

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

LUCAS SCHWARTZ CORRÊA

**REDUÇÃO DE MASSA DE UMA RODA PELO MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO
TOPOLÓGICA**

CAXIAS DO SUL

2020

LUCAS SCHWARTZ CORRÊA

**REDUÇÃO DE MASSA DE UMA RODA PELO MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO
TOPOLÓGICA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Análise de tensões.

Orientador Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano

CAXIAS DO SUL

2020

LUCAS SCHWARTZ CORRÊA

**REDUÇÃO DE MASSA DE UMA RODA PELO MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO
TOPOLÓGICA**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade de Caxias do
Sul como requisito parcial à obtenção do
grau de Engenheiro Mecânico. Área de
concentração: Análise de tensões.

Aprovado em ____/____/____

Banca Examinadora

Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Leandro Luís Corso
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Victor Hugo Velazquez Acosta
Universidade de Caxias do Sul – UCS

RESUMO

O foco do trabalho é a redução de massa de uma roda para cadeira de rodas e para tal, foi realizada uma análise estrutural pelo método de elementos finitos (MEF) e aplicado técnicas de otimização estrutural como a topológica e a dimensional. Para iniciar o trabalho foi definido o uso de análise estática linear. Sendo assim para realizar o MEF da roda foi considerado o peso que ela deve resistir, assim como a pressão comum dos pneus que a roda vai utilizar. Toda região em que a roda faz contato com o solo foi considerada uma condição de contorno de suporte fixo. A roda é de nylon reforçada com fibra de vidro e pesa cerca de 1,423kg e através da análise de elementos finitos se percebe uma tensão máxima próxima a 11,417MPa. Após análise da roda inicial é aplicado a otimização topológica com foco em minimização de massa restrita a tensão máxima de 11,500 MPa. Foi possível alcançar uma redução de massa aproximada de 25% da massa original, porém após a suavização foi obtido uma redução de massa de 9% e tensão máxima aumentou 7,5%.

Palavras-chave: Roda. Cadeira de rodas. Método de elementos finitos. Método de otimização topológica.

ABSTRACT

The focus of the work is on reducing the mass of a wheel for a wheelchair and for that, a structural analysis will be carried out by the finite element method (MEF) and structural optimization technique such as topological and dimensional. To start the work it was defined that an analysis will be static and linear. Therefore, in order to perform the wheel MEF, the weight it must withstand was considered, as well as the common tire pressure that a wheel will use. Every region where the wheel makes contact with the ground was considered a boundary condition of fixed support. The wheel is made of nylon reinforced with fiberglass and weighs around 1,423kg and through the analysis of finite elements a maximum tension close to 11,417Mpa is perceived. After analyzing the initial wheel, topological optimization is applied with a focus on minimizing mass restricted to a maximum tension of 11,500 Mpa. It was possible to achieve a mass reduction of approximately 25% of the original mass, however after smoothing an approximate mass reduction of 9% and maximum tension increased by 7.5%.

Keywords: Wheel. Wheelchair. Finite element method. Topological optimization method.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – MODELAMENTO E DETALHAMENTO EM CAD	11
FIGURA 2 – DIFERENTES TIPOS DE ELEMENTOS	15
FIGURA 3 – MALHA DE ELEMENTOS FINITOS.....	15
FIGURA 4 – DIAGRAMA DE FORÇAS SOBRE A RODA.....	16
FIGURA 5 – IDENTIFICAÇÃO DO CONTATO DA RODA COM O SOLO	17
FIGURA 6 – TIPOS DE OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL	19
FIGURA 7 – ETAPAS DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA.....	21
FIGURA 8 – CADEIRA ANALISADA EM MEF.....	23
FIGURA 9 – PROJETO COM MENOR PESO E MOMENTO DE INÉRCIA	23
FIGURA 10 – FLUXOGRAMA DE TRABALHO.....	24
FIGURA 11 – DETALHAMENTO 2D DA RODA	26
FIGURA 12 – MALHA TETRAÉDRICA SOBRE A GEOMETRIA.....	27
FIGURA 13 – LOCAL, SENTIDO E DIREÇÃO DE APLICAÇÃO DA FORÇA.	28
FIGURA 14 – LOCAL DE APLICAÇÃO DA PRESSÃO	29
FIGURA 15 – REGIÃO DE SUPORTE FIXO.....	30
FIGURA 16 – REGIÕES DE OTIMIZAÇÃO	31
FIGURA 17 – DESLOCAMENTO.....	33
FIGURA 18 – TENSÕES DE VON MISSES	34
FIGURA 19 – REGIÕES COM MAIORES TENSÕES DE VON MISSES	35
FIGURA 20 – DIVISÃO PARA SIMPLIFICAR MODELO.....	35
FIGURA 21 – MALHA OBTIDA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA	36
FIGURA 22 – DESLOCAMENTO RODA OTIMIZADA COM RANHURAS	37
FIGURA 23 – TENSÃO RODA OTIMIZADA COM RANHURAS.....	37
FIGURA 24 – TENSÃO RODA OTIMIZADA COM RANHURAS.....	38
FIGURA 25 – RODA OTIMIZADA COM NERVURAS	39
FIGURA 26 – TENSÃO RODA OTIMIZADA COM NERVURAS.....	39
FIGURA 26 – DESLOCAMENTO RODA OTIMIZADA COM NERVURAS.....	40
FIGURA 27 – TENSÃO RODA OTIMIZADA COM NERVURAS.....	40
FIGURA 29 – DESLOCAMENTO RODA OTIMIZADA NA ESPESSURA.....	41
FIGURA 30 – TENSÃO RODA OTIMIZADA NA ESPESSURA.....	42
FIGURA 31 – TENSÃO RODA OTIMIZADA ESPESSURA.....	42

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – PROPRIEDADES DO MATERIAL (PA66).....	26
TABELA 2 – TAMANHO DE MALHA E RESULTADOS DAS TENSÕES MÁXIMAS	28
TABELA 3 - RESULTADOS.....	43

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRIDEF	Associação Brasileira da Indústria, Comércio e Serviços de Tecnologia Assistiva
CCET	Centro de Ciências Exatas e da Tecnologia
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
Inmetro	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
OP	Otimização Paramétrica ou Dimensional
OF	Otimização de Forma
OT	Otimização Topológica
UCS	Universidade de Caxias do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Final do contato da roda com o solo
A	Força de atrito
b	Início de contato da roda com o solo
F	Força aplicada
$\{F\}$	Vetor coluna das forças que atuam nos nós dos elementos
F	Vetor de forças externas globais
$[K]$	Matriz quadrada dos coeficientes de rigidez
$K(x)$	Matriz de rigidez global da estrutura ao longo de x
N	Força normal
R	Distância do solo até a força F
$[u]$	Vetor coluna dos deslocamentos associados aos nós
u	Vetor deslocamento global
v	Velocidade linear da roda
w	Velocidade angular da roda
x	Vetor das variáveis do projeto

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	AMBIENTE DE TRABALHO	12
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	12
1.3	OBJETIVOS	13
1.3.1	Objetivo geral	13
1.3.2	Objetivos específicos	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)	14
2.1.1	Domínio do problema	14
2.1.1.1	Geração de malha	14
2.1.2	Carregamentos e condições de contorno	16
2.1.3	Análise das equações em MEF	18
2.2	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL	18
2.2.1	Otimização paramétrica ou dimensional (OP)	19
2.2.2	Otimização de forma (OF)	20
2.2.3	Otimização topológica (OT)	20
2.2.4	Análise das equações em Otimização Estrutural	21
2.3	OTIMIZACAO ESTRUTURAL EM CADEIRAS DE RODAS	22
3	METODOLOGIA	24
3.1	FLUXOGRAMA	24
3.2	CARACTERIZAÇÃO DO PROJETO	25
3.2.1	Material	25
3.2.2	Domínio do problema	26
3.2.3	Malha	27
3.2.4	Carregamentos	28
3.2.5	Condições de contorno	29
3.3	ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS	30
3.4	OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL	30
3.5	SUAVIZAÇÃO DA MALHA	31
3.6	MEF SOBRE O PROJETO OTIMIZADO	32
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	33
4.1	ANÁLISE DO PROJETO INICIAL DA RODA	33

4.2	OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA.....	35
4.2.1	Roda otimizada com ranhuras.....	37
4.2.2	Roda otimizada com nervuras.....	38
4.2.3	Otimização dimensional da espessura.....	41
4.3	ANÁLISE DOS PROJETOS.....	43
5	CONCLUSÕES.....	45
6	TRABALHOS FUTUROS.....	46
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	47

1 INTRODUÇÃO

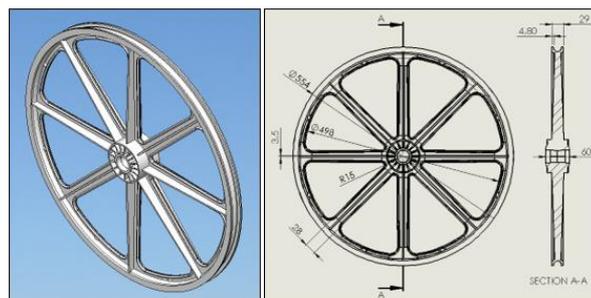
Cerca de 46 milhões de pessoas declaram-se com algum tipo de deficiência, o que representa quase 24% da população brasileira e desses, 2,3% possuem deficiência motora conforme os dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2018). Segundo a Associação Brasileira da Indústria, Comércio e Serviços de Tecnologia Assistiva (ABRIDEF, 2018), os produtos e serviços voltados para pessoas com deficiência vêm crescendo de 15% a 20% e movimentando cerca de R\$5,5 bilhões ao ano, sendo R\$100 milhões somente com venda de cadeiras de rodas.

