



**Universidade Federal de São Carlos – UFSCar**  
**Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia - CCET**  
**Departamento de Engenharia Mecânica**



**ESTUDO DE ELEMENTOS FINITOS PARA OBTENÇÃO DE VALOR DE  
ESFORÇOS NAS UNIÕES MONTADAS POR CONFORMAÇÃO EM  
GABINETES DE LAVADORAS DE ROUPA**

**Andrew Rivail Finamore da Silva**

São Carlos – SP

2024

Andrew Rivail Finamore da Silva

**ESTUDO DE ELEMENTOS FINITOS PARA OBTENÇÃO DE VALOR DE  
ESFORÇOS NAS UNIÕES MONTADAS POR CONFORMAÇÃO EM  
GABINETES DE LAVADORAS DE ROUPA**

Projeto de Monografia apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos, como parte dos requisitos para a disciplina Trabalho de Conclusão de Curso.

**Orientador:** Prof. Dr. Mariano Eduardo Moreno

São Carlos – SP

2024

Silva, Andrew Rivail Finamore da

Estudo de elementos finitos ara obtenção de valor de esforços nas uniões por conformação em gabinetes de lavadores de roupa / Andrew Rivail Finamore da Silva -- 2024.

69f.

TCC (Graduação) - Universidade Federal de São Carlos, campus São Carlos, São Carlos

Orientador (a): Mariano Eduardo Moreno

Banca Examinadora: Luis Antônio Oliveira Araújo,

Alexandre Tacito Malavolta

Bibliografia

1. União por clinching. 2. Elementos finitos. 3. Linha branca. I. Silva, Andrew Rivail Finamore da. II. Título.

Ficha catalográfica desenvolvida pela Secretaria Geral de Informática (SIn)

DADOS FORNECIDOS PELO AUTOR

Bibliotecário responsável: Ronildo Santos Prado - CRB/8 7325



FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS  
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET  
Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905  
Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 19/2024/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso  
Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

### FOLHA DE APROVAÇÃO

ANDREW RIVAIL FINAMORE DA SILVA

ESTUDO DE ELEMENTOS FINITOS PARA OBTENÇÃO DE VALOR DE ESFORÇOS NAS UNIÕES MONTADAS POR CONFORMAÇÃO EM GABINETES DE LAVADORAS DE ROUPA

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos

São Carlos, 30 de abril de 2024

### ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Mariano Eduardo Moreno
Membro da Banca 1	Alexandre Tácito Malavolta
Membro da Banca 2	Luis Antonio Oliveira Araujo



Documento assinado eletronicamente por **Mariano Eduardo Moreno, Docente**, em 30/04/2024, às 15:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luis Antonio Oliveira Araujo, Docente**, em 30/04/2024, às 15:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Tacito Malavolta, Docente**, em 30/04/2024, às 15:18, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **1444256** e o código CRC **57BE1F62**.

Referência: Caso responda a este documento, indicar expressamente o Processo nº 23112.013653/2024-72

SEI nº 1444256

## RESUMO

As empresas de linha branca buscam obter a fidelidade do cliente com o que existe de mais adequado e prático, assim como aplicar processos de maior produtividade e economia para gerar uma margem de lucro satisfatória e com produtos de qualidade. Neste cenário, é abordado um processo bem consolidado nas indústrias: a junção de chapas metálicas por meio de conformação (*clinch*). Trata-se de um processo recente nacionalmente aplicado nas linhas de montagem de automóveis, computadores e eletrodomésticos, através da conformação a frio localizada de chapas, visando redução de custo e aumento da produtividade. Neste trabalho foi abordado o uso do *clinch* na fabricação de gabinetes de lavadora, propondo um estudo dos esforços presentes nas áreas unidas durante o funcionamento da máquina, através do Método de Elementos Finitos (FEM), para obtenção de valores dos esforços nos pontos de união. O objetivo principal foi quantificar os esforços físicos na junção de gabinetes de lavadoras, a partir de simulações em software de FEM, como Siemens NX ou Ansys, além da formulação dos parâmetros principais que estes esforços geram a partir de experimentos e de direções das tensões e frequências críticas que perturbam as ligações. Os resultados obtidos foram divididos da seguinte forma: aquisição dos dados de cargas críticas a partir da modelagem dos pontos *Clinch* em FEM; análise dos esforços nas junções a partir da modelagem da estrutura do gabinete da lavadora através do FEM; a comparação de esforços admissíveis com aplicados, obtendo-se coeficientes de segurança e assim alcançando-se a validação dos modelos avaliados.

**Palavras chave:** Conformação; União por *clinch*; Linha branca; Análise por elementos Finitos.

## **ABSTRACT**

White goods companies aim to achieve customer loyalty by implementing the most suitable and practical methods while applying processes for increased productivity and cost efficiency to generate satisfactory profit margins with quality products. In this context, a well-established process in industries is addressed: the joining of metal sheets through clinching. This is a recent process applied nationally in the assembly lines of automobiles, computers, and household appliances, involving localized cold forming of sheets to reduce costs and enhance productivity. This work focuses on the application of clinching in the manufacturing of washing machine cabinets, proposing a study of the forces present in the joined areas during machine operation using the Finite Element Method (FEM) to obtain values of forces at the joining points. The main objective was to quantify the physical forces in the washing machine cabinet joints through FEM simulations, such as Siemens NX or Ansys, as well as to formulate the main parameters that these forces generate based on experiments and directions of stresses and critical frequencies that disturb the connections. The results were divided into the following categories: acquisition of critical load data from modeling Clinch points in FEM; analysis of forces in the joints through modeling of the washing machine cabinet structure using FEM; comparison of permissible and applied forces, obtaining safety coefficients and thus validating the evaluated models.

**Keywords:** Conformation; Clinching Joining; White Goods; Finite Element Analysis.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> - Ilustração dos componentes para a conformação	12
<b>Figura 2</b> - Ilustração do processo de conformação	13
<b>Figura 3a</b> - Ponteadeira de solda	14
<b>Figura 3b</b> - Molde/ferramenta de <i>clinch</i>	14
<b>Figura 4</b> – Linha de produção de lavadoras de roupa da <i>Appliance</i>	15
<b>Figura 5a</b> - Ilustração da vista explodida de uma lavadora de roupa Electrolux top load 8kg	16
<b>Figura 5b</b> - Gabinete branco Electrolux	16
<b>Figura 6</b> - Resultado por análise numérica dos modos de vibração natural gerado pela simulação de elementos finitos no gabinete de lavadora de roupa	18
<b>Figura 7</b> - Modelo de elementos finitos de uma lavadora de roupa	19
<b>Figura 8</b> - Modelo MBS da lavadora BRASTEMP 24” em ADAMS	20
<b>Figura 9</b> - Modelo adotado para estudo do FEM	23
<b>Figura 10</b> - Modelo simplificado para estudo do FEM	24
<b>Figura 11</b> - Destaque dos elementos amortecedores do modelo	25
<b>Figura 12</b> - Fixação da estrutura com o solo	26
<b>Figura 13</b> - Junta aplicada às regiões do <i>clinch</i>	26
<b>Figura 14</b> - Remote point associados às regiões do <i>clinch</i> do gabinete	27
<b>Figura 15</b> - Remote point associados às regiões do <i>clinch</i> das cantoneiras superiores	27
<b>Figura 16</b> - Remote point associados às regiões do <i>clinch</i> das cantoneiras inferiores	28
<b>Figura 17</b> - Dados de controle de resposta da simulação harmônica	28
<b>Figura 18</b> - Constantes aplicadas aos amortecedores	29
<b>Figura 19</b> - Malha aplicada ao modelo	29
<b>Figura 20</b> - Modelo da simulação Estrutural Estática	30
<b>Figura 21</b> - Modelo da simulação “ <i>Modal</i> ”	31
<b>Figura 22</b> - Modelo da simulação “ <i>Harmonic Response</i> ” com as entradas de excitação da base	32
<b>Figura 23</b> - Exemplo de geometria para <i>clinch</i>	33

<b>Figura 24</b> - Conformação das chapas no Qform	34
<b>Figura 25</b> - Modelo 3D do <i>clinch</i>	34
<b>Figura 26</b> - Deformação plástica na região	35
<b>Figura 27</b> - Modelo do teste de tração para o <i>clinch</i>	35
<b>Figura 28</b> - Colapso da região teste de tração	36
<b>Figura 29</b> - Conformação das chapas de 0.65mm ( <i>clinch</i> 6mm)	37
<b>Figura 30</b> - Deformação plástica das chapas de 0.65mm ( <i>clinch</i> 6mm)	38
<b>Figura 31</b> - Carga no momento de falha da junção ( <i>clinch</i> de 6mm)	38
<b>Figura 32</b> - Conformação das chapas de 1.5 e 0.65mm ( <i>clinch</i> 10mm)	39
<b>Figura 33</b> - Deformação plástica das chapas de 1.5 e 0.65mm ( <i>clinch</i> 10mm)	40
<b>Figura 34</b> - Carga no momento de falha da junção ( <i>clinch</i> de 10mm)	40
<b>Figura 35</b> - Distribuição de tensões na estrutura do gabinete	41
<b>Figura 36</b> - Tensão máxima próximo a região do <i>clinch</i> da cantoneira inferior	41
<b>Figura 37</b> - Distribuição de deslocamentos na estrutura do gabinete	42
<b>Figura 38</b> - Enumeração dos pontos de junção para o fundo do gabinete	43
<b>Figura 39</b> - Enumeração dos pontos de junção para as cantoneiras superiores	43
<b>Figura 40</b> - Enumeração dos pontos de junção para as cantoneiras inferiores	44
<b>Figura 41</b> - Resposta de tensão à frequência de 60Hz	46
<b>Figura 42</b> - Detalhe da resposta de tensão à frequência de 60Hz	46
<b>Figura 43</b> - Resposta de tensão à frequência de 55Hz	47
<b>Figura 44</b> - Detalhe da resposta de tensão à frequência de 55Hz	47
<b>Figura 45</b> - Resposta de tensão à frequência de 15Hz	48
<b>Figura 46</b> - Detalhe da resposta de tensão à frequência de 15Hz	48
<b>Figura 47</b> - Resposta de deslocamento à frequência de 60Hz	48
<b>Figura 48</b> - Resposta de deslocamento à frequência de 55Hz	49

<b>Figura 49</b> - Resposta de deslocamento à frequência de 65Hz	49
<b>Figura 50</b> - Modo de vibrar 10,702Hz	54
<b>Figura 51</b> - Detalhe superior do Modo de vibrar 10,702Hz	54
<b>Figura 52</b> - Detalhe inferior do Modo de vibrar 10,702Hz	55
<b>Figura 53</b> - Modo de vibrar 10,915Hz	55
<b>Figura 54</b> - Detalhe superior do Modo de vibrar 10,915Hz	56
<b>Figura 55</b> - Modo de vibrar 27,444Hz	56
<b>Figura 56</b> - Detalhe superior do Modo de vibrar 27,444Hz	57
<b>Figura 57</b> - Modo de vibrar 28,221Hz	57
<b>Figura 58</b> - Detalhe inferior do Modo de vibrar 28,221Hz	58
<b>Figura 59</b> - Modo de vibrar 29,23Hz	58
<b>Figura 60</b> - Detalhe do Modo de vibrar 29,23Hz com destaque no ponto 1	59
<b>Figura 61</b> - Detalhe do Modo de vibrar 29,23Hz com destaque no ponto 6	59
<b>Figura 62</b> - Detalhe do Modo de vibrar 29,23Hz com destaque no ponto 1 e 6	59
<b>Figura 63</b> - Modo de vibrar 54,835Hz	60
<b>Figura 64</b> - Detalhe do Modo de vibrar 54,835Hz	60
<b>Figura 65</b> - Modo de vibrar 56,4Hz	61
<b>Figura 66</b> - Detalhe do Modo de vibrar 56,4Hz	61
<b>Figura 67</b> - Modo de vibrar 56,612Hz	62
<b>Figura 68</b> - Detalhe inferior do Modo de vibrar 56,612Hz	62
<b>Figura 69</b> - Detalhe superior do Modo de vibrar 56,612Hz	63
<b>Figura 70</b> - Modo de vibrar 60,028Hz	63
<b>Figura 71</b> - Detalhe inferior do Modo de vibrar 60,028Hz	64
<b>Figura 72</b> - Detalhe superior do Modo de vibrar 60,028Hz	64
<b>Figura 73</b> - Detalhe nas cantoneiras superiores do Modo de vibrar 60,028Hz	64

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> - Força nos pontos de junção do modelo	42
<b>Tabela 2</b> - Frequências dos modos de vibrar do modelo	45
<b>Tabela 3</b> - Força resultante nos pontos de junção do fundo do gabinete	50
<b>Tabela 4</b> - Força resultante nos pontos de junção das cantoneiras superiores	51
<b>Tabela 5</b> - Força resultante nos pontos de junção das cantoneiras inferiores	52
<b>Tabela 6</b> - Fator participativo de massa em função da frequência e orientação	53

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>12</b>
<b>2. OBJETIVO</b>	<b>21</b>
<b>3. METODOLOGIA</b>	<b>22</b>
3.1. Desenvolvimento da modelagem da lavadora	22
3.2. <i>Análise dos vínculos do sistema</i>	25
3.3 <i>Geração de malha da estrutura</i>	29
3.4 <i>Simulação estática do sistema</i>	30
3.5 <i>Simulação modal do sistema</i>	31
3.6 <i>Simulação harmônica do sistema</i>	31
3.7 <i>Desenvolvimento da modelagem do Clinching utilizando FEM</i>	32
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>37</b>
4.1. <i>Obtenção de cargas críticas a partir do FEM: Software Qform</i>	37
4.1.1. <i>Dados do Clinching de 6mm</i>	37
4.1.2. <i>Dados do Clinching de 10mm</i>	39
4.2. <i>Caso estático (regime de molho): Análise dos esforços</i>	40
4.3. <i>Modos de vibração: Análise das frequências de ressonância</i>	44
4.4. <i>Caso dinâmico (regime de centrifugação): Análise dos esforços</i>	45
4.5. <i>Análise dos modos de vibrar e esforços nas junções do modelo</i>	52
4.5.1. <i>Análise do modo de vibrar: 10,702Hz</i>	54
4.5.2. <i>Análise do modo de vibrar: 10,915Hz</i>	55
4.5.3. <i>Análise do modo de vibrar: 27,444Hz</i>	56
4.5.5. <i>Análise do modo de vibrar: 28,221Hz</i>	57
4.5.6. <i>Análise do modo de vibrar: 29,23Hz</i>	58
4.5.8. <i>Análise do modo de vibrar: 54,835Hz</i>	60
4.5.10. <i>Análise do modo de vibrar: 56,4Hz</i>	61
4.5.11. <i>Análise do modo de vibrar: 56,612Hz</i>	62
4.5.13. <i>Análise do modo de vibrar: 60,028Hz</i>	63
4.5.15. <i>Análise dos resultados: fatores de segurança dos modelos</i>	65
<b>5. CONCLUSÃO: Recomendações para melhorias</b>	<b>66</b>
<b>6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>67</b>

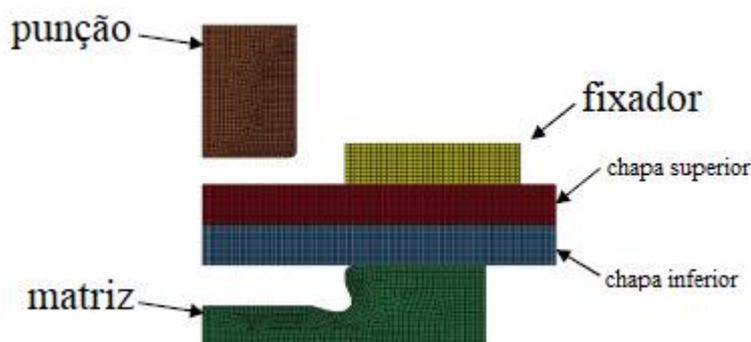
## 1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento do processo de união de peças metálicas para a produção industrial foi alavancado devido à revolução industrial. Para isso, buscou-se o estudo de vários tipos de soldagem que pudessem atender diversos casos no mercado da época. Assim, um fator fundamental para o sucesso da Revolução foi a descoberta do arco elétrico em 1801. Este avanço inicial conduziu as descobertas de mais tipos de soldas, utilizando gases, eletrodos revestidos e, atualmente, até a laser (MARQUES, MODENESI e BRACARENSE, 2005).

A soldagem leva o princípio em comum da união de peças metálicas a partir da fusão para haver a união definitiva dos componentes. Porém, no decorrer da história houve a necessidade, devido aos parâmetros do mercado (como escassez de insumos ou redução de custos), da criação de uma forma de junção a qual não se utilizasse a fusão ou variação de temperatura dos componentes devido a limitação de não alterar as propriedades físicas ou químicas das peças. Assim, houve o surgimento da união a frio chamado *clinchng*.

Esta é uma técnica de união simples de chapas metálicas que não necessita de variação de temperatura ou adição de outros componentes para a junção (HE, 2017). Esse processo é feito utilizando uma matriz com os seguintes componentes: punção, matriz e fixador, como pode ser visto na Figura 1.

Figura 1: Ilustração dos componentes para a conformação.

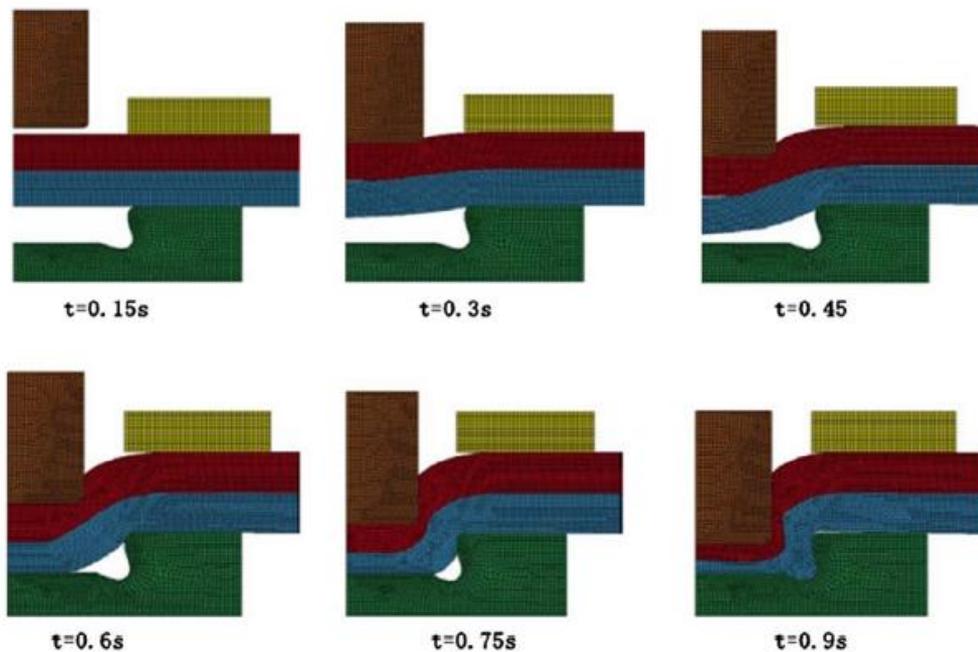


Fonte: adaptado de HE (2017).

As duas chapas que serão unidas são fixadas juntas com a matriz e o fixador. Um mecanismo ativa o deslocamento da punção para criar uma deformação nas duas placas, para que assim elas sejam unidas, como ilustra a Figura 2. Tal deformação se

limita a deformação plástica, o que gera uma maior resistência no local, característica dos processos de conformação a frio.

**Figura 2: Ilustração do processo de conformação.**



**Fonte: HE (2017).**

Esta técnica é recente no mercado e há muito estudo sendo elaborado, apesar desta já ser muito utilizada na indústria automobilística, de computadores e integradores de máquinas. Sua recente disseminação se deve pela facilidade de junção e por manter as propriedades do produto. Algumas vantagens em comparação a outros tipos de união são:

- A facilidade de unir diferentes materiais;
- Melhorar a propriedade de fadiga do produto;
- Facilitar o monitoramento do processo;
- Menos nocivo ao meio ambiente.

Porém, como qualquer processo, há suas desvantagens, como:

- Necessitar de uma força relativamente alta para a formação do processo;
- Não ser aplicável a materiais quebradiços.
- Em relação a desmontagem, o processo de *clinch* é uma fixação permanente entre os componentes, como qualquer outro tipo de solda, e seu mau dimensionamento pode acarretar afrouxamento dos pontos de união

devido a contínua aplicação de ciclos de carga relacionados à dinâmica da máquina.

Hoje em dia, tal técnica de junção é uma tendência a ser aplicada em eletrodomésticos de grande porte, como fogões, geladeiras e lavadoras de roupa.

Este trabalho tem como foco o processo de *clinch* aplicado na fabricação de gabinetes de máquinas de lavar roupa. A fabricação deste tipo de produto necessita de processos eficientes e rápidos, de forma a impactar em redução de custo e manutenção do nível de qualidade. Desta forma, a fabricação de gabinetes pela união de chapas metálicas por meio da conformação tornou-se um processo atrativo, que preza pela redução de gastos, comparativamente ao processo de soldagem, pois elimina a manutenção das ponteadeiras de solda (Figura 3a) e a compra de insumos, em detrimento à manutenção de moldes de conformação (Figura 3b).

**Figura 3: Em a) Ponteadeira de solda. Em b) molde/ferramenta de *clinch*.**



**Fontes: a) Ponteadeira - Soldas Brasil (2019). b) Tecnologia de união TOX®, [s.d.]. Acesso em: 13 de março de 2020.**

Como todo produto, as máquinas de lavar foram desenvolvidas para atender necessidades de um público ou indústrias. Sendo assim, a maximização do processo de lavagem de roupas deu seu parecer na economia no século XIX, onde o mercado começou a buscar formas de atender o público, fazendo assim um processo que antes era artesanal, tornar-se industrial.

Devido a isso, as ideias de produtos começaram a nascer e com elas as primeiras máquinas, não muito eficientes, que ainda imitavam a movimentação das mãos de quem lavava. Com o tempo, criaram-se máquinas as quais, deixavam a roupa de molho e após agitavam-nas com soluções de detergente e água, e finalmente

as torciam. E foi Schaefer, em 1766, quem elaborou uma lavadora de roupa que trabalhava da maneira descrita acima (TURKAY 1992, 1993; VAN DEN BRECKEL, 1987) sendo operada manualmente. Hoje, já temos máquinas que operam sozinhas, devido a tecnologia, sendo operadas por computadores e que utilizam diversos sensores para analisar as ações e respostas que a máquina deve processar.

