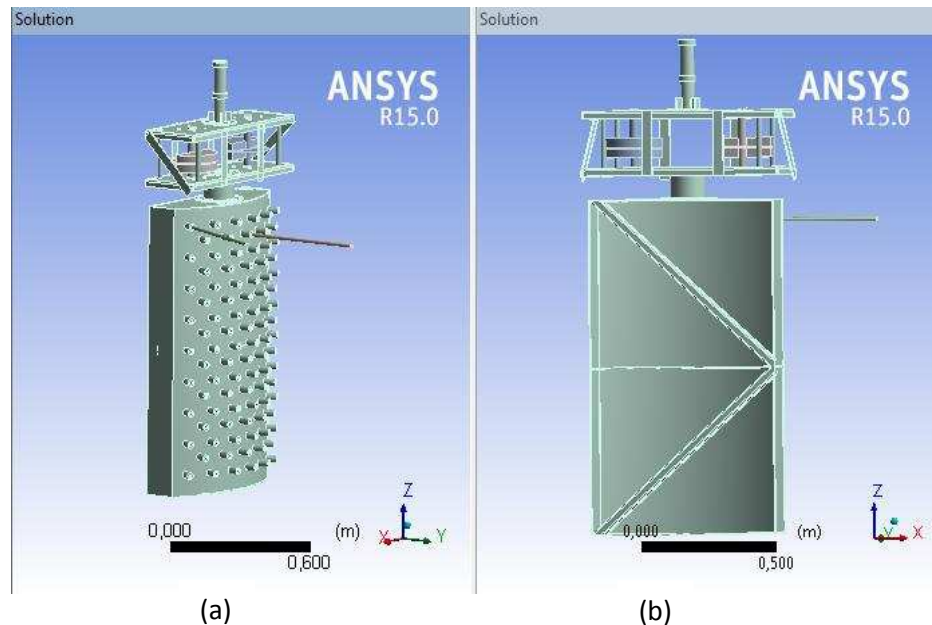
F = vetor de força externa nodal;

M = matriz de massa;

C = matriz de amortecimento; e,

$K$  = matriz de rigidez.

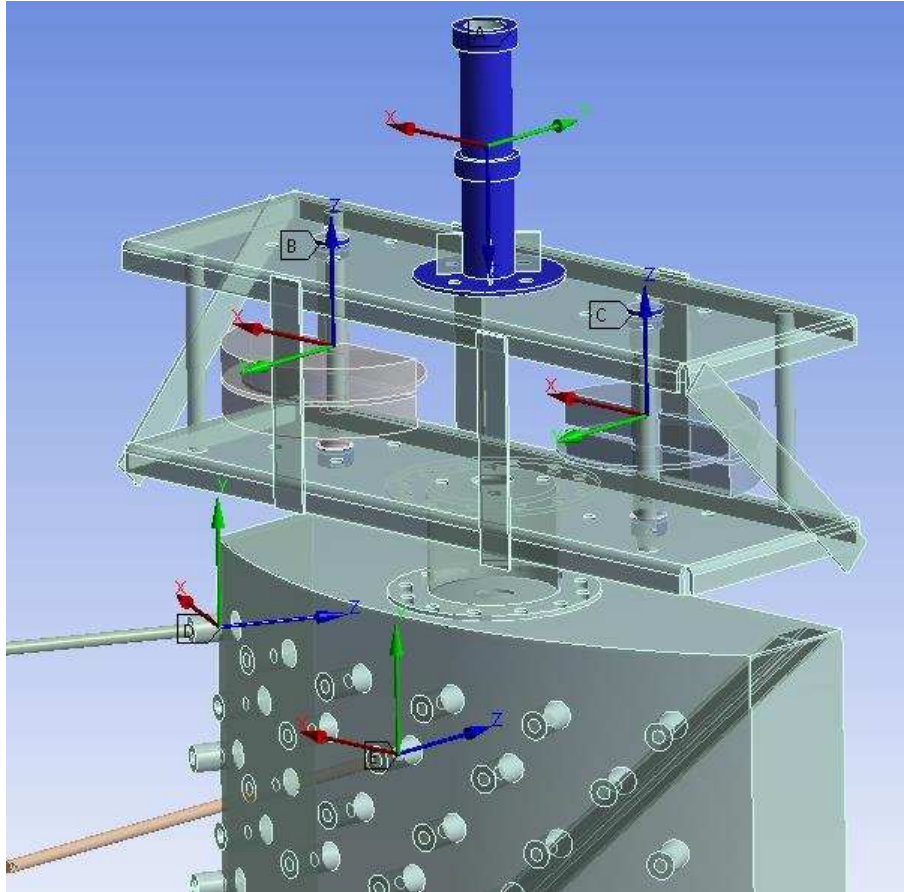
O modelo utilizado para as simulações foi simplificado, de modo a reduzir os gastos computacionais. O protótipo simulado é composto do eixo com os suportes para rolamentos, da estrutura com as massas excêntricas, da placa derriçadora e de duas hastes, como pode ser visto na Figura 3.



**Figura 3** - Modelo simplificado utilizado nas simulações. (a) Vista lateral e (b) vista traseira do modelo.

Foi realizada a simulação Modal, para a determinação das frequências naturais da máquina. Para a simulação Modal o vetor de força externa nodal da Equação 1 é igual a zero. Foi realizada também a simulação Transiente Estrutural e Resposta Harmônica para determinar as tensões e deformações presentes na máquina durante sua operação. Para a simulação Transiente Estrutural o vetor de força externa é aplicado como forma de impulso, ou seja, em um pequeno intervalo de tempo, enquanto que na simulação Resposta Harmônica a força externa é aplicado em força senoidal.

Para a realização da simulação é necessário adicionar as condições de contorno do problema, que seriam as conexões e os esforços externos. As conexões foram as mesmas para todas as simulações. As conexões foram: junta de revolução no eixo com os rolamentos e nos eixos da massa excêntrica, enquanto que as hastes foram fixadas à placa através de uma junta do tipo fixa. As conexões podem ser vistas na Figura 4.



**Figura 4** - Protótipo virtual simplificado. Em destaque as regiões de conexões (juntas).

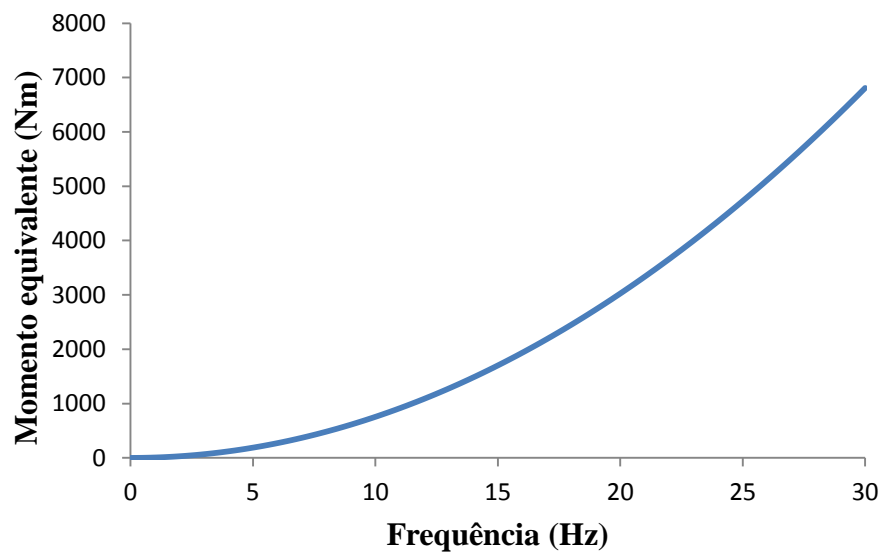
Para a determinação da tensão foram realizadas simulações de nove cenários diferentes, cinco Transiente Estrutural e quatro Resposta Harmônica. As simulações transientes foram realizadas considerando os esforços com a máquina vibrando na frequência 19,33Hz. As simulações de Resposta Harmônica foram realizadas com a máquina sendo excitada entre 0 a 30Hz para se poder verificar o comportamento da tensão próximo aos valores de frequência natural. Dessas simulações, quatro (4) foram realizadas utilizando resultados da simulação Modal como dado de entrada do problema através de um “link” entre o resultado de um e o modelo de outro. No Quadro 1 observam-se os esforços externos para a simulação transiente e resposta harmônica.

**Quadro 1** - Tipo de simulação e seu respectivo esforço externo utilizados como dado de entrada no programa

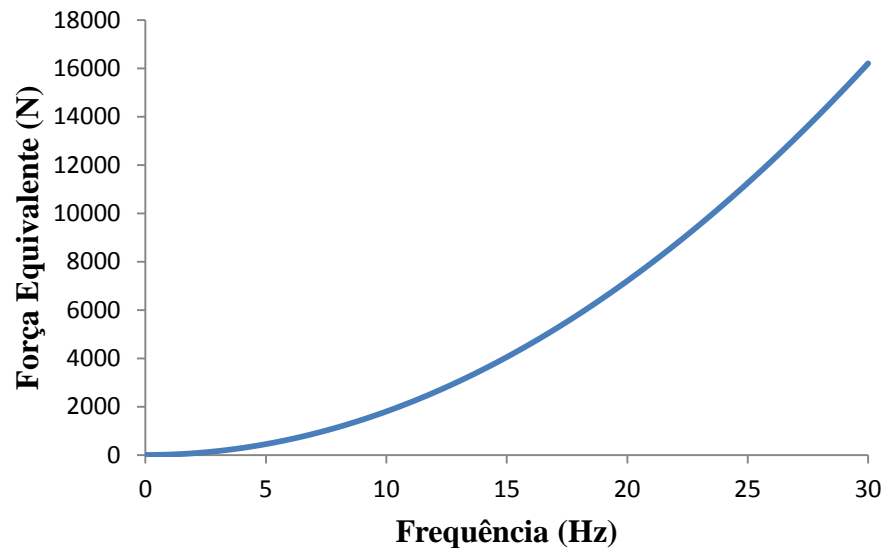
Simulação	Esforço externo
Transiente Estrutural	Rotação massa excêntrica (121,6 rad/s)

Transiente Estrutural	Força- 6744N
Transiente Estrutural	Momento- 2832N m
Transiente Estrutural- “Linkado”	Força- 6744N
Transiente Estrutural-“Linkado”	Momento -2832N m
Resposta Harmônica	Força - 0 a 30Hz
Resposta Harmônica	Momento - 0 a 30Hz
Resposta Harmônica- “Linkado”	Força - 0 a 30Hz
Resposta Harmônica- “Linkado”	Momento - 0 a 30Hz

Para a simulação da Resposta Harmônica, a frequência variou de 0 a 30Hz. Os valores dos esforços são em função da frequência. Então foi necessário criar uma tabela com os valores de Momento e Força equivalentes geradas pela massa excêntrica em função da frequência. Na Figura 5 e 6 estão exibidos os valores utilizados como dados de entrada na simulação Resposta Harmônica.



**Figura 5** – Valores de momento utilizados como dados de entrada para a simulação Resposta Harmônica em função da frequência.



**Figura 6** – Valores de força utilizados como dados de entrada para a simulação Resposta Harmônica em função da frequência.

Foi realizada uma convergência de malha de modo a obter um tamanho de elemento que ao ser refinado aumente consideravelmente o recurso computacional e que o resultado obtido seja próximo à malha anterior. Esse processo é realizado para que os erros obtidos pelo tamanho da malha seja minimizado. As malhas que foram utilizadas estão exibidas no Quadro 2:

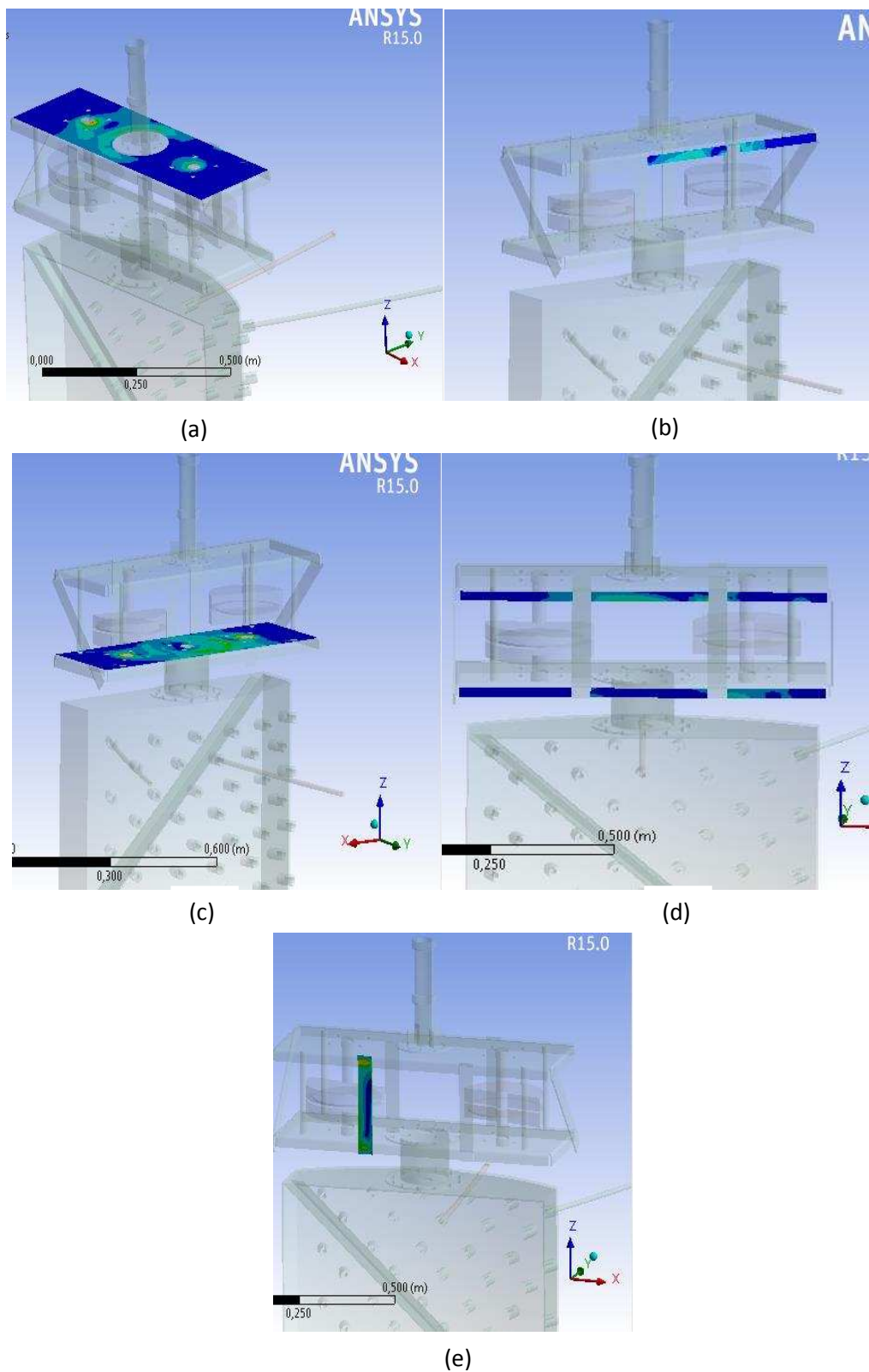
**Quadro 2** - Tipo de malha utilizado para a realização da convergência das simulações

Malha	Tipo da malha
Malha 1	Padrão grosseiro( <i>Coarse</i> )
Malha 2	Padrão médio( <i>Medium</i> )
Malha 3	Padrão fino( <i>Fine</i> ) $\approx 0,031$ m
Malha 4	Inserida manualmente = $0,01$ m

Os resultados de tensão obtidos pelas simulações foram expressos em Tensão Equivalente de Von-Mises. Para se realizar a análise estatística, foram escolhidas cinco regiões do protótipo virtual no qual ocorriam as maiores tensões. Dentro de cada região foi retirado o maior valor de tensão que foi utilizado como repetição. Na Figura 7 observam-se as cinco regiões onde foram retirados os valores de tensão.