Em 1933 o engenheiro norte americano Harry Jennings (FAPESP, 2018) inventava a primeira cadeira de rodas manual, que é um dos importantes itens desse mercado sendo utilizada por pessoas com deficiência nos membros inferiores. Segundo Moreira (2018), o usuário de cadeiras de rodas deve considerar a cadeira como uma extensão do corpo e precisa ser dimensionada corretamente para haver máximo proveito do equipamento.

Um dos itens fundamentais na cadeira é a roda, que deve ter resistência e leveza para proporcionar ao usuário mobilidade, segurança e conforto durante a locomoção.

Para isso, diversos tipos de rodas já existem no mercado, elas se diferenciam em materiais, tamanhos ou formas, sendo assim, este trabalho propõe-se na redução de massa de uma roda de nylon injetada com fibra de vidro cujo peso é de aproximadamente 1,5 kg, a roda escolhida para análise passou por um processo de engenharia reversa, onde foi digitalizada por um scanner de mão e após modelada e detalhada em um programa de CAD como mostra a figura 1.

Figura 1 – Modelamento e detalhamento em CAD



Fonte: O autor (2020).

Para auxiliar o engenheiro na busca da redução de massa, na otimização de processos e na redução de custos da roda algumas ferramentas de análise de projeto como o método de elementos finitos (MEF) e a otimização estrutural podem ser utilizados.

1.1 AMBIENTE DE TRABALHO

A empresa SCAN3D Comércio e Serviços de Digitalização LTDA está há 10 anos no mercado oferecendo soluções avançadas em engenharia reversa como digitalização e modelagem para prototipagem e análise de medição. Hoje a empresa conta com nove colaboradores na matriz que se localiza na cidade de Caxias do Sul – RS e mais três colaboradores na filial em Santa Barbara d'Oeste – SP.

O desenvolvimento do trabalho fará uso do software ANSYS para análise pelo método de elementos finitos e para otimização estrutural.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Para facilitar à inclusão social a cadeira de rodas é fundamental e deve ser considerada a extensão dos membros das pessoas com deficiências físicas que bem dimensionados tendem a evitar lesões e causar o máximo de independência aos usuários.

As rodas são componentes fundamentais, pois geram a mobilidade do equipamento, sendo assim, resistência e leveza são premissas importantes no projeto da roda.

Em uma cadeira de rodas são necessárias duas rodas traseiras que juntas somam 3 kg, ou seja, aproximadamente 20% do peso total da cadeira de rodas.

Este trabalho busca uma redução de peso das rodas com conservação da sua resistência, para tal, será utilizado duas ferramentas importantes como o método de elementos finitos (MEF) para análise de tensões e a otimização estrutural para buscar a melhor relação entre massa e resistência do projeto, ou seja, a geometria ótima do projeto.

Mantendo a resistência do projeto e reduzindo a massa os benefícios ergonômicos da roda serão potencializados, mas também pode existir ganhos

econômicos com a redução da matéria prima e o tempo no processo de fabricação.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Reduzir massa de uma roda para cadeira de rodas utilizando do método de otimização topológica.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos abaixo foram definidos para sustentar o objetivo geral.

- a) definir os carregamentos e as condições de contorno associadas as rodas de cadeiras de rodas;
- b) realizar a análise estrutural da roda por meio do método de elementos finitos;
- c) otimizar a geometria da roda utilizando ferramentas de otimização estrutural topológica;
- d) efetuar a análise estrutural da roda otimizada pelo método de elementos finitos;
- e) avaliar os resultados obtidos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta conceitos básicos sobre o método de elementos finitos e otimização estrutural, que servem de fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do trabalho.

2.1 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Segundo Fish e Belytscho (2009), utiliza-se o método dos elementos finitos para resolver problemas de engenharia como análise de tensões, transferência de calor, escoamento de fluido e eletromagnetismo em geometrias complexas através de simulações por computador. Este método é uma solução com resultado aproximado para equações diferenciais parciais, onde a resolução pelo método analítico clássico seria inviável devido à complexibilidade da geometria em análise.

Conforme Azevedo (2003), para resolver um problema de análise de uma estrutura é necessário saber a geometria, o material, os carregamentos e as condições de contorno, porém, quando necessário utilizar do MEF algumas características quanto ao tipo de análise, também é necessário definir se será estática ou dinâmica, linear ou não linear e o tipo de estrutura.

2.1.1 Domínio do problema

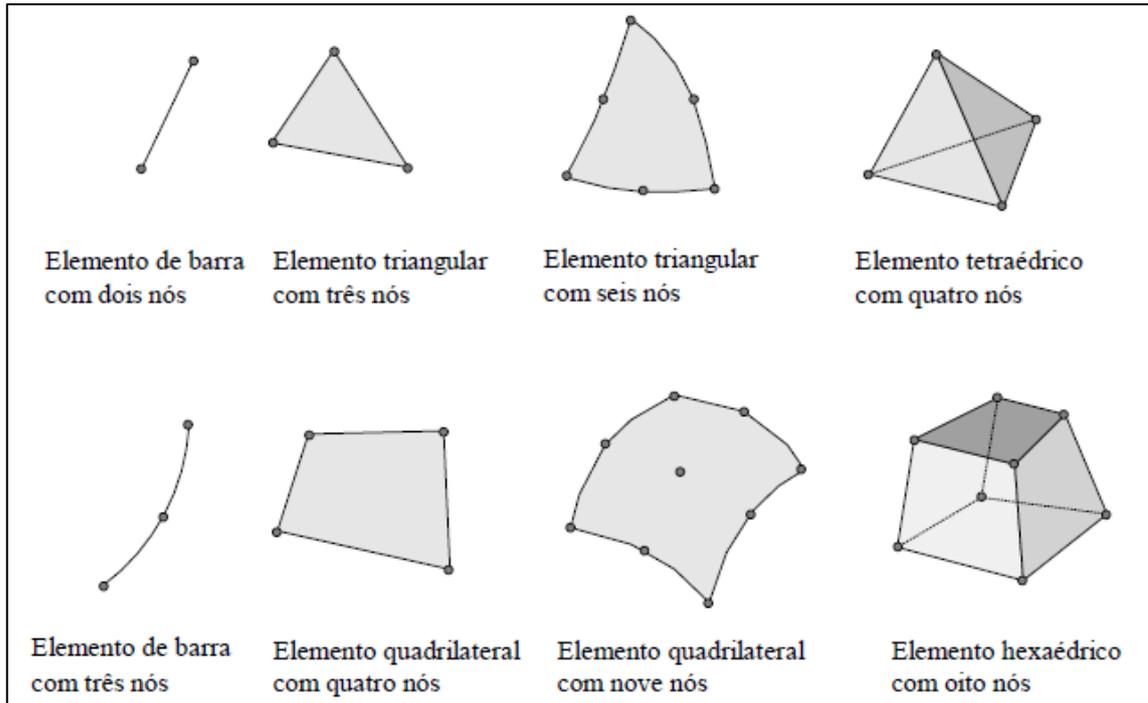
O método dos elementos finitos começa pela determinação do domínio do problema que é a geometria ou a forma analisada. Através da geometria definida é gerada uma malha de elementos finitos.

2.1.1.1 Geração de malha

Conforme Souza (2003), a intenção do método é dividir a geometria a ser analisada em pequenos elementos conectados por nós e que tenham formas simples como na figura 2.

Para elementos volumétricos como uma roda são utilizados elementos 3D, normalmente o elemento tetraédrico, por se ajustar facilmente às geometrias.