As linhas de produção a tempos são estudadas para se encaixarem melhor na visão de mundo atual. Foi assim que Henry Ford alavancou a produção do Ford T. Em 1913, a linha de produção de Ford foi considerada umas das maiores inovações tecnológicas da era industrial, pois devido a ela, o processo como um todo diminuiu consideravelmente o tempo da produção das peças (WOMACK; JONES; ROOS, 2007), fazendo com que produzisse em maior quantidade, e assim, refletisse no preço ao final do processo. As empresas e indústrias buscam elaborar processos que tragam um produto com qualidade em menor tempo para a mão do cliente. Sendo assim, estudos em cima dos mínimos detalhes estão sendo elaborados em todo tipo de ramo. Portanto, no ramo das lavadoras de roupa, têm-se os estudos em cima das junções dos gabinetes, para que este seja resistente à movimentação crítica da máquina, porém, que não gaste muito tempo na linha de montagem (Figura 4). E, desta forma, o processo de *clinch* tem tido grande aplicação na fixação de chapas do gabinete devido ao processo não alterar as propriedades químicas da chapa, pois não necessita de inserção de calor e proporciona um processo rápido e fácil na produção de um gabinete de lavadora de roupa.

**Figura 4: Linha de produção de lavadoras de roupa da Appliance**

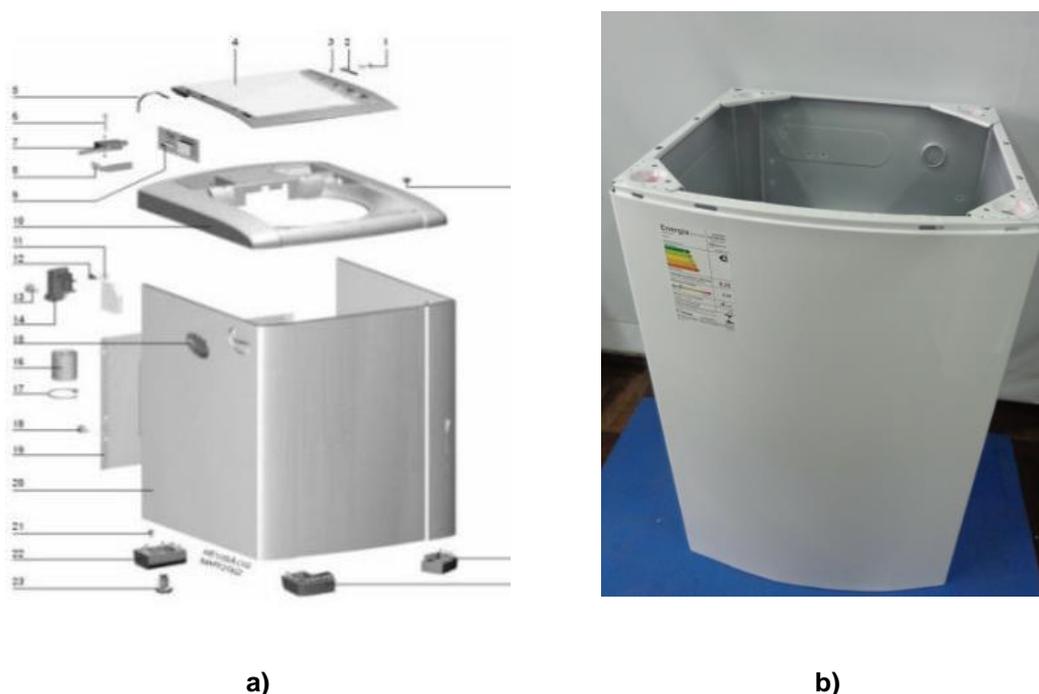


**Fonte: Courier Journal (2015).**

O gabinete da lavadora possui múltiplas funções, como o suporte que mantém o cesto centralizado através de suspensões que amenizam as vibrações. Além disso,

o gabinete fixa o motor e os componentes como bombas de drenagem e injeção, os sensores e os componentes eletrônicos, entre outros. Sendo assim, o gabinete é o componente que absorve parte da energia de vibração que é passada através das molas e amortecedores. Tal vibração é gerada pela rotação do cesto, do motor e do eixo. Como toda vibração, ela causa esforços que afetam pontos de conexão entre os componentes estruturais, muitas vezes sujeitos a concentrações de tensões, como ocorre na junção do gabinete. Os fabricantes nacionais confeccionam gabinetes de diferentes formas. Para exemplificação, foi tomado o gabinete da marca Electrolux, lavadora top load 8 kg. Pode-se observar na Figura 5a), na vista explodida, que o gabinete é formado pela união de uma chapa frontal dobrada em 90° em dois pontos, formando um grande perfil “C”. Este por sua vez é unido junto à uma chapa no fundo. Essa é a união que está sendo avaliada neste projeto.

**Figura 5: Em a) ilustração da vista explodida de uma lavadora de roupa Electrolux top load 8kg. Em b) gabinete branco Electrolux.**



**Fontes: a) Manual de Serviços - Lavadora de Roupas Top Load LT09B - 8kg (2014) b) Electrolux, [s.d.]. Acesso em: 18 de março de 2020.**

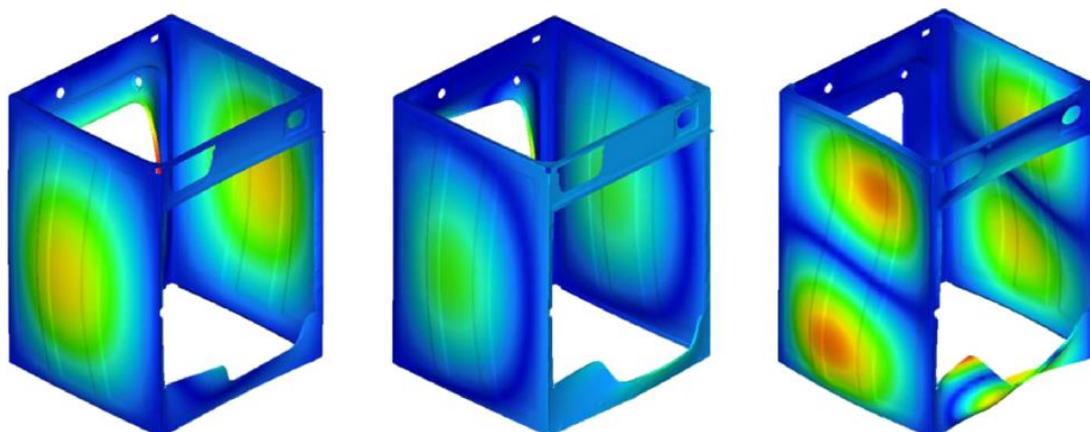
A união de chapas por meio de conformação é um processo antigo que vem ganhando grande foco, principalmente na indústria da linha branca, devido às características já descritas anteriormente. Dessa forma, seu estudo é imprescindível

para a parametrização de suas características quanto à aplicação. A caracterização e quantificação dos esforços, que serão gerados a partir da dinâmica da máquina sobre o gabinete e também sobre os pontos de união por conformação, torna-se fundamental para a implementação satisfatória deste tipo de processo de união em uma indústria.

Esse entendimento do que ocorre nos pontos de união pode ser obtido por alguns métodos, como um estudo de observação, uma experimentação que caracterize os esforços na região, ou então um estudo de elementos finitos, com auxílio de um *software*, algo vantajoso, já que pode diminuir uma grande parte do processo de experimentação.

Pode-se notar, que ao longo dos tempos, as indústrias vêm investindo em métodos para melhorar seus produtos, seja no aspecto estético, estrutural ou em sua longevidade. Considerando o produto como uma lavadora de roupa, alguns aspectos mais importantes se destacam, como o barulho gerado a partir da dinâmica do eletrodoméstico e a longevidade que depende dos esforços originados a partir dos modos de vibração causado pela dinâmica cíclica do produto. Por se tratar de um comportamento rotacional, é comum a aparição de modos de vibração que são originários das frequências de ressonância que aparecem a cada velocidade de rotação específica, principalmente no estágio de centrifugação. Neste caso, a criticidade se baseia na estagnação de tais frequências, o que pode causar danos na máquina. Visto isso, elaborou-se métodos para avaliar, diagnosticar e propor soluções a tal problema. Alguns *softwares* são capazes de analisar, através de métodos de elementos finitos, o comportamento da estrutura ao longo da variação da velocidade de rotação, como podemos ver na Figura 6, em que a simulação elaborada (JUNG, B.K.; JEONG, W.B., 2015) mostra o efeito dos modos naturais de vibração na distorção do gabinete da máquina de lavar, na qual foi utilizado resolução numérica para atender o problema.

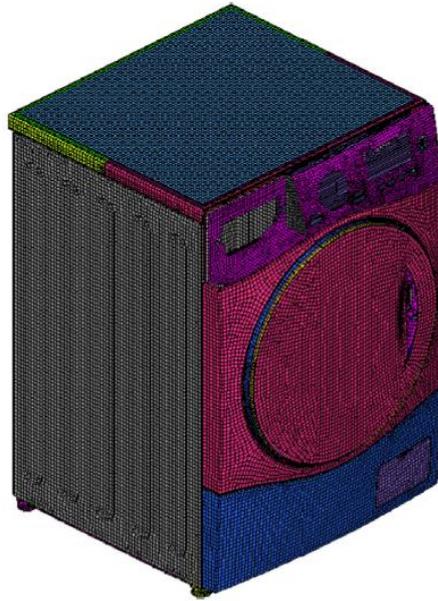
**Figura 6: Resultado por análise numérica dos modos de vibração natural gerado pela simulação de elementos finitos no gabinete de lavadora de roupa.**



**Fonte: JUNG e JEONG (2015).**

O método de elementos finitos se baseia na partição finita do corpo estudado, de modo a analisar o fenômeno em cada parte deste, para resolver seu comportamento de maneira numérica. Para utilizar tal método em uma lavadora de roupa, o corpo é simulado da seguinte forma: seu exterior é definido lealmente, de modo a exibir sua geometria o mais próximo da realidade (Figura 7), enquanto seu interior é simulado simplificada por meio do Métodos de Multicorpos, ou *Multibody Systems* (MBS), no qual a dinâmica dos componentes interiores é simulada por equações que irão descrever o comportamento desses componentes e das interfaces (juntas) que unem os diversos componentes entre si. Desse modo, pode-se monitorar o comportamento dos corpos que estão conectados à suspensão, retirar equações de movimentos, velocidades e acelerações e então transmitir tal dinâmica para a extremidade das suspensões. As condições de contornos se baseiam na fixação com o solo (JUNG, B.K.; JEONG, W.B., 2015). Assim, através de *software*, consegue-se simular o comportamento da estrutura da lavadora ao aplicar diversos valores de frequências e coletar instantes ao qual a deformação para tal ponto se torna crítico para causar dano.

**Figura 7: Modelo de elementos finitos de uma lavadora de roupa.**



**Fonte: JUNG e JEONG (2015).**

O método MBS se baseia na análise de corpos rígidos interligados (mecanismo) que se comportam de forma dependentes um do outro, conectados por juntas que restringem determinados movimentos relativos, de acordo com o tipo de junta (Figura 8). Por meio desse método é possível retirar informações em um componente do mecanismo, sabendo-se o comportamento de outro componente que é ativado por uma força, torque, movimento, etc. Dessa forma, tal método pode ser utilizado para analisar comportamentos cinemáticos, estáticos, quase estáticos e dinâmicos com vários graus de liberdade. Vale ressaltar, que o MBS pode estar ligado à dinâmica direta, ou seja, conhecendo-se a força obtém-se qual a cinemática do corpo e, por outro lado, o MBS pode estar atrelado à dinâmica inversa, a qual se sabe o comportamento cinemático do sistema e se obtêm as forças envolvidas (LARSSON, 2001).

**Figura 8: Modelo MBS da lavadora BRASTEMP 24'' em ADAMS**



**Fonte: SALOMÃO (2007)**

Deste modo, fica evidente a importância da elaboração de um método e um estudo aprofundado para a análise nas junções feitas por *clinch* nos gabinetes das lavadoras de roupa, pois trata-se de uma junção específica e nova no mercado, o que justifica a necessidade de estudos de caracterização para que se tenha um melhor uso desta técnica.

## 2. OBJETIVO

O objetivo principal deste trabalho é quantificar os esforços físicos e margens de segurança nas junções do tipo *clinking* de gabinetes de lavadoras de roupa, a partir de simulações em *software* de Elementos Finitos (FEM), como também a formulação dos parâmetros principais que estes esforços geram a partir de experimentos, assim como direções das tensões e frequências críticas que perturbam as ligações.

Objetivos secundários são:

Agregação de conhecimento no ramo de análises de esforços em mecanismos, principalmente no Brasil, onde existem diversas fábricas do ramo de linha branca, como: *Electrolux, Whirlpool, Panasonic, Latina, Colormaq, Mueller*, etc.;

Estimativa dos esforços por meio de análises numéricas;

Propor estratégias de alteração no processo de fixação dos componentes da máquina com intuito de minimizar os esforços nas junções.

### 3. METODOLOGIA

Neste capítulo, encontra-se detalhada a metodologia para a elaboração do estudo para se dar início à análise de esforços nas uniões por conformação nos gabinetes de uma lavadora de roupa. Por meio dessa metodologia, serão destacados tópicos essenciais como: desenvolvimento em *software* da modelagem do sistema e do processo, análise nas junções do gabinete e simulações para aferir as reações do conjunto em resposta à dinâmica da máquina.

Este trabalho consta do estudo da técnica de união de chapas por meio de conformação à frio, o *clinking*. Esta etapa trará diversas informações relevantes ao trabalho, sendo a principal informação, as principais características dos mecanismos de conformação, parâmetros de controle e melhor desempenho quanto à direção de intensidade de esforços.

A principal metodologia aplicada nesta etapa é a investigação, junto às bases de dados: *Webofscience*, Periódicos Capes, *Journals* e revistas da área, além de teses, dissertações e patentes sobre temas com aderência direta e/ou indireta a este estudo.

#### **3.1. Desenvolvimento da modelagem da lavadora**

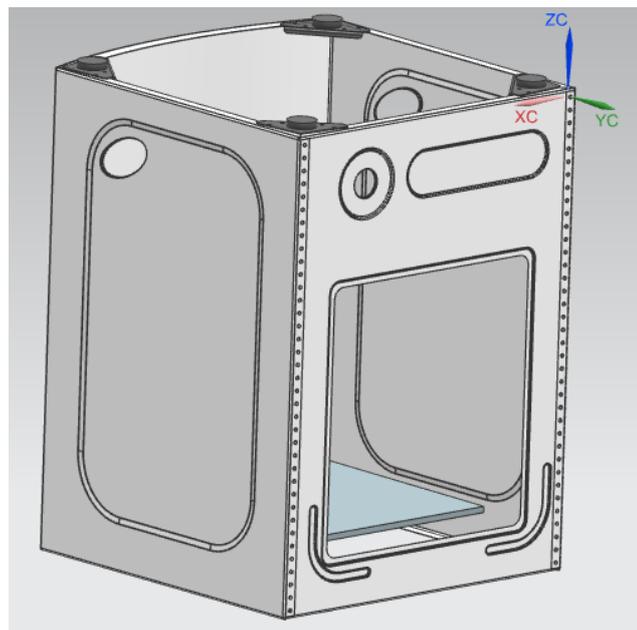
Esta etapa incorporou o estudo teórico sobre a geometria dos componentes de uma lavadora de roupa, com objetivo de implementar um modelo virtual que atendesse as demandas para as etapas seguintes.

A dinâmica do sistema e os consequentes esforços sobre o gabinete foram estimados por meio de informações de modelos comerciais e por estudos de artigos da área. Informações como: dados do motor, relações de transmissão, velocidades de centrifugação e agitação, modelos de órbitas do cesto, etc.

De porte desses parâmetros que descrevem a dinâmica e geometria do sistema, foi iniciado a construção de um modelo virtual, utilizando o *software* comercial NX (Siemens). Sendo assim, elaborou-se um modelo de lavadora de roupa, contendo alguns componentes essenciais para obter a melhor modelagem possível. Nessa etapa, foi definido que seria efetuado apenas a modelagem da estrutura externa, composta de chapas do gabinete, cantoneiras de sustentação e amortecedores. Deste modo, a dinâmica do conjunto interno (cesto, motor e demais componentes acoplados ao conjunto), seriam suprimidos apenas pela consequência que estes geram no

sistema: a órbita do cesto. Deste modo, estimando os dados cinemáticos da órbita do cesto, e transferindo esses dados de deslocamentos aos amortecedores, entendeu-se que assim seriam transferidos os esforços necessários para avaliar a tendência de deformação na estrutura do gabinete e conseqüente carregamento nos pontos de união na estrutura do gabinete. A Figura 9 detalha o modelo em *Computer Aided Design* (CAD) utilizado para a geração do estudo FEM.

**Figura 9: Modelo adotado para estudo do FEM**



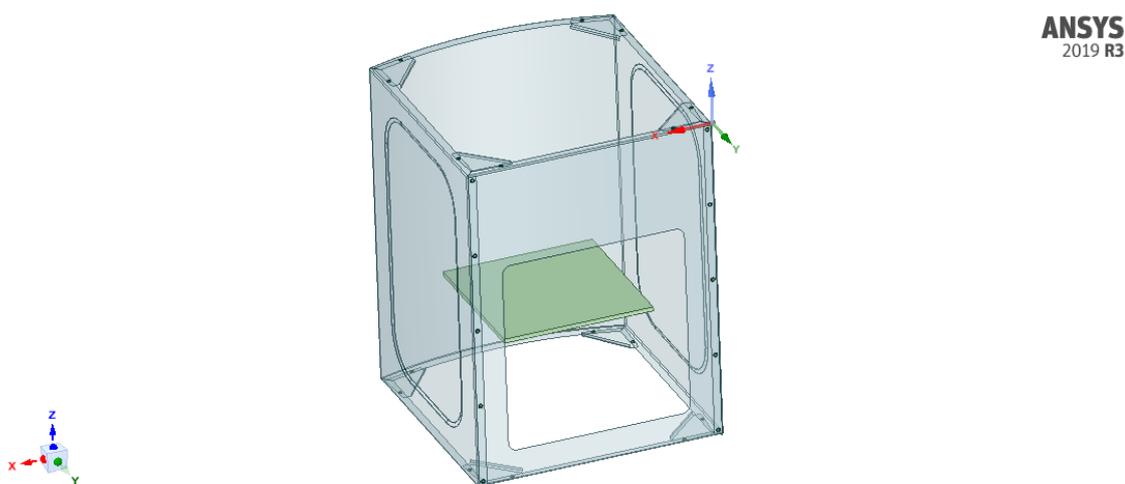
**Fonte: Autor**

Na imagem é possível observar uma placa no interior da estrutura, que foi inserida com intuito de auxiliar a modelagem da dinâmica do cesto e assim servir de base para inserção dos amortecedores, centralizada em relação aos quatro pontos de fixação das suspensões. As chapas em branco constituem o gabinete formado por 2 chapas (frente e fundo). Em preto são as cantoneiras, divididas em 2 tipos: superiores, que recebem os amortecedores, e as inferiores (não mostradas na imagem), que recebem os pés ligados ao solo.

Após a criação do modelo CAD, foi preciso fazer algumas simplificações por conta da análise da malha do modelo na simulação. Devido ao grande número de elementos e nós criados na geração de malha, suprimiram-se alguns detalhes da geometria utilizando a ferramenta do Ansys: *Spaceclaim*, na qual foram removidos alguns cantos e filetes, regiões conformadas, etc. Entende-se que a função dos

rebaixos nas chapas metálicas é promover regiões com rigidez estrutural para o corpo, e que ao suprimir tais detalhes pode influenciar nas respostas do sistema em relação aos deslocamentos e tensões, assim como seus modos de vibrar. Além disso, para complementar a estrutura foi inserida uma massa concentrada para simular a roupa úmida e demais massas suspensas como cesto e motor, na região central que se encontra a placa que conecta as suspensões da máquina. O valor da massa concentrada depende do caso a ser analisado, sendo que foi definido um valor de 20kg para simular o caso de haver apenas roupa úmida no cesto da máquina, e 100kg para simular o caso de a máquina estar em regime de molho, desconsiderando valores de inércia de massa dos componentes, como cesto e motor, com intuito de minimizar problemas de processamento da simulação. Sendo assim, a Figura 10 a seguir ilustra a geometria simplificada, com exceção dos quatro elementos que representam os amortecedores que unem os vértices da base às cantoneiras superiores da estrutura, que serão melhor detalhados adiante.

**Figura 10: Modelo simplificado para estudo do FEM**



**Fonte: Autor**

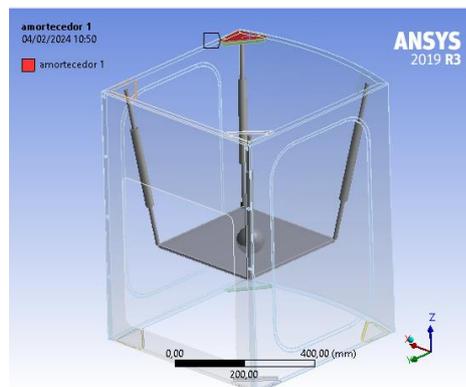
Para otimização da geração de malha, a estrutura das placas foi alterada do uso de sólido com volume para áreas planas, mais representativos para descrever o comportamento de chapas metálicas através de malhas formadas por elementos de casca (shell). As áreas foram extraídas a partir das superfícies mediais dos sólidos. Desta forma, foi conservada a espessura da geometria sendo um dado informado ao *software*.

### 3.2. Análise dos vínculos do sistema

Nesta etapa, foram analisados os tipos de juntas que o modelo detém, como mancais, olhais, amortecedores, fixadores, molas, etc. É imprescindível que a modelagem dos vínculos atendesse o cenário real para a correta aferição dos esforços nestes. Sendo assim, com auxílio do *software*, foi possível estipular junções e relações adequadas para o mecanismo modelado.

As juntas dos amortecedores foram definidas como juntas esféricas, o que permite as rotações em todos os graus de liberdade, em relação tanto à base do cesto, quanto às cantoneiras. A Figura 11 mostra os elementos que simulam os amortecedores.

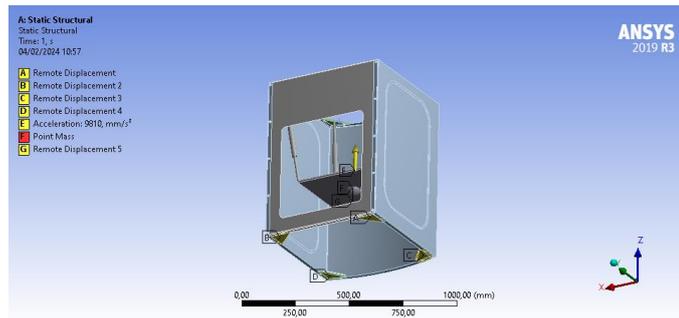
Figura 11: Destaque dos elementos amortecedores do modelo



Fonte: Autor

A fixação ao solo foi definida de modo que não gerasse um sistema hiperestático (Figura 12). Então se definiu que a cantoneira inferior A estivesse totalmente fixada nos eixos X, Y e Z, enquanto a cantoneira B tivesse a fixação em Y e Z, a cantoneira C tivesse a fixação em X e Z, e a cantoneira D tivesse apenas a fixação em Z. Além disso, foi necessário retirar os graus de liberdade de rotação da base ligada aos amortecedores com intuito de convergência da simulação, permitindo apenas os graus de translação. Neste momento também foi aplicado a aceleração da gravidade com valor de  $9,81\text{m/s}^2$ .