Os resultados das simulações foram analisados pela ANOVA e posteriormente em um teste de média Duncan a 10% de probabilidade, de modo a verificar se os resultados das tensões obtidos diferem entre si. O principal objetivo dessa análise é determinar qual cenário de simulação que mais se aproxima da simulação Transiente Estrutural com Rotação, ou seja, substituir a rotação da massa excêntrica pela força ou momento gerado pelo movimento das massas.

Para verificar a resistência à fadiga do protótipo foi utilizada a ferramenta *Fatigue Tool* do Ansys para calcular o fator de segurança, considerando vida infinita a quantidade de  $10^9$  ciclos. O fator de correção para a resistência à fadiga foi 0,497, calculo baseado na metodologia de NORTON (2004), no qual foi considerado um fator 0,70 para a solitação (força normal) e 0,71 pelo fator de superfície (laminado a quente). A análise foi realizada utilizando a tensão de Von Mises e a curva S-N (tensão x ciclo) como referências para determinação do fator de segurança. O material utilizado na simulação foi o Aço Estrutural fornecido na biblioteca de materiais do Ansys. Esse material possui uma tensão de ruptura de 460 Mpa e tensão de escoamento de 250 Mpa.



**Figura 7** - Regiões onde foram retirados os valores de tensão máxima para a análise estatística: (a) chapa superior, (b) dobra frontal da chapa superior, (c) chapa inferior, (d) dobra traseira da chapa superior e inferior e (e) reforço traseiro.



### 4.3 - Ensaio em laboratório

Os ensaios foram realizados na oficina do Laboratório de Mecanização Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, campus de Viçosa.

#### 4.3.1 - Caracterização das vibrações das hastes

Foi realizado um ensaio para medir a frequência e amplitude de vibração nas hastes da derrçadora, com o intuito de verificar quais são as amplitudes e se existe amortecimento ou perda de vibração nas mesmas.

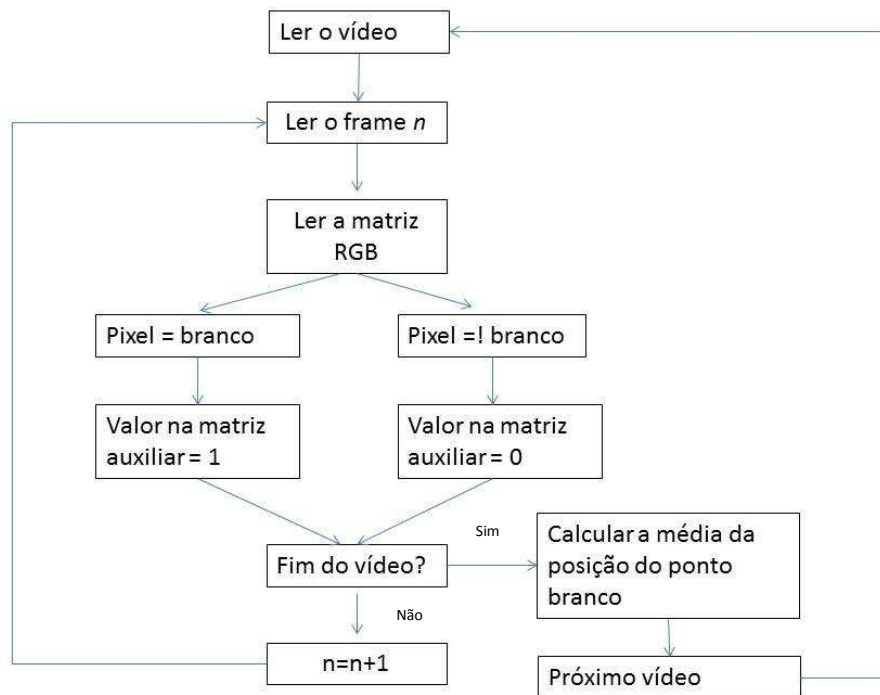
Os dados de vibração foram obtidos através do processamento de imagem. Com a utilização da câmera Casio modelo FH-20 com capacidade de capturar até 1000 quadros por segundos foram feitas filmagens das hastes vibrando. Um ponto em branco foi marcado na face da extremidade da haste para ser o ponto de monitoramento e a haste pintada de preto para fazer contraste ao branco. Também foi adicionada uma referência retangular vermelho com o objetivo de ser usado na conversão das medidas em pixel para milímetros. A câmera foi posicionada de modo que o ponto branco ficou na parte central da imagem da câmera antes da filmagem (Figura 8).



**Figura 8** - Ponto de monitoramento posicionado na parte central da câmera.

Para análise dos dados foi desenvolvido uma rotina no Matlab® capaz de extrair as informações necessárias das imagens. A primeira parte da rotina é

responsável por calcular a posição do ponto de monitoramento em cada *frame* (foto) do vídeo. Na Figura 9 é mostrado o fluxograma do que é realizado na rotina para o rastreamento do ponto branco. Nessa rotina o programa lia um quadro por vez do vídeo. Feito isso era verificado cada valor da matriz para se identificar se o pixel lido era branco ou não. Se o ponto fosse branco era atribuído o valor 1 em uma matriz auxiliar. No final da leitura de toda a imagem era calculado o centroide do ponto branco, sabendo assim a posição do ponto de controle.

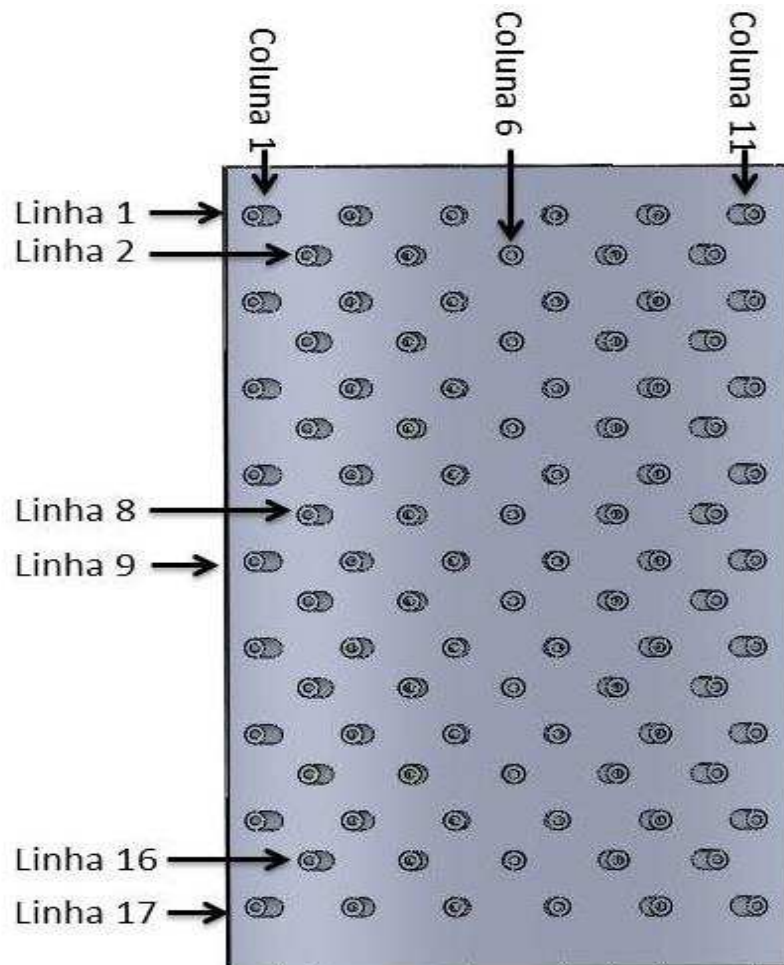


**Figura 9** - Fluxograma da rotina do Matlab para rastreamento do ponto de controle.

A parte posterior da rotina é responsável por transformar os dados obtidos de Posição (*pixel*) *por frame* em Posição (mm) por tempo. A terceira rotina é responsável por executar a Transformada Rápida de Fourier (fft) para determinar a frequência de excitação de cada haste.

O experimento foi realizado em parcela subdividida com quatro velocidades de rotação da TDP e sete posições das hastes com 16 repetições, sendo a rotação a subparcela. As hastes selecionadas foram nomeadas em função da sua posição [x,y], onde x e y são, respectivamente, linha e coluna. As hastes utilizadas foram: [1,1], [9,1], [17,1], [2,6], [8,6], [16,6] e [1,11]. As posições foram escolhidas com a

intensão de verificar se ocorre amortecimento na placa derrçadora. Na Figura 10 é possível verificar a posição de cada uma delas.



**Figura 10** - Posiões de cada haste em função da linha e coluna.

A máquina foi acionada por um motor elétrico trifásico de 14,7 kW (20 cv), controlado por um inversor de frequência WEG, modelo CFW09. Os valores de entrada no inversor de frequência e as respectivas rotaões na máquina estão exibidos no Quadro 3.

**Quadro 3** - Relação entre a rotação de entrada no inversor de frequência e as rotações da TDP e da massa excêntrica

Inversor de frequência	Rotação TDP (rpm)	Rotação massa excêntrica (rpm)	Frequência de excitação (Hz)
1325	640	1160	19,3
1225	591	1080	18,0
1125	540	980	16,3
1025	498	888	14,8

#### 4.3.2 - Demanda de potência da derriçadora

Foi realizado o ensaio para determinar a demanda de potência para acionamento da derriçadora. Esse ensaio é importante para se fazer uma correta recomendação do trator a ser utilizado.

Para calcular-se a demanda de potência é necessário determinar o torque e a rotação do eixo de acionamento da TDP. A potência pode ser calculada por (Equação 2):

$$P = \frac{2\pi T n}{60000} \quad \text{Eq. 2}$$

P = potência em (kW);

T = torque em (N m); e,

n = rotação em (rpm).

Para medir o torque de acionamento do eixo da TDP foi utilizado o torquímetro da HBM, modelo T4A, com capacidade nominal de 1kNm e sensibilidade de 2mV/V. Os dados do transdutor de torque foram adquiridos pelo sistema de aquisição de dados Spider8 da HBM com uma taxa de 50Hz.

Para o acionamento da máquina foi utilizada o trator John Deere, modelo 5705, com potência nominal de 63,4 kW (85 hp), com 540 rpm na Tomada de Potência (TDP) a 2150 rpm no motor. Não foi possível utilizar o motor elétrico

devido as interferências geradas pelo campo magnético, que causava travamento no sistema de aquisição de dados. Foi necessário utilizar um eixo cardan ligando a TDP do trator até a bancada do torquímetro (Figura 11) e outro eixo cardan ligando a bancada ao eixo de acionamento da máquina.



**Figura 11** - Ligação da TDP a bancada com o torquímetro.

A demanda de potência foi medida em quatro rotações e com o mecanismo de massa excêntrica ligado. Os dados foram adquiridos durante 1,0 minuto, totalizando 3000 observações. Foram selecionados os dez maiores valores de torque em cada leitura para a análise estatística. Foi feito a análise de regressão e o modelo foi escolhido baseado na significância dos coeficientes de regressão, no coeficiente de determinação e no comportamento do fenômeno. As rotações no motor estão detalhadas no Quadro 4.

**Quadro 4** - Relação entre a rotação do motor do trator John Deere e a rotação da TDP e frequência de excitação do sistema de derriça

Rotação motor (rpm)	Rotação TDP (rpm)	Frequência de excitação (Hz)
2450	640	19,3
2300	591	18
2150	540	16,3
2050	498	14,8

#### 4.4 - Avaliação a campo

O experimento a campo foi realizado na área experimental de café do Departamento de Fitotecnia da UFV, localizada nas coordenadas 20°44'53.5"S e 42°51'09.1"W, altitude de 680 metros (Figura 12).



**Figura 12** - Vista aérea da região onde foi realizado o teste a campo da máquina. Fonte: Google Maps (2016).

O café cultivado na área é composto pelas variedades Híbrido de Timor, Oeiras, Catuaí IAC 44, Catuaí Amarelo entre outros. Apenas as três primeiras variedades foram utilizadas no experimento. Esta área de café foi cultivada na década de 70 no intuito de se fazer experimentos com doenças e pragas, principalmente a Ferrugem.

Apesar da área do experimento ser grande, haviam dois problemas que limitaram a quantidade de plantas disponíveis para o experimento. O primeiro fator limitante foi à inclinação do terreno, tendo em vista a segurança, a máquina só foi operada em locais de garantida estabilidade para a operação, uma vez que a área dos ensaios não havia sido terraceada. O outro fator foi à carga de frutos, pois na área em que a máquina poderia ser operada de modo seguro as plantas apresentavam-se com uma densidade foliar grande, porém com baixa carga de frutos (Figura 13).



**Figura 13** - Planta da área do experimento exemplificando a baixa carga de frutos e alta densidade foliar.

Nos experimentos a máquina foi acoplada ao trator Valtra 800, que de acordo com o fabricante possui potência nominal de 59,7 kW (80 hp), capacidade de 33 kN no sistema de levante hidráulico. A rotação de 540 rpm na Tomada de Potência (TDP) é obtida na rotação de 1890 rpm no motor.