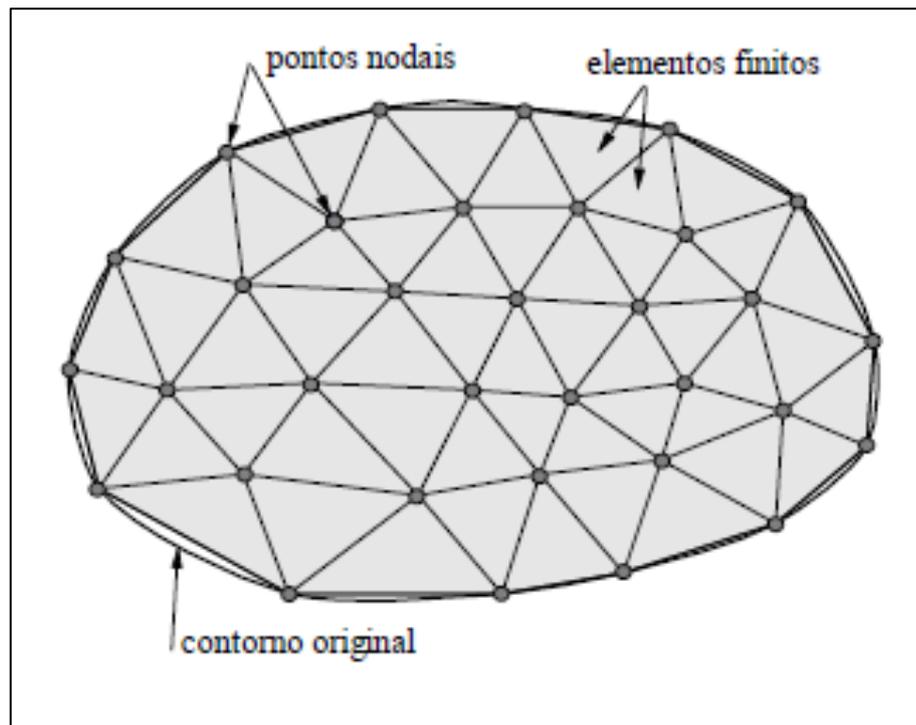
Figura 2 – Diferentes tipos de elementos



Fonte – Souza (2003).

O conjunto desses elementos dentro do contorno original é a malha de elementos finitos, conforme figura 3.

Figura 3 – Malha de elementos finitos



Fonte: Souza (2003).

A malha tem influência direta nos cálculos da análise para isso alguns aspectos como os ângulos mínimos e máximos do elemento, tamanho do elemento, *skewness*, *jacobian*, entre outros devem ser verificados para garantir a precisão dos resultados (Altair 2012).

Sob o ponto de vista de Souza (2003), o importante da malha é a convergência, pois em uma malha consistente quando o tamanho dos elementos tende a zero e conseqüentemente os nós ao infinito, a solução do MEF converge a solução exata do problema.

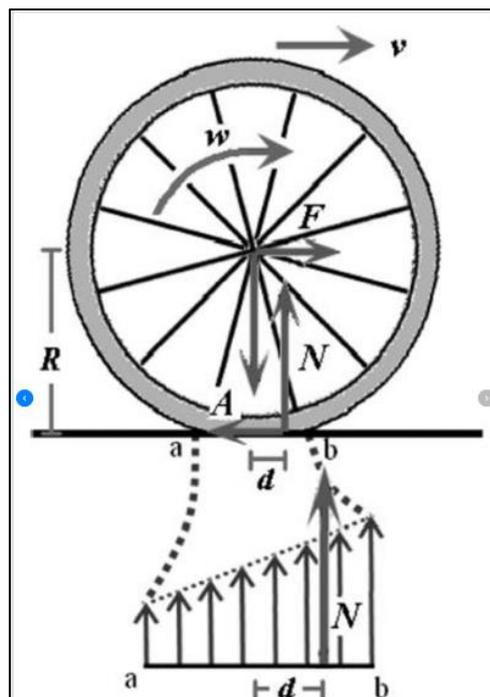
2.1.2 Carregamentos e condições de contorno

Com a geometria definida e a malha gerada a partir dela, começa a aplicação dos carregamentos sobre tal. Neste trabalho será realizada uma análise estática linear sobre o componente roda.

Para Azevedo (2003), análise estática é aquela que todas as forças inerciais são desprezadas e a análise linear é aquela que o material possui uma relação entre tensão e deformação linear.

A figura 4 apresenta alguns parâmetros relevantes para a análise.

Figura 4 – Diagrama de forças sobre a roda



Fonte: Sasaki (2014).

onde: F = Força aplicada;

N = Força normal;

A = Força de atrito;

b = início de contato da roda com o solo;

a = final do contato da roda com o solo;

R = distância do solo até a força F ;

v = velocidade linear da roda;

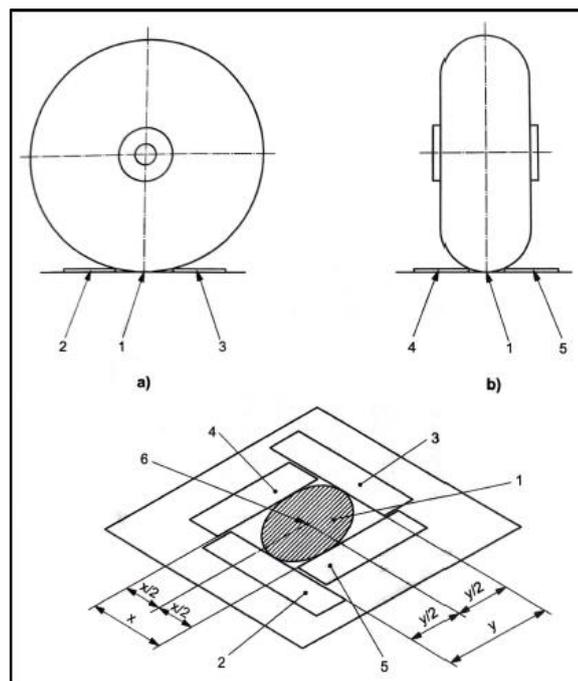
w = velocidade angular da roda.

Para uma análise estática da roda as forças A , v e w serão desprezadas.

A força F que está paralela ao chão também será desprezada, porém a força F que está perpendicular corresponde a força peso que a roda foi projetada para suportar.

Para definir a área de contato em que a força N está distribuída, ou seja, a distância de a até b , a norma ABNT NBR ISO 7176 (2015), estabelece técnicas e procedimentos adequados para medir dimensões e a massa das cadeiras de rodas. Na figura 5, mostra-se o método para identificação do ponto de contato da roda com o solo, através do uso de calibres.

Figura 5 – Identificação do contato da roda com o solo



Fonte: Norma ABNT NBR ISO 7176 (2015).

onde: 1 = área de contato entre a roda e o solo;

2 = calibre frontal;

3 = calibre traseiro;

4 = calibre direito;

5 = calibre esquerdo;

6 = ponto de contato com solo.

2.1.3 Análise das equações em MEF

Após a geração de malha, determinação dos carregamentos e condições de contorno utiliza-se do poder de processamento de um computador para resolver o problema de elasticidade. De acordo com Hugues (1987), através do método de Galerkin, encontra-se a equação 1.

$$\{F\} = [K].\{u\} \quad (1)$$

onde: $\{F\}$ = Vetor coluna das forças que atuam nos nós dos elementos;

$[K]$ = Matriz quadrada dos coeficientes de rigidez;

$\{u\}$ = Vetor coluna dos deslocamentos associados aos nós.

A Matriz $[K]$ é gerada a partir das propriedades do material, enquanto o vetor $\{F\}$ são as forças aplicadas à geometria e o vetor $\{u\}$ é a resolução do software.

Para os detalhes da dedução da equação 1, recomenda-se a obra *The Finite Element Method - Linear Static and Dynamic Element Analysis* de Hughes(1987).

2.2 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL

Otimização estrutural tem início em 1872 com Maxwell que se preocupava em reduzir a quantidade de material utilizada na construção de pontes. O trabalho dele era calcular o campo de tensões mecânicas principais, usando a teoria da elasticidade. Sabendo que nas direções das tensões principais não existiam tensões de cisalhamento, somente tensões normais, as pontes eram então projetadas com elementos de treliça alinhadas com as direções principais.