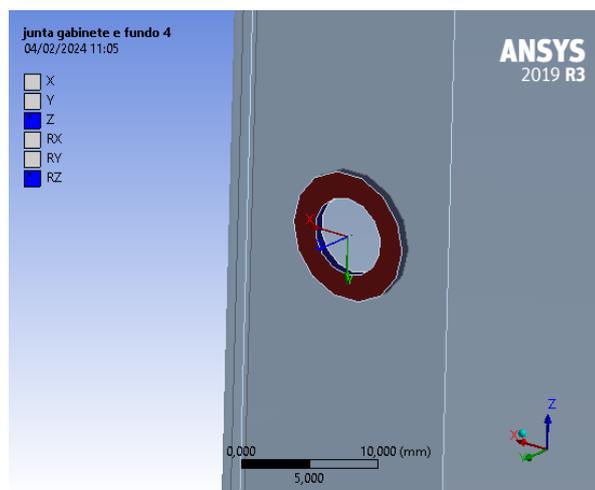
**Figura 12: Fixação da estrutura com o solo**



Fonte: Autor

Os *clinchings* foram definidos como junções cilíndricas (Figura 13), restringindo 2 graus de rotação e 2 de deslocamento, nos eixos X e Y de referência, associados a pequenas molas que simulam sua rigidez, que limitam o deslocamento em Z das duas superfícies de chapa unidas pelo *clinch*, porém permitindo que cada ponto possa rotacionar no eixo ortogonal a face da placa. Desta forma, foi possível aferir as forças nas junções devido a análise do deslocamento e força de reação dessas pequenas molas em relação às chapas que as interligam. Vale notar que não foram configuradas relações adicionais de contatos entre os componentes de chapas, além dos vínculos já citados, para que o fluxo de esforços provenientes da dinâmica da máquina fosse transmitido exclusivamente pelas molas que simulam os *clinchs*, componentes que seriam monitorados. Vale notar que tal simplificação pode impactar nos resultados do sistema.

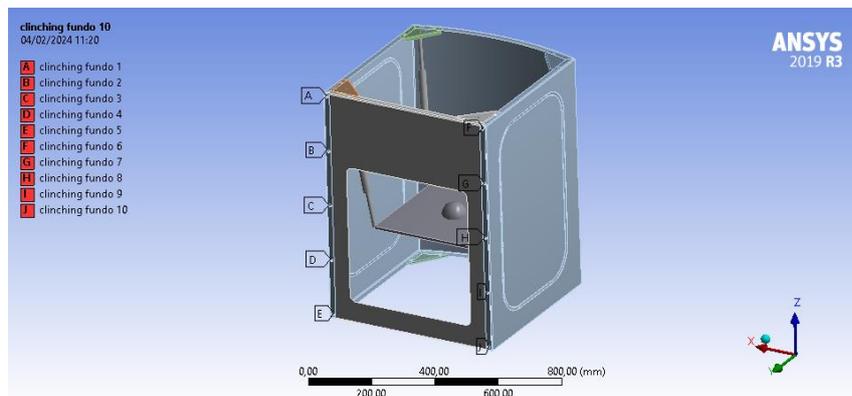
**Figura 13: Junta aplicada às regiões do *clinch***



Fonte: Autor

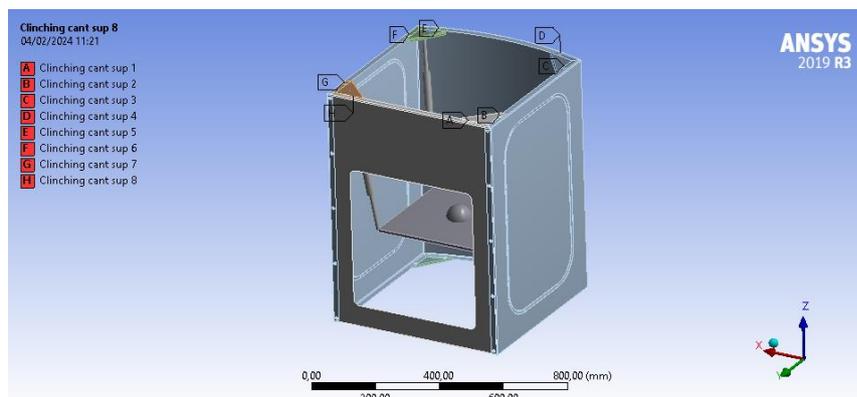
Para implementação na análise de força das molas que simulam o *clinch*, foi necessário vincular um “*Remote point*” (objeto do Ansys, que associa uma região delimitada, seja ponto, área ou volume, em um ponto discreto) a área delimitada pelo *clinch* em ambas as placas que seriam unidas. Desta forma, as molas foram vinculadas a esses “*Remote points*”, com constante de 50N/mm os conectando. Este valor foi adotado apenas para promover uma rigidez elevada no ponto de conexão, e assim não afetar a rigidez do sistema, possibilitando o monitoramento dos esforços nesses componentes através de ferramentas do Software. Este método foi aplicado para cada ponto de junção na estrutura, para conectar as placas do gabinete, e as placas das cantoneiras ao gabinete, como mostra as figuras 14, 15 e 16 a seguir.

**Figura 14: Remote point associados às regiões do *clinch* do gabinete**



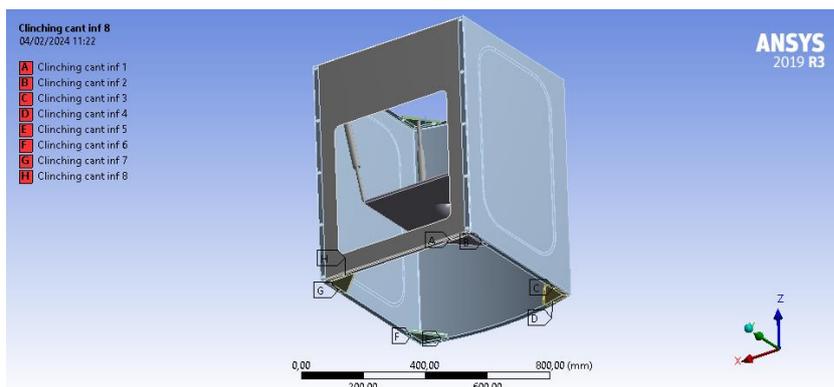
Fonte: Autor

**Figura 15: Remote point associados às regiões do *clinch* das cantoneiras superiores**



Fonte: Autor

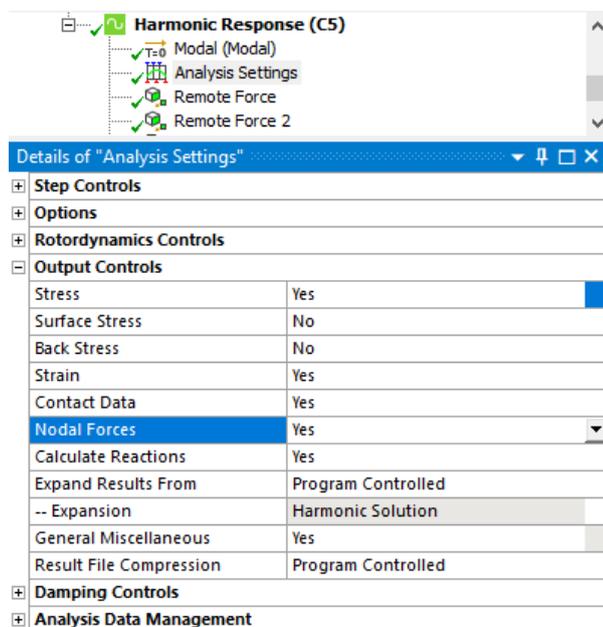
Figura 16: Remote point associados às regiões do *clinching* das cantoneiras inferiores



Fonte: Autor

Além disso foi necessário informar ao *Software* que armazenasse em processamento durante as etapas de cálculo dados de forças nodais para que na última etapa fosse possível utilizar a função que analisa as forças das molas. Isso foi feito habilitando a função “*Nodal force*”, em “*Output Control*”, em “*Análise settings*” na etapa da simulação harmônica. E apenas assim foi possível habilitar a função de “*Probe Spring*” para obter as forças atuantes nos *clinchings*.

Figura 17: Dados de controle de resposta da simulação harmônica



Fonte: Autor

Nessa etapa foram definidos os dados dos amortecedores (Figura 18), sendo que sua rigidez foi estimada em 5 N/mm, e o coeficiente de amortecimento foi

estimado em 1000 Ns/m, com um comprimento de 498,52mm de uma extremidade a outra. Estes valores foram definidos para o projeto de iniciação científica do autor (Estudo de Elementos Finitos para obtenção de valor de esforços nas uniões montadas por conformação em gabinetes de lavadoras de roupa; CNPQ; 2022) e puderam ser utilizados no projeto de monografia em questão.

**Figura 18: Constantes aplicadas aos amortecedores**

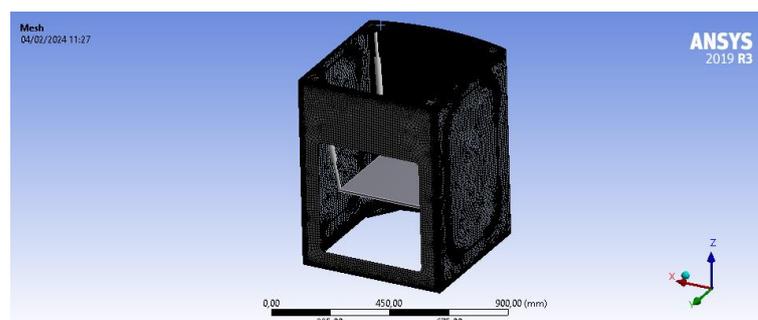
Definition	
Material	None
Type	Longitudinal
Spring Behavior	Both
<input type="checkbox"/> Longitudinal Stiffness	5, N/mm
<input type="checkbox"/> Longitudinal Damping	1, N-s/mm
Preload	None
Suppressed	No
Spring Length	498,52 mm
Element APDL Name	

**Fonte: Autor**

### **3.3 Geração de malha da estrutura**

Tratando-se da implementação do método de elementos finitos, é imprescindível a aplicação de uma malha adequada para o sistema, porém, capaz de proporcionar um número de elementos e nós que seja calculável em tempo hábil para o computador. Desta forma, utilizou-se a ferramenta de métodos de criação de malha, do Ansys, aplicando a malha voltada para elementos de chapas. Foi monitorado durante as iterações os tamanhos dos elementos criados, convergindo para elementos de 10 mm para uma estrutura que tem um tamanho da ordem de 500mm. Desta forma foi gerado uma malha que tem 117.235 elementos e 118.402 nós. Sendo assim foi gerada a malha mostrada na Figura 19.

**Figura 19: Malha aplicada ao modelo**



**Fonte: Autor**

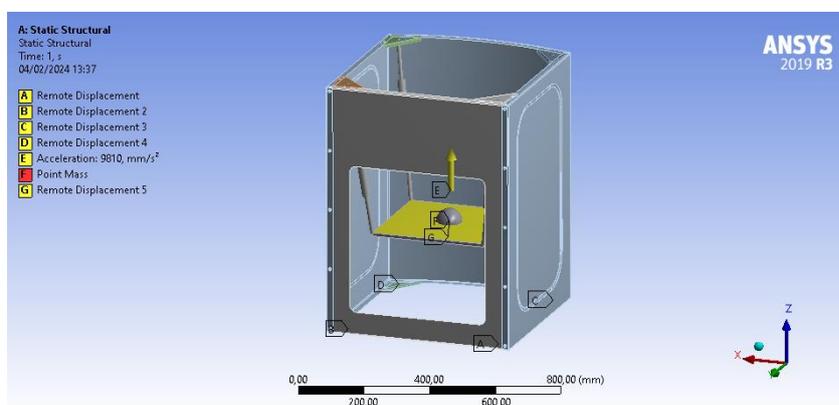
É possível notar que não há aplicação de malha nos amortecedores e placa central, uma vez que os amortecedores são objetos com rigidez e amortecimento definidos por valores pré-definidos e não pela sua geometria, já a placa central foi modelada como um corpo rígido que apenas recebe as entradas do sistema.

### 3.4 Simulação estática do sistema

Para validar o sistema e dar início a simulação, foi elaborada uma análise estática com intuito de analisar o comportamento do sistema simulando o gabinete com o maior peso possível: o regime de molho da roupa. Para isso, valores iniciais foram inseridos, como aceleração da gravidade e massa do sistema. Foi estipulado que a massa concentrada na placa central nesse momento seria de 100 kg.

Posteriormente, com objetivo de servir de entrada para as simulações seguintes, foi efetuado a análise estática, porém analisando o momento de pré-centrifugação com o sistema sendo submetido a uma carga estática devido apenas pela roupa úmida. A massa em questão foi alterada para 20 kg. A Figura 20 a seguir mostra o modelo a ser simulado por uma análise estrutural estática.

Figura 20: Modelo da simulação Estrutural estática



Fonte: Autor

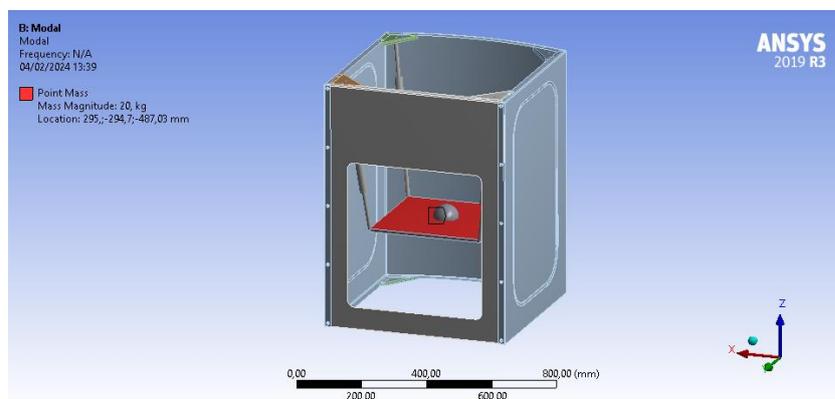
Em ambos os casos o objetivo é obter respostas de tensões equivalentes e deslocamentos na estrutura, assim como forças nas junções. Para isso foi habilitado na solução que o *software* gerasse dados de: Deslocamento total e tensão equivalente para obter respostas da estrutura e “*Probe – spring*” para registrar os esforços resultantes nas molas que simulam os *clinchings*.

### 3.5 Simulação modal do sistema

Como se trata de um trabalho que visa atingir uma análise harmônica do sistema, foi necessário efetuar previamente a análise modal da estrutura, que consiste em avaliar os modos de vibração que a estrutura pode ser excitada. Estes modos são utilizados para compor a resposta no domínio da frequência do sistema quando estimulado por um agente externo. Em outras palavras, os modos de vibração podem ser entendidos como maneiras que a estrutura está sendo mais exigida em respectivas frequências críticas.

Para isso, foi necessário obter os modos da estrutura entre as frequências de 0 a 90Hz. Verificou-se que esta faixa de frequência atende 90% do comportamento do sistema, sendo um fator considerável para expressar confiabilidade na simulação. Além disso, nesta faixa de frequência detém modos suficientes para servirem de entrada na análise harmônica que visa atingir a faixa de 0 a 70Hz. A Figura 21 a seguir mostra o modelo a ser simulado por uma análise modal.

Figura 21: Modelo da simulação “Modal”



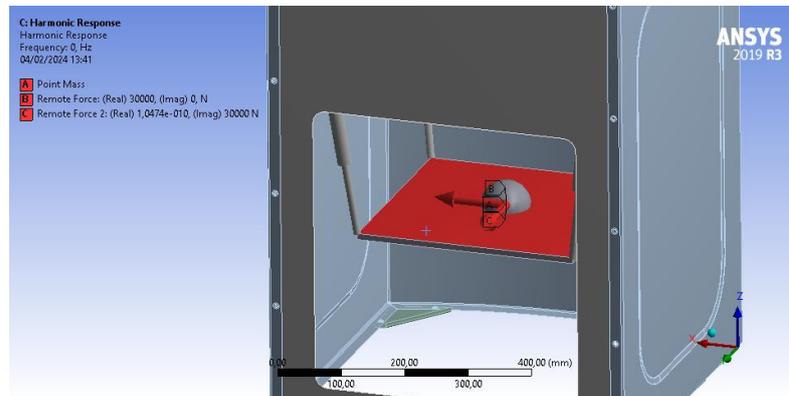
Fonte: Autor

### 3.6 Simulação harmônica do sistema

Nesta etapa, foi inserida a dinâmica do cesto como forma de excitação do sistema. Para isso, a obtenção dos parâmetros dessa movimentação foi baseada na literatura. Em testes experimentais nas bibliografias (SALOMÃO, 2007), obteve-se a órbita do cesto na centrifugação. Com intuito de modelagem, foi definido que essa órbita pode ser descrita como uma circunferência de raio de 8mm perto da frequência de excitação de 60Hz. Sendo assim, foi definido que a base seria excitada em duas direções ortogonais no plano da base, por funções harmônicas defasadas de 90° que

descrevem a força do cesto (Figura 22). Deste modo, foi obtido o módulo da força necessária para atingir uma amplitude de órbita de 8mm, na região de trabalho, 60Hz, por meio da análise de resposta em frequência na região que simula a base do cesto.

**Figura 22: Modelo da simulação “*Harmonic Response*” com as entradas de excitação da base**



Fonte: Autor

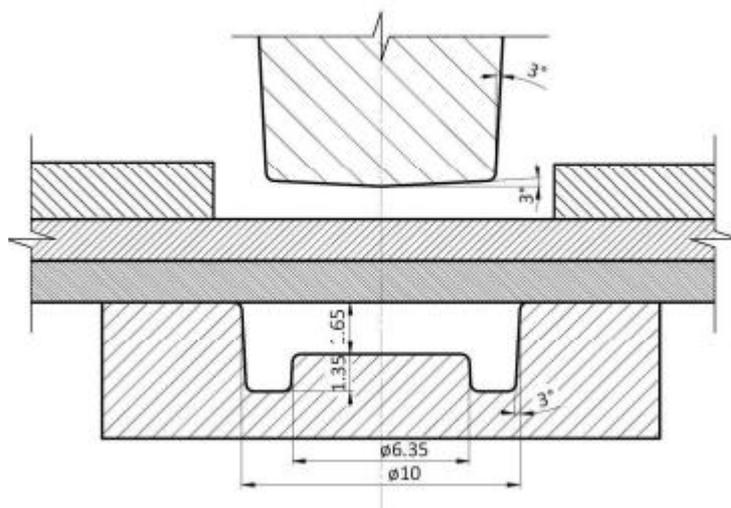
Sendo assim, após ter todos os parâmetros necessários para simular o cenário mais crítico da máquina, a centrifugação, foi gerado o estudo de caso correspondente.

### **3.7 Desenvolvimento da modelagem do *Clinching* utilizando FEM**

Nesta etapa foi necessário estimar a geometria das ferramentas que originam a junção: punção e matriz. Isso foi elaborado se baseando em dados obtidos por Tenório et al (2017). Desta forma, foi criado um modelo, e utilizando o *software* Qform, para simular a conformação, seguido de casos visando simular falhas para obter cargas críticas de colapso. Este *software* de elementos finitos é utilizado para avaliar processos de conformação e utiliza um método de geração de malha adaptativa essencial para análise do processo de *clinchings*, uma vez que se trata de uma conformação a frio, necessitando de um refinamento de malha em determinados locais do corpo.

Os dados de geometria gerados foram para atender uma conformação em 2 chapas de 0.65mm cada, para avaliar os *clinchings* para fixar as chapas do gabinete e outra com 2 chapas, uma de 0.65mm e outra de 1.5mm, para avaliar os *clinchings* nas cantoneiras com o gabinete. A primeira geometria foi disposta para ter um diâmetro nominal de 6mm, e a segunda para ter um diâmetro nominal de 10mm. Um exemplo é mostrado na Figura 23.

**Figura 23: Exemplo de geometria para *Clinching***

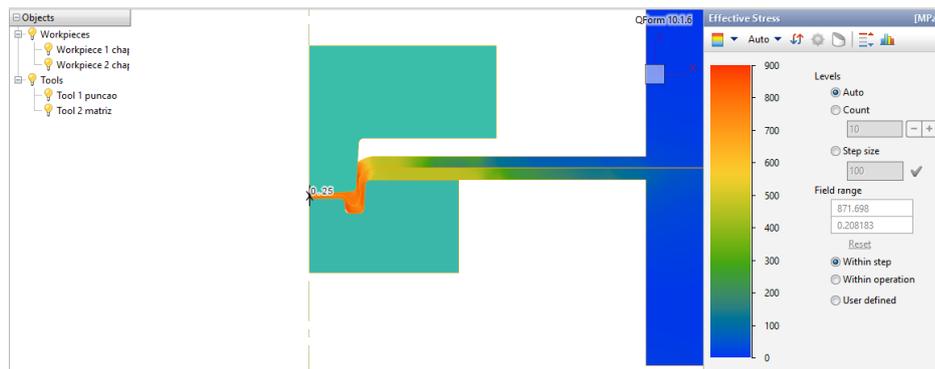


**Fonte: Tenório *et al*, 2017**

O processo para criação da junção seguiu os seguintes passos: foi inserida a geometria criada no NX e foram definidas as ferramentas (punção e matriz) e as peças de trabalho (chapas). Neste momento, a geometria do modelo foi construída por simetria circular, onde foi possível a modelagem em seção das ferramentas e peças de trabalho. Isso foi possível devido ao caso analisado, que se trata de uma análise de esforço unidirecional no eixo simétrico e na entrada do Software que possibilitou a inserção do modelo Axissimétrico simplificado. Posteriormente, definiram-se os dados das peças de trabalho, como material sendo Aço Carbono 1045 a frio, temperatura de trabalho a 20°C e a lubrificação entre uma chapa e outra como não lubrificada. Em seguida foram definidos os dados das ferramentas, como material sendo um aço duro H13 HRC50 e também o tipo de carga e dinâmica que as ferramentas iriam inserir no processo. Para isso foi definido que a matriz permanecesse fixa e o punção atuando como uma prensa mecânica de 6,3MN. O passo seguinte foi atribuir condições de contorno e parada, sendo que o punção deveria chegar em uma distância de 0,25mm da matriz para haver uma boa conformação das chapas, e foi definido o ambiente com temperatura de 20°C.

Sendo assim foi gerado o estudo de caso para a primeira combinação de chapas (2 chapas de 0.65mm cada) e obteve-se o comportamento apresentado na Figura 24.