#### 4.4.1 - Determinação da capacidade operacional

A capacidade operacional é definida como sendo a razão entre a área trabalhada pelo tempo gasto, sendo normalmente expresso em hectares por hora (Equação 3):

$$CO = \frac{A}{t} \quad Eq. 3$$

em que:

CO = capacidade operacional, (hah<sup>-1</sup>);

A = área trabalhada, (ha); e,

t = tempo, (h).

O experimento foi realizado em uma linha de plantio que possuía 20 plantas com uma carga pendente média de 6 litros de café. O espaçamento entre as linhas era de 4,50 metros e na linha de um metro. Foram utilizadas quatro velocidades de acionamento da máquina, Quadro 5. O pano para recolher o café foi estendido de modo a coletar os frutos e as impurezas. Os frutos derrçados foram medidos em Becker com capacidade de quatro litros e as folhas e galhos foram pesados em uma balança digital com capacidade de 10 Kg. O tempo de derrça foi determinado a partir do momento em que a máquina era ligada até o momento em que parava de cair frutos. A planta foi derrçada de ambos os lados.

**Quadro 5-** Relação entre a rotação do motor do trator Valtra e a rotação da TDP e frequência de excitação do sistema de derrça

Rotação do motor (rpm)	Rotação TDP(rpm)	Frequência de vibração (Hz)
2250	640	19,3
2100	591	18
1950	540	16,3
1850	498	14,8



#### 4.4.2 - Determinação das características de desempenho

A capacidade e a eficiência de derrça são definidas de acordo com o que foi utilizado por SOUZA (2006). A capacidade de derrça é definida pela Equação 4:

$$CDerr = \frac{Vfd}{t} \quad Eq. 4$$

em que:

CDerr = capacidade de derrça, ( $Lh^{-1}$ );

Vfd = volume de frutos derrçados, (L); e,

t = tempo de derrça, (h).

A eficiência de derrça é definida pela Equação 5:

$$Efi = 100 \times \frac{Vfd}{Vfd + CP} \quad Eq. 5$$

em que:

Efi = eficiência de derrça, (%); e,

CP = carga pendente, L.

A quantificação dos galhos e folhas presentes nos frutos derrçados é importante para poder dimensionar o sistema de abanação e limpeza dos frutos. As impurezas são calculadas pela Equação 6 :

$$Imp = \frac{Mfg}{Vfd} \quad Eq. 6$$

em que:

Imp = impureza, ( $kg L^{-1}$ ); e,

Mfg = massa de folhas e galhos, (kg).

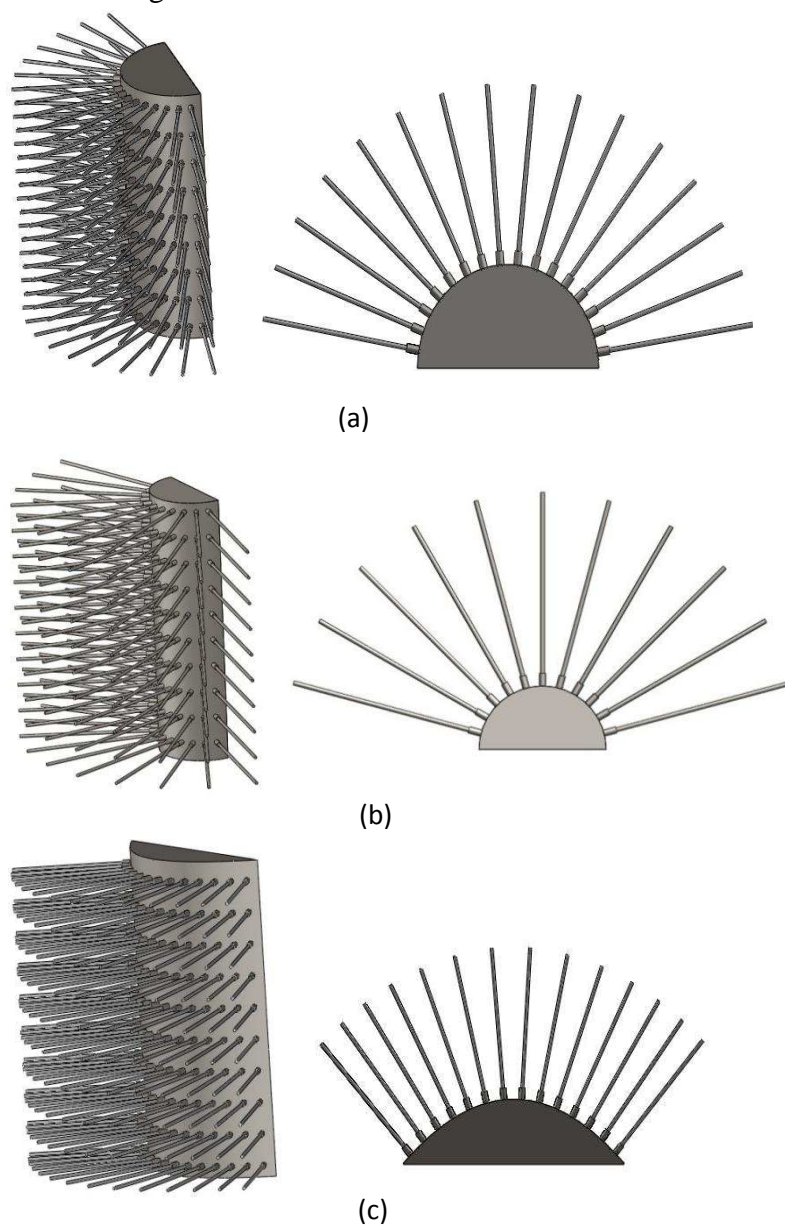
Nesse experimento a planta foi derrçada apenas por um lado, e é considerado como carga pendente o fruto que não foi derrçado no lado no qual foi utilizado a derrçadora.

O experimento foi realizado empregando-se 24 plantas, sendo quatro rotações na TDP e seis repetições. As rotações foram distribuídas aleatoriamente entre as plantas escolhidas. Os dados coletados foram: frutos derriçados, carga pendente, folhas e galhos derrubados e tempo de derriça. Os resultados foram analisados estatisticamente pelo método *Linear Response Plateau*. O modelo escolhido pela análise foi o que possuía a menor soma do quadrado dos desvios.

## 5. RESULTADO E DISCUSSÃO

### 5.1 - Projeto da derrçadora montada de café

A crítica referente ao protótipo desenvolvido por MOREIRA (2015) gerou uma lista de melhorias que seriam necessárias para um maior desempenho operacional da máquina. O único local que poderia ser alterado na máquina era a placa derrçadora. Tendo em vista isso, as críticas ao protótipo anterior foram: baixa força de impacto das hastes, elevada massa, elevado momento de inércia da placa, geometria da placa assimétrica, alto amortecimento nas hastes da extremidade e largura de ataque reduzida. Com base nessas críticas, foram propostos os modelos abaixo; exibidos na Figura 14.



**Figura 14** - Modelos de placas derrçadoras propostos: (a) Modelo 1, (b) Modelo 2, (c) Modelo 3.

Modelo 1 – placa semi-circular com maior diâmetro. Esta placa apresenta uma boa distância entre as extremidades das hastes, porém apresenta uma maior quantidade de massa distribuída, o que a deixa com uma massa maior e um momento de inércia também maior. Suas hastes das extremidades teriam pouca penetração no dossel da planta.

Modelo 2- placa semi-circular com diâmetro menor que o modelo 1. Esta placa apresenta uma menor quantidade de massa distribuída, menos massa e menos momento de inércia, porém a extremidade de suas hastes são mais afastadas, e suas hastes laterais também não teriam uma boa penetração no dossel da planta.

Modelo 3- placa semi-ovalada com massa distribuída acima do modelo 2, porém abaixo do modelo 1. Nesta placa haveria uma boa distância entre as extremidades das hastes. As hastes das laterais tem maior penetração no dossel da planta, do que os modelos anteriores.

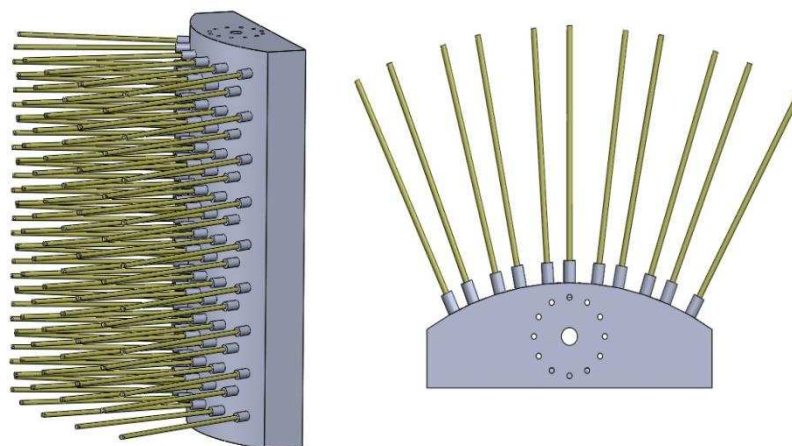
Segundo o que foi descrito acima para cada modelo, foi dado a nota 3 para o modelo que apresentava melhor característica para o critério, nota 1 para o que apresentava pior característica e nota 2 para o modelo com característica intermediária(Quadro 6).

**Quadro 6** - Critérios com seus respectivos pesos em parênteses e a nota obtida por cada modelo

Critério	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
Massa da máquina (0,25)	1	3	2
Momento de Inércia (0,25)	1	3	2
Largura de ataque (0,25)	2	1	3
Penetração das hastes laterais (0,25)	2	1	3
Nota Final	1,5	2	2,5

O modelo escolhido foi o 3 tendo em vista que o mesmo possuía uma boa característica em relação a massa e momento de inércia, porém a característica de penetração no dossel da planta foi o diferencial desse modelo em relação aos outros, devido ao fato de que a placa apenas vibra e não rotaciona durante a operação, isso garante que todas as suas hastes estejam em contato com a planta durante a derriça.

O modelo 3 passou por algumas modificações, principalmente por questões de fabricação e massa. Foram retiradas algumas hastes em cada linha de modo a aliviar a massa e não prejudicar a largura de ataque e penetração no dossel. O modelo final é exibido na Figura 15.



**Figura 15** - Modelo final da placa derriçadora.

A nova placa derriçadora apresentou melhor desempenho em relação à força de impacto, porém não se tinha em mãos equipamentos para fazer a medição dessa força de impacto. Essa melhora se deve à redução de 22% do momento de inércia, que passou de 7,55 kgm<sup>2</sup> a 5,86 kgm<sup>2</sup>. Um menor momento de inércia resulta em maiores acelerações angulares e conseqüentemente maiores velocidades de rotação de toda a placa, ocasionando uma maior força no impacto nas extremidades das hastes. Além do momento de inércia, a nova placa apresentou uma massa de 15 kg a menos que o modelo anterior.

Porém, o projeto final da máquina foi modificado depois do primeiro teste a campo, quando as quatro barras que seguravam o suporte da massa excêntrica quebraram, Figura 16.

Os quatro suportes foram substituídos por barras roscadas de 20 mm de diâmetro e foram adicionadas 6 barras chatas como reforços para o suporte, Figura 17.

Após as modificações, a estrutura do suporte da massa excêntrica apresentou maior confiabilidade e resistência, pois durante os ensaios a campo a mesma foi bastante exigida.



**Figura 16** - Suportes do mecanismo da massa excêntrica quebrados.



**Figura 17** - Mecanismo da massa excêntrica refeito e com novos reforços.

## **5.2 - Simulações do protótipo virtual**

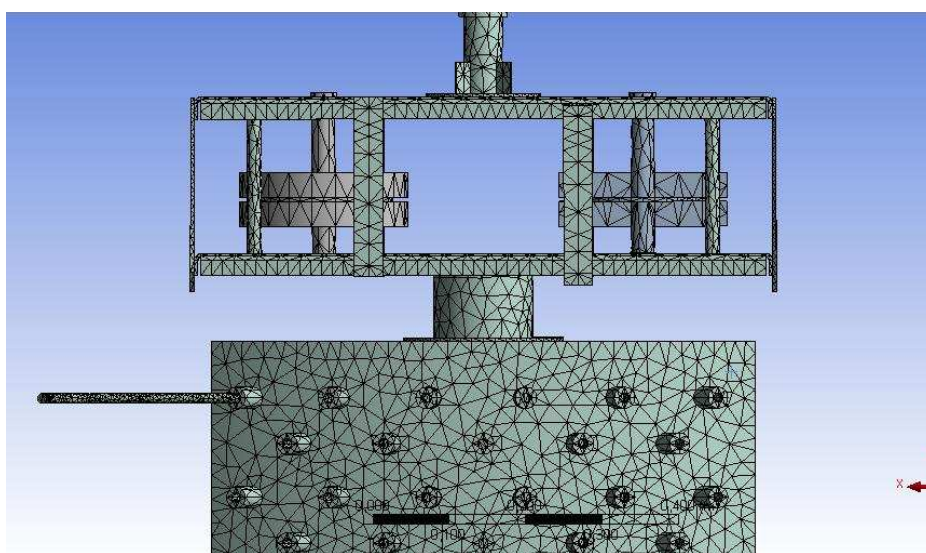
As simulações foram divididas em duas partes, uma com objetivo de se obter as frequências naturais da máquina e a outra com o objetivo de obter as tensões devido aos esforços externos.

A análise de convergência da malha resultou em um tamanho de malha na qual um maior refinamento teve pouca alteração no resultado, porém com aumento no tempo de processamento. A simulação escolhida para verificar a convergência foi a Transiente Estrutural, sendo a força equivalente da rotação da massa excêntrica como esforço externo.