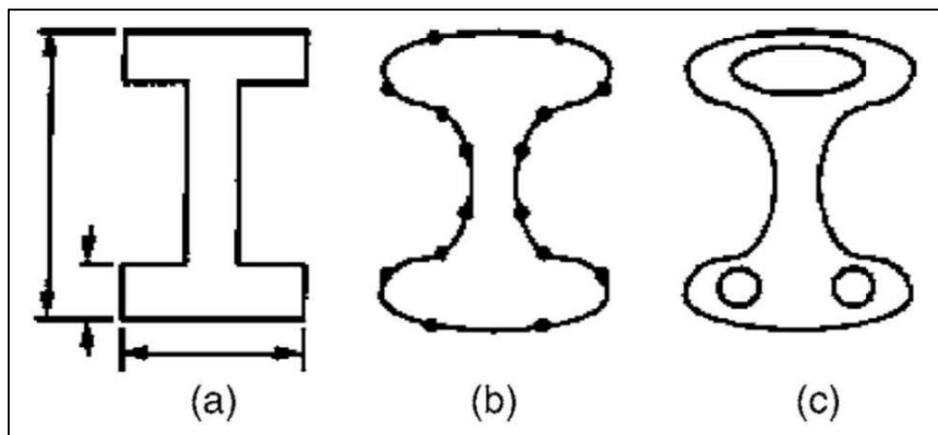
Segundo Silva (2002), Michell retomou o trabalho de Maxwell em 1904, tentando utiliza-lo em qualquer tipo de estrutura, porém em estruturas complexas era complicado obter os resultados e por isso a ideia foi desprezada.

Conforme Coutinho (2006), depois de muitos anos com pouca evolução, a otimização estrutural volta a ser implementada em 1960 retomando a ideia de Michell, porém com restrições, pois os recursos computacionais necessários eram limitados, somente a partir de 1990 devido ao avanço tecnológico dos computadores e programas direcionados para o desenvolvimento de projetos o método é inserido nas empresas para redução de experimentos práticos.

Sob o ponto de vista de Coutinho (2006), a otimização estrutural ainda vem crescendo, pois, as significativas melhoras na fase de desenvolvimento do projeto, reduzindo custo, aumentando a qualidade e a confiabilidade e ainda, diminuindo os recursos e tempo dados para o projeto.

O principal objetivo da otimização é encontrar a melhor distribuição do material dentro de uma forma de projeto específico, levando em consideração as condições de contorno. Para isso, dependendo da complexidade da forma, existe três classificações quanto ao tipo de otimização: a otimização dimensional (a), de forma (b) e a topológica (c), representadas respectivamente na figura 6.

Figura 6 – Tipos de otimização estrutural



Fonte: Saitou et al (2005).

2.2.1 Otimização paramétrica ou dimensional (OP)

A otimização paramétrica ou dimensional é utilizada quando a forma estrutural não muda e a variação ocorre nas dimensões do projeto. O objetivo dessa

otimização é diminuir o volume do elemento (Hassani; Hinton, 1998).

Segundo Perini (2013), a modificação acontece nas dimensões que definem o projeto do produto, buscando diminuir o volume, mas não alterando a forma pré-estabelecida do projeto.

2.2.2 Otimização de forma (OF)

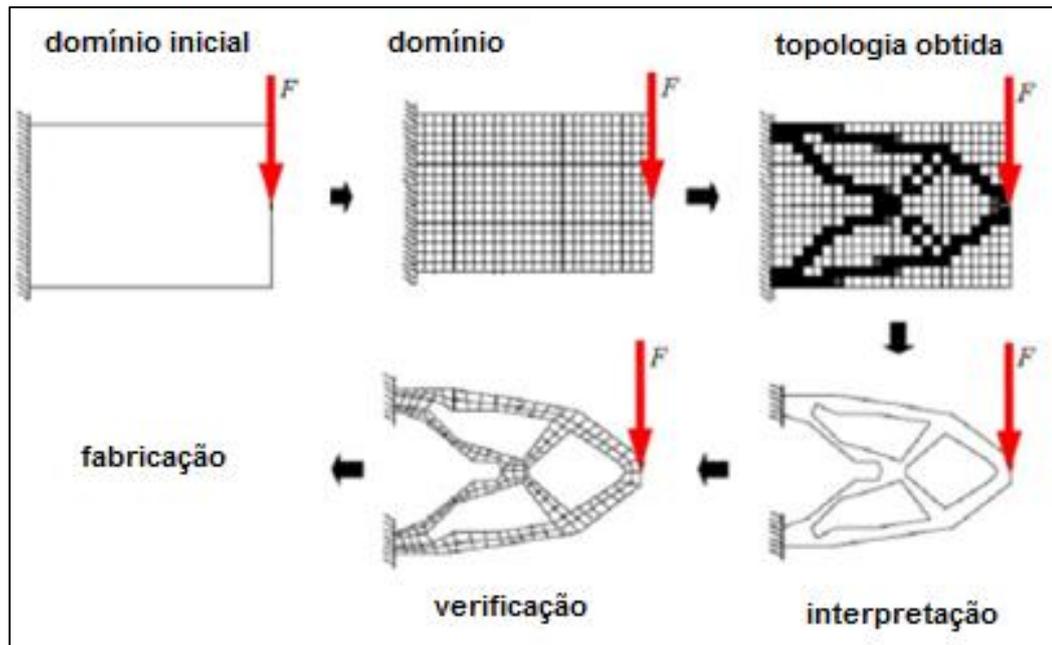
Na otimização de forma, o volume externo está definido, porém as formas internas se modificam para respeitar as condições de contorno requeridas com o objetivo de variar a geometria para reduzir as regiões com menores tensões (Hassani; Hinton; 1998).

2.2.3 Otimização topológica (OT)

É o método computacional que possibilita encontrar a topologia ótima do design. Partindo de um modelo de design base o volume irá se adaptar, escolhendo a melhor distribuição mássica possível para atender aos critérios de condições de contorno estabelecidos, podendo criar vazios em elementos da malha que sofrem pouca tensão. A técnica avalia a relação entre micro e macroestrutura, sendo que a microestrutura se refere ao material utilizado e a macroestrutura a geometria do design. Analisando a malha e as condições de contorno, o método busca remover elementos, onde as forças geram menos impacto no projeto (Bendsoe, Sigmund, 2003).

Sob o ponto de vista de Perini (2013), para criar os vazios na malha e otimizar assim a relação entre massa e rigidez do design do produto, removendo apenas as áreas que sofrem pouca tensão no elemento, existem algumas etapas básicas que estão a seguir e na figura 7. Primeiro define-se o domínio que é limitado pelas condições de contorno e forças atuantes. Após divide-se esse domínio em elementos finitos para só assim começar a otimização topológica. Em seguida interpreta-se o resultado obtido na otimização e otimiza-se com base no conhecimento na área de engenharia para então verificar as tensões e rigidez da estrutura, antes de fabricar o produto.

Figura 7 – Etapas da otimização topológica



Fonte: Silva (2002).

2.2.4 Análise das equações em Otimização Estrutural

Segundo Arora (2004), a otimização tem como objetivo encontrar um vetor x que são as variáveis de projeto para minimizar a função deslocamento tendo como base a equação 2:

Minimize/maximize:

$$f(x, u) \quad (2)$$

Sujeito à:

$$K(x)u = F$$

$$g_i(x, d) \leq 0; i = 1, \dots, l$$

$$x \in \chi = \{x \in \mathbb{R}^n \mid x_j^{\min} \leq x_j \leq x_j^{\max}, j = 1, \dots, n\}$$

onde: x = Vetor das variáveis do projeto;

$K(x)$ = Matriz de rigidez global da estrutura ao longo de x ;

u = Vetor deslocamento global;

F = Vetor de forças externas globais.

A matriz $K(x)$ e os vetores $\{F\}$ e $\{u\}$ são os mesmos gerados no MEF e o

vetor x será as variáveis do projeto em que desejamos minimizar ou maximizar.

A otimização estrutural é amplamente utilizada para minimização da flexibilidade dos projetos sujeito a um volume restrito a partir da equação 3.

Minimize:

$$c(\rho) = F^T u \quad (3)$$

Sujeito à:

$$K(\rho)u = F$$

$$\frac{V(\rho)}{V_0} \leq f$$

$$0 \leq \rho^{min} \leq \rho_j, \quad j = 1, \dots, n$$

onde: c = Flexibilidade;

ρ = Densidade;

$K(x)$ = Matriz de rigidez global da estrutura ao longo de x ;

u = Vetor deslocamento global;

F = Vetor de forças externas globais;

V = Volume do domínio;

V_0 = Volume do domínio estendido;

f = Fração do volume permitido;

n = Número de elementos finitos.

Está fórmula apresenta resultados para a maximização da rigidez média na direção do deslocamento (u) para as forças (F).

2.3 OTIMIZACAO ESTRUTURAL EM CADEIRAS DE RODAS

Conforme Cota (2010), é fundamental otimizar o peso em uma cadeira de rodas. Em vista disso, o MEF proporciona excelentes resultados de tensões e deformações para análise e otimização sobre uma estrutura de cadeira de rodas.

A análise de Cota (2010) focou na estrutura da figura 8 e em diversos materiais, onde, os compósitos obtiveram menor peso e maior resistência quando submetidos a uma força de 2500 N, referentes ao peso de uma pessoa com 250 kg.

Figura 8 – Cadeira analisada em MEF



Fonte: Cota (2010).