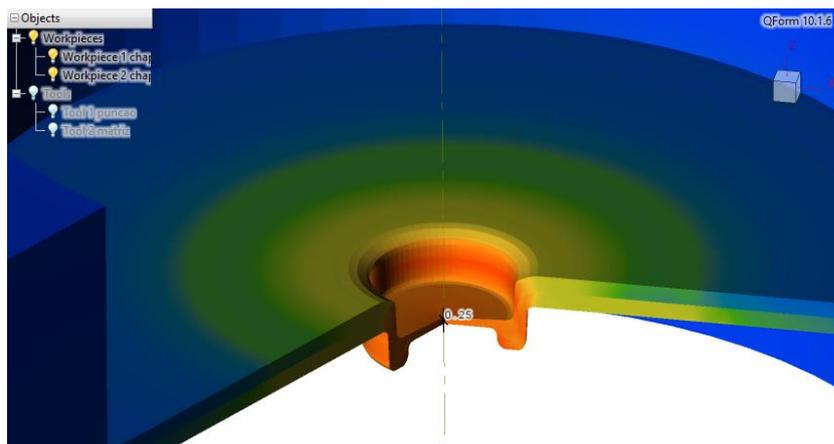
**Figura 24: Conformação das chapas no Qform**



Fonte: Autor

Pode-se notar que a chapa inferior está restringindo a chapa superior, e isso é fundamental para caracterizar o *Clinching*. A figura 25 destaca tal junção.

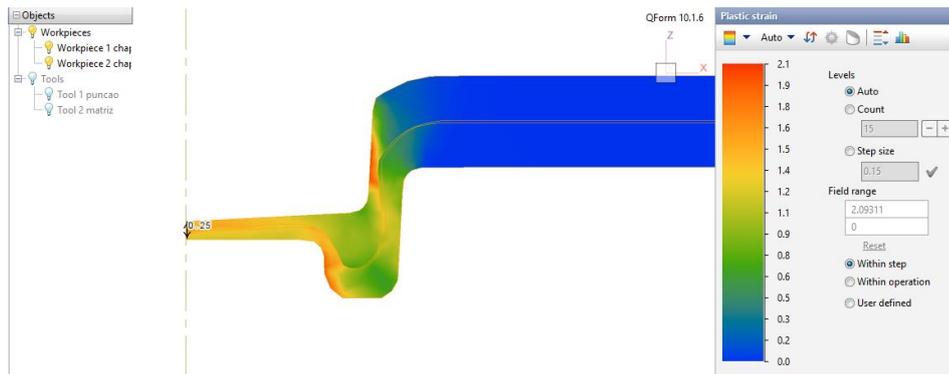
**Figura 25: Modelo 3D do *Clinching***



Fonte: Autor

Desta forma foi possível validar tal modelo, uma vez que este atende as características do *Clinching* em literatura.

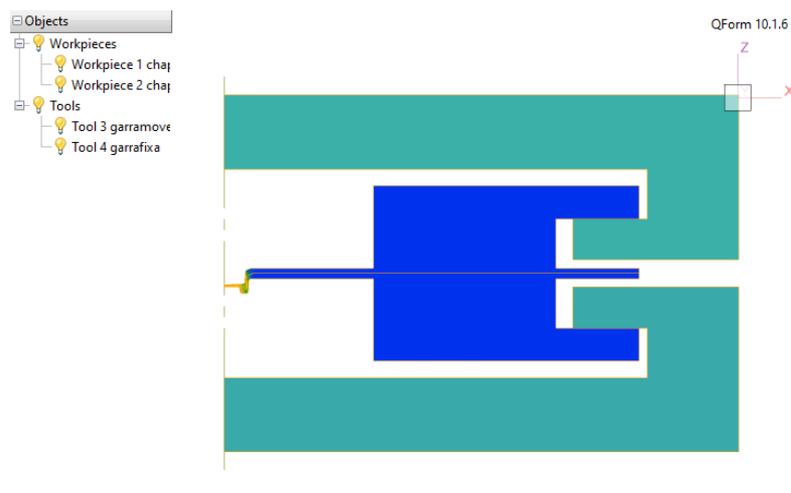
**Figura 26: Deformação plástica na região**



Fonte: Autor

Tendo isso, foi inserido um novo processo com intuito de avaliar a resistência à tração nesta região. Para isso a geometria elaborada anteriormente possibilitava a inserção de ferramentas do tipo “garras”, para realizar um modelo de teste de tração (Figura 27).

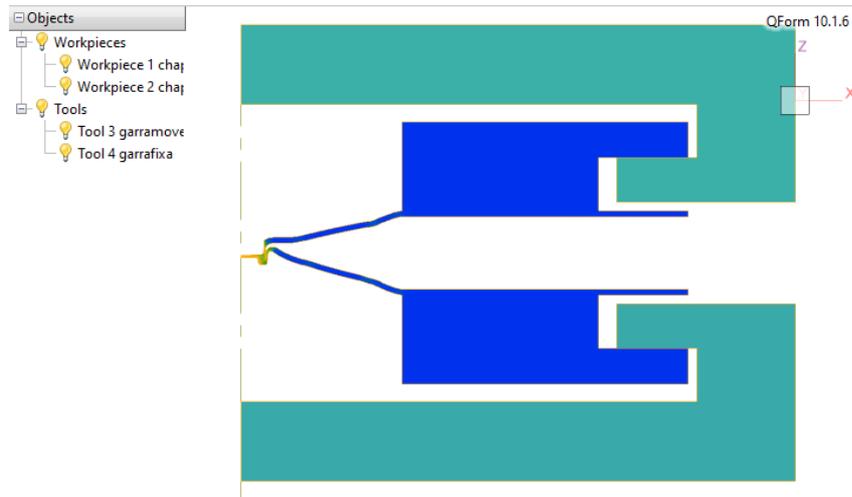
**Figura 27: Modelo do teste de tração para o *Clinching***



Fonte: Autor

Sendo assim, da mesma forma citada anteriormente foram definidos os passos e foi definido que a garra superior seria modelada por uma prensa mecânica de 6,3MN realizando carga para colapsar a região, ou seja, abrir a conformação, como ilustrado na Figura 28.

**Figura 28: Colapso da região teste de tração**



**Fonte: Autor**

Pode-se notar que a região foi colapsada e passos posteriores mostraram que as chapas foram completamente separadas. Dessa forma foi possível, a partir de ferramentas gráficas do software, obter as cargas críticas de tração para colapsar as junções avaliadas, tanto das chapas de 0,65mm, quanto das chapas de 1,5mm com 0,65mm.

Posteriormente, foi efetuado o mesmo procedimento para analisar a junção do gabinete com as cantoneiras. Sendo assim foi gerado o estudo de caso para a segunda combinação de chapas (1 chapa de 0.65mm com um chapa de 1,5mm)

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados podem ser divididos nas seguintes partes: obtenção dos dados de cargas críticas a partir do FEM nos tipos de *clinchings* avaliados; análise dos esforços na estrutura do gabinete no caso estático, simulando o regime de molho da roupa; análise dos esforços na estrutura do gabinete no caso estático, simulando o regime pré-centrifugação; os modos de vibração da estrutura do caso modal e suas frequências de ressonância; e por fim os esforços nas junções e estrutura do gabinete sendo submetido às forças harmônicas.

### 4.1. Obtenção de cargas críticas a partir do FEM: Software Qform

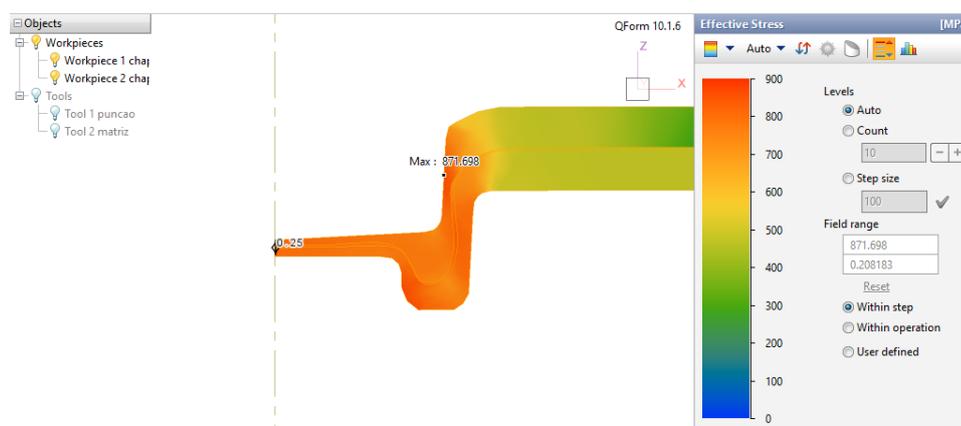
Nesta etapa foram obtidos resultados para 2 tipos de combinações de chapas:

- *Clinching* do gabinete: 2 chapas unidas de 0.65mm de espessura cada, com diâmetro nominal de 6mm.
- *Clinching* do gabinete com cantoneira: 2 chapas unidas com um de 0.65mm de espessura e outra com 1.5mm, com diâmetro nominal de 10mm.

#### 4.1.1. Dados do *Clinching* de 6mm

Para a conformação desse caso, foram obtidos os seguintes valores de tensão equivalente, onde nota-se que o máximo valor é de 871,7, com escala em [MPa] (Figura 29).

Figura 29: Conformação das chapas de 0.65mm (*Clinching* 6mm)

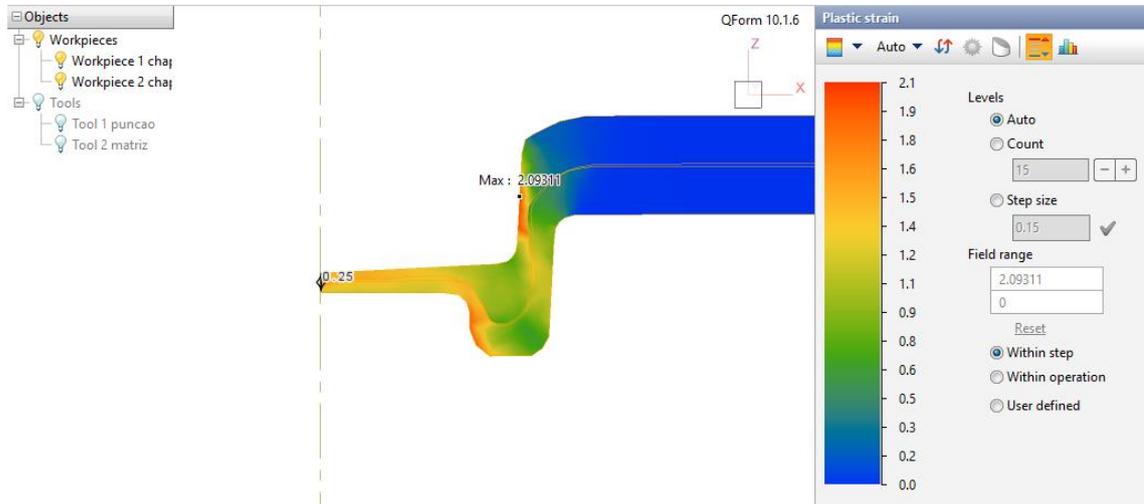


Fonte: Autor

Para este caso, a máxima tensão equivalente foi de 871.7MPa, possibilitada pelo mecanismo de plastificação, o que gera o aumento da tenacidade da região

deformada através do encruamento. A Figura 30 possibilita a observação da deformação plástica da região.

**Figura 30: Deformação plástica das chapas de 0.65mm (Clinching 6mm)**

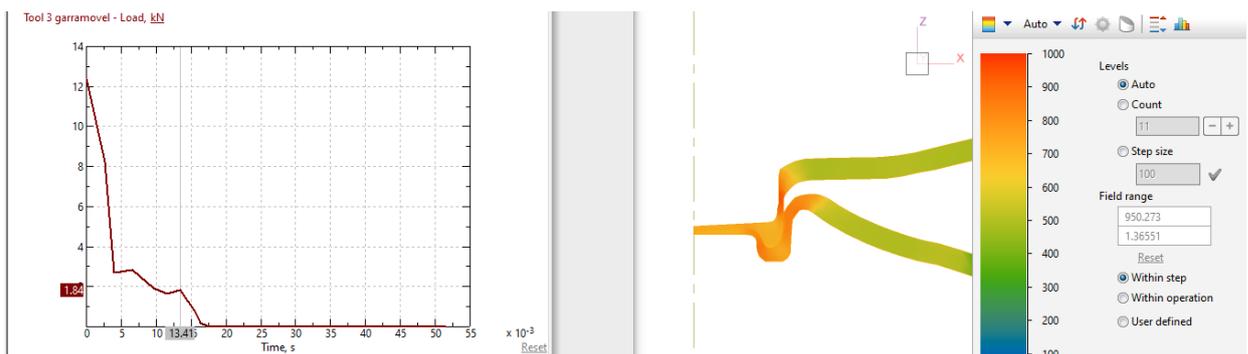


Fonte: Autor

É possível notar que a deformação máxima da região é de 2.09, um valor significativo e característico de processos de conformação.

Para o teste de tração neste caso, obtiveram-se os seguintes dados (Figura 31).

**Figura 31: Carga no momento de falha da junção (Clinching de 6mm)**



Fonte: Autor

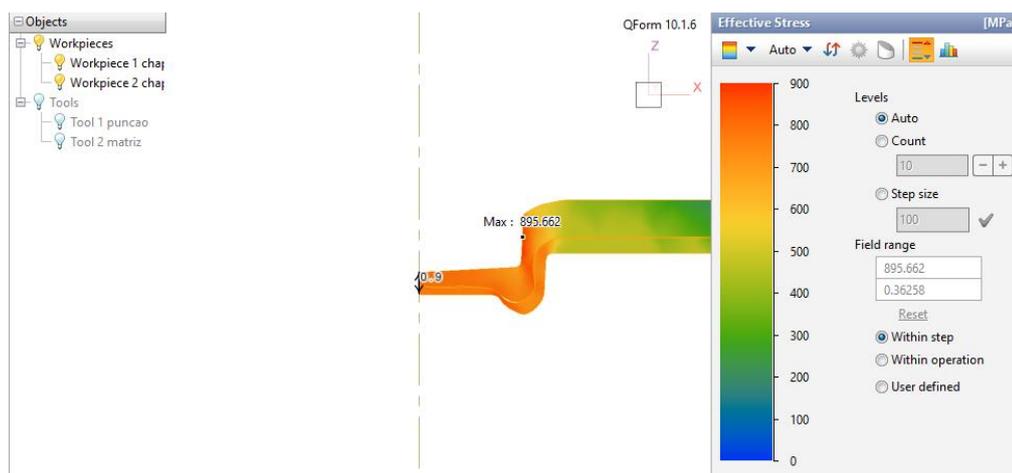
É possível notar que o gráfico do lado esquerdo, que monitora a carga executada pela prensa mecânica, mostra inicialmente valores altos de carga que vão decaindo, até o momento que ocorre a falha. Num primeiro momento, o pico mais alto de força mostra a abertura das chapas da junta e o patamar antes da falha mostra o

esforço para abrir a junta em si. Neste momento, a prensa necessita executar mais força para continuar seu curso, e então quando esta gera uma carga de 1.84kN (13.41ms) a junção é colapsada, do modo que é mostrado no lado direito. Sendo assim a força necessária de tração para abrir o *Clinching* é de 1.84kN. Outras forças evidenciadas no gráfico se devem a resistências ao atrito entre as chapas, e também flexões que resistiram devido ao ponto de junção.

#### 4.1.2. Dados do *Clinching* de 10mm

Para a conformação desse caso, foram obtidos os seguintes valores de tensão equivalente, onde nota-se que o máximo valor é de 895,7, com escala em [MPa] (Figura 32).

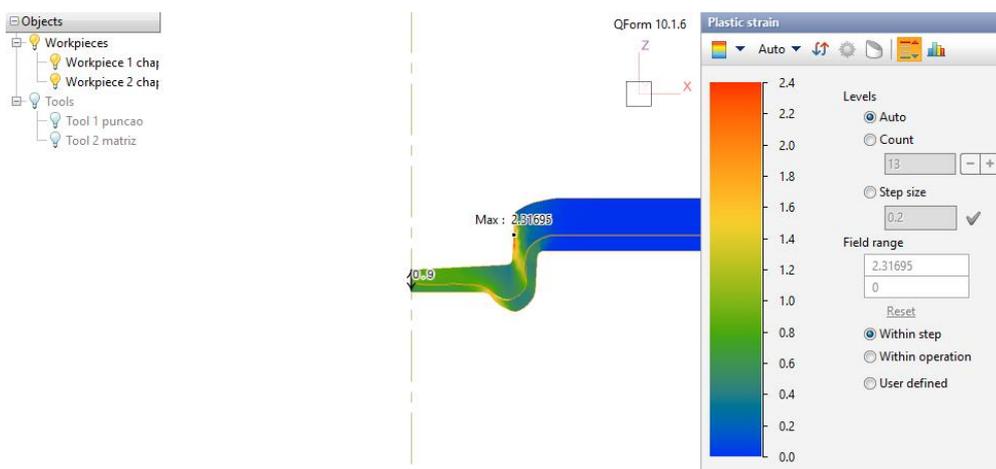
Figura 32: Conformação das chapas de 1.5 e 0.65mm (*Clinching* 10mm)



Fonte: Autor

Para este caso, a máxima tensão equivalente foi de 895.7MPa, possibilitada pelo mecanismo de plastificação, o que gera o aumento da tenacidade da região deformada através do encruamento da região deformada. A Figura 33 possibilita a observação da deformação plástica da região.

**Figura 33: Deformação plástica das chapas de 1.5 e 0.65mm (*Clinching* 10mm)**

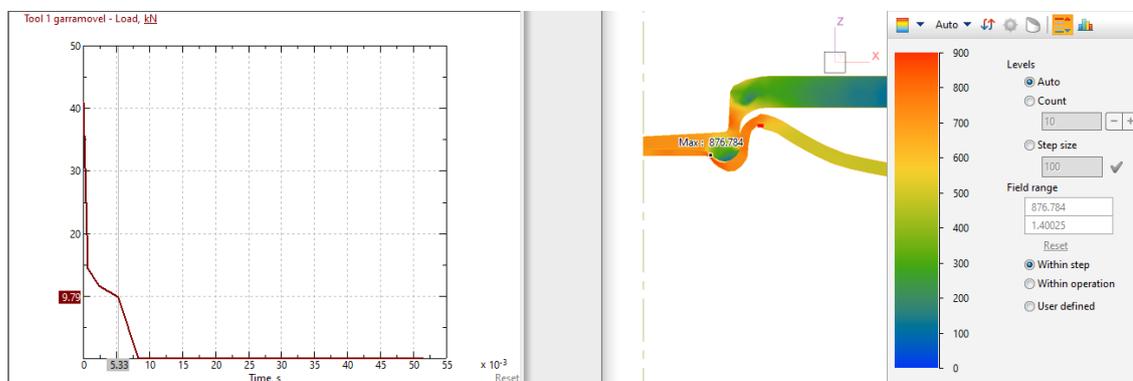


Fonte: Autor

É possível notar que a deformação máxima da região é de 2.31, um valor significativo e característico de processos de conformação.

Para o teste de tração neste caso, obtiveram-se os seguintes dados (Figura 34).

**Figura 34: Carga no momento de falha da junção (*Clinching* de 10mm)**



Fonte: Autor

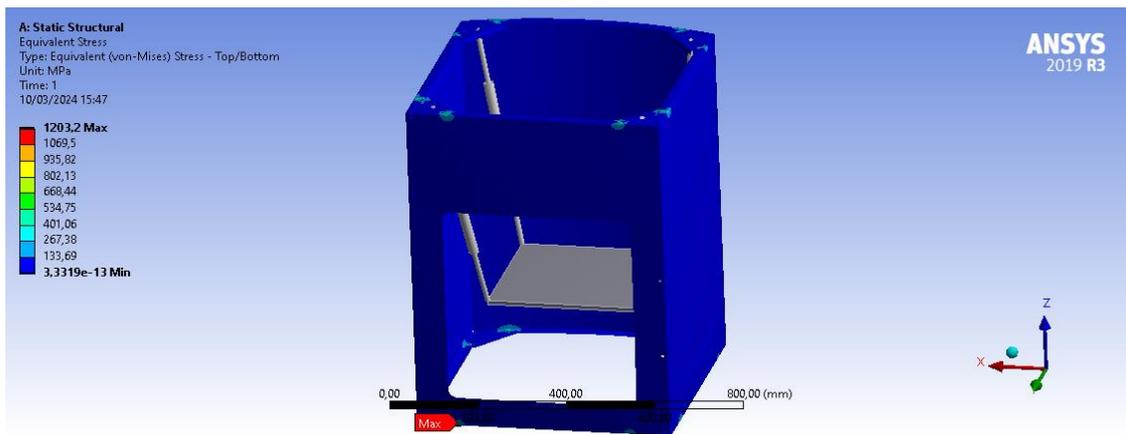
O processo ocorre de maneira análoga ao caso anterior, obtendo-se como resultado uma força de 9.79kN para abrir o *clinching*.

#### **4.2. Caso estático (regime de molho): Análise dos esforços**

Nesta etapa foi possível obter os seguintes resultados: tensões equivalentes e deslocamentos da superfície da estrutura e forças ortogonais às regiões que modelam os *clinchings*.

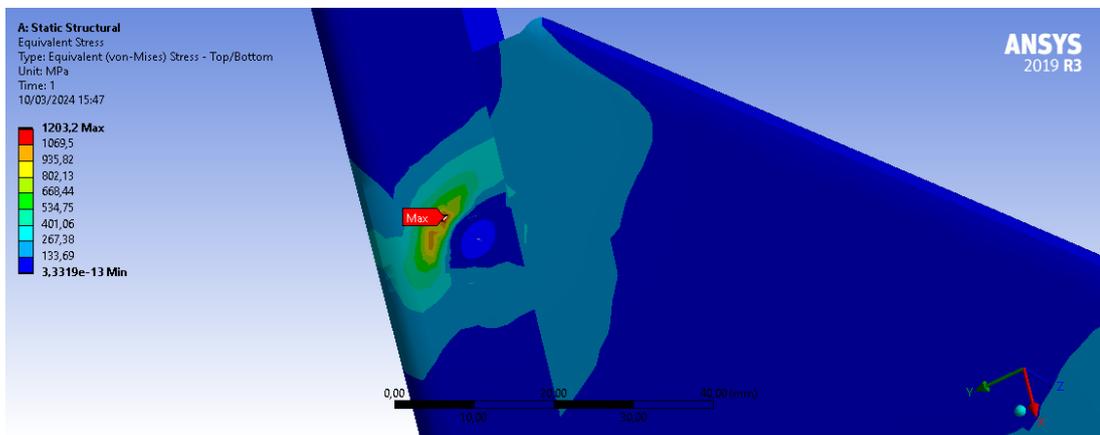
Em relação às tensões, a Figura 35 mostra a distribuição de tensões de von Mises na estrutura do gabinete para este caso. Vale notar que o ponto máximo de tensão se encontra próximo a região de um *clinch* na cantoneira inferior (Figura 36). Nota-se que os valores ao redor do ponto de união são elevados, isso é devido a geometria do modelo que causa um concentrador de tensão muito localizado, cuja natureza tão elevada deve-se a uma limitação do modelo, que impõe uma restrição muito rígida levando a alguns valores muito altos imediatamente ao lado do ponto em que as restrições são aplicadas e numa área muito restrita. No caso real, vale lembrar que o processo *clinch* causa uma plastificação do material no ponto, promovendo que esta região suporte cargas de tensões da ordem de 800 MPa. Sendo assim, pode-se entender que a distribuição de tensões nas outras regiões é coerente e não ultrapassa valores admissíveis do material.