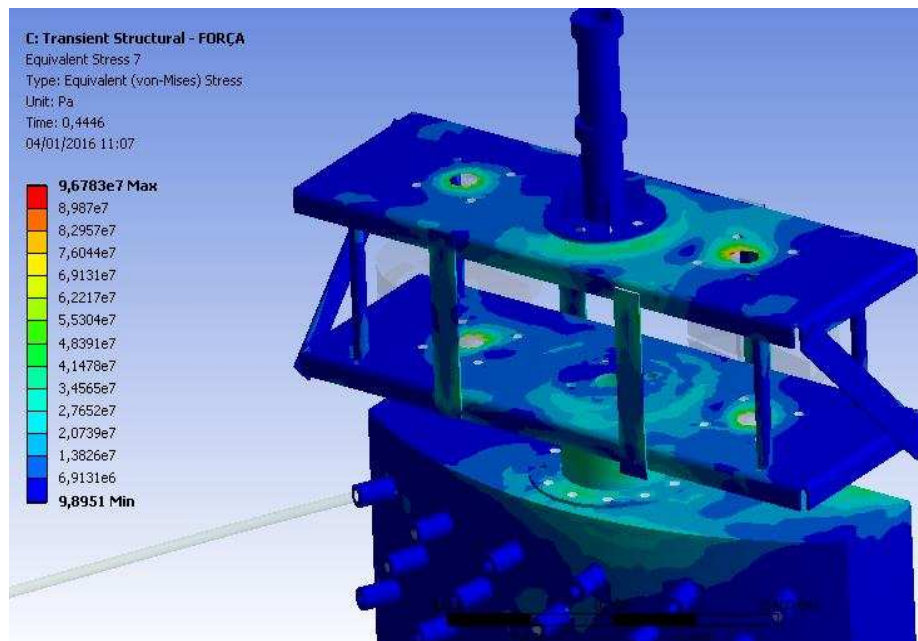
**Quadro 7 - Resultado da convergência de malha do modelo simulado**

	Malha 3	Malha 4	Diferença
Tamanho do elemento (m)	0,031 (Padrão Fine)	0,01	
Tensão Máxima (MPa)	96,78	97,45	+0,6%
Tempo de processamento(h)	3,30	35,80	+985%
Tamanho do arquivo gerado pela simulação (GB)	15,80	40,00	+153%

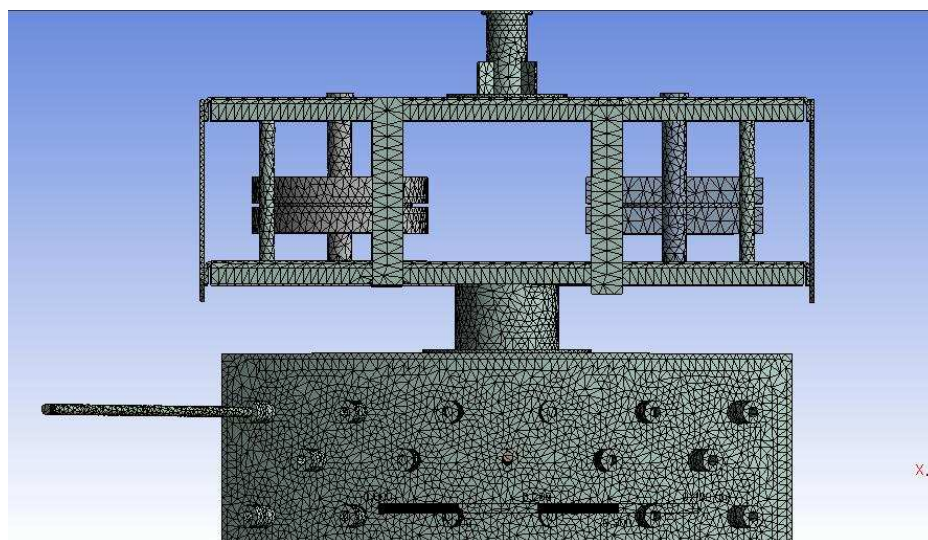
Nas Figuras 18 e 19 são exibidas a malha e a distribuição das tensões obtidas na simulação da Malha 3, enquanto que na Figura 20 e 21 são exibidos os respectivos resultados para a Malha 4.



**Figura 18 - Malha 3 padrão *Fine* gerada pelo programa Ansys.**

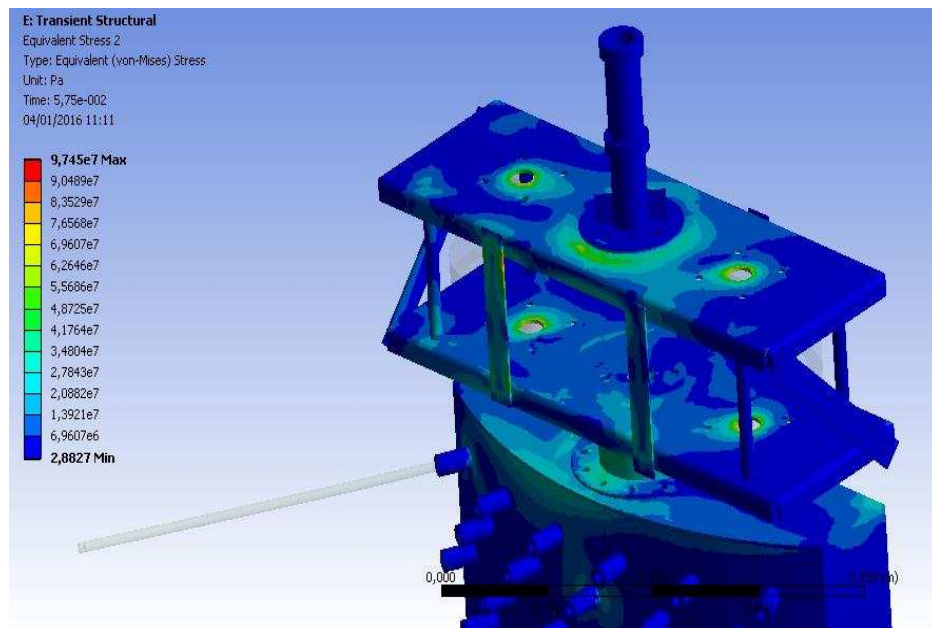


**Figura 19** - Distribuição de tensão obtida pela simulação do modelo com a malha 3.



**Figura 20** - Malha 4 com tamanho do elemento de 0,01m gerada pelo programa Ansys.





**Figura 21** - Distribuição de tensão do modelo com a malha 4.

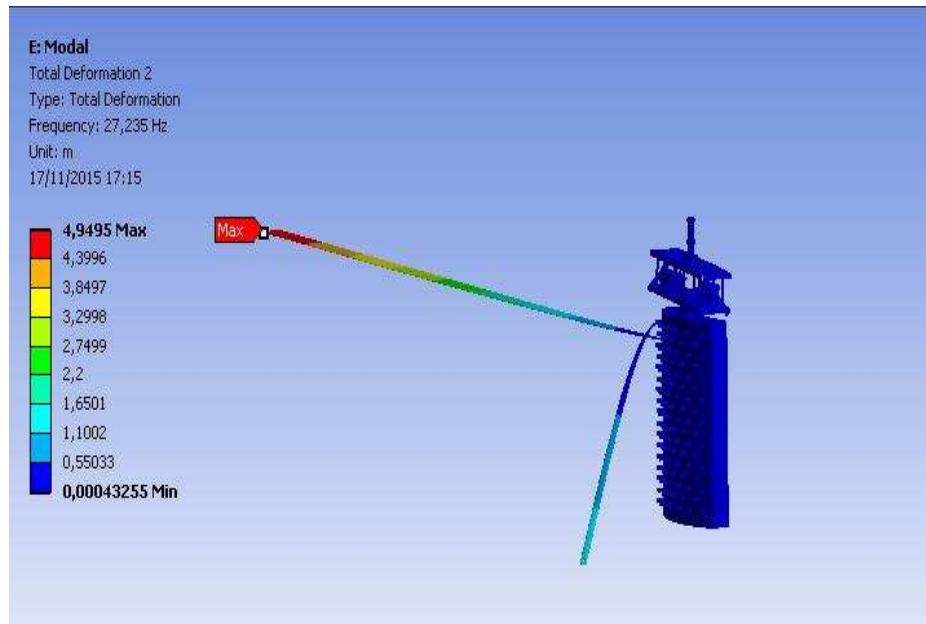
Observando-se as Figuras 19 e 21 é possível perceber que a distribuição de tensão ficou semelhante nas diferentes malhas. Com o resultado da convergência de malha, a Malha 3 foi selecionada para a realização da simulação modal e das demais simulações para cálculo de tensão.

As frequências naturais obtidas estão exibidas no Quadro 8:

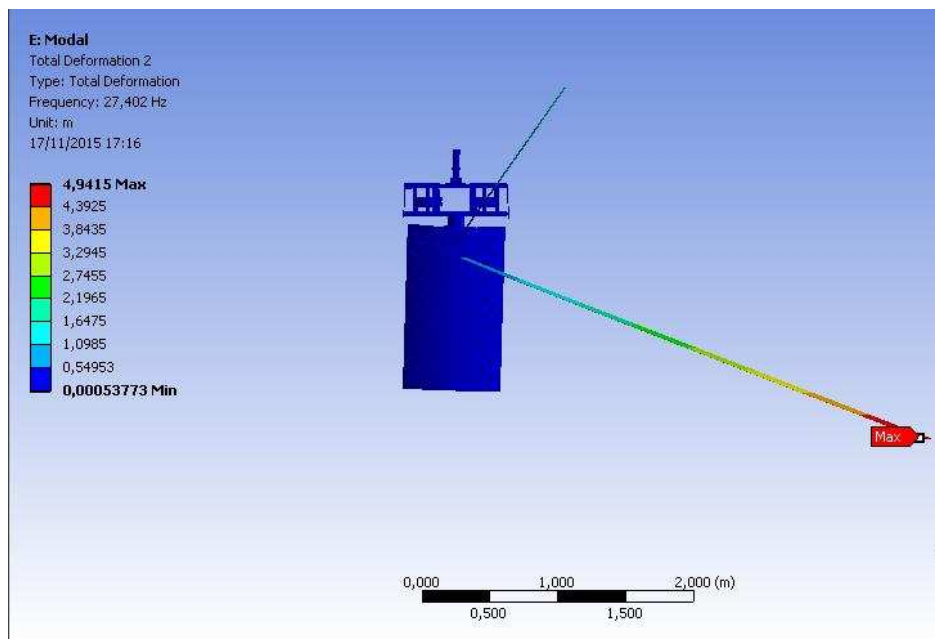
**Quadro 8** – Resultado da análise Modal do modelo virtual simplificado

Modo	Frequência (Hz)
1° Frequência natural	0
2° Frequência natural	3,8461e-004
3° Frequência natural	0,63003
4° Frequência natural	3,7763
5° Frequência natural	4,5282
6° Frequência natural	27,235
7° Frequência natural	27,285
8° Frequência natural	27,371
9° Frequência natural	27,402
10° Frequência natural	28,402
11° Frequência natural	31,116
12° Frequência natural	42,214

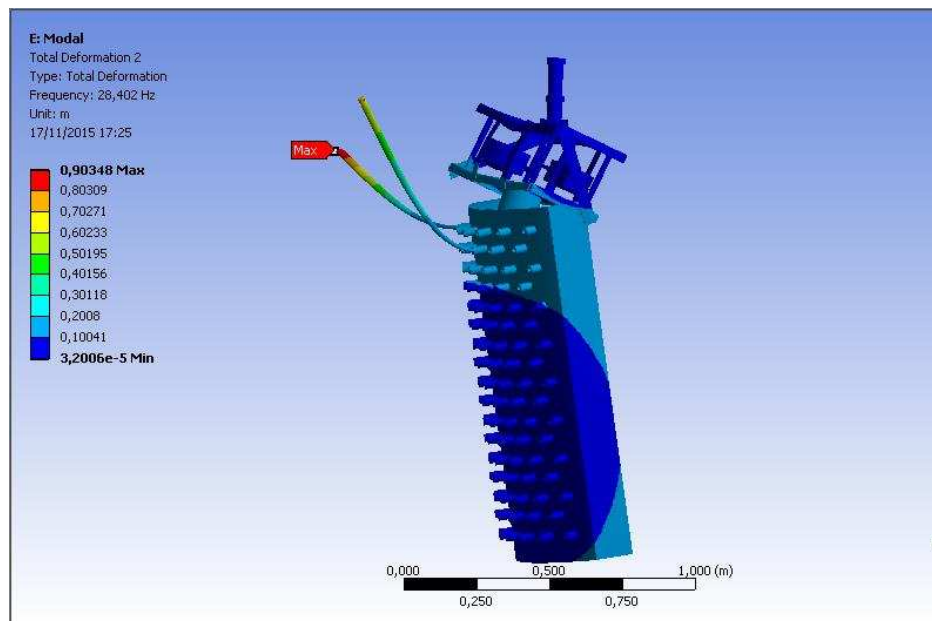
As frequências naturais do sexto até o nono modo de vibrar são bem próximas, pois essas frequências estão relacionadas às frequências naturais das hastes, apenas mudando a direção da vibração, pela Figura 22 e 23 observa-se o modo de vibrar do 6° e 9° harmônico. A frequência natural do 10° modo apresenta deformação tanto nas hastes como na estrutura, o que demonstra que essa frequência natural corresponde a ambos, como pode ser visto na Figura 24.



**Figura 22** - Modo de vibrar da 6ª Frequência natural do protótipo virtual simplificado.



**Figura 23** - Modo de vibrar da 9ª Frequência natural do protótipo virtual simplificado.



**Figura 24** - Modo de vibrar da 10ª Frequência natural do protótipo virtual simplificado.

Como a frequência de excitação gerada pelo mecanismo de massa excêntrica varia de 14,8 Hz a 19,3Hz, não será possível coincidir com alguma das frequências naturais, garantindo estabilidade para a máquina e as hastes.

As simulações de tensão foram realizadas com o protótipo virtual de modo a encontrar as regiões com maiores tensões na máquina. No Quadro 9 são apresentados os resultados médios obtidos.

**Quadro 9** - Valores de tensão, tempo de simulação e Coeficiente de Variação para cada cenário de simulação

Tratamento	Tensão(MPa)	Tempo de simulação(h)	CV(%) do tratamento
Trans. Est. Rotação	76,04	20,58	14,0
Trans. Est. Momento	93,36	2,89	8,5
Trans. Est. Força	80,72	3,30	17,2
Trans. Est. Momento-linkado	75,04	0,06	37,1
Trans. Est. Força-linkado	74,60	0,05	40,4
Res. Harm. Força	58,94	2,69	36,7
Res. Harm. Momento	78,68	1,57	18,4
Res. Harm. Força-linkado	32,22	0,22	41,3
Res. Harm. Momento-linkado	32,30	0,17	41,0

### 5.2.1 - Análise Estatística

A Análise de Variância dos dados está exibida no Quadro 10:

**Quadro 10** - Análise de Variância dos resultados obtidos no experimento de simulação

Fonte de variação	Grau de liberdade	Quadrado Médio	F crítico
Tratamento	8	$2,3119 \times 10^5$ **	6,7628
Resíduo	36	$3,4215 \times 10^{14}$	
CV(%)		27,66	

\*\*F significativo a 1% de probabilidade

As médias dos tratamentos foram diferentes pelo teste F a 1% de significância. Aplicando o Teste Duncan a 10% de probabilidade obtém-se o resultado exibido no Quadro 11:

**Quadro 11** - Teste de Média Duncan a 10% de probabilidade dos valores de tensão

Tratamentos	Médias dos valores de tensão (Pa)
Trans. Est. Momento	$93,36 \times 10^6$ A
Trans. Est. Força	$80,72 \times 10^6$ AB
Res. Har. Momento	$78,68 \times 10^6$ AB
Trans. Est. Rotação	$76,04 \times 10^6$ AB
Trans. Est. Momento “Linkado”	$75,04 \times 10^6$ AB
Trans. Est. Força “Linkado”	$74,60 \times 10^6$ AB
Res. Har. Força	$58,94 \times 10^6$ B
Res. Har. Momento “Linkado”	$32,30 \times 10^6$ C
Res. Har. Força “Linkado”	$32,22 \times 10^6$ C

Médias seguidas de mesma letra não diferem entre si, a 10% de probabilidade no teste Duncan.