Continuando com a redução de massa, para melhorar o conforto do usuário e concentrado no componente roda, Kalyanasundaram (2006), analisou vários projetos com elementos finitos e o que obteve resultados com baixo peso (2649 g) e momento de inércia (1849 kg.m^2) foi o da figura 9. Um momento de inércia menor significa menos esforço para o usuário iniciar o movimento da cadeira.

Figura 9 – Projeto com menor peso e momento de inércia



Fonte: Kalyanasundaram (2006).

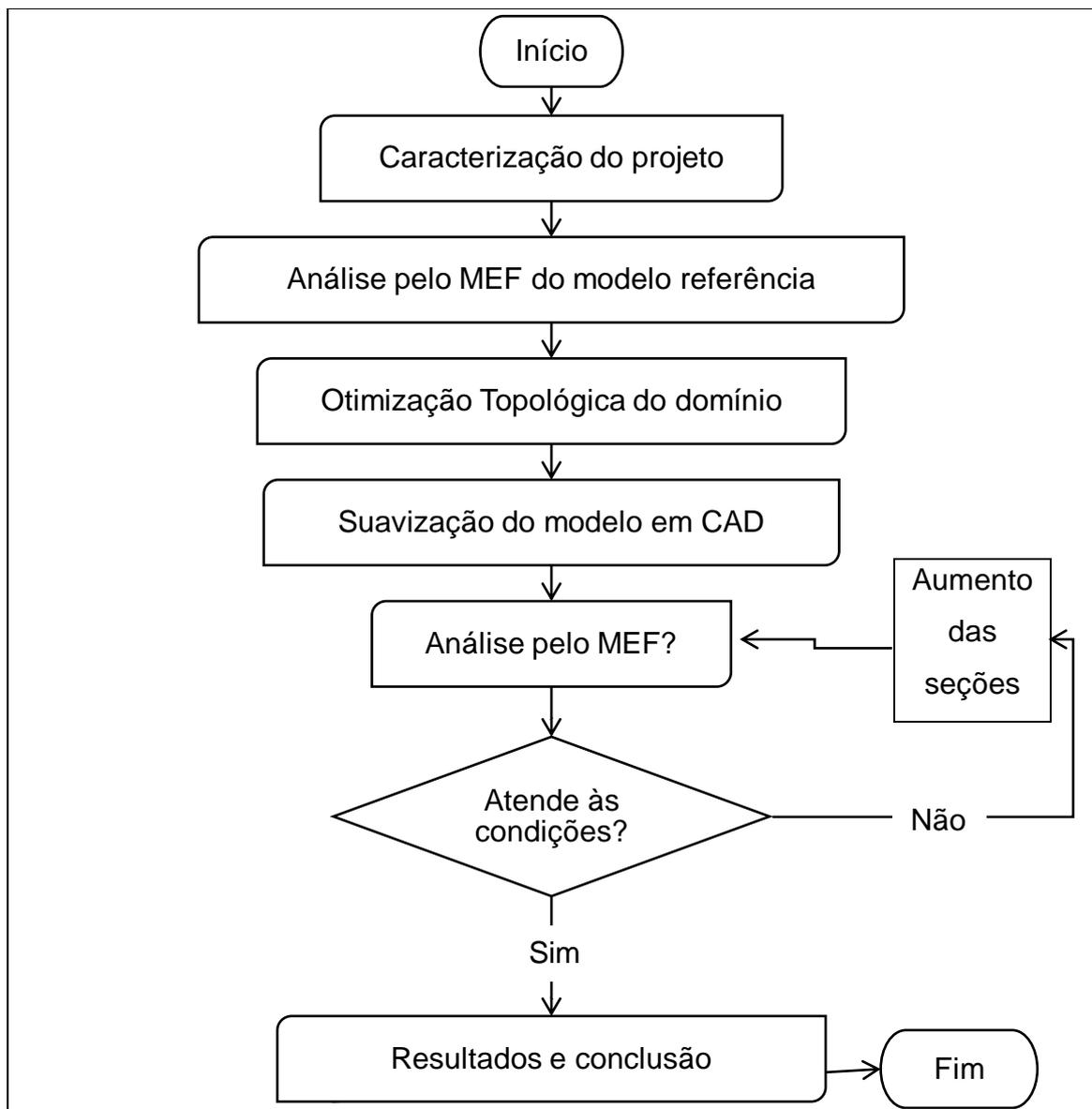
3 METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentados as etapas e os respectivos métodos, para atingir os objetivos propostos neste trabalho.

3.1 FLUXOGRAMA

Na figura 10, mostra-se cada etapa a ser desenvolvida no TCC II.

Figura 10 – Fluxograma de trabalho



Fonte: O autor (2018).

3.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROJETO

Em um projeto existem diversas variáveis que podem assumir diversos valores, nesta etapa é definido quais são relevantes para esse estudo.

3.2.1 Material

Na análise de elementos finitos a primeira tarefa é definir o material, pois é ele que dará a rigidez da malha de elementos finitos.

Considerando uma análise estática linear as propriedades do material que precisam estar definidas são o módulo de Young, o coeficiente de Poisson e a densidade.

Módulo de Young ou de elasticidade é uma propriedade mecânica que mede a rigidez do material. É a relação entre a tensão e a deformação.

$$E = \frac{\sigma(\epsilon)}{\epsilon} = \frac{F/A}{\Delta L/L_0} \quad (4)$$

Coeficiente de Poisson mede a deformação transversal de um material, é uma relação entre as deformações ortogonais.

$$\nu = - \frac{\epsilon_x}{\epsilon_z} = - \frac{\epsilon_y}{\epsilon_z} \quad (5)$$

Densidade é a relação entre massa e volume do material sobre uma certa pressão e temperatura.

$$d = \frac{m}{V} \quad (6)$$

A roda deste trabalho é de nylon injetado com fibra de vidro (PA66) e estas propriedades estão na tabela 1:

Tabela 1 – Propriedades do material (PA66)

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	1360	Kg / m ³
Módulo de Young	6820	MPa
Coefficiente de Poisson	0,35	-
Resistência máxima a compressão	104	MPa

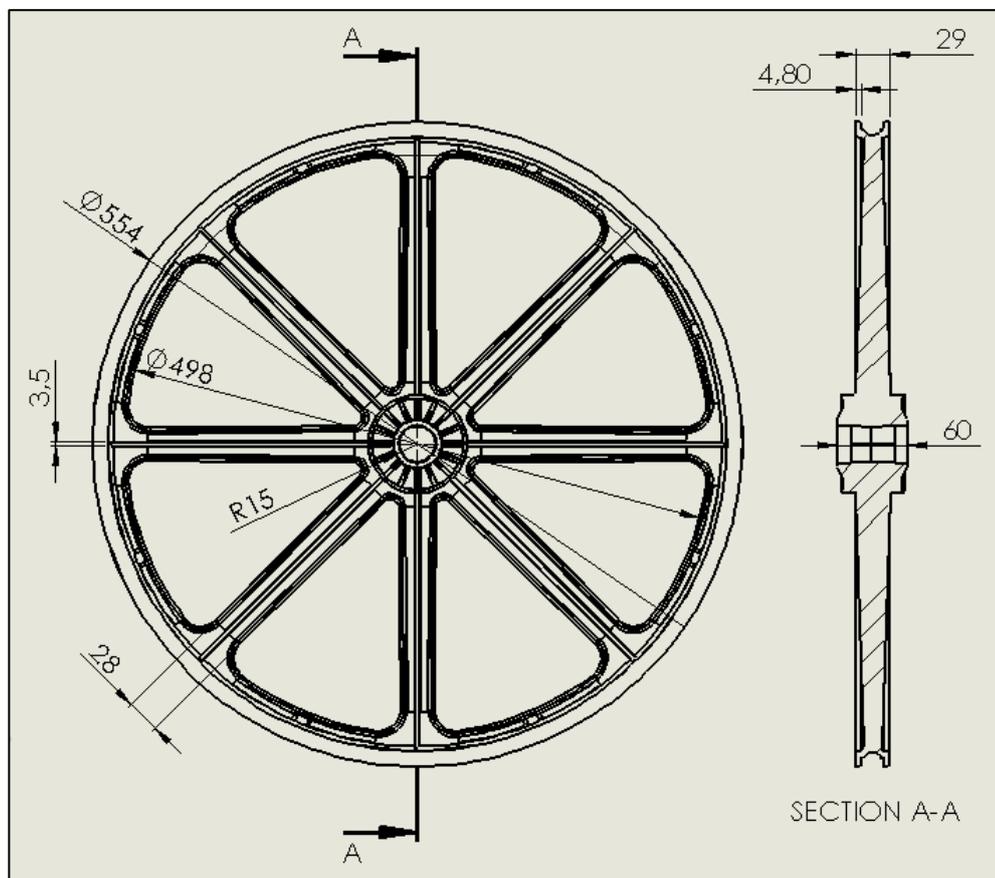
Fonte: O autor (2020).