Figura 35: Distribuição de tensões na estrutura do gabinete



Fonte: Autor

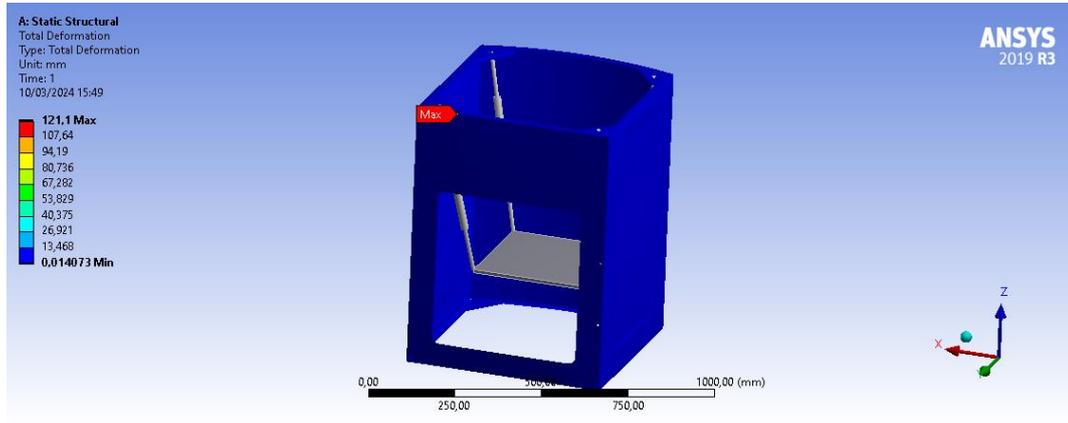
Figura 36: Tensão máxima próximo a região do *clinch* da cantoneira inferior



Fonte: Autor

Em relação aos deslocamentos (Figura 37), nota-se que o ponto máximo está associado ao esforço dos amortecedores que empregam nas cantoneiras uma força que as deslocam na orientação do vetor gravidade.

**Figura 37: Distribuição de deslocamentos na estrutura do gabinete**



**Fonte: Autor**

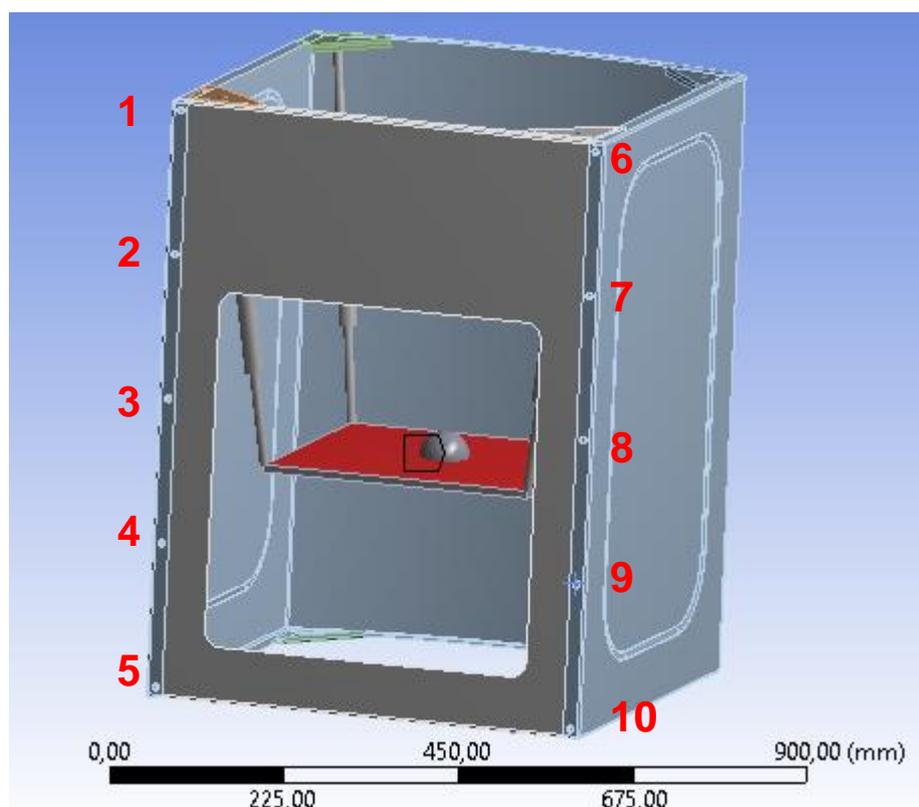
Já em relação às forças nos *clinchs*, a Tabela 1 a seguir mostra os resultados para cada ponto. Com intuito de melhor entendimento as figuras 38, 39 e 40 expressam as localizações de cada ponto de junção.

**Tabela 1: Força nos pontos de junção do modelo**

Forças nas junções do modelo - caso estático					
Fundo do gabinete		Cantoneira inferior		Cantoneira superior	
Ponto	Força [N]	Ponto	Força [N]	Ponto	Força [N]
1	6,65	11	160,89	19	168,94
2	4,14	12	161,06	20	171,46
3	0,16	13	101,56	21	114,14
4	3,52	14	101,98	22	114,91
5	7,83	15	110,27	23	122,78
6	5,84	16	109,87	24	121,94
7	3,98	17	168,99	25	179,78
8	0,14	18	168,70	26	177,33
9	3,38	-	-	-	-
10	7,73	-	-	-	-

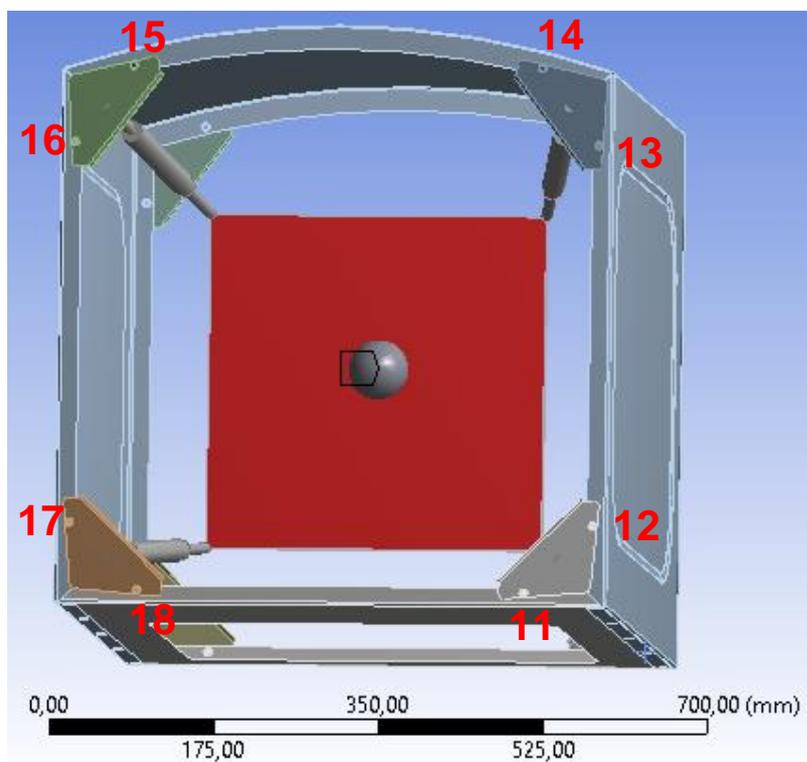
**Fonte: Autor**

Figura 38: Enumeração dos pontos de junção para o fundo do gabinete



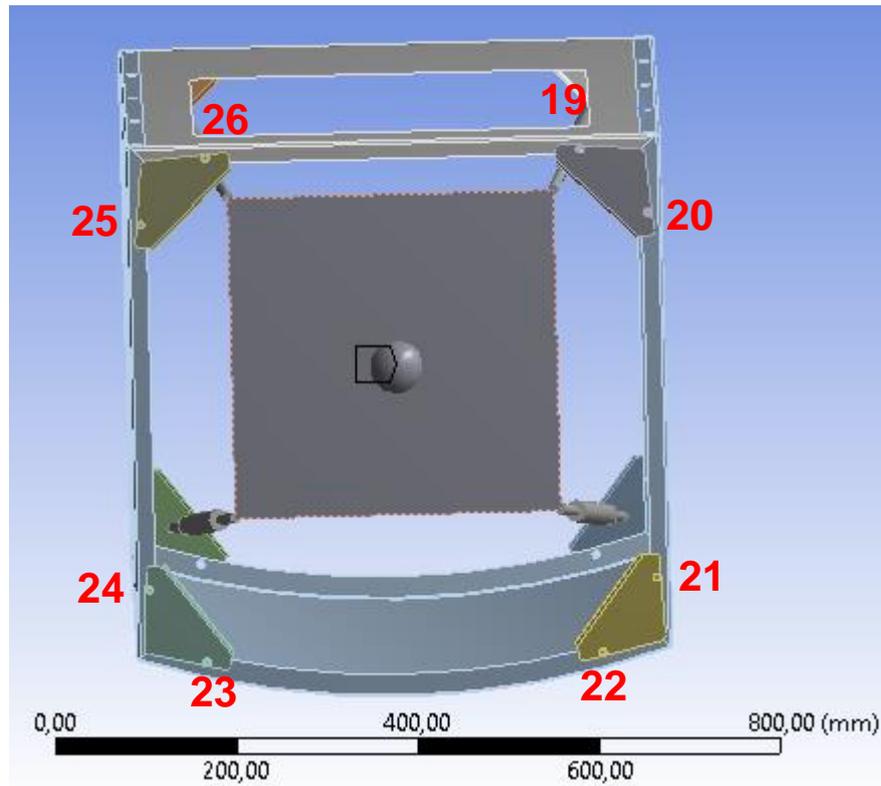
Fonte: Autor

Figura 39: Enumeração dos pontos de junção para as cantoneiras superiores



Fonte: Autor

Figura 40: Enumeração dos pontos de junção para as cantoneiras inferiores



Fonte: Autor

Desta forma, é possível verificar que o modelo atendeu o caso estático, podendo assim validar o sistema, uma vez que os fatores de segurança em relação às forças admissíveis obtidas na análise anterior ficaram muito pequenos.

#### **4.3. Modos de vibração: Análise das frequências de ressonância**

Nesta etapa foi possível obter os seguintes resultados: frequências e modos de vibração da estrutura modelada.

Vale lembrar que o sistema analisado está simplificado com intuito de otimizar o processamento e viabilidade do trabalho em questão. Sendo assim, os resultados de modo de vibração expressam o comportamento do sistema modelado.

Com intuito de obter uma faixa confiável de frequência para atender a simulação harmônica, foram obtidos 60 modos de vibração que compreendem a faixa de 0 a 112Hz. A Tabela 2 a seguir explicita os valores de frequência dos modos de vibrar.

**Tabela 2: Frequências dos modos de vibrar do modelo**

Modo	Frequência [Hz]						
1	0,87	16	35,66	31	62,24	46	86,85
2	0,88	17	39,37	32	63,30	47	88,99
3	3,76	18	41,22	33	64,17	48	89,37
4	10,70	19	43,03	34	68,74	49	89,75
5	10,92	20	44,09	35	69,84	50	90,75
6	14,28	21	47,64	36	71,73	51	96,52
7	15,99	22	49,03	37	73,72	52	99,37
8	18,43	23	52,16	38	74,41	53	100,42
9	26,56	24	52,41	39	76,66	54	101,65
10	27,44	25	54,84	40	77,17	55	103,90
11	27,95	26	55,18	41	80,39	56	106,42
12	28,22	27	56,40	42	80,57	57	106,97
13	29,23	28	56,61	43	82,62	58	109,06
14	30,02	29	58,18	44	84,48	59	111,92
15	35,29	30	60,03	45	86,29	60	111,95

Fonte: Autor

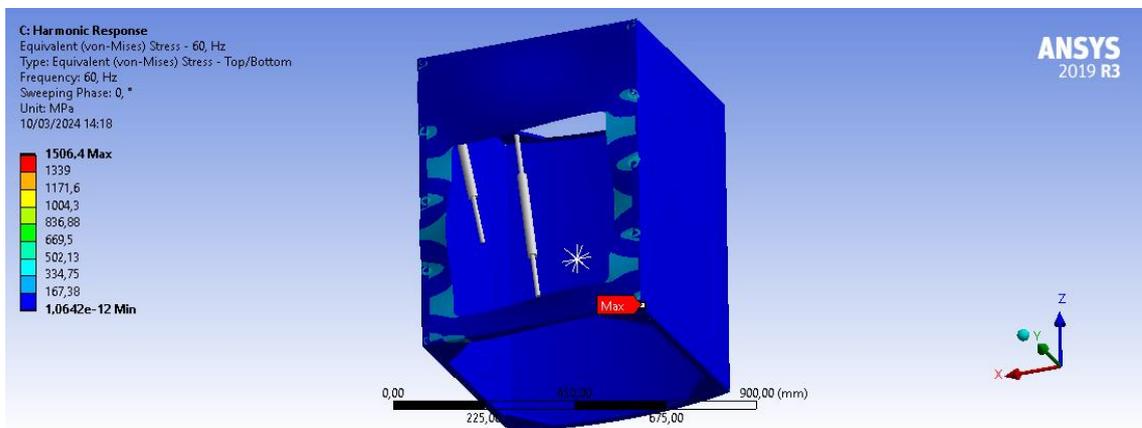
#### **4.4. Caso dinâmico (regime de centrifugação): Análise dos esforços**

Nesta etapa foi possível obter os seguintes resultados: tensões equivalentes e deslocamentos da superfície da estrutura, e forças nos *clinchings* ortogonais das placas, em função da faixa de frequência analisada.

Vale notar que, para frequências muito baixas, como 7Hz, as amplitudes e esforços atingidos podem ser extremamente altos devido às frequências de ressonância que atuam em baixas frequências. Neste caso, não se interessa analisar tal comportamento, uma vez que a máquina de lavar não atua neste regime de forma estacionária, mas sim, apenas passando rapidamente por tais frequências até estabilizar na faixa de trabalho fixa, por volta de 60Hz.

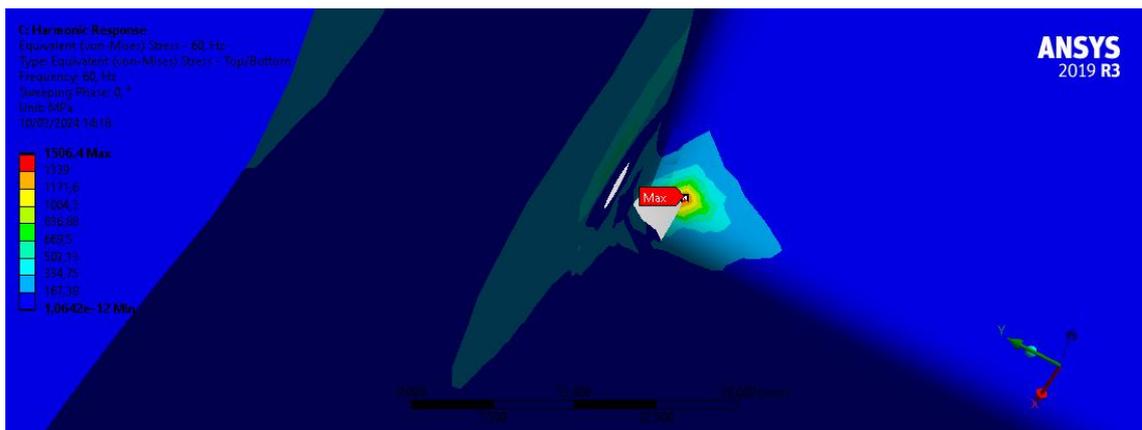
Em relação às tensões, a Figura 41 mostra a distribuição de tensões na estrutura do gabinete para este caso. Vale notar que o ponto máximo de tensão se encontra próximo a região de vértice devido a dobra de chapa (Figura 42), sendo que tal valor não expressa confiavelmente o caso, podendo ser devido ao refinamento da malha associado à condição de modelagem do apoio no solo, considerado totalmente fixo no chão, quando na realidade, pode haver um leve escorregamento. Porém, pode-se entender que a distribuição de tensões nas outras regiões é coerente e não ultrapassa valores admissíveis do material.

**Figura 41: Resposta de tensão à frequência de 60Hz**



Fonte: Autor

**Figura 42: Detalhe da resposta de tensão à frequência de 60Hz**

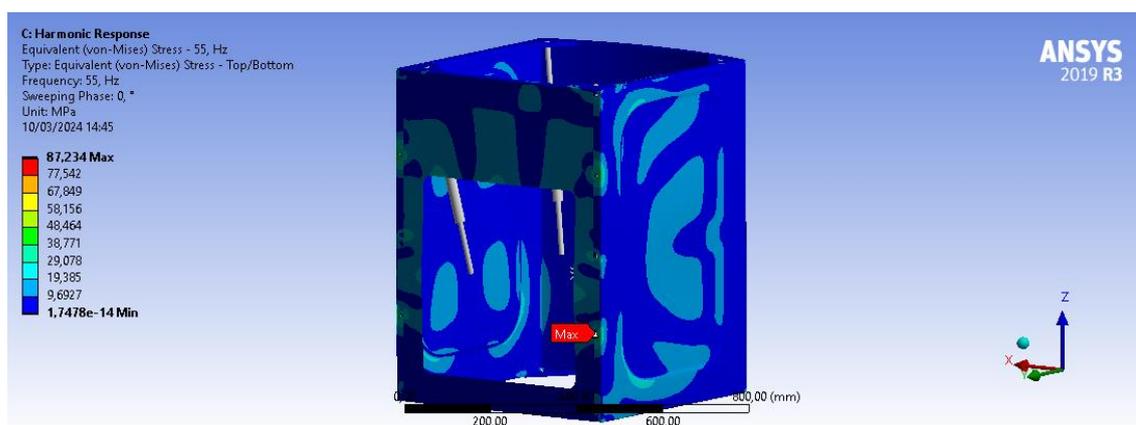


Fonte: Autor

Para as outras frequências, este ponto, ainda que de baixa intensidade, também foi obtido como valor máximo de tensão, exceto para as frequências de 55Hz (Figura 43) e 15Hz (Figura 45), no qual aquela está localizada em uma região próxima

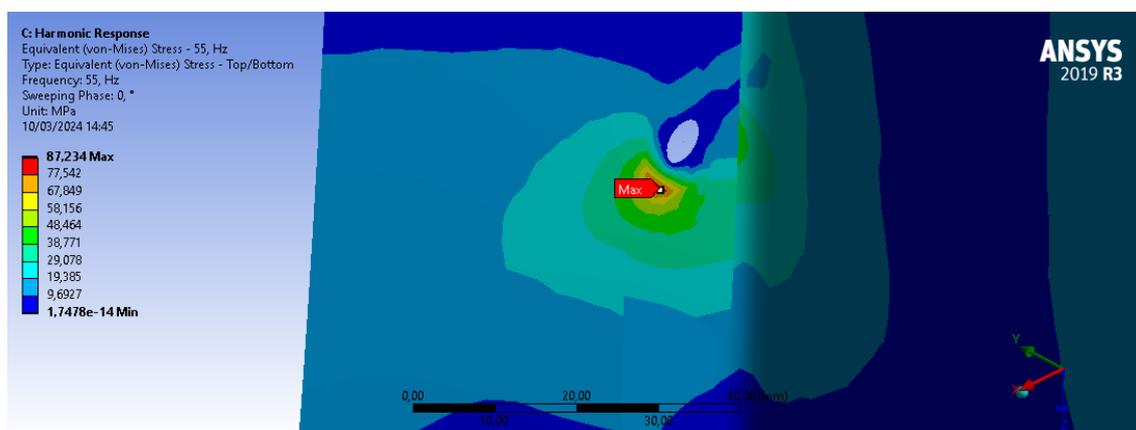
a um *clinch* do fundo do gabinete - ponto 9 – (Figura 44), e esta está localizada em um *clinch* na cantoneira superior - ponto 11 – (Figura 46). Nota-se que os valores ao redor do ponto de união são elevados, isso é devido a geometria do modelo que causa um concentrador de tensão. No caso real, vale lembrar que o processo de *clinching* causa uma plastificação do material no ponto, promovendo que esta região suporte cargas de tensões da ordem de 800MPa.