Pelo teste de média foi possível obter um conjunto de simulações que estatisticamente não diferem da Transiente Estrutural de Rotação, porém a simulação Transiente Estrutural de Força é a mais apropriada para a substituição da simulação com rotação.

A simulação Transiente Estrutural de Rotação é o modelo que mais se aproxima da realidade, pois simula o movimento das massas excêntricas e todos seus efeitos, porém a um custo computacional mais elevado.

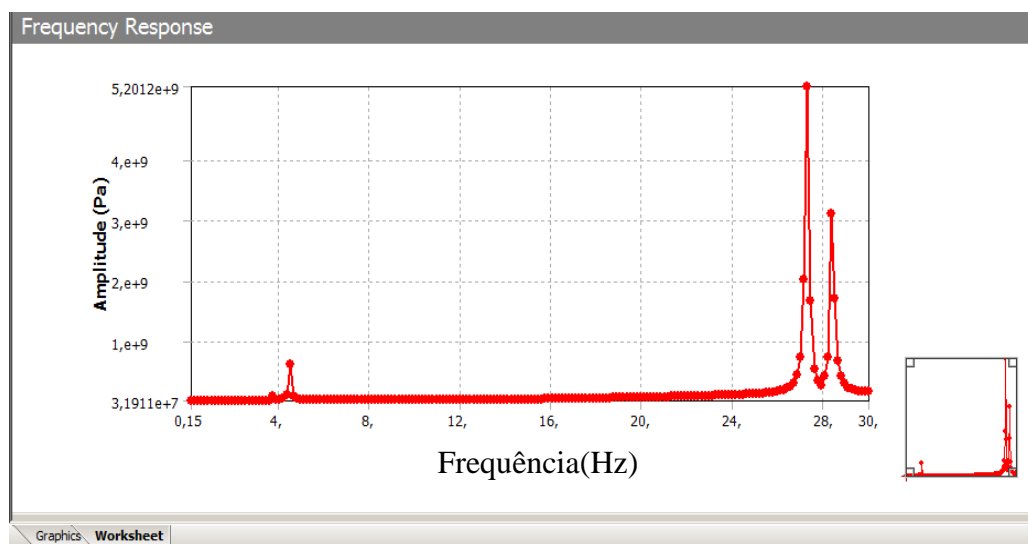
As simulações que são “linkadas” apresentam um resultado com modelo de larga deformação e grande coeficiente de variação, apresentando um comportamento

diferente da realidade, apesar das tensões encontradas não serem diferentes estatisticamente, devido a isso deve ser evitado seu uso para cálculos que exigem responsabilidade.

A simulação de Resposta Harmônica de Momento foi à única simulação de Resposta Harmônica que não diferiu da Transiente Estrutural de Rotação, porém as simulações harmônicas somente são capazes de calcular a tensão do sistema a partir do momento em que ele se torna estável, portanto tensões de transição não são calculadas. Esse fato pode ocultar valores de tensões altas, capazes de levar uma peça a ruptura ou falha por fadiga prematura.

A simulação harmônica pode ser usada como passo inicial para estudo de uma estrutura que sofre esforço cíclico, porque com ela é possível obter um espectro de frequência da tensão, deformação e deslocamento.

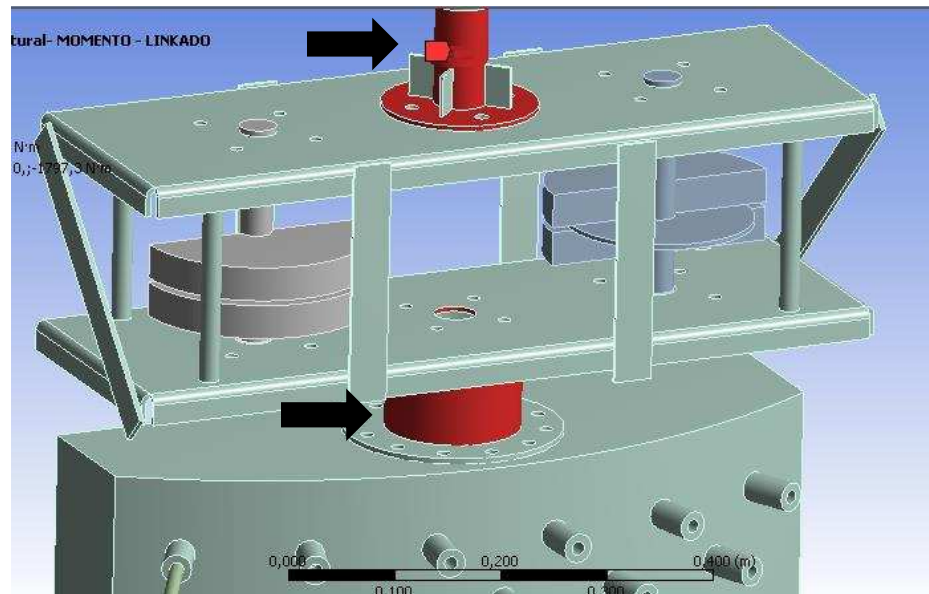
Na Figura 25 é apresentado o resultado do espectro de frequência da tensão da simulação de Resposta Harmônica de Momento. São identificados quatro picos no gráfico exibido pelo programa. Esses picos coincidem com valores da frequência natural obtidos pela simulação Modal.



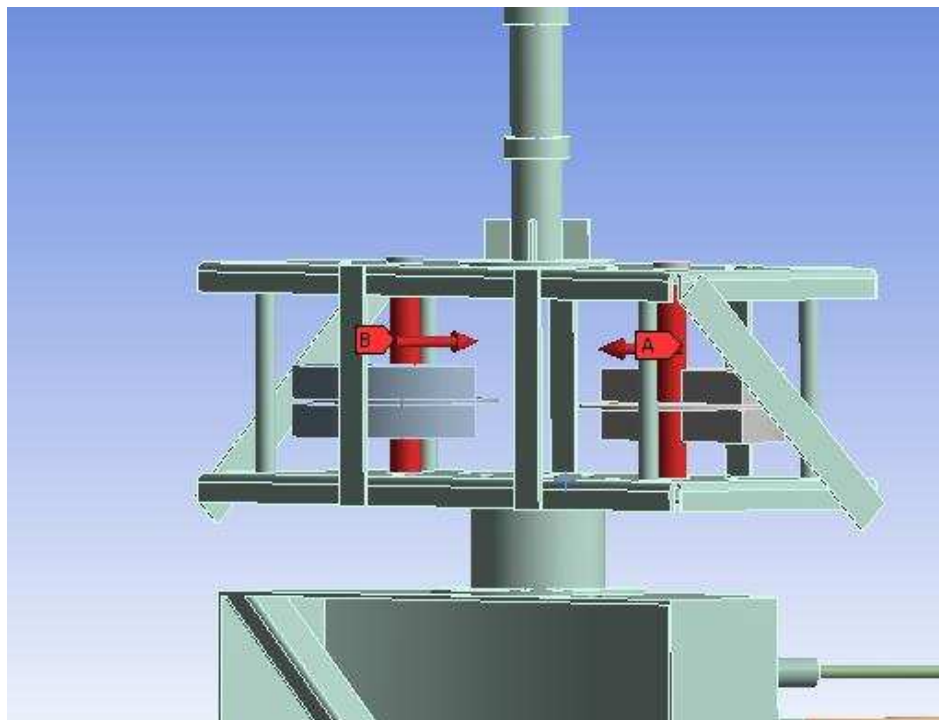
**Figura 25** - Espectro de frequência resultante da simulação Resposta Harmônica. Imagem retirada da solução do programa.

A simulação Transiente Estrutural de Momento deve ser evitada para substituir uma simulação com Rotação, devido ao fato que o momento equivalente é aplicado em um local diferente de onde as massas giram (Figura 26). A força, por

outro lado, é aplicada diretamente no eixo de cada massa excêntrica (Figura 27) garantindo maior semelhança ao modelo real.



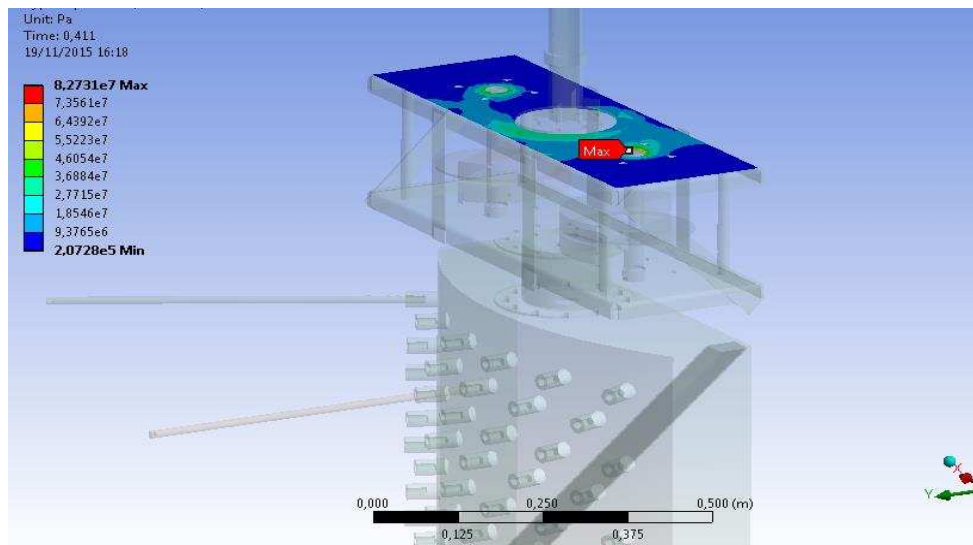
**Figura 26** - Região em destaque(indicado pela seta) onde foi aplicado o momento equivalente.



**Figura 27** - Regiões em destaque onde foram aplicadas as forças equivalentes. A e B mostram forças na mesma direção, porém sentidos opostos (binário).

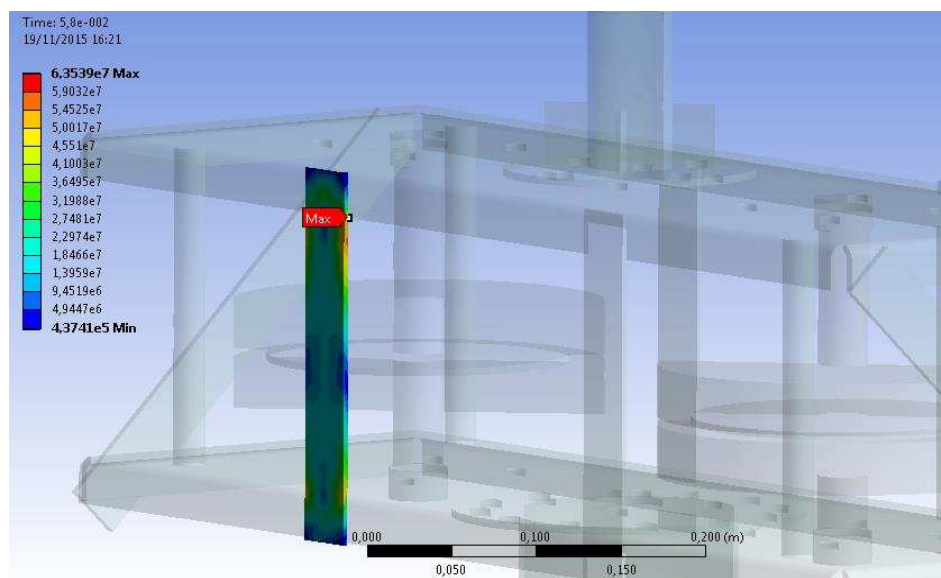
Pelo resultado da simulação Transiente Estrutural de Rotação é possível perceber que a área onde ocorrem as maiores tensões é pequena, originadas

principalmente por tensões de contato, e que no restante da peça a tensão ficou abaixo de 50% da tensão máxima (Figura 28).



**Figura 28** - Distribuição de tensão na placa superior do mecanismo de massa excêntrica.

Pela Figura 29 é possível perceber também que o reforço adicionado no suporte do mecanismo de massa excêntrica cumpre bem o seu papel, já que ele absorve a maior parte do esforço que antes era direcionado somente para as quatro barras roscadas.



**Figura 29** - Distribuição de tensão no reforço de barra chata.

Na análise do fator de segurança do protótipo em relação à fadiga, foi encontrado um coeficiente igual a 1 nas regiões de concentração de tensão. Esse



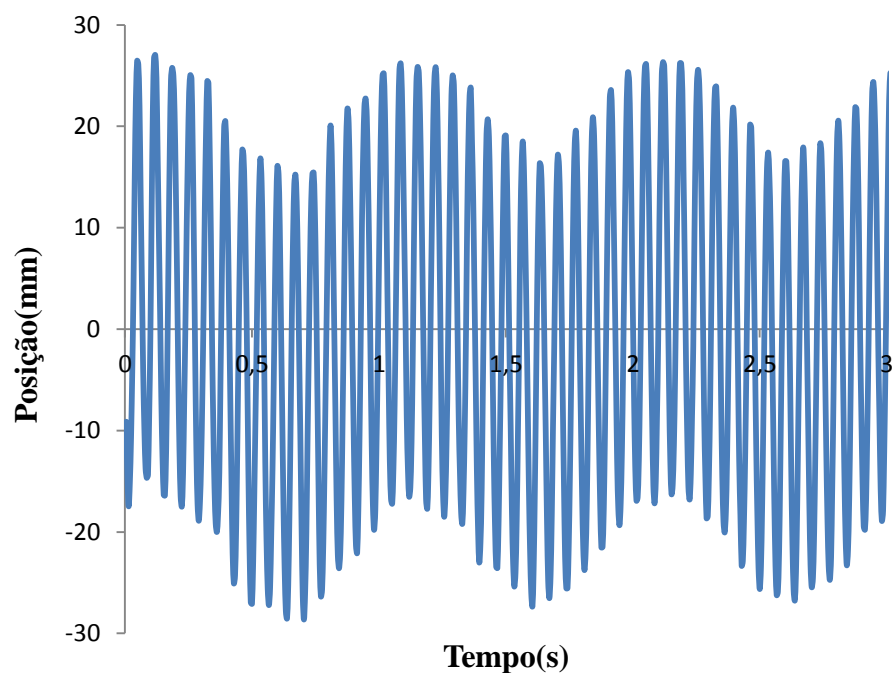
valor é baixo, considerando que não há total conhecimento sobre o material e os esforços existentes na máquina, futuramente a mesma poderá vir a falhar por fadiga.