3.2.2 Domínio do problema

Após a definição do material vem a definição do domínio a ser estudado, ou seja, a geometria onde é aplicada as forças e condições de contorno para o estudo.

Na figura 11, uma vista detalhada com algumas dimensões para facilitar a compreensão das formas da roda.

Figura 11 – Detalhamento 2D da roda

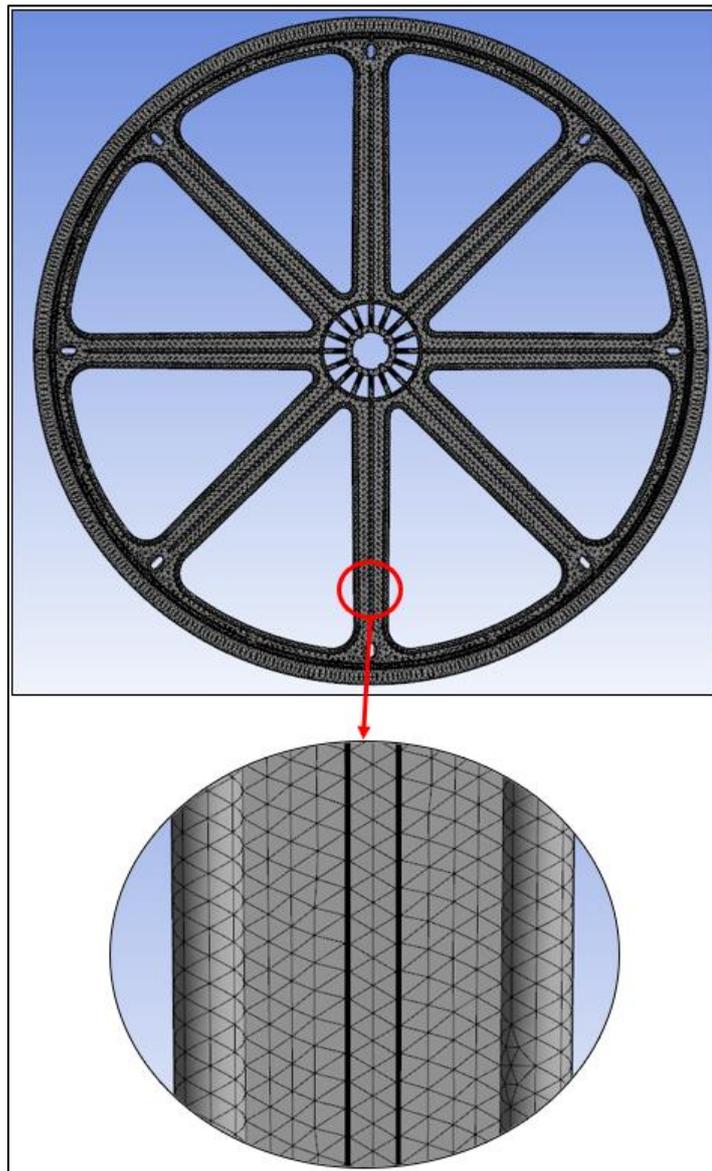


Fonte: Autor (2020).

3.2.3 Malha

No Ansys® existe diversas formas e tipos de elementos para criar a malha de elementos finitos sobre a geometria. Neste trabalho foi criado a malha de elementos tetraédricos com o tamanho da face de 2 mm, como mostra a figura 12.

Figura 12 – Malha tetraédrica sobre a geometria.



Fonte: O autor (2020).

Para definir a qualidade da malha foi utilizado um estudo de convergência de malha, ou seja, se inicia com um tamanho de triângulo e se diminui esse tamanho até perceber que o resultado está convergindo para o mesmo ponto. Toda vez que

se diminui o tamanho dos triângulos aumenta os nodos e os elementos da malha. Este método foi utilizado no projeto da roda inicial e os resultados obtidos são apresentados na tabela 2.

Tabela 2 – Tamanho de malha e resultados das tensões máximas

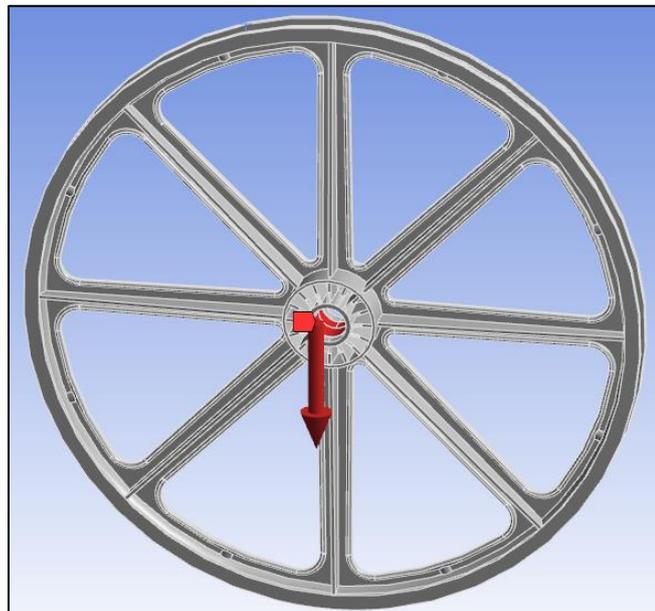
Tamanho da face do elemento (mm)	Nº de nodos	Nº de elementos	Tensão máxima (MPa)
2	1.912.490	1.119.183	11,417
2,5	1.128.206	682.055	11,372
3	730.713	425.603	11,508
6	252.012	133.563	11,218

Fonte: O autor (2020).

3.2.4 Carregamentos

Para a análise estática da roda, foi colocado uma força distribuída de 981 N na face onde o eixo da cadeira estaria apoiado para simular o peso de uma pessoa com aproximadamente 100kg, que é o peso para a qual está roda foi projetada (figura 13).

Figura 13 – Local, sentido e direção de aplicação da força.



Fonte: O autor (2020).

Está força vai comprimir a estrutura que está entre a face de aplicação da força e o chão.

Também foi colocado uma pressão de 0,2758 MPa (40 libras por polegada quadrada) ao redor da geometria para simular a calibragem dos pneus infláveis que vão junto a roda (figura 14).

Figura 14 – Local de aplicação da pressão



Fonte: O autor (2020).

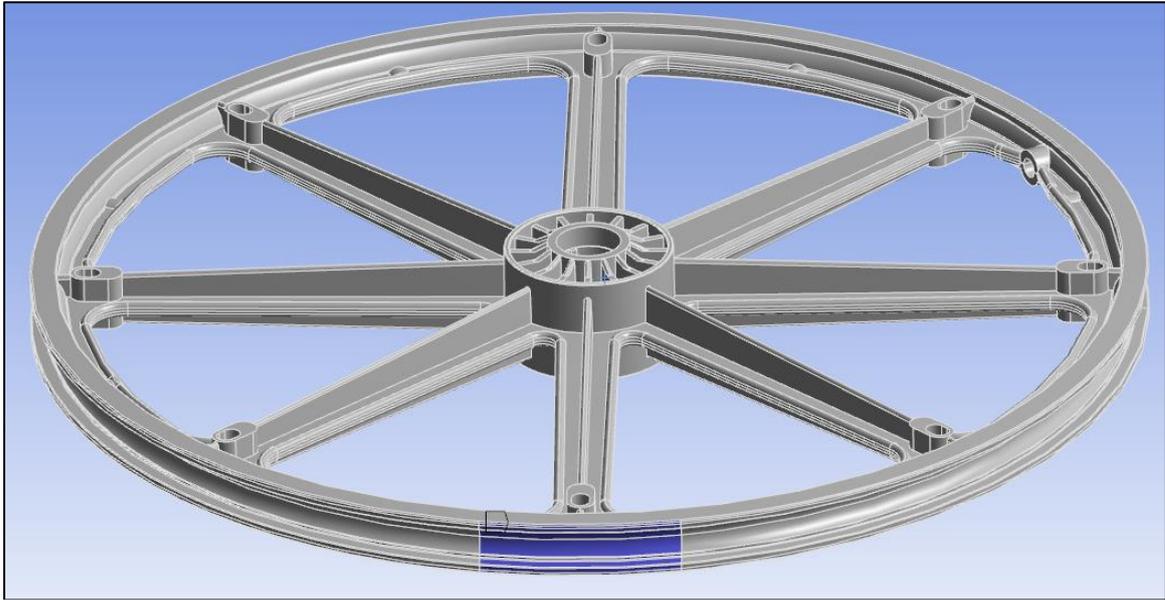
Está pressão comprimi toda a estrutura na direção do centro da roda.