Figura 43: Resposta de tensão à frequência de 55Hz



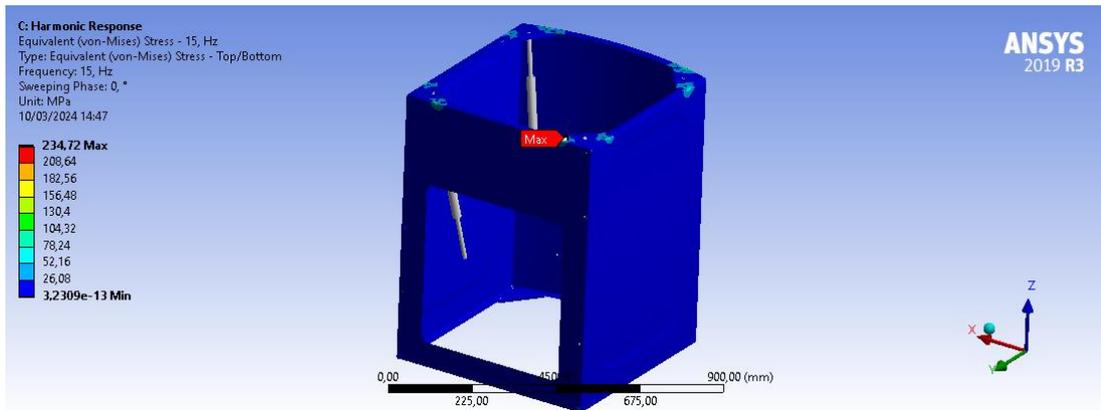
Fonte: Autor

Figura 44: Detalhe da resposta de tensão à frequência de 55Hz



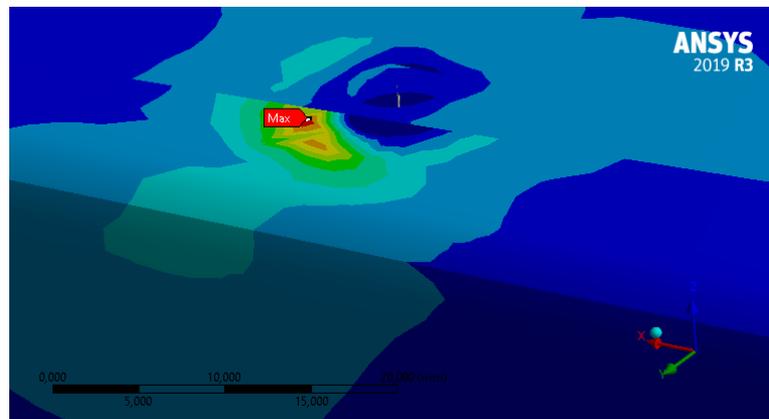
Fonte: Autor

Figura 45: Resposta de tensão à frequência de 15Hz



Fonte: Autor

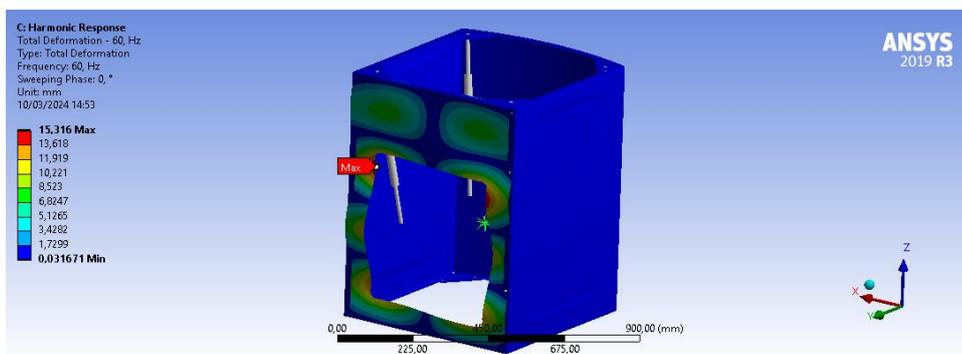
Figura 46: Detalhe da resposta de tensão à frequência de 15Hz



Fonte: Autor

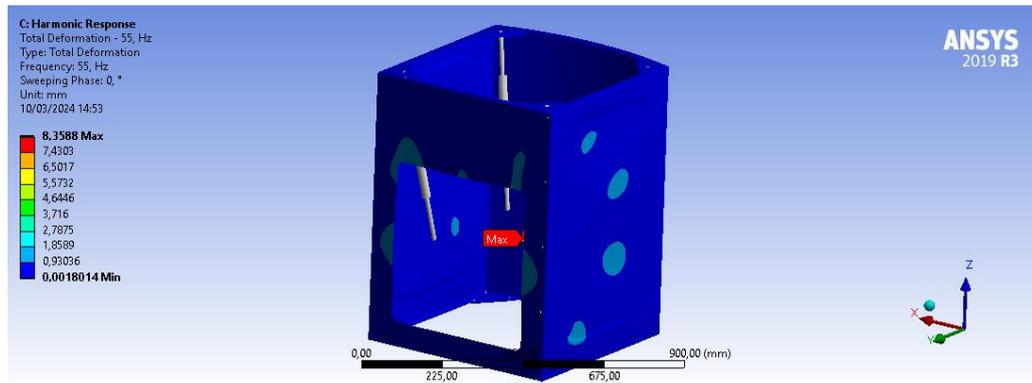
Em relação aos deslocamentos (Figura 47), nota-se que o comportamento do modelo em 60Hz é caracterizado pelos grandes deslocamentos das superfícies, em comparação com as frequências ao seu redor como 55 (Figura 48) e 65Hz (Figura 49).

Figura 47: Resposta de deslocamento à frequência de 60Hz



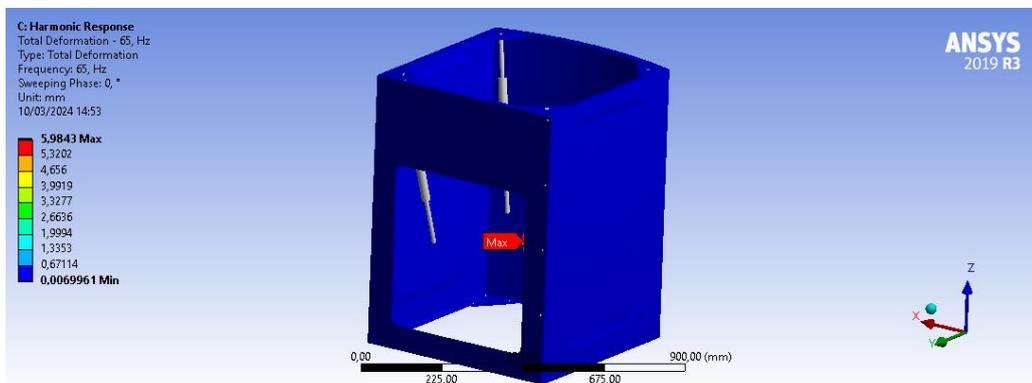
Fonte: Autor

Figura 48: Resposta de deslocamento à frequência de 55Hz



Fonte: Autor

Figura 49: Resposta de deslocamento à frequência de 65Hz



Fonte: Autor

Já em relação às forças nos *clinchs*, as tabelas a seguir mostram os resultados para cada ponto em função da frequência associada. Com intuito de melhor entendimento as figuras 38, 39 e 40 (páginas 42 e 43) expressam as localizações de cada ponto de junção.

**Tabela 3: Força resultante nos pontos de junção do fundo do gabinete**

Frequência [Hz]	Forças nas junções do fundo do gabinete [N]									
	Lado esquerdo					Lado direito				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5	<b>51,47</b>	<b>6,06</b>	<b>0,23</b>	<b>6,61</b>	<b>24,73</b>	<b>52,55</b>	<b>7,37</b>	<b>0,33</b>	<b>6,21</b>	<b>53,31</b>
10	<b>27,54</b>	<b>10,28</b>	<b>3,36</b>	<b>4,80</b>	<b>11,36</b>	<b>27,54</b>	<b>10,41</b>	<b>3,87</b>	<b>3,96</b>	<b>30,73</b>
15	4,31	6,25	1,67	0,82	0,63	4,22	6,46	1,69	0,86	3,25
20	3,61	1,02	0,38	0,41	1,19	3,73	0,96	0,40	0,48	2,43
25	4,23	1,57	0,47	0,99	0,91	4,42	1,53	0,49	1,05	2,05
30	<b>6,49</b>	<b>2,97</b>	<b>3,43</b>	<b>4,38</b>	<b>2,48</b>	<b>6,09</b>	<b>2,41</b>	<b>4,48</b>	<b>4,79</b>	<b>0,80</b>
35	3,23	1,21	0,19	4,61	1,35	2,26	1,04	0,20	3,98	2,56
40	0,10	0,07	1,15	1,21	0,80	0,35	0,17	0,73	0,82	1,00
45	0,27	0,29	0,54	0,58	0,34	0,10	0,37	0,66	0,49	0,82
50	0,40	0,06	0,20	0,45	0,98	0,28	0,17	0,41	0,31	1,41
55	<b>1,26</b>	<b>9,63</b>	<b>3,62</b>	<b>5,89</b>	<b>3,00</b>	<b>1,76</b>	<b>9,32</b>	<b>3,08</b>	<b>3,89</b>	<b>1,69</b>
60	<b>13,00</b>	<b>21,66</b>	<b>11,25</b>	<b>4,06</b>	<b>29,48</b>	<b>13,11</b>	<b>20,88</b>	<b>13,57</b>	<b>1,41</b>	<b>33,11</b>
65	0,69	0,53	0,92	1,62	0,60	1,13	0,31	0,72	1,47	5,48
70	0,44	0,40	0,72	1,06	0,87	0,24	0,96	1,46	0,76	1,84

Fonte: Autor

Para este caso, é possível, analisando as magnitudes das forças para cada ponto, notar um padrão de forças relativamente altas para baixas frequências, como 5 e 10Hz. Isso indica que frequências iniciais podem excitar modos de frequências ressonantes no modelo, promovendo comportamento instável no sistema. Além disso, nota-se que para as frequências de 30, 55 e 60Hz, as magnitudes das forças voltam a subir, indicando que estas frequências excitam mais a liberação de energia do sistema em comparação com o restante da faixa de frequência.

Tabela 4: Força resultante nos pontos de junção das cantoneiras superiores

Frequência [Hz]	Forças nas junções das cantoneiras superiores [N]							
	Cantoneira 1		Cantoneira 2		Cantoneira 3		Cantoneira 4	
	11	12	13	14	15	16	17	18
5	363,21	360,66	554,52	556,67	532,97	531,27	325,87	327,98
10	99,80	98,71	126,86	126,06	121,93	122,45	96,03	97,92
15	42,73	39,57	52,40	52,38	51,03	51,12	37,67	41,30
20	23,44	23,49	29,49	29,57	28,87	28,79	22,60	22,57
25	15,40	15,42	18,53	18,59	18,24	18,17	14,97	15,03
30	10,32	10,28	13,87	13,34	13,30	13,34	10,36	9,55
35	7,80	7,57	9,79	10,07	9,82	9,60	7,25	7,57
40	5,91	5,88	7,65	7,76	7,58	7,43	5,64	5,72
45	4,61	4,75	6,14	6,21	6,05	5,97	4,53	4,51
50	3,86	3,72	5,06	5,14	5,00	4,89	3,63	3,82
55	3,47	3,37	4,38	3,73	4,25	3,96	2,63	2,52
60	2,44	<b>11,90</b>	4,27	4,18	3,86	3,98	<b>12,23</b>	2,18
65	2,34	2,26	2,90	2,89	3,11	3,07	1,86	2,19
70	2,05	1,98	2,80	2,73	2,80	2,76	2,01	1,64

Fonte: Autor

Já neste caso, é possível observar que as magnitudes das forças decaem ao modo que a frequência aumenta, exceto para dois pontos que se destacam (12 e 17), no qual a força se eleva consideravelmente em comparação com as demais, trazendo um destaque para a frequência de 60Hz.

**Tabela 5: Força resultante nos pontos de junção das cantoneiras inferiores**

Frequência [Hz]	Forças nas junções das cantoneiras inferiores [N]							
	Cantoneira 5		Cantoneira 6		Cantoneira 7		Cantoneira 8	
	19	20	21	22	23	24	25	26
5	255,90	266,01	84,82	92,82	92,82	122,96	289,58	276,62
10	147,67	148,24	169,15	175,61	175,61	134,93	194,18	189,03
15	21,66	20,54	43,42	42,69	42,69	45,49	18,63	19,77
20	10,02	11,42	15,21	14,96	14,96	13,16	9,47	8,66
25	19,41	20,74	21,62	21,82	21,82	20,92	19,78	18,68
30	2,38	3,50	4,09	4,77	4,77	2,87	4,54	3,64
35	10,83	6,87	2,17	2,20	2,20	1,65	4,21	8,71
40	1,11	0,90	0,75	0,77	0,77	0,91	1,14	1,22
45	0,67	0,58	0,66	0,54	0,54	0,43	0,75	0,85
50	0,82	0,61	0,58	0,40	0,40	0,28	1,08	1,21
55	<b>1,05</b>	<b>2,48</b>	<b>4,10</b>	<b>1,82</b>	<b>1,82</b>	<b>1,57</b>	<b>3,49</b>	<b>2,21</b>
60	<b>30,21</b>	<b>17,59</b>	<b>0,73</b>	<b>2,56</b>	<b>2,56</b>	<b>3,09</b>	<b>15,57</b>	<b>33,87</b>
65	0,02	1,12	1,07	1,09	1,09	0,46	1,37	1,00
70	0,77	0,92	0,72	0,76	0,76	0,37	0,25	0,15

Fonte: Autor

Nota-se também neste caso que é possível observar que as magnitudes das forças decaem ao modo que a frequência aumenta, exceto para as frequências de 55 e 60Hz, no qual a força se eleva consideravelmente em comparação com as demais, afetando todos os pontos das cantoneiras inferiores.

#### **4.5. Análise dos modos de vibrar e esforços nas junções do modelo**

Com intuito de entender o comportamento do modelo em função das frequências que este é excitado, foi feita uma análise nos modos de vibrar que mais contribuem para esforços relativamente consideráveis, relacionando o modo e seus deslocamentos com os esforços nos pontos de junções. A Tabela 6 explicita o fator

participativo de massa para cada frequência e orientação, que representa o quão esta frequência contribui para o comportamento do modelo em excitação. A soma de cada fator em determinada orientação, determina o quão representativo é o modelo em função da quantidade de modos de vibrar calculados. Adotou-se como requisito que tal valor seja acima de 85%. Temos que as somas desses fatores ficam acima de 87%.

**Tabela 6: Fator participativo de massa em função da frequência e orientação**

Frequência [Hz]	Dir X	Dir Y	Dir Z	Rot X	Rot Y	Rot Z
5	0,7582782	0,7585254	0,7876049	0,7257416	0,7470739	0,6001198
10	0,1566380	0,1219950	0,0013088	0,0022584	0,0115575	0,1247390
15	0,0000270	0,0226654	0,0008504	0,0002120	0,0002569	0,0091464
20	0,0000344	0,0000000	0,0000003	0,0000002	0,0215340	0,0004956
25	0,0011304	0,0017039	0,1513898	0,0637014	0,0390379	0,0123395
30	0,0045577	0,0007617	0,0324790	0,0116961	0,0185938	0,0082916
35	0,0003087	0,0004796	0,0108495	0,0000157	0,0022165	0,0019237
40	0,0036460	0,0010377	0,0024511	0,0010806	0,0115646	0,0054382
45	0,0006029	0,0018920	0,0000331	0,0034000	0,0020130	0,0019722
50	0,0036946	0,0062983	0,0003156	0,0114160	0,0091986	0,0174548
55	0,0030749	0,0018498	0,0000822	0,0044907	0,0061635	0,0120506
60	0,0043174	0,0146954	0,0000115	0,0299393	0,0089679	0,0384030
65	0,0030610	0,0066173	0,0001161	0,0133647	0,0059956	0,0455791
70	0,0004240	0,0012816	0,0001417	0,0028550	0,0007096	0,0038878

Fonte: Autor

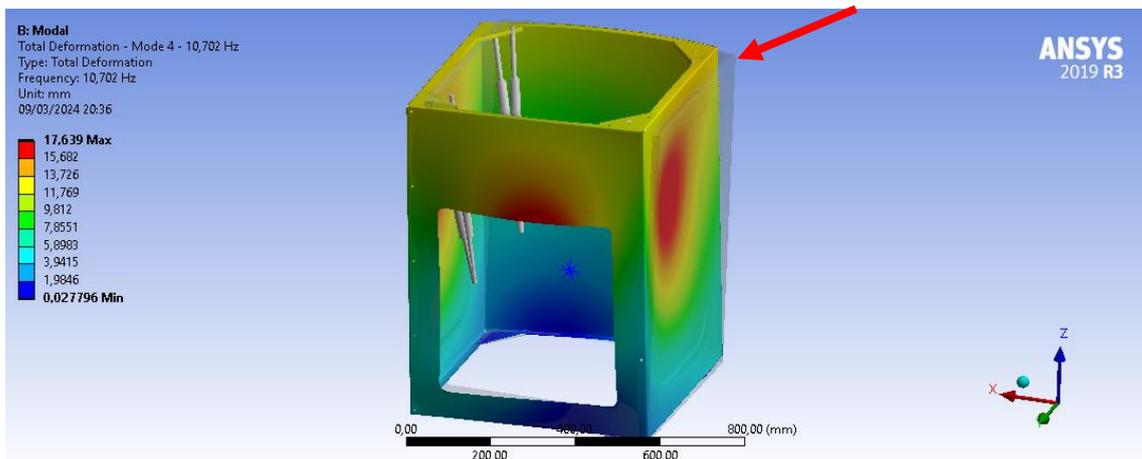
Analisando as tabelas 3, 4, 5, de força resultante, e a tabela 6, de fator participativo, é possível perceber que os esforços mais consideráveis circundam as faixas de frequência de 5, 10, 30, 55 e 60Hz. Com intuito de entender o aumento do esforço nas junções para estas faixas de frequência, a seguir serão analisados os modos de vibrar mais próximos a estas frequências e relacioná-los com o comportamento das junções para cada caso.

Os modos de vibrar 1 (0,87Hz), 2 (0,88Hz) e 3 (3,76Hz), estão relacionados a oscilação dos amortecedores e cesto, o que não contribui para análise da estrutura ou junções do gabinete, por se tratarem de frequências muito baixas.

#### 4.5.1. Análise do modo de vibrar: 10,702Hz

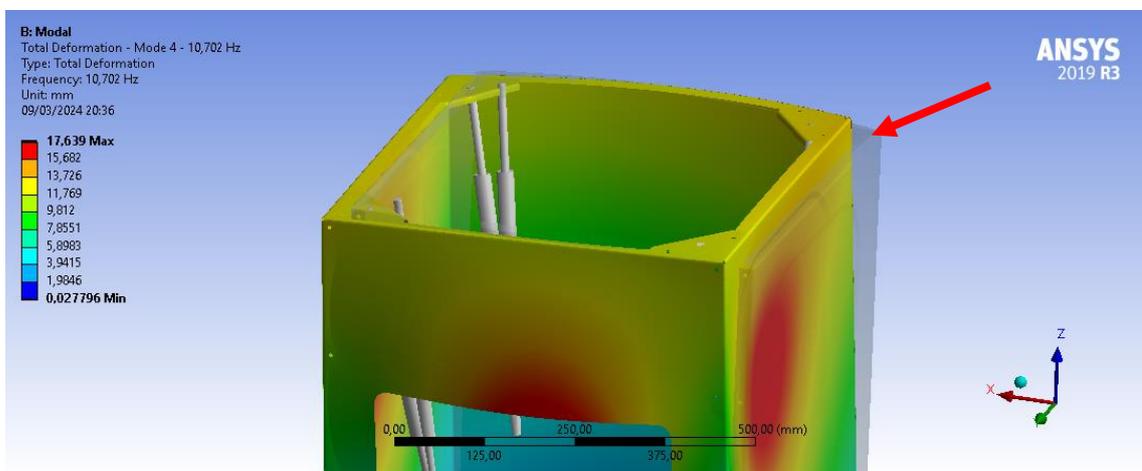
Para as frequências de 5 e 10Hz, é possível notar, com base no modo de vibrar, uma tendência de abertura nas junções das cantoneiras inferiores. Analisando o modo de vibrar em 10,702Hz, foi notado que a parte superior do gabinete oscila como um pêndulo na direção X (Figura 50 e 51), solicitando assim os pontos de fixação, que estão nas cantoneiras inferiores, junto ao solo (Figura 52).

Figura 50: Modo de vibrar 10,702Hz



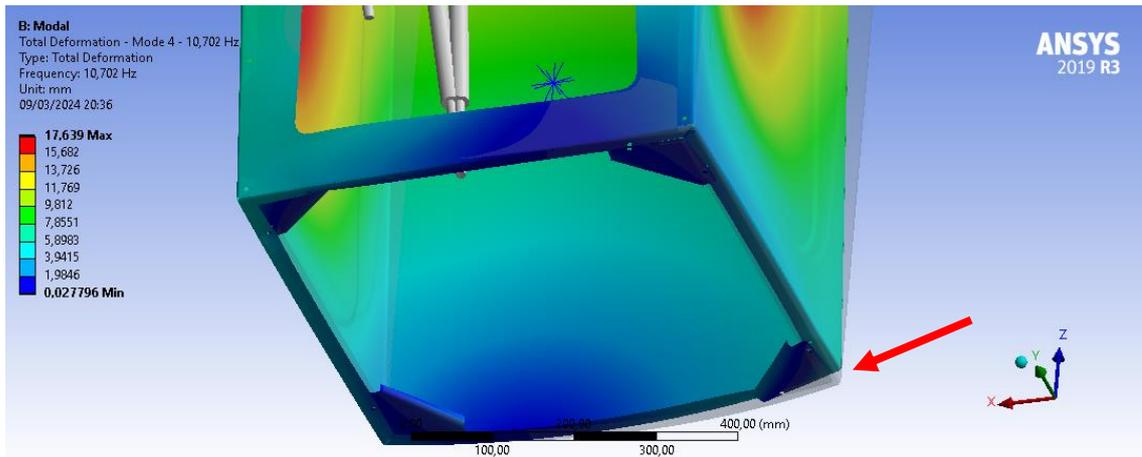
Fonte: Autor

Figura 51: Detalhe superior do Modo de vibrar 10,702Hz



Fonte: Autor

**Figura 52: Detalhe inferior do Modo de vibrar 10,702Hz**

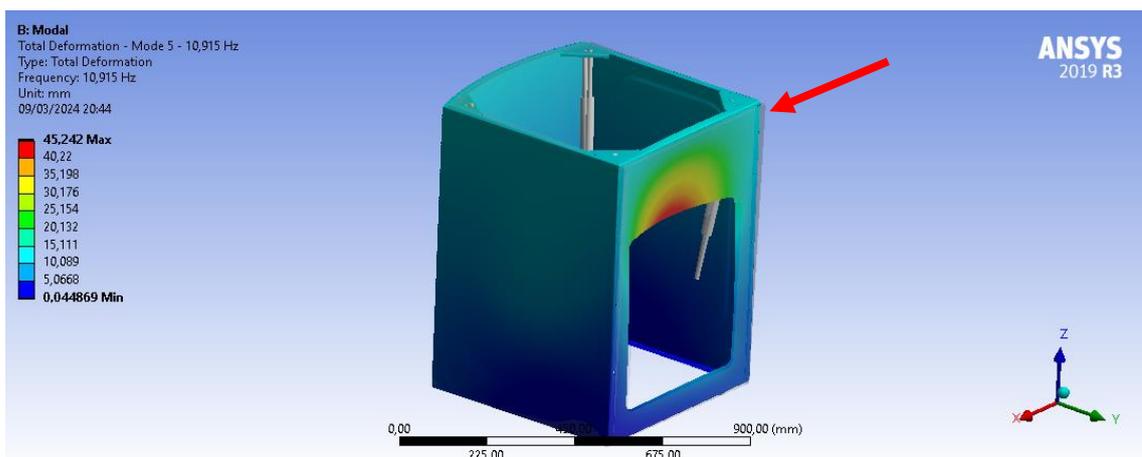


Fonte: Autor

#### **4.5.2. Análise do modo de vibrar: 10,915Hz**

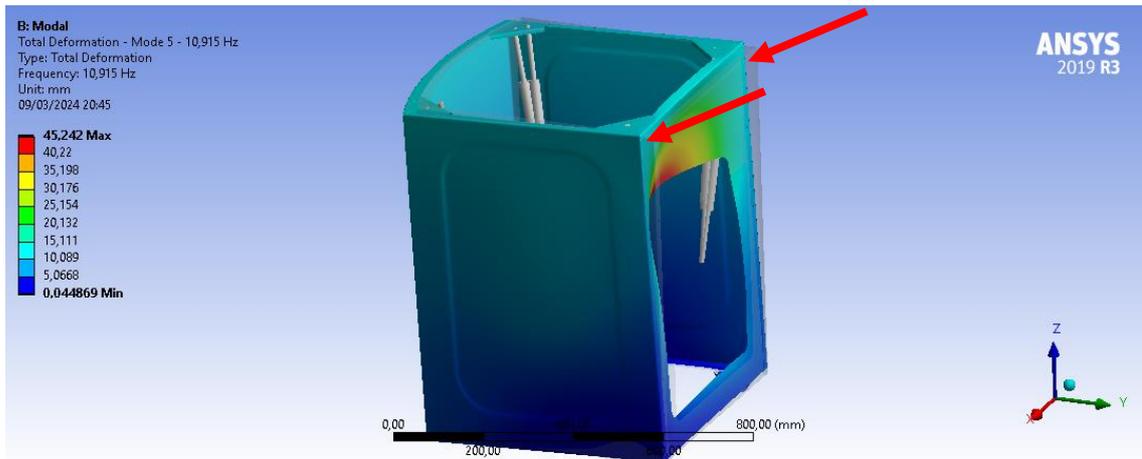
Analisando o modo de vibrar em 10,915Hz, foi notado também que a parte superior do gabinete oscila como um pêndulo (Figura 53), porém agora na direção Y, solicitando assim os pontos de fixação, que estão nas cantoneiras inferiores, junto ao solo (Figura 54). Além disso, é possível notar que as regiões de maiores deslocamentos estão próximas aos pontos de junção das cantoneiras superiores e também dos pontos superiores do fundo do gabinete (pontos 1 e 6), causando uma tendência de abertura da junta nesses locais.