### 5.3 - Ensaio de laboratório

Os ensaios de laboratório foram realizados com o objetivo de se caracterizar as vibrações nas hastes e determinar a demanda de potência da máquina.

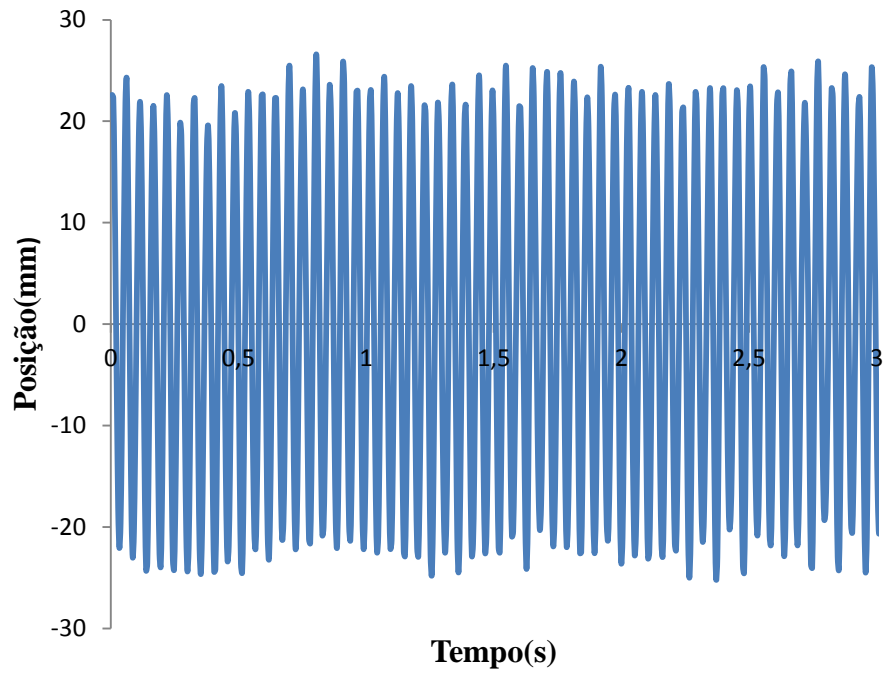
#### 5.3.1 - Ensaio de caracterização das vibrações das hastes

As análises das vibrações por processamento de imagem resultaram na obtenção dos dados de posição do ponto de controle em função do tempo. O comportamento da vibração variou em quatro padrões de comportamentos. Na Figura 30 observa-se um comportamento mais harmônico, no qual a haste além de vibrar ela translada harmonicamente no movimento.



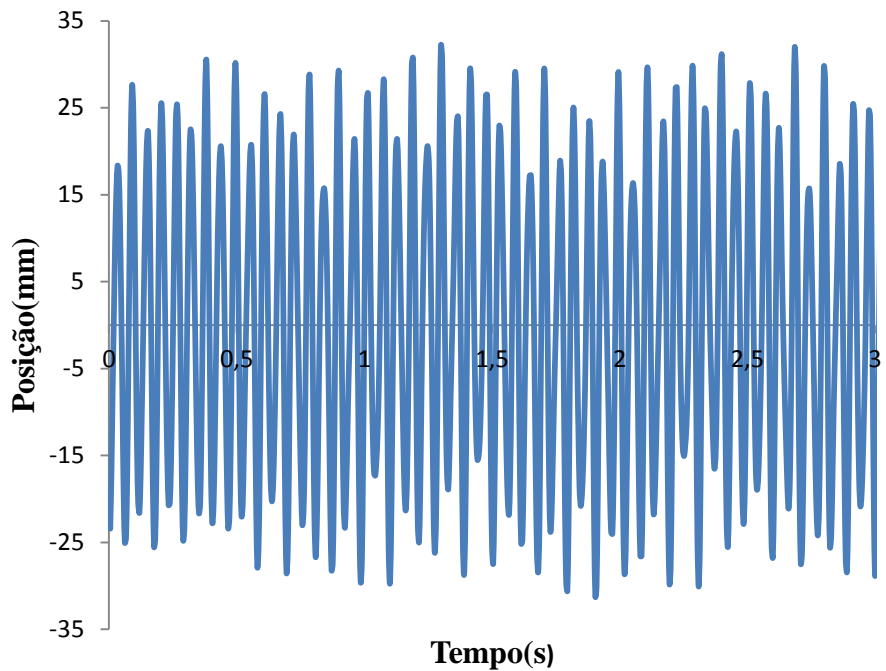
**Figura 30** - Posição em função do tempo do ponto de controle da haste na posição [1,4] excitada a 14,8Hz.

Na Figura 31 observa-se um comportamento mais constante da vibração, ou seja, sem translação das hastes, porém com variações na amplitude.



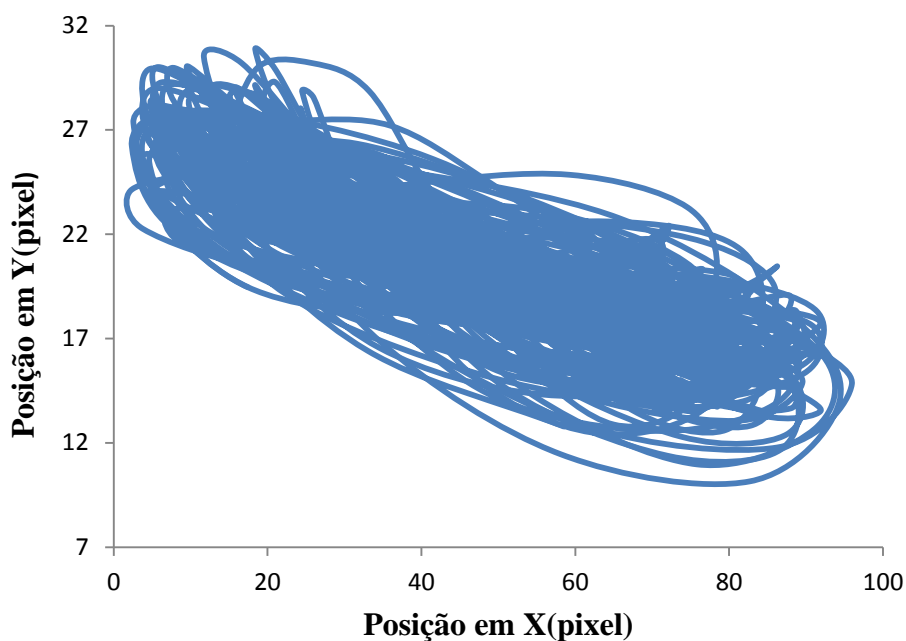
**Figura 31** - Posição em função do tempo do ponto de controle da hasta na posição [1,4] excitada a 19,3Hz.

Observa-se na Figura 32 um comportamento mais instável das vibrações, com maiores variações na amplitude da vibração e sem comportamento harmônico de translação da haste vibratória.



**Figura 32** - Posição em função do tempo do ponto de controle da hasta na posição [1,1] excitada a 18Hz.

Devido ao desbalanceamento da máquina as hastes não vibravam apenas horizontalmente, mas também verticalmente, o que contribuiu para o comportamento irregular das amplitudes do movimento. Na Figura 33 observa-se o rastreamento do ponto de controle. É possível perceber que algumas linhas são mais afastadas da parte central do movimento.



**Figura 33** - Rastreamento da posição horizontal e vertical do ponto de controle da haste da posição [1,1] excitada a 18Hz.

Os valores médios de amplitude obtidos na análise de vibração das hastes estão exibidos no Quadro 12.

**Quadro 12** - Média dos valores de amplitude (mm) obtidos no experimento

Posição	Rotação (rpm)				Médias
	640	591	540	498	
[1,1]	26,5	24,4	21,6	20,9	23,3
[9,1]	22,7	22,2	18,4	19,9	20,8
[17,1]	20,3	20,8	18,1	15,7	18,7
[2,6]	19,8	18,1	14,7	15,7	17,1
[8,6]	20,9	19,6	18,7	17,0	19,1
[16,6]	24,3	22,8	20,8	19,2	21,8
[1,11]	27,2	26,1	23,1	19,7	24,0
Médias	23,1	22,0	19,3	18,3	20,7

A análise de variância do experimento de caracterização da vibração está exibida no Quadro 13.

**Quadro 13** - Análise de Variância do experimento de caracterização da amplitude de vibração

Fonte de Variação	Grau de Liberdade	Quadro Médio	F crítico
Posição(P)	6	372,5345**	72,53
Resíduo(a)	91	5,1361	
Rotação(R)	3	493,0200**	127,09
PxR	18	13,3612**	3,44
Resíduo (b)	273	3,8793	
CV(%) da parcela	10,95%		
CV(%) da subparcela	9,51%		

\*\*F significativo a 1% de probabilidade

Pelo resultado da análise de variância tem se que a interação é significativa, sendo assim necessário o desdobramento dos fatores. No Quadro 14 observa-se o desdobramento da posição dentro de cada valor de rotação.

**Quadro 14** - Resultado do teste de média da amplitude de vibração das hastes para cada rotação

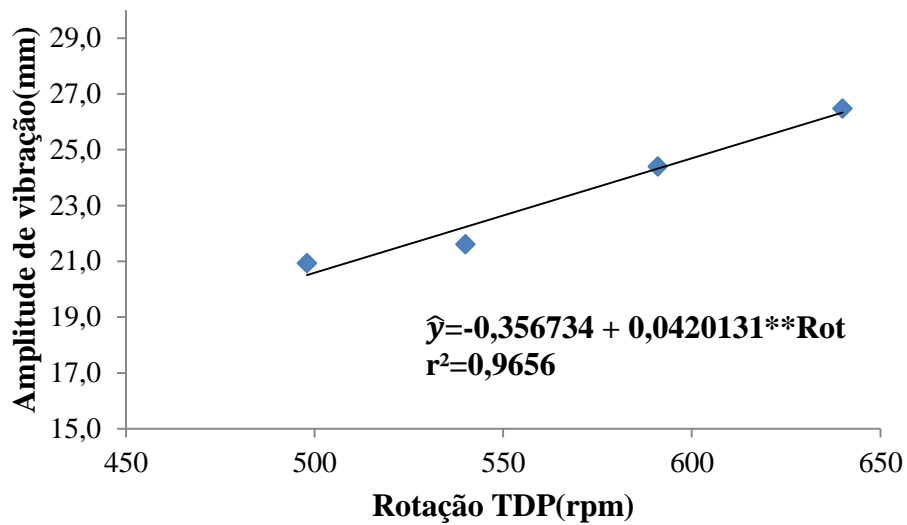
<b>Rotação (rpm)</b>			
<b>640</b>		<b>591</b>	
Posição	Médias	Posição	Médias
[1,11]	27,2 A	[1,11]	26,2 A
[1,1]	26,7 A	[1,1]	24,6 AB
[16,6]	24,3 B	[16,6]	22,8 BC
[9,1]	22,6 BC	[9,1]	22,3 C
[8,6]	20,9 CD	[17,1]	21,0 CD
[17,1]	20,2 D	[8,6]	19,6 DE
[2,6]	19,8 D	[2,6]	18,1 E

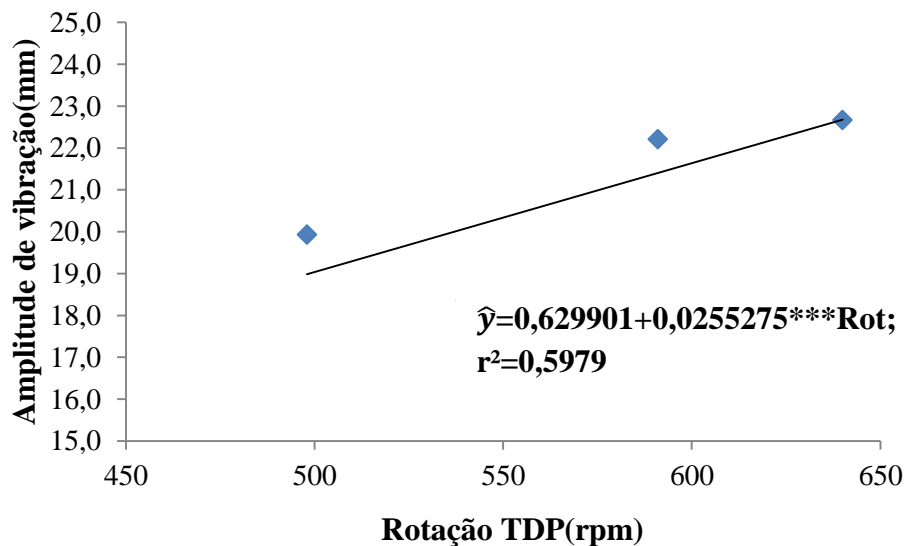
<b>Rotação (rpm)</b>			
<b>540</b>		<b>498</b>	
Posição	Médias	Posição	Médias
[1,11]	23,1 A	[1,1]	21,0 A
[1,1]	21,6 A	[2,6]	20,0 A
[16,6]	20,9 AB	[1,11]	19,7 A
[8,6]	18,6 BC	[16,6]	19,3 AB
[9,1]	18,3 C	[8,6]	17,0 BC
[17,1]	18,1 C	[17,1]	15,7 C
[2,6]	14,7 D	[2,6]	15,7 C

Médias seguidas da mesma letra não diferem entre si a 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

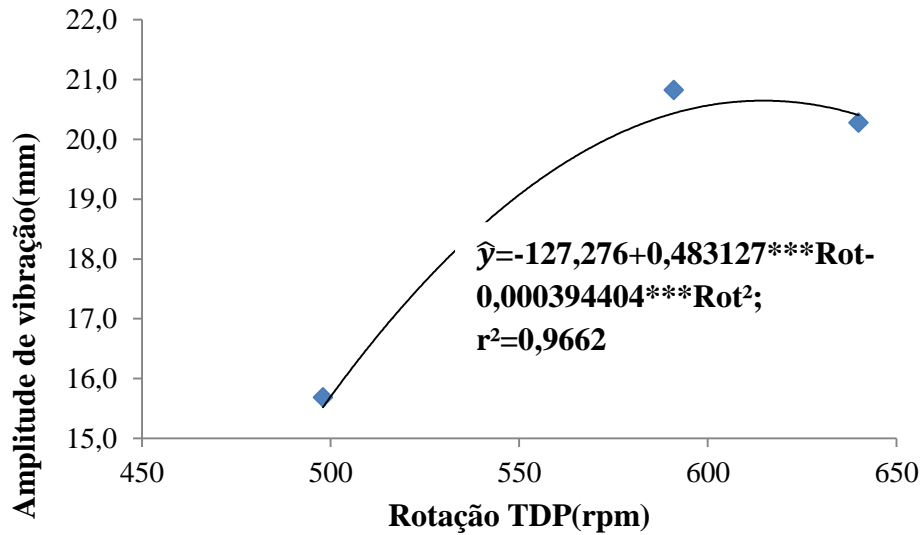
Desdobrando a rotação dentro de cada posição. Da Figura 34 até a Figura 40 estão exibidos os gráficos dos dados de cada posição e a respectiva regressão.