3.2.5 Condições de contorno

Quando submetido a um carregamento a parte da roda que faz contato com o chão tem um esmagamento nas superfícies de contato que através do método prático utilizando calibres (figura 5) foi constatado ter 100mm.

Após tirado estas medidas o arquivo CAD foi dividido e essas faces foram colocadas como fixas como mostrado na figura 15.

Figura 15 – Região de suporte fixo



Fonte: O autor (2020).

A região destacada na figura 15 está encostada no chão e não tem deslocamento nenhum e por isso foi colocada como suporte fixo.

3.3 ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

Assim que o projeto está todo caracterizado com material, malha, carregamentos e condições de contorno o Ansys® consegue aplicar o solve e pode retornar diversos tipos de gráficos com o deslocamento e tensões na geometria analisada.

Esses gráficos são utilizados para analisar os pontos críticos da peça.

Após a fase de análise pelo MEF procede a otimização estrutural detalhada abaixo.

3.4 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL

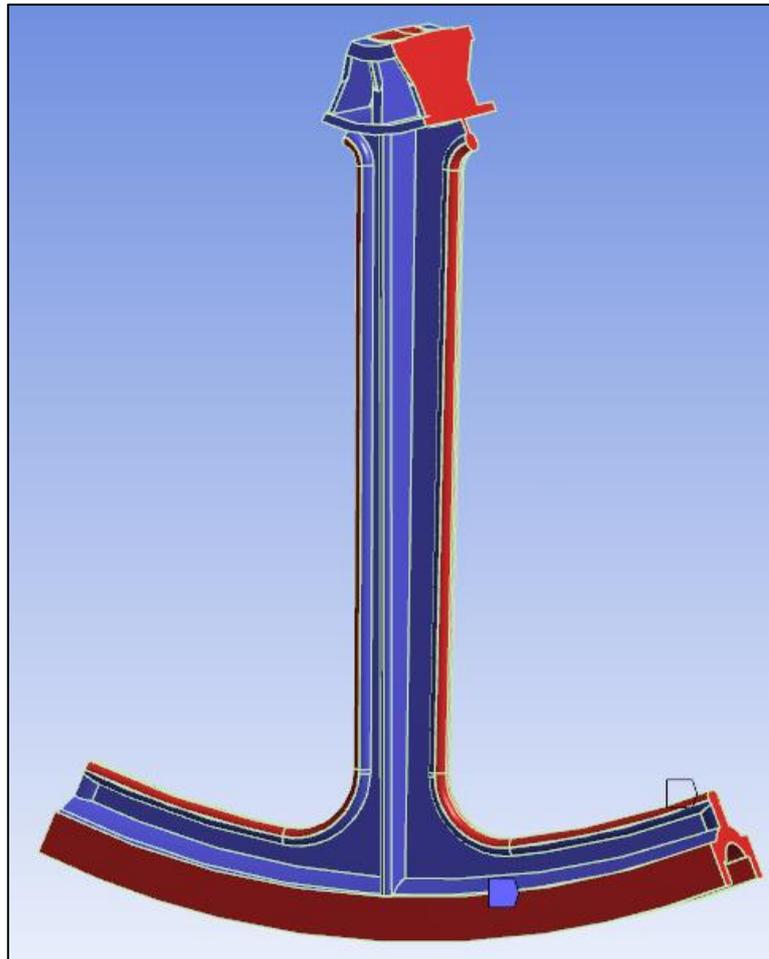
Para a otimização estrutural, o Ansys® utiliza toda a caracterização de projeto da análise elementos finitos, ou seja, o material, a malha, os carregamentos e as condições de contorno são as mesmas aplicadas no MEF.

A primeira etapa para a otimização topológica é definir quais regiões serão otimizadas e quais serão excluídas da otimização.

Por ser uma roda já lançada no mercado optou-se por manter o projeto

macro da peça, então as regiões em azul serão todas otimizadas e as regiões em vermelho todas excluídas da otimização, como mostra a figura 16.

Figura 16 – Regiões de otimização



Fonte: O autor (2020).

Após a escolha das regiões a serem otimizadas é definido o objetivo da otimização, optou-se para este trabalho minimizar a massa e manter as tensões próximas do projeto inicial.

Tendo estas definições, o software Ansys® realiza o *solve* e nos mostra um arquivo de malha que precisa ser suavizado para remover imperfeições.

3.5 SUAVIZAÇÃO DA MALHA

Com base nas informações recebidas da otimização estrutural, alterações são feitas para torná-lo um arquivo CAD possível de fabricar, removendo

imperfeições que possam acontecer na malha retirada da otimização topológica e regiões que possam ser impossíveis de extração do molde injetado.

3.6 MEF SOBRE O PROJETO OTIMIZADO

Uma nova análise de elementos finitos é realizada com as mesmas características de projeto já realizados antes, ou seja, o material, a malha, as condições de contorno e os carregamentos iguais ao projeto inicial. Essa análise tem como objetivo verificar as tensões e deslocamentos do projeto otimizado.

O projeto otimizado busca uma redução maior que 5% da massa do projeto inicial, porém não deve ter um acréscimo de tensão máxima maior que a redução da massa obtida e um deslocamento menor que 2 mm.

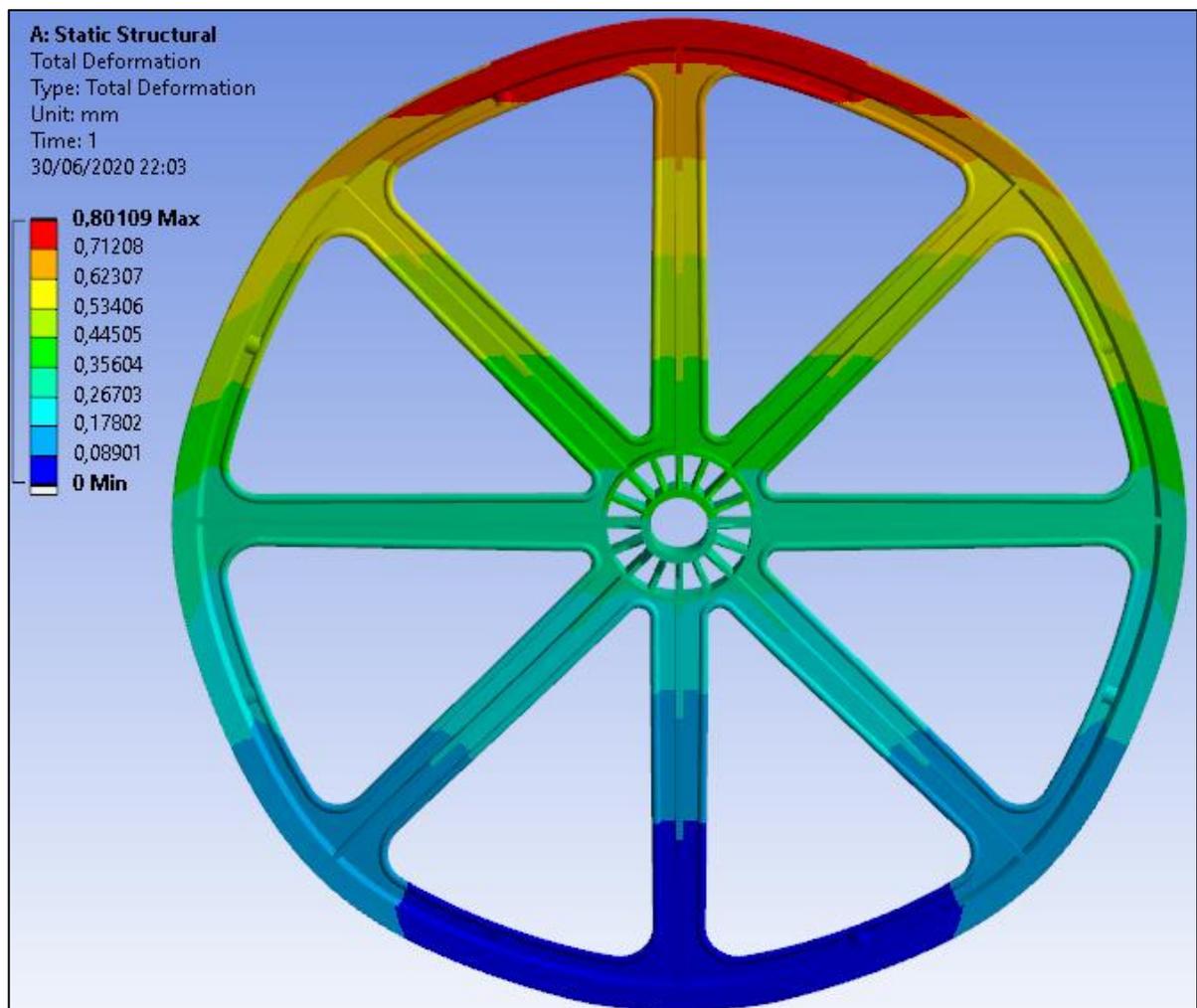
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados que foram obtidos quando efetuado as etapas descritas no capítulo 3 e discussão.