**Figura 53: Modo de vibrar 10,915Hz**



Fonte: Autor

**Figura 54: Detalhe superior do Modo de vibrar 10,915Hz**

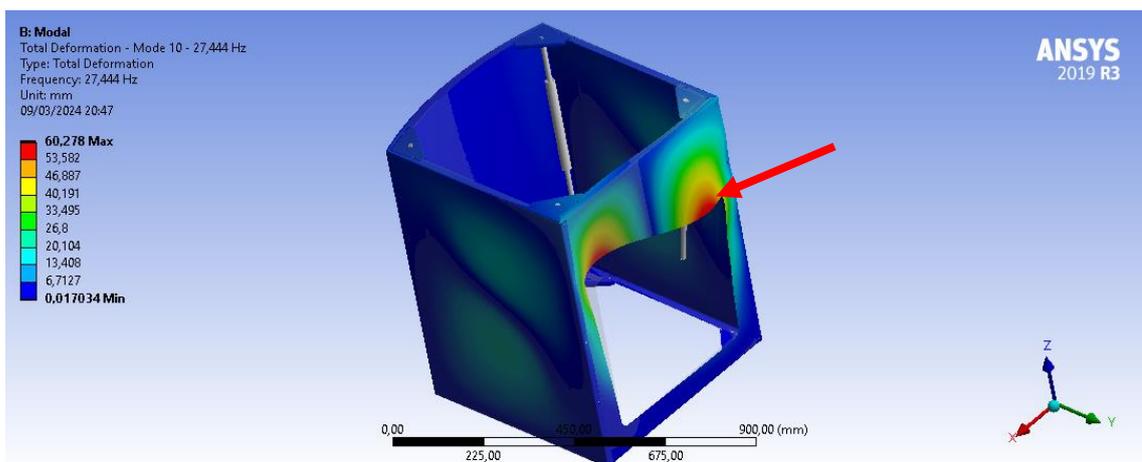


Fonte: Autor

### 4.5.3. Análise do modo de vibrar: 27,444Hz

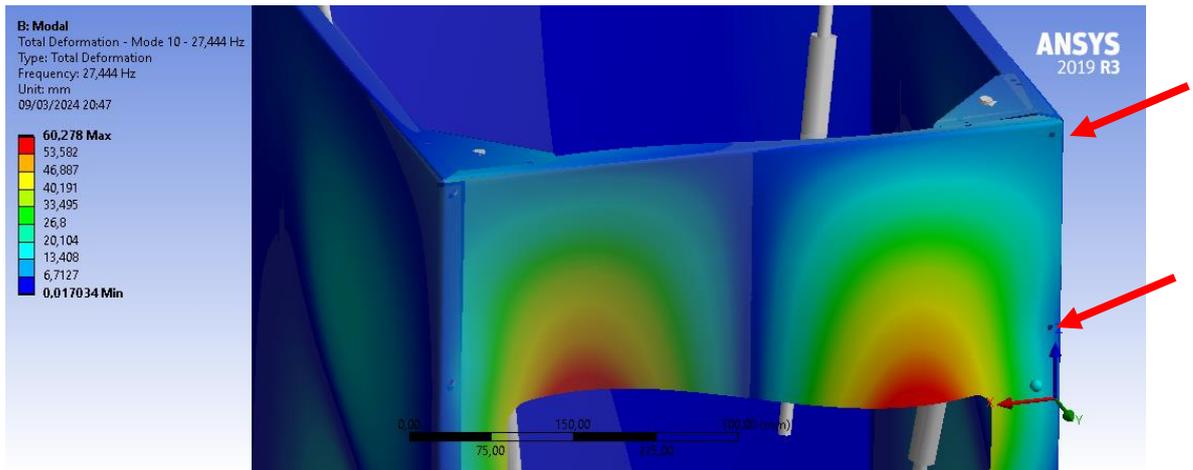
Analisando o modo de vibrar em 27,444Hz (Figura 55), é possível observar que o modo de vibrar excita 2 regiões na chapa do fundo do gabinete na parte superior do modelo (Figura 56), agindo nas proximidades dos pontos 1, 2, 3 e 6, 7 e 8, causando uma tendência de abertura da junta nesses locais. Isso pode ser notado analisando a tabela de força resultante nos pontos de junção do fundo do gabinete, onde nota-se que na faixa de frequência de 30Hz os esforços estão se destacando em comparação com frequências ao seu redor.

**Figura 55: Modo de vibrar 27,444Hz**



Fonte: Autor

**Figura 56: Detalhe superior do Modo de vibrar 27,444Hz**

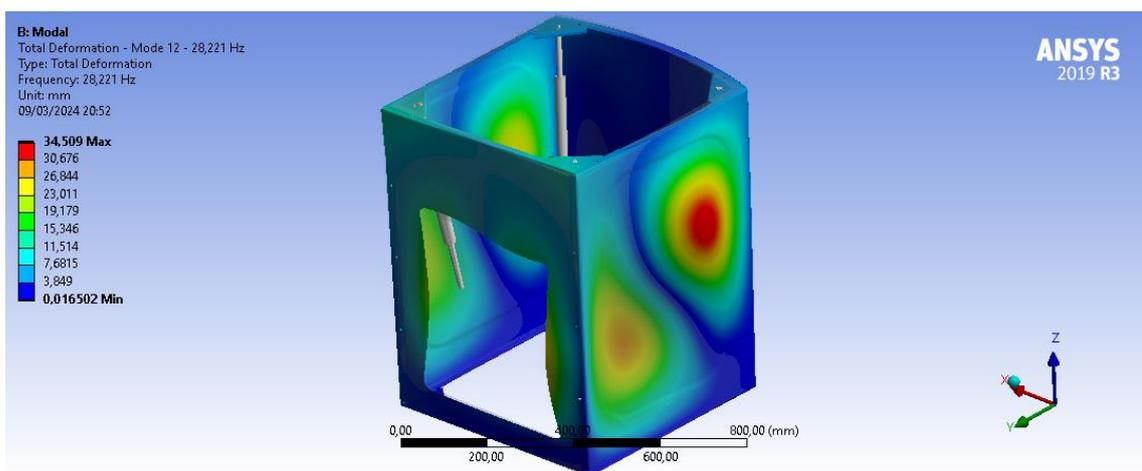


Fonte: Autor

#### **4.5.5. Análise do modo de vibrar: 28,221Hz**

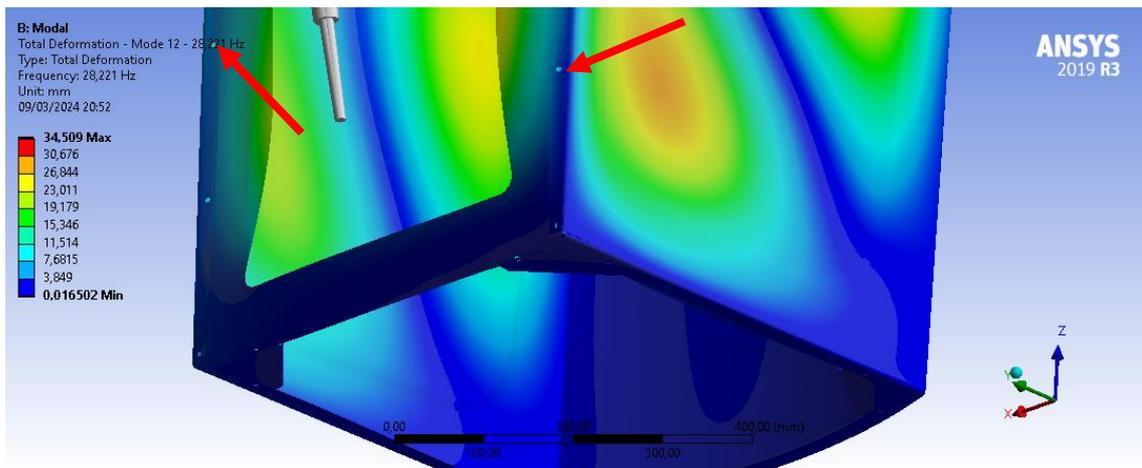
Analisando o modo de vibrar em 28,221 Hz (Figura 59), é possível observar que o modo de vibrar excita 2 regiões na parte lateral da chapa do gabinete (Figura 60), agindo na altura dos pontos 3, 4, 8 e 9, aumentando os esforços nesses locais. Observa-se que este modo atua na parte inferior traseira do modelo, e na parte superior frontal. Devido à sua localização, os pontos mais solicitados são os pontos 4 e 9, do qual é possível perceber que o modo age tendendo a abrir a junção de tais pontos.

**Figura 57: Modo de vibrar 28,221Hz**



Fonte: Autor

**Figura 58: Detalhe inferior do Modo de vibrar 28,221Hz**

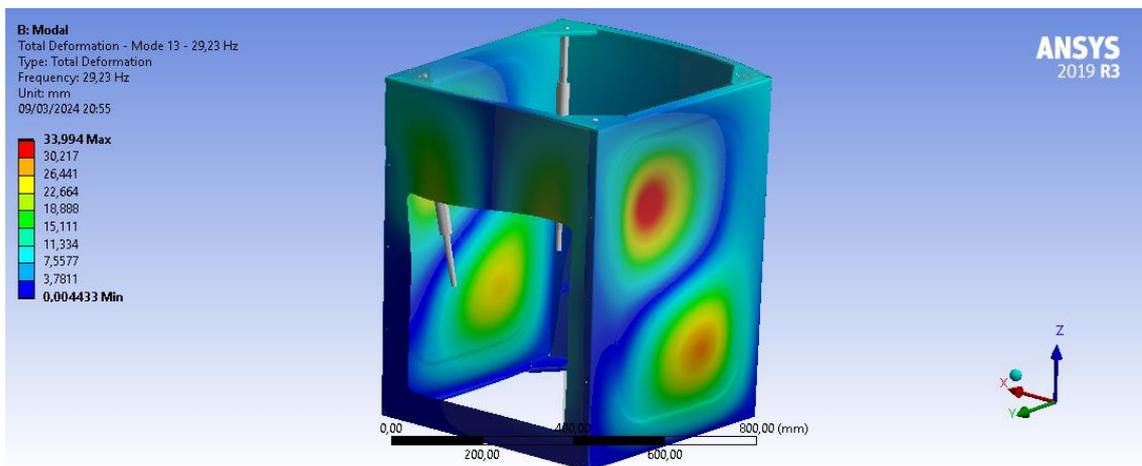


Fonte: Autor

#### **4.5.6. Análise do modo de vibrar: 29,23Hz**

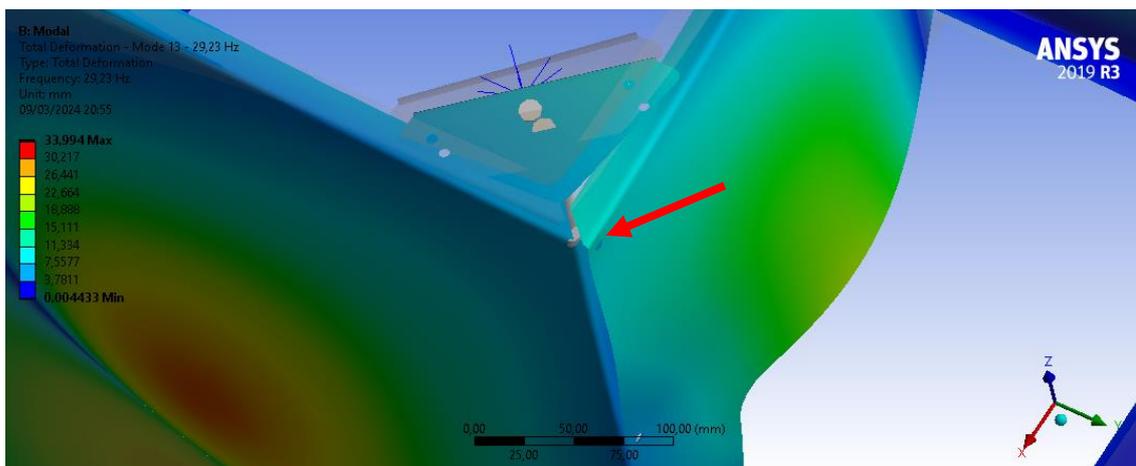
Analisando o modo de vibrar em 29,23 Hz (Figura 61), é possível observar também que o modo de vibrar excita 2 regiões na parte lateral da chapa do gabinete (Figura 62), agindo na altura dos pontos 1, 2, 6 e 7, aumentando os esforços nesses locais. Já neste, é possível observar que este modo atua na parte inferior frontal do modelo, e na parte superior traseira. Devido sua localização, os pontos mais solicitados são os pontos 1, 2, 6 e 7, do qual é possível perceber que o modo age tendendo a abrir a junção de tais pontos (Figuras 62, 63 e 64), principalmente dos pontos 1 e 6.

**Figura 59: Modo de vibrar 29,23Hz**



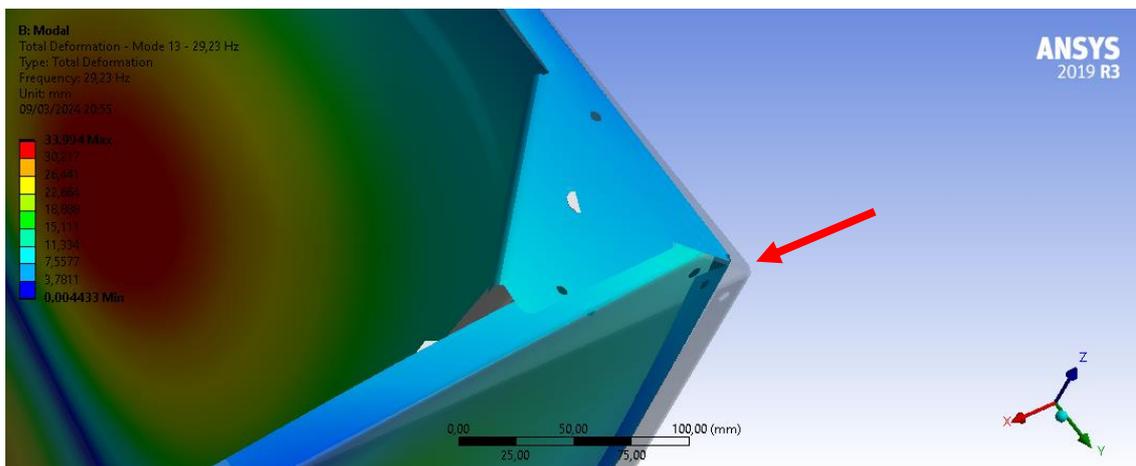
Fonte: Autor

Figura 60: Detalhe do Modo de vibrar 29,23Hz com destaque no ponto 1



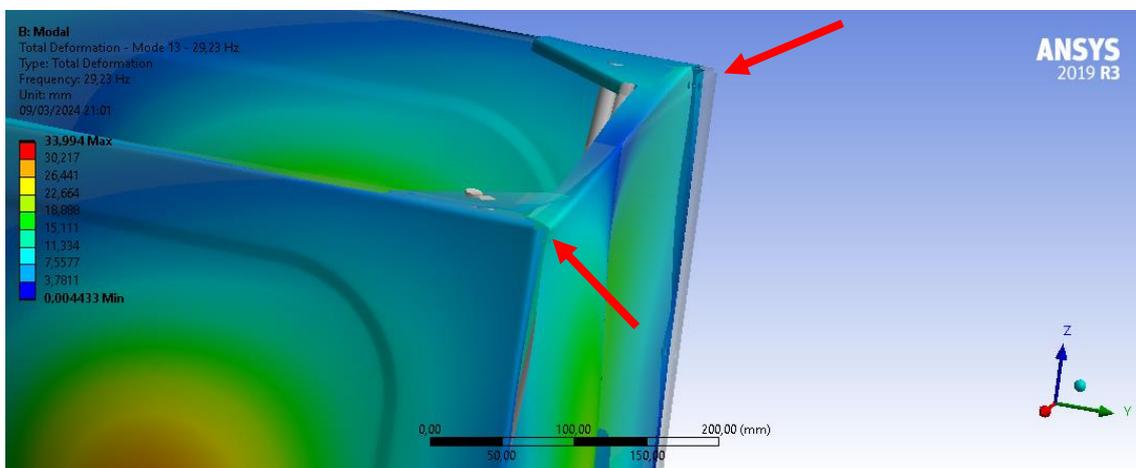
Fonte: Autor

Figura 61: Detalhe do Modo de vibrar 29,23Hz com destaque no ponto 6



Fonte: Autor

Figura 62: Detalhe do Modo de vibrar 29,23Hz com destaque no ponto 1 e 6

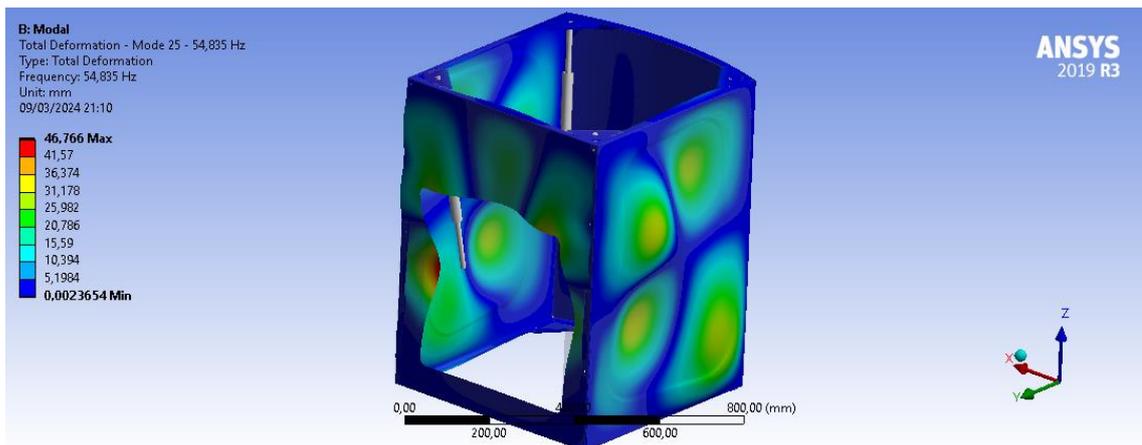


Fonte: Autor

#### 4.5.8. Análise do modo de vibrar: 54,835Hz

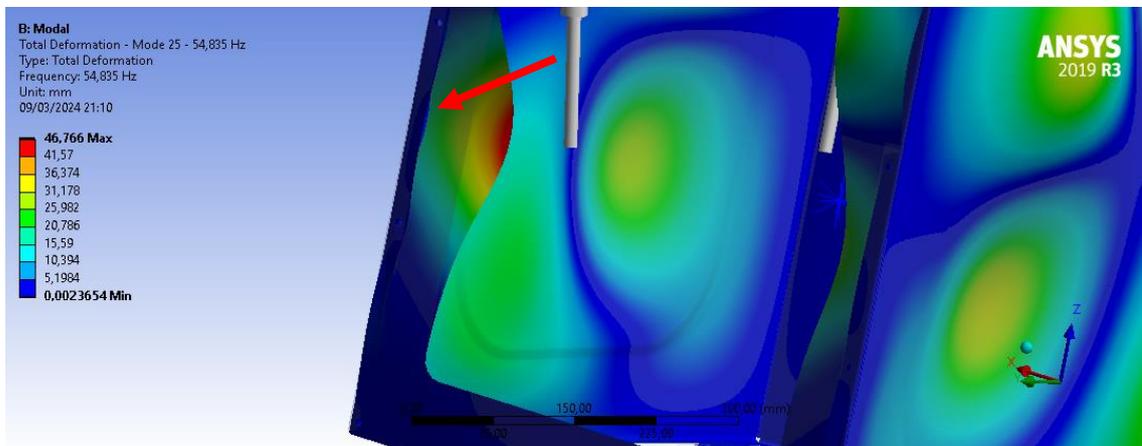
Analisando o modo de vibrar em 54,835 Hz, é possível observar que conforme a frequência aumenta, as regiões de maiores deslocamentos aumentam quantitativamente na superfície do modelo (Figura 68). Neste caso, há 4 regiões de maiores deslocamentos em cada lateral do modelo, enquanto que nas frequências anteriores (ao redor de 30Hz) havia apenas 2 regiões mais destaques, e já nas frequências menores (ao redor de 5 e 10Hz) havia apenas 1 região na mesma localidade. Desta forma, a excitação distribui mais uniformemente os esforços nos pontos de junções. Já na região do fundo do gabinete, é possível notar que o modo age tendendo a exigir mais os pontos 3 e 4, e 8 e 9, de modo que as placas tendem a se afastar (Figura 69).