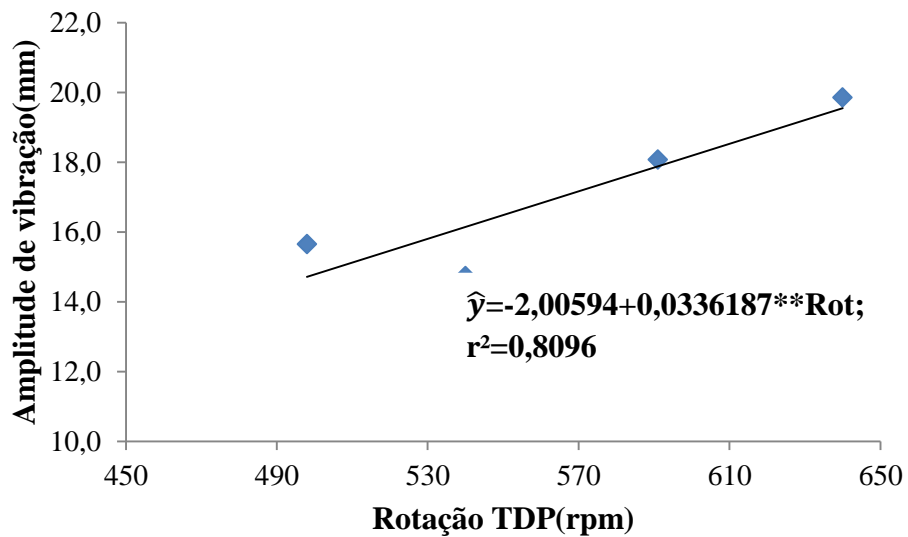
**Figura 34** - Regressão linear para a haste da posição [1,1]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \*\* significativo a 5% no teste t.



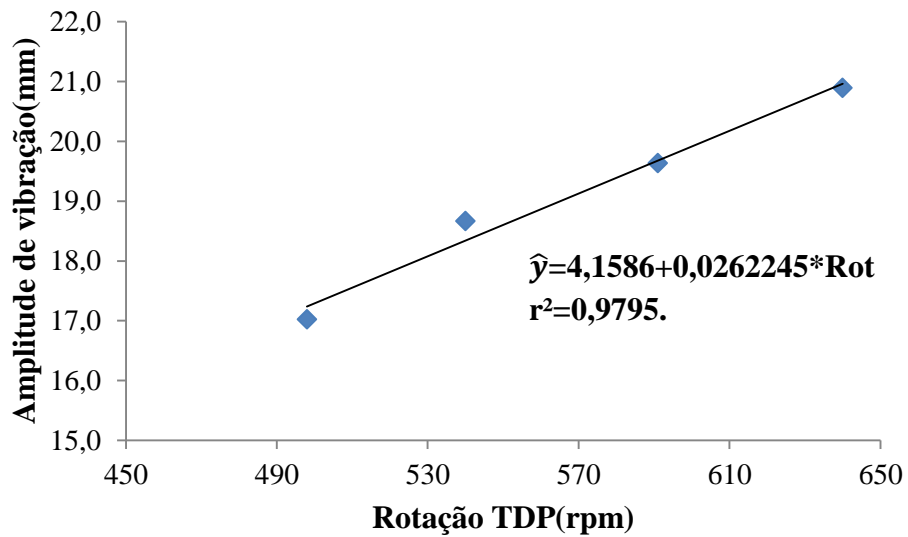
**Figura 35** - Regressão linear para a haste da posição [9,1]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \*\*\* significativo a 15% no teste t.



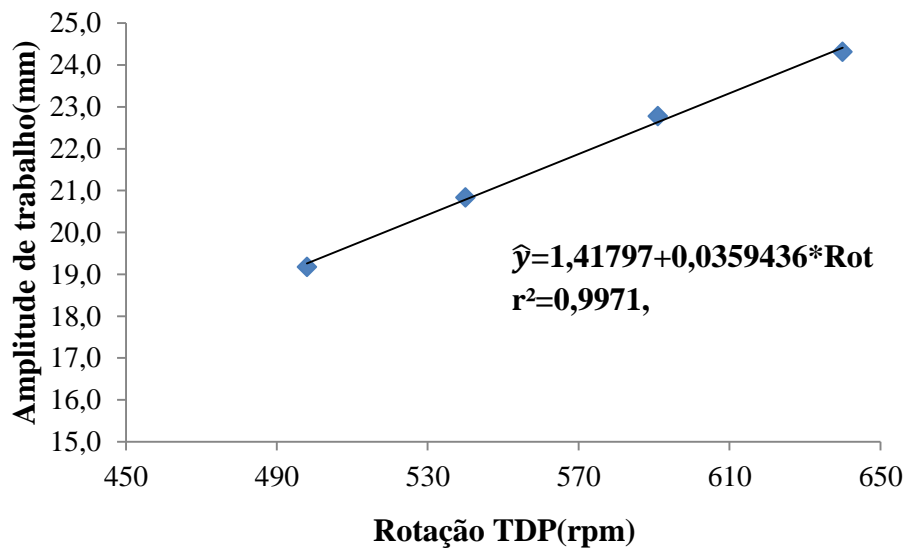
**Figura 36** - Regressão linear para a haste da posição [17,1]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \*\*\* significativo a 15% no teste t.



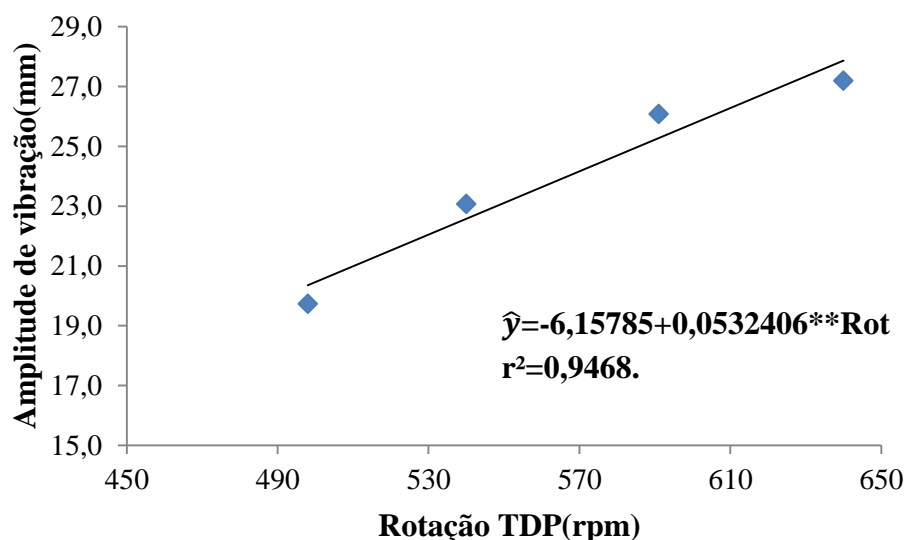
**Figura 37** - Regressão linear para a haste da posição [16,6]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \*\* significativo a 5% no teste t.



**Figura 38** - Regressão linear para a haste da posição [8,6]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \* significativo a 1% no teste t.



**Figura 39** - Regressão linear para a haste da posição [2,6]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \* significativo a 1% no teste t.



**Figura 40** - Regressão linear para a haste da posição [1,11]. Valores derivados e estimados de amplitude (mm) em função da rotação da TDP, \*\*significativo a 5% no teste t.

De modo geral o aumento da rotação proporcionou um aumento na amplitude de vibração das hastes. As amplitudes das hastes das posições [1,1] e [11,1] não diferiram entre si, o que mostra que há simetria na placa. Outro resultado importante é que a amplitude das hastes [1,1] e [6,2] não diferiram entre si, problema que havia acontecido no protótipo anterior.

Porém as hastes superiores apresentaram uma amplitude superior as inferiores, chegando a ser até 35% maior. Esse problema pode ser resolvido construindo uma placa com comprimento menor ou com uma rigidez torcional mais elevada. A segunda possibilidade acarretaria em um aumento da massa, algo indesejado para o projeto.



As frequências de vibração das hastes obtidas através da aplicação da rotina de Transformada Rápida de Fourier (FFT) estão exibidas no Quadro 15.

**Quadro 15** - Resultado da frequência obtida pela FFT e a diferença entre a frequência de referência para cada posição analisada

Posição na placa	Frequência de referência (Hz)	Frequência obtida na FFT(Hz)	Diferença (%)
[1,1]	14,8	14,94	0,9
[9,1]	14,8	14,59	-1,4
[17,1]	14,8	14,59	-1,4
[16,6]	14,8	14,59	-1,4
[8,6]	14,8	14,59	-1,4
[2,6]	14,8	14,59	-1,4
[1,11]	14,8	15	1,3
[1,1]	16,3	15,82	-3,7
[9,1]	16,3	15,82	-3,7
[17,1]	16,3	16,03	-2,3
[16,6]	16,3	16,03	-2,3
[8,6]	16,3	16,03	-2,3
[2,6]	16,3	16,03	-2,3
[1,11]	16,3	16,44	0,2
[1,1]	18	16,64	-8,2
[9,1]	18	17,05	-5,6
[17,1]	18	17,26	-4,3
[16,6]	18	17,67	-1,9
[8,6]	18	17,26	-4,3
[2,6]	18	17,47	-3,0
[1,11]	18	17,88	-0,7
[1,1]	19,3	15,82	-22,0
[9,1]	19,3	18,49	-4,4
[17,1]	19,3	17,47	-10,5
[16,6]	19,3	19,11	-1,0
[8,6]	19,3	17,47	-10,5
[2,6]	19,3	18,7	-3,2
[1,11]	19,3	19,32	0,1

As maiores diferenças obtidas entre a frequência de referência e a obtida pela FFT aconteceram na frequência de 19,3 Hz. O principal fator que provoca esse fenômeno é o fato de que essa é a frequência da vibração horizontal, porém pelo que foi mostrado anteriormente a haste também se desloca na vertical, devido a problemas de alinhamento e balanceamento da máquina. Assim, com o aumento da frequência esses problemas são mais intensificados.

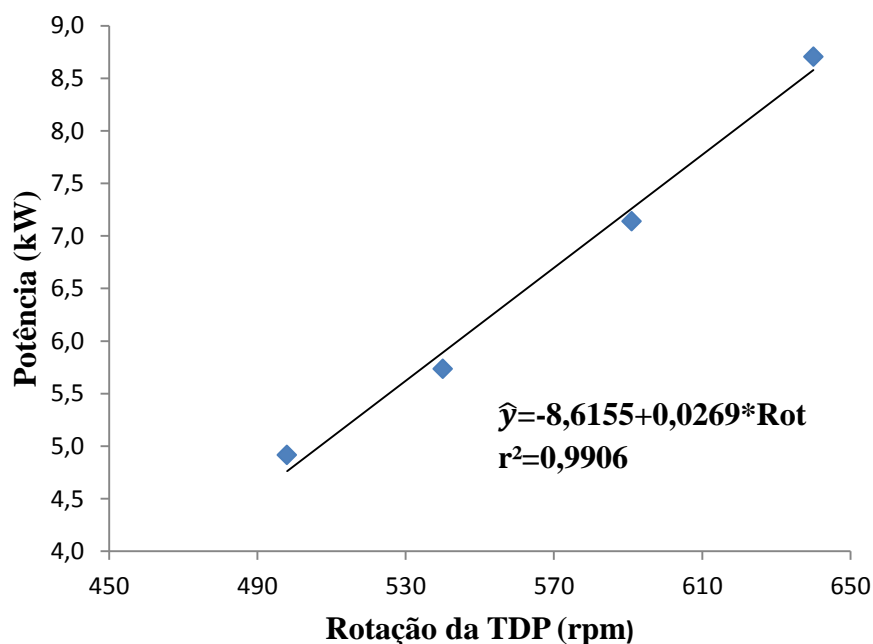
### 5.3.2 - Demanda de potência

A avaliação de demanda de potência resultou nos valores médios obtidos exibidos no quadro abaixo:

**Quadro 16** - Valores médios de torque medidos e potência calculadas para cada rotação utilizada

Rotação na TDP (rpm)	Torque (N m)	Potência (kW)
640	129,9	8,70
591	115,4	7,14
540	101,4	5,74
498	94,2	4,91

Na Figura 41 está exibido o gráfico com os dados sobre a demanda de potência e sua respectiva regressão linear.



**Figura 41** - Gráfico do experimento de demanda de potência obtido com as medições. Valores derivados e estimados de potência (kW) em função da rotação da TDP, \*significativo a 1% no teste t.

O resultado da regressão mostra que a cada aumento unitário na rotação tem um acréscimo de 0,0269 kW da potência. A demanda de potência máxima foi a 640 rpm na TDP, consumindo uma potência de 8,7 kW (11,8 cv). Esse resultado é importante, pois a baixa demanda de potência viabiliza a utilização de tratores menores, como os tratores cafeeiros. Estes possuem dimensões capazes de trafegar facilmente pelos patamares abertos pelo processo de terraceamento.

## 5.4 - Avaliação do desempenho operacional

A derriçadora foi avaliada na área experimental de café do Departamento de Fitotecnia, no Campus da UFV.

### 5.4.1 - Avaliação da capacidade operacional

O experimento de capacidade operacional foi realizado com o objetivo de quantificar o quanto a máquina era capaz de trabalhar por área. A capacidade operacional do protótipo é um dado importante para ser confrontado com os das máquinas comerciais. Para cada rotação foram derriçadas cinco plantas em linha, em ambos os lados. Os resultados estão exibidos no Quadro 17.

**Quadro 17** - Resultados médios de impurezas, capacidade de derriça e capacidade operacional

Rotação-TDP(rpm)	Impurezas (kgL <sup>-1</sup> )	Capacidade de derriça (Lh <sup>-1</sup> )	Capacidade Operacional (hah <sup>-1</sup> )
640	0,17	198,1	0,017
591	0,23	161,6	0,018
540	0,24	191,9	0,013
496	0,28	135,2	0,014

SILVA (2000) mediu a capacidade operacional na colheita de café utilizando o método manual e o semimecanizado em seu experimento. Os melhores resultados obtidos por ele na colheita semimecanizada foi de 0,0093 hah<sup>-1</sup> e na colheita manual de 0,0063 hah<sup>-1</sup>. A desfolha obtida por ele variou de 0,12 a 0,8 kgL<sup>-1</sup>. Comparando com o resultado obtido pelo protótipo, este obteve o dobro de capacidade operacional se comparada com a derriça semimecanizada e a desfolha ficou dentro do patamar obtido por SILVA (2000).

A maior capacidade de derriça obtida foi de 198,1 Lh<sup>-1</sup>, sendo que a máquina foi operada por volta de 60 segundos em cada planta. MOREIRA (2015) obteve uma capacidade de derriça máxima de 108,9 Lh<sup>-1</sup> com a máquina sendo operada por 40 segundos. Isso mostra uma melhoria considerável da capacidade de derriça.

A capacidade operacional máxima obtida foi de 0,018 hah<sup>-1</sup>, quanto que MOREIRA (2015) obteve uma capacidade operacional máxima de 0,015 hah<sup>-1</sup> operada durante 40 segundos.

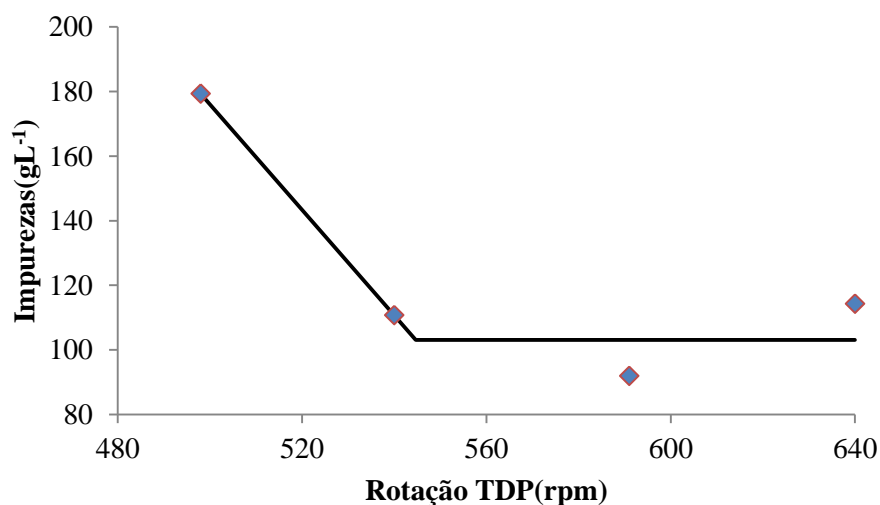
### 5.4.2 - Avaliação da eficiência de derrça

A eficiência de derrça representa a quantidade dos frutos derrçados em função da carga pendente antes da derrça. A eficiência está relacionada com a necessidade de fazer repasses manualmente para derrçar os frutos que ficaram na planta. Os resultados médios obtidos estão exibidos no Quadro 18.

**Quadro 18-** Valores médios de impurezas e eficiência

Rotação TDP (rpm)	Impurezas (gL <sup>-1</sup> )	Eficiência
640	114,3100	0,8717
591	91,9700	0,8733
540	110,7750	0,8650
496	179,3483	0,7900

A análise estatística realizada foi a de *Linear Response Plateau (LRP)*. O gráfico da Figura 42 representa o modelo obtido para a Impureza em função da Rotação.

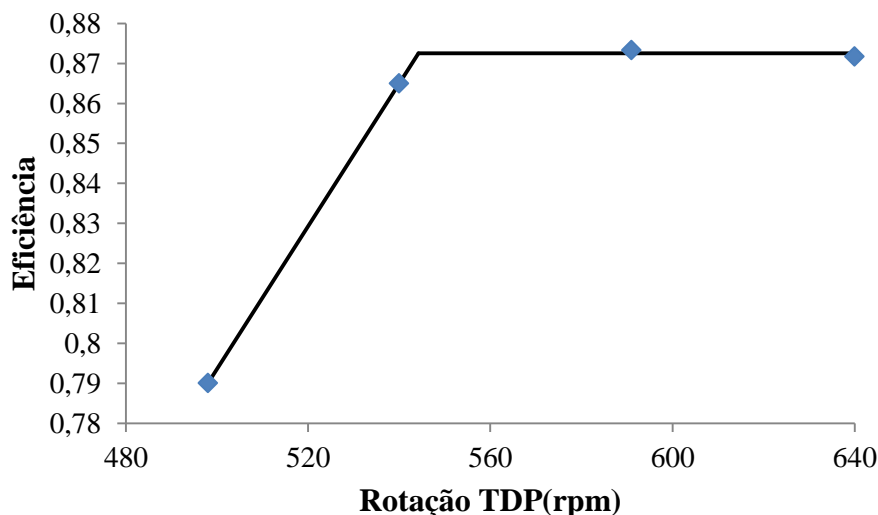


**Figura 42** – Valores médios de impurezas obtidos e o modelo obtido pela LRP.

O modelo obtido pela LRP para os valores de impureza é da por:

$$\begin{cases} \hat{y} = 992,4 - 1,633Rot & 498 \leq Rot < 544,7 \\ \hat{y} = 103,14 & 544,7 \leq Rot \leq 640 \end{cases}$$

O gráfico obtido pela LRP é exibido na Figura 43.



**Figura 43** - Valores médios de impurezas obtidos e o modelo obtido pela LRP.

O modelo obtido pela LRP para os valores de eficiência é dado por:

$$\begin{cases} \hat{y} = -0,0993 + 0,002Rot & 498 \leq Rot < 544,2 \\ \hat{y} = 0,8725 & 544,2 \leq Rot \leq 640 \end{cases}$$

Tanto as impurezas como a eficiência de derriça tiveram comportamento semelhante, como é possível observar pela análise LRP. O que difere é que na impureza a reta é decrescente, enquanto que na eficiência a reta é crescente, sendo que o ponto onde ocorre o *plateau* é semelhante para ambos, 544,2 e 544,7 rpm.

A máquina foi testada a campo nos dias 22 e 23 de junho de 2015, duas semanas depois do previsto, devido ao tempo gasto para reparar-la após a quebra. Os frutos estavam com maior grau de maturação e esse fator influencia na derriça, pois frutos maduros exigem menos força para arrancar do que frutos verdes, como demonstrado por SILVA *et al.* (2010). O protótipo atual possui força de impacto das hastes maiores se comparadas ao protótipo anterior. Esse fato associado ao grau de maturação do fruto explica o resultado obtido, no qual a eficiência permanece constante mesmo com o aumento da rotação.

Esse fato também explica o modelo obtido para impurezas. Quando a máquina era operada a 498 rpm foi necessário movimentar-la mais vezes dentro da planta de café para se conseguir derrubar os frutos, enquanto que com as demais rotações a máquina foi movimentada menos vezes. Esse movimento intensifica a derrubada de folhas e quebra de galhos.

Nas Figuras 44 e 45 são exibidos a situação da planta antes e depois da derriça.



(a)



(b)

**Figura 44** – Antes (a) e depois (b) da derriça.



(a)

(b)

**Figura 45** – Antes (a) e depois (b) da derrça.



**Figura 46** - Saia da planta do café com carga pendente não derrçada.

A saia do cafeeiro (Figura 46) foi à região onde a máquina teve maior dificuldade para derriçar. Os fatores que explicam esse fenômeno é o amortecimento na parte inferior placa, devido a sua deformação que faz com que as hastes mais em baixo tenham uma força de impacto menor e também pela saia do cafeeiro receber menor intensidade de raios solares, o que faz com que os frutos apresentem menor grau de maturação em relação ao restante da planta.

Um fator observado que influenciou o desempenho da vibração da máquina foi a quantidade de ramos ortotrópicos, pois estes ficavam fora do centro da planta e com isso algumas hastes chocavam-se ou agarravam-se neles, o que acabava amortecendo (ou segurando) o movimento da haste. Além disso, essas plantas apresentavam uma densidade foliar muito grande, também favorecendo o amortecimento.

MOREIRA (2015) obteve no experimento de eficiência valores que variaram de 60% a 84,5%, da menor para maior rotação, essa informação mostra uma melhora na eficiência do novo modelo de placa derriçadora, que variou de 79% a 87%, da menor para maior rotação. Isso mostra uma melhora considerável na eficiência principalmente nas menores rotações.



## 6. CONCLUSÃO

- O novo formato da placa derrçadora possui momento de inércia 22% menor que o protótipo anterior;
- As frequências naturais da máquina não coincidem com as frequências de funcionamento;
- A demanda de potência máxima foi de 8,7 kW (11,8) cv para rotação de 640 rpm na TDP;
- Na avaliação de desempenho, a máquina proporcionou uma capacidade de derrça de 198,1 Lh<sup>-1</sup>, capacidade operacional de 0,018hah<sup>-1</sup>, eficiência de derrça de 87% e impurezas de 179 gL<sup>-1</sup>.
- No geral a máquina se comportou de maneira satisfatória, principalmente devido a maior força de impacto das hastes vibratórias obtidas devido à mudança do formato da placa.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALONÇO, A. S. Ensaaios, Experimentação e Pesquisa em Mecanização Agrícola. In: ALONÇO, A. dos S. **Mecanização Agrícola**, Caderno Didático, Santa Maria: UFSM/CCR/DER, 1999. P. 21-28

ANSYS Theory Reference, Release 14.0, **SOLID187 Element Description**, 2014.

CESA, T. R.; OLIVEIRA, B. F.. Aplicação do método de elementos finitos na simulação de uma estrutura de proteção contra capotamento. **Design & tecnologia** Porto Alegre, RS. Vol. 2, n. 3 (2011), p. 22-32, 2011.

CONAB – COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO. **Acompanhamento da safra brasileira de café safra de 2015, Terceiro Levantamento, Setembro/2015**. Brasília, 2015.

CRUZ NETO, F.; MATIELLO, J. B. **Estudo comparativo de rendimento de colheita entre cultivares Mundo Novo e Catuaí, em lavouras com diferentes níveis de produtividade**. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISAS CAFEEIRAS, 9., 1981, São Lourenço. Anais... Rio de Janeiro: MA/PROCAFE, 1981. p. 329-333.

GOOGLE MAPS. Disponível em: <<https://www.google.com.br/maps/@-20.7472327,-42.8468464,1306m/data=!3m1!1e3>>. Acessado em: 10 de janeiro de 2016.

IANES (Instituto Antonio Ernesto de Salvo). **Caracterização da Cafeicultura de Montanha de Minas Gerais**/coordenadores, Pierre Santos Vilela, José Luis dos Santos Rufino. – Belo Horizonte: INAES, 2010, 300p.

MATIELLO, J. B. **Micro-terraceamento em cafezais vem sendo ampliado**. Fundação Procafé. Disponível em: <http://fundacaoprocafe.com.br/sites/default/files/publicacoes/pdf/folhas/Folha%20285%20-%20Micro-terraceamento%20em%20cafezais%20vem%20sendo%20ampliado.pdf>. Acessado em: outubro de 2015.2015.

MIALHE, L. G. **Máquinas agrícolas: ensaios & certificação**. Piracicaba: FEALQ, 1996. 722 p.

MOREIRA, R. M. G. **Desenvolvimento de máquina derriçadora de frutos de café em lavouras terraceadas**. 2015. 133f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2015.

MURY, L. G. M. **Uma metodologia para adaptação e melhoria de produtos a partir da engenharia reversa**. 2000. 100 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção)–Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2000.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada** -2ed – Porto Alegre: Bookman, 2004. 931p. ISBN 978-85-363-0273-7.

OLIVEIRA, M. V. M. **Desenvolvimento e avaliação de uma colhedora automotriz de café para regiões montanhosas**. 2013. 120f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2013.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J.; GROTE, K.H. **Projeto na Engenharia – Fundamentos do Desenvolvimento Eficaz de Produtos – Métodos e Aplicações**. São Paulo: Editora Edgard Blucher. 6ed, 412p. 2005

REDE PEABIRUS (Macedo, D. D. T.)(2012 ) Disponível em: <[http://www.redepeabirus.com.br/redes/form/post?post\\_pub\\_id=68303](http://www.redepeabirus.com.br/redes/form/post?post_pub_id=68303)>. Acesso em 2 de outubro de 2015.

SILVA F.M. da et.al. Desempenho operacional e econômico da derriça do café com uso da derriçadeira lateral. *Coffee Science*, v.1, n.2, 2006. pg.119-125.

SILVA, E. P. **Elementos finitos como ferramenta auxiliar na análise estrutural estática de uma colhedora de café do tipo automotriz**. 2013. 144 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)- Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2013.

SILVA, F. C., SILVA, F. M., ALVES, M. C., BARROS, M. M., & SALES, R. S.. Comportamento da força de desprendimento dos frutos do cafeeiro ao longo do período da colheita. *Ciência e Agrotecnologia*, 34, 2010. 468–474.

SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; RODRIGUES, R. F.; MARTIN, W. G. **Desempenho operacional da colheita mecanizada com várias passadas da colhedora de café**. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISAS CAFEEIRAS, 2000, Marília. Anais do 26 Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras. Marília: MA/PROCAFÉ, 2000. v. 1. p. 345-347.

SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; PÁDUA, T. S.. **Café: Mecanização da Colheita**. I Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil. 2002.

SOUZA, C. M. A.; QUEIROZ, D. M.; RAFULL, L. Z. L. Derriçadora portátil na colheita total e seletiva de frutos do cafeeiro. *Pesquisa Agropecuária Brasileira*, Brasília, DF, v. 41, n. 11, p. 1637-1642, 2006.

SOUZA, C. M. A.; QUEIROZ, D. M.; PINTO, F. A. C.; TEIXEIRA, M.M. Desempenho de derriçadora portátil de frutos do cafeeiro. *Engenharia Agrícola*, v.25, p.791-800, 2005.

VILLIBOR, G. P. **Modelagem do sistema fruto-pedúnculo no processo de derriça de café.** 2012. 161 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola)- Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2012.