Figura 63: Modo de vibrar 54,835Hz



Fonte: Autor

Figura 64: Detalhe do Modo de vibrar 54,835Hz

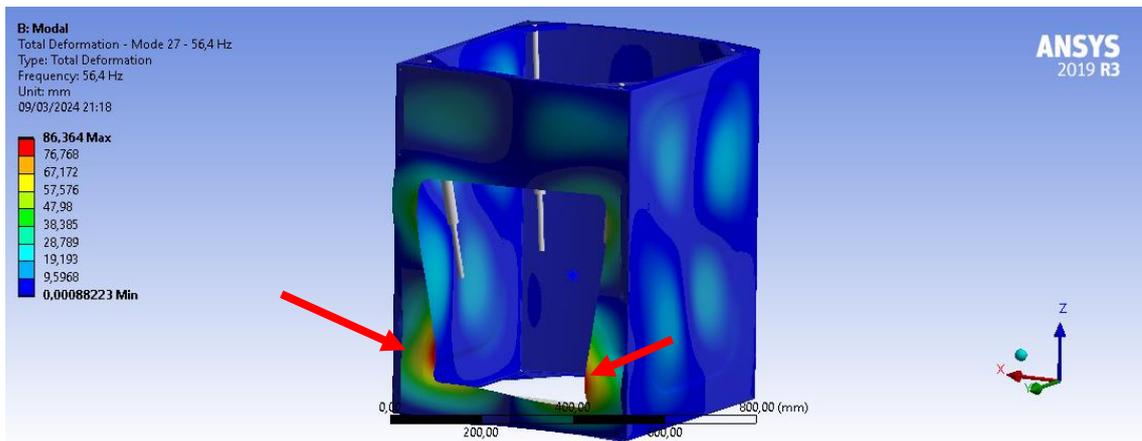


Fonte: Autor

#### 4.5.10. Análise do modo de vibrar: 56,4Hz

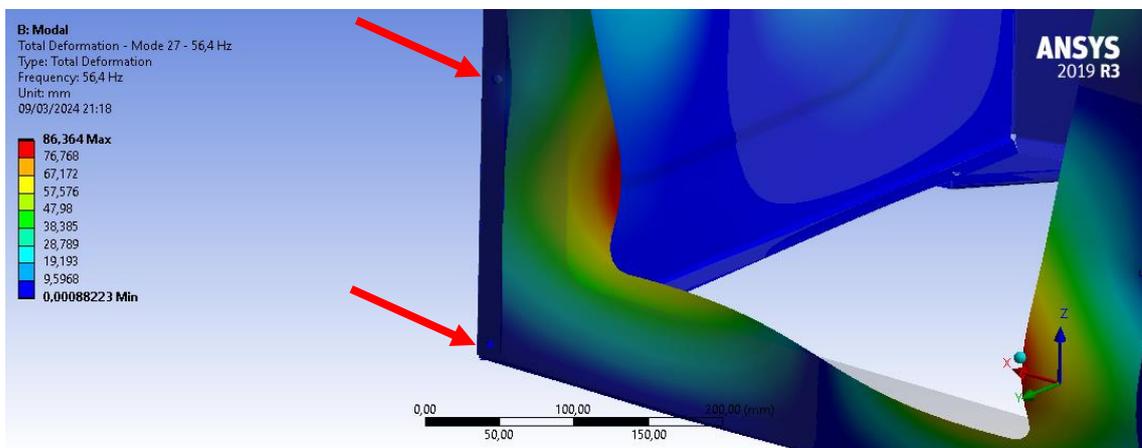
Analisando o modo de vibrar em 56,4 Hz, é possível observar que a os maiores deslocamentos do modo estão localizados na parte inferior traseira do modelo (Figura 73). Pode-se notar que o modo age tendendo exigir mais os pontos 4 e 5, e 9 e 10, além dos pontos das cantoneiras inferiores, nos pontos 19 e 20, e 25 e 26, de modo que as uniões tendem a se afastar (Figura 74). Isso pode ser observado nos valores de esforços das tabelas 3, 4 e 5, para os pontos destacados para frequências de 55 e 60Hz. Vale ressaltar que o ponto 10 (fundo do gabinete), para 60Hz, é exigido com 33,11N, enquanto para a mesma frequência o ponto 26 (cantoneira inferior) tem um esforço de 33,87N.

Figura 65: Modo de vibrar 56,4Hz



Fonte: Autor

Figura 66: Detalhe do Modo de vibrar 56,4Hz

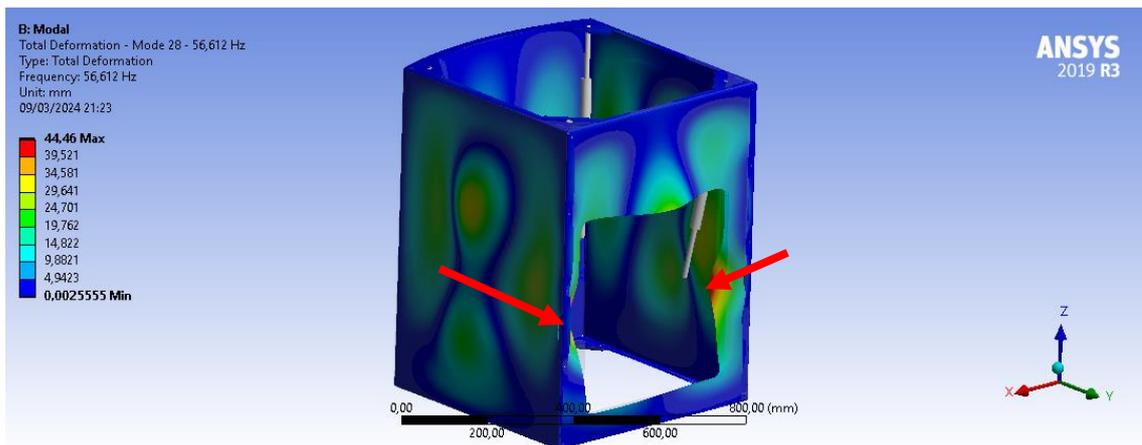


Fonte: Autor

#### 4.5.11. Análise do modo de vibrar: 56,612Hz

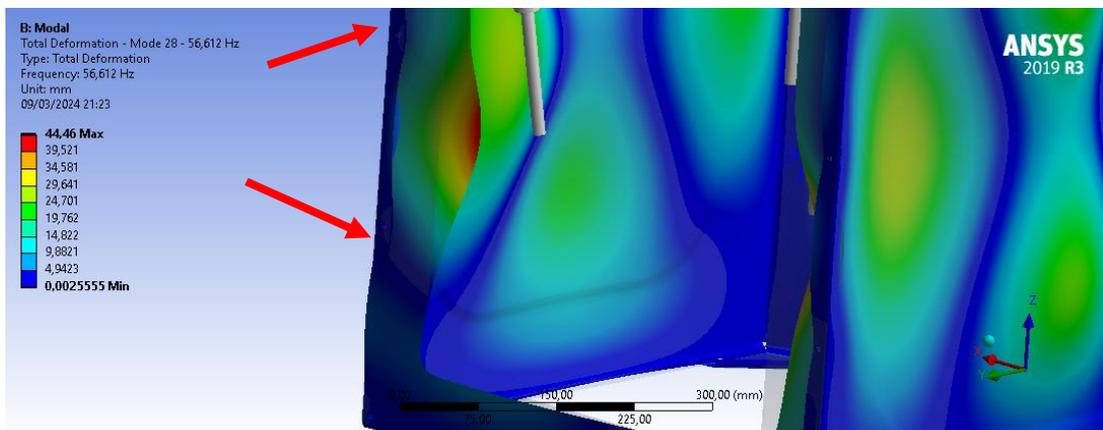
Analisando o modo de vibrar em 56,612 Hz, é possível observar que os maiores deslocamentos do modo estão distribuídos ao longo das laterais do modelo (Figura 75). Deste modo, com os deslocamentos das superfícies mais distribuídos, entende-se que as junções serão exigidas mais uniformemente. Porém pode-se notar que o modo age tendendo exigir mais os pontos 3 e 4, e 8 e 9, de modo que as uniões tendem a se afastar (Figura 76). Além disso, o deslocamento na superfície da lateral do modelo (Figura 77), na região superior medial age próximos aos pontos de junção da cantoneira superior (pontos 12 e 17). Vale ressaltar que o ponto 12 (cantoneira superior direita), para 60Hz, é exigido com 11,9N, enquanto para a mesma frequência o ponto 17 (cantoneira superior esquerda) tem um esforço de 12,23N.

Figura 67: Modo de vibrar 56,612Hz



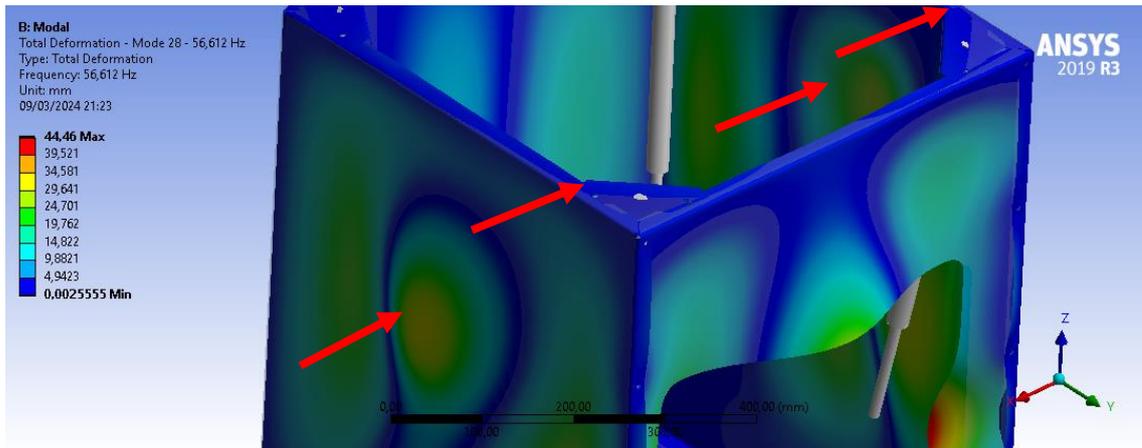
Fonte: Autor

Figura 68: Detalhe inferior do Modo de vibrar 56,612Hz



Fonte: Autor

**Figura 69: Detalhe superior do Modo de vibrar 56,612Hz**

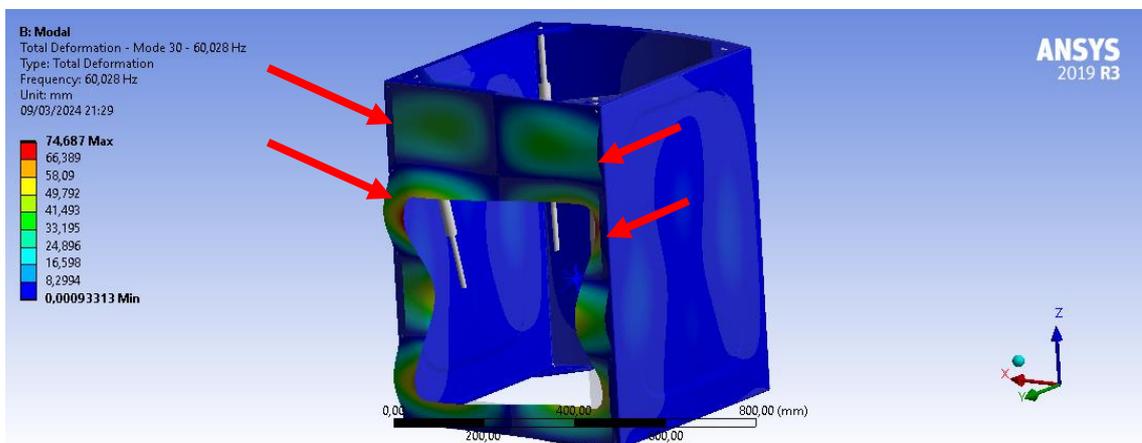


Fonte: Autor

#### **4.5.13. Análise do modo de vibrar: 60,028Hz**

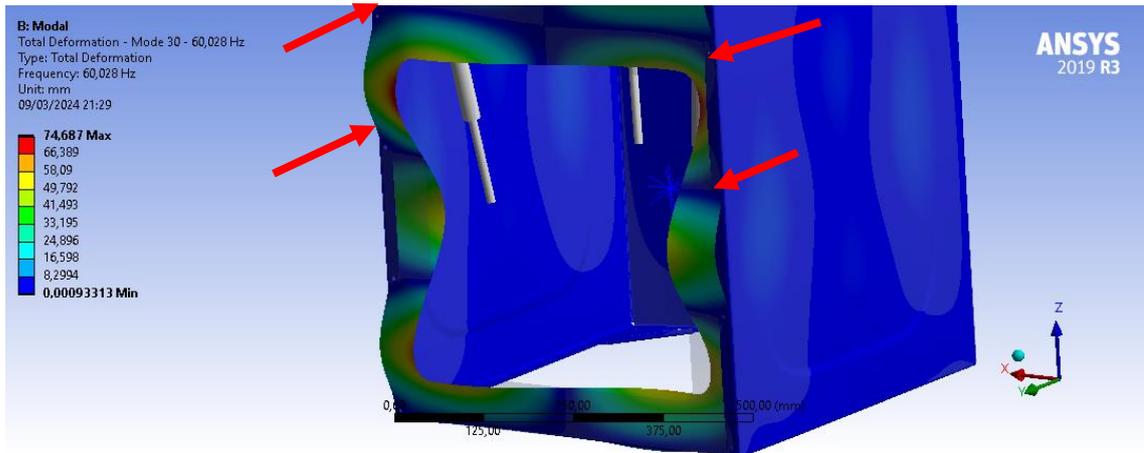
Analisando o modo de vibrar em 60,028 Hz, é possível observar que os maiores deslocamentos do modo estão distribuídos ao longo do fundo do gabinete do modelo (Figura 80). Pode-se notar que o modo age tendendo a exigir mais os pontos 2 e 3, e 7 e 8, de modo que as uniões tendem a se afastar (Figura 81). Além disso, os deslocamentos na parte superior do modelo (Figuras 82 e 83), age cantoneiras superiores traseiras, exigindo assim os pontos de junção destas (pontos 12 e 17). Vale ressaltar que o ponto 12 (cantoneira superior direita), para 60Hz, é exigido com 11,9N, enquanto para a mesma frequência o ponto 17 (cantoneira superior esquerda) tem um esforço de 12,23N.

**Figura 70: Modo de vibrar 60,028Hz**



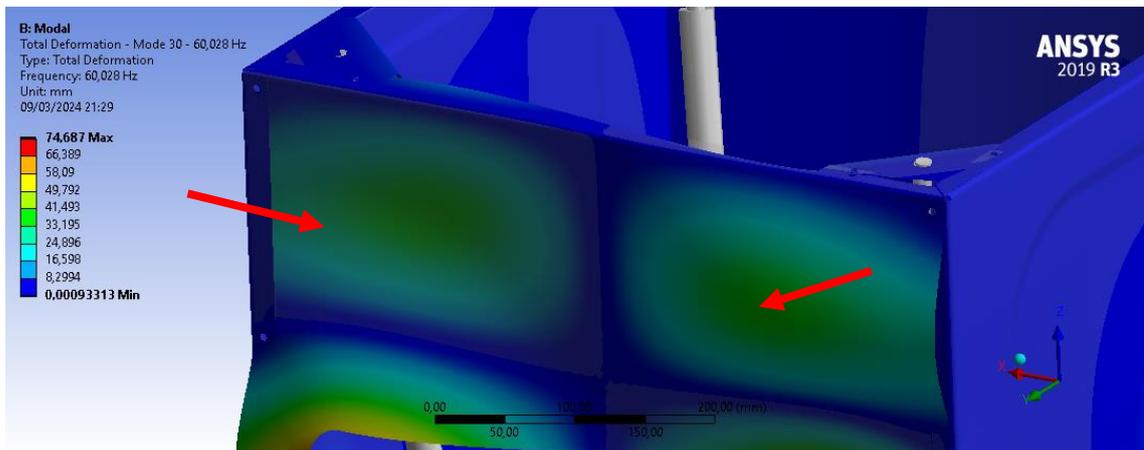
Fonte: Autor

**Figura 71: Detalhe inferior do Modo de vibrar 60,028Hz**



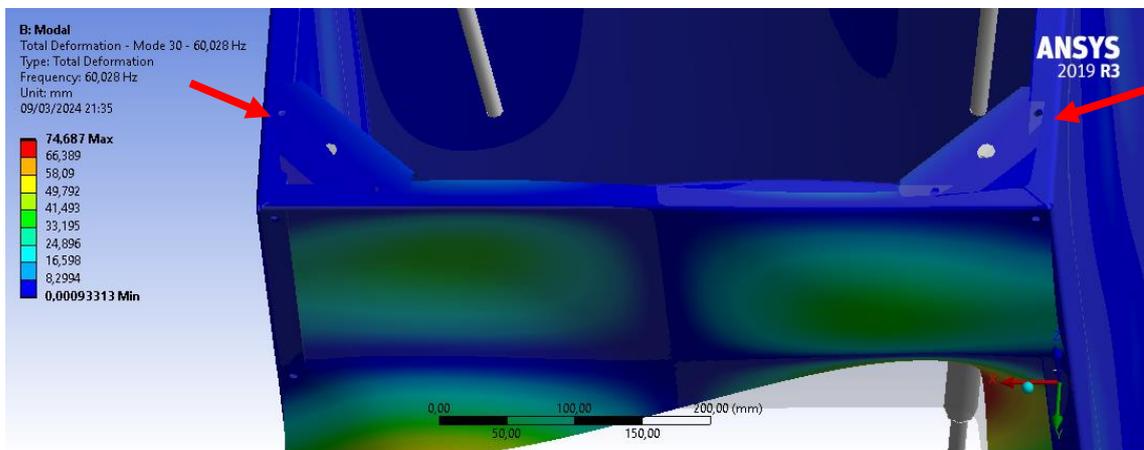
Fonte: Autor

**Figura 72: Detalhe superior do Modo de vibrar 60,028Hz**



Fonte: Autor

**Figura 73: Detalhe nas cantoneiras superiores do Modo de vibrar 60,028Hz**



Fonte: Autor

#### **4.5.15. Análise dos resultados: fatores de segurança dos modelos**

A partir da simulação para entender o comportamento da junção por conformação a frio, para dois tipos de configurações, foi possível obter valores de forças admissíveis ortogonais ao plano de fabricação do *clinch* considerando a união de chapas do gabinete com o fundo do gabinete (*clinch* de 6mm), e união de chapas destes com as cantoneiras (*clinch* de 10mm). Vale lembrar que a força ortogonal necessária para colapsar a união desses casos são:

- Carga crítica para *clinch* de 6mm: 1840 N
- Carga crítica para *clinch* de 10mm: 9790 N

Desta forma, é possível comparar com as cargas de esforços obtidas na simulação estática, que simula o modelo do gabinete da lavadora de roupa no estado de molho, e no caso dinâmico, que simula no estado de centrifugação. Os valores máximos de esforços para cada caso de *clinch* são:

- Esforço máximo para *clinch* de 6mm: 53,31 N
- Esforço máximo para *clinch* de 10mm: 556,67 N

Sendo assim, é possível obter os fatores de segurança do modelo, sendo a razão entre a carga crítica sob o esforço obtido:

- Fator de segurança para *clinch* de 6mm: 34,52
- Fator de segurança para *clinch* de 10mm: 17,59

Sendo assim, as junções de *clinch* do modelo analisado de um gabinete simplificado aplicado a simulação estática, modal e harmônica, por FEM, não colapsam, e assim não atingem os valores de cargas críticas obtidas na simulação de análise de falha da união modela em FEM.

## 5. CONCLUSÃO: Recomendações para melhorias

É possível concluir a partir deste trabalho, que há uma extrema dependência do comportamento dos modelos de gabinete de lavadora de roupa analisados relacionado às frequências de excitação e, a depender da faixa de operação que o modelo atua em determinada frequência, é possível minimizar os esforços atuantes tanto na estrutura, quanto nas uniões.

Observando os valores das tabelas de esforços nas uniões em função das frequências do sistema (Tabela 3, 4 e 5, páginas 49, 50 e 51), vale ressaltar que é imprescindível um controle de rotação do motor da máquina para que o sistema não perdure por tempo considerável em regiões críticas de excitação. Sendo assim, é recomendado que o motor não estagne em rotações abaixo de 15Hz ou que o freio do sistema ative antes de chegar nessa frequência, quando a máquina estiver terminando o processo de centrifugação.

Além disso, apesar dos valores de esforços nas junções serem consideravelmente abaixo de valores de cargas críticas para faixas de frequência de 55 a 60Hz, é recomendado o estudo de outras configurações de montagem variando o número de *clinchs*, uma vez que os valores de esforços para esta faixa de operação se sobrepõem comparados com os esforços para as demais faixas de frequências ao seu redor. Desta forma, seria possível buscar uma configuração de modo que a faixa de operação não se estagne na faixa de frequência de ressonância, de modo que o sistema atue em regiões de operação que minimize os esforços em sua estrutura e assim maximize a vida útil do produto.

Vale notar que os resultados obtidos são referentes aos modelos definidos a partir de casos reais, que sofreram diversas simplificações para viabilizar o estudo. Sendo assim, é sugerido um estudo mais aprofundado no comportamento dos componentes internos da lavadora, como o cesto, motor, bombas de alimentação, etc., para uma fiel caracterização do modelo MBS do sistema, para assim considerar também massas descentralizadas e valores de inércia de massa dos componentes internos, algo essencial para entender a excitação e problemas de vibração.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

COURIER JOURNAL. **Gallery | GE invests \$100M in new topload washing machine production**, 2015. Disponível em: <https://www.courier-journal.com/picture-gallery/news/2015/08/18/gallery--ge-invests-100m-in-new-topload-washing-machine-production/31911695/>. Acessado em: 18 de abril de 2020.

**Gabinete Pintado Lavadora - Electrolux.** Disponível em: <https://loja.electrolux.com.br/gabinete-pintado-lavadora/p>.

HE, X. Clinching for sheet materials. **Science and Technology of Advanced Materials**, v. 18, n. 1, p. 381-405, 2017.

JUNG, B. K. ;JEONG, W. B., Mode selection of modal expansion method estimating vibration field of washing machines. **Journal of Sound and vibration**, 340, p. 343-353, 2015.

LARSSON, T. **Multibody Dynamic Simulation in Product Development. Division of Computer Aided Design** – Department of Mechanical Engineering – Lulea University of Technology, Lulea, 2001.

**Manual de Serviços - Lavadora de Roupas Top Load LT09B - 8kg. Electrolux**, 2014. <https://pt.slideshare.net/mhcin40/electrolux-lm-08completo/>.

MARQUES, P. V.; MODENESI, P.J.; BRACARENSE, A. Q. **Soldagem – Fundamentos e Tecnologia.** Editora UFMG, Belo Horizonte, 2005, 362p.

**Ponteadeira.** Disponível em: <https://www.soldasbrasil.com.br/ponteadeira.php>. Acesso em: 13 mar. 2020.

SALOMÃO. **Estudo da dinâmica de lavadora de eixo vertical utilizando sistemas multicorpos.** Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade de São Paulo. São Carlos, página 72, 2007.

**Tecnologia de união TOX®.** Disponível em: <https://pt.tox-pressotechnik.com/aplicacoes/clinching/tox-joining-technology/>. Acesso em: 13 mar. 2020.

TENÓRIO, M. B.; LAJARIN, S. F.; GIPIELA, M. L; MARCONDES, P. V. P. Estudo do processo de união de chapas por *clinching*. **Congresso Brasileiro de Engenharia de Fabricação.** 2017.

TURKAY, O. S.; SUMER, I. T.; TUGCU, A. K. **Modeling and dynamic analysis of the suspension system of a front loaded washing machine.** In: 18 th Annual ASME Design Automation Conference. 1992. p. 383-390.

VAN DEN BREKEL, L. D. M. **Hydrodynamics and mass transfer in domestic drum-type fabric washing machines.** 1987. Disponível em: <https://pdfs.semanticscholar.org/2ba6/845dbfa654650b845310a89c2e229a605ead.pdf>. Acessado em: 12 de fevereiro de 2020.

WOMACK, James P.; JONES, Daniel T.; ROOS, Daniel. **The Machine That Changed the World: The Story of Lean Production.** New York: Free Press, 2007.