4.1 ANÁLISE DO PROJETO INICIAL DA RODA

Antes da otimização topológica, uma análise de elementos finitos é necessária no projeto da roda já existente no mercado, para obter dados que serão comparados após a otimização. O resultado global do deslocamento dos nodos e das tensões de von Misses dessa análise sobre o carregamento e condições de contorno explicitados na metodologia estão na figura 17 e 18.

Figura 17 – Deslocamento

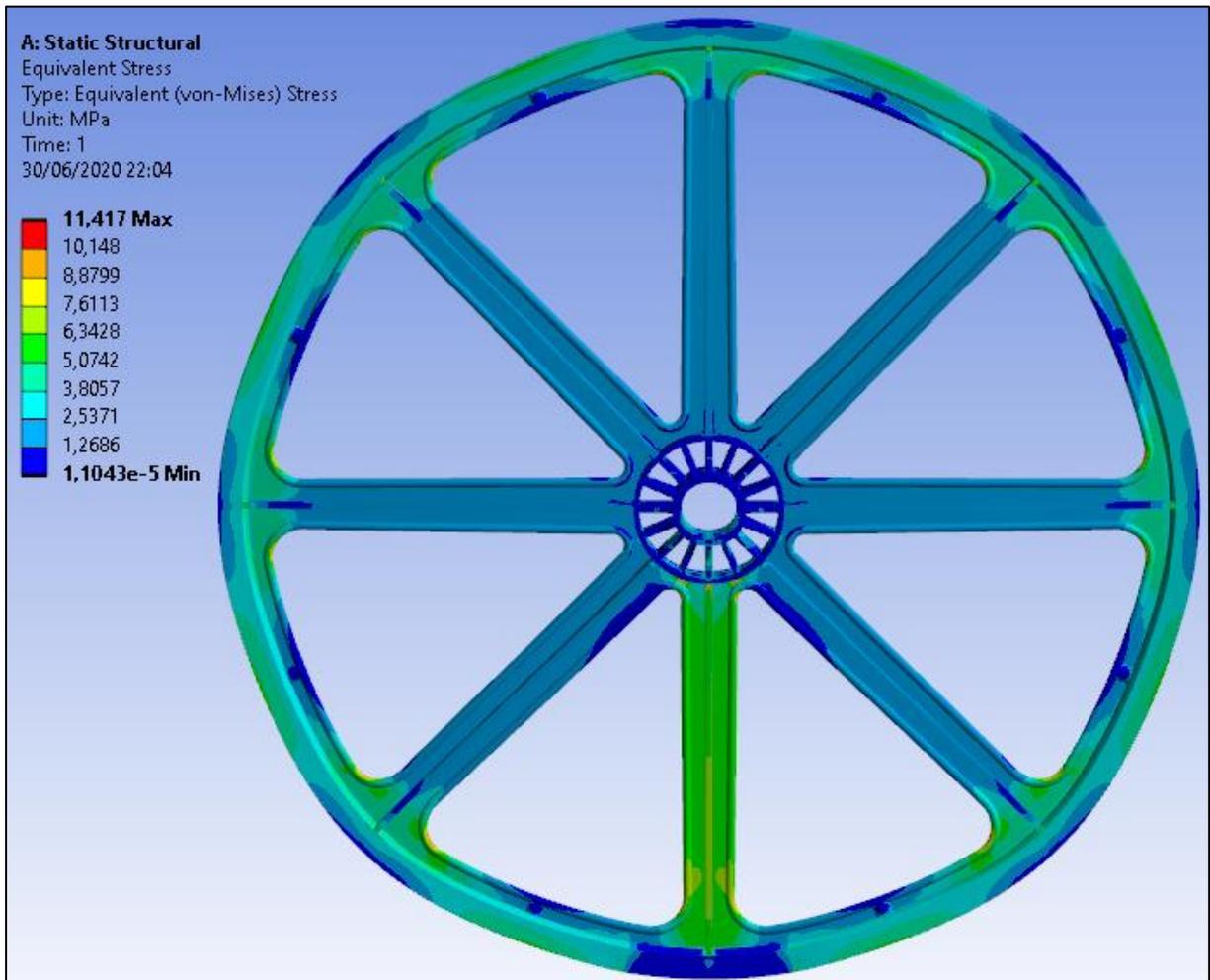


Fonte: O autor (2020).

Como mostrado na figura 17, o deslocamento máximo é de 0,8 mm na região superior da roda e a região inferior por estar em contato com o solo é zero.

Na figura 18, através das cores se percebe que a estrutura que sofre mais tensão é aquela que está alinhada entre a força e o chão.

Figura 18 – Tensões de von Mises



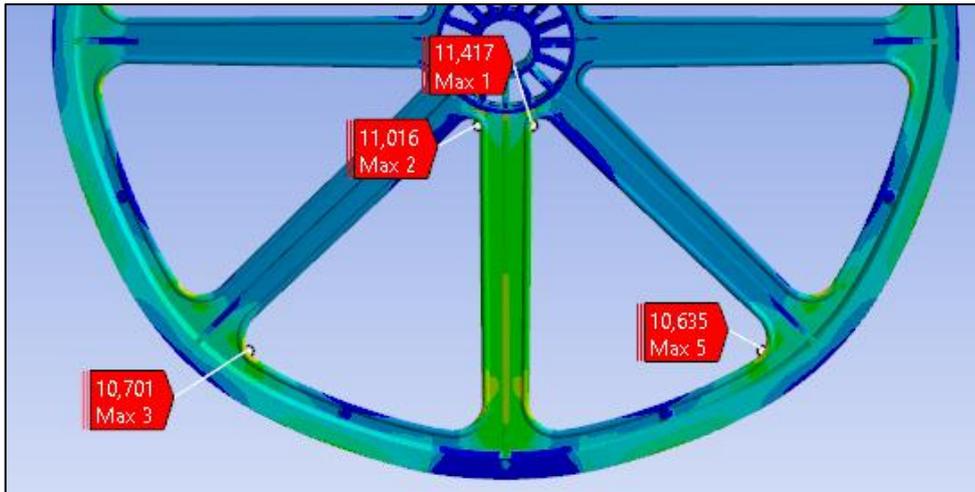
Fonte: O autor (2020).

Esta roda não rompe enquanto estiver parada, pois como mostrado na figura 18, a tensão máxima de von Mises é 11,417 MPa está abaixo do limite de compressão máxima do material que é 104 MPa como mostra na tabela 1.

As regiões críticas onde estão os pontos com maiores tensões desta roda estão destacados na figura 19.

A massa da roda de 1,423 kg também é um dado relevante para o trabalho e este foi retirado do Solidworks®.

Figura 19 – Regiões com maiores tensões de von Mises



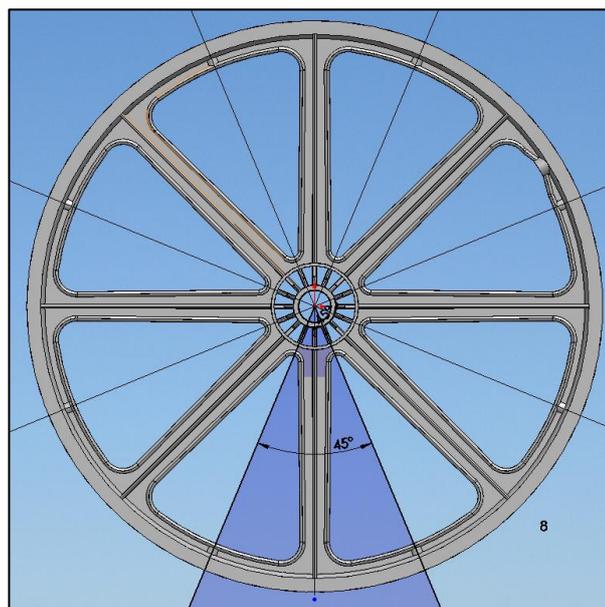
Fonte: O autor (2020).

4.2 OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Por ser uma roda estrela com 8 pontas optou-se por simplificar a sua geometria, dividindo a inicial em oito partes iguais como mostra figura 20, apenas para ter mais rapidez no solve do software e mais precisão nos resultados, focando assim apenas na região com maiores esforços mecânicos.

Vale ressaltar que uma roda deve ter simetria para que o centro de massa fique no centro da mesma, evitando um desbalanceamento.

Figura 20 – Divisão para simplificar modelo



Fonte: O autor (2020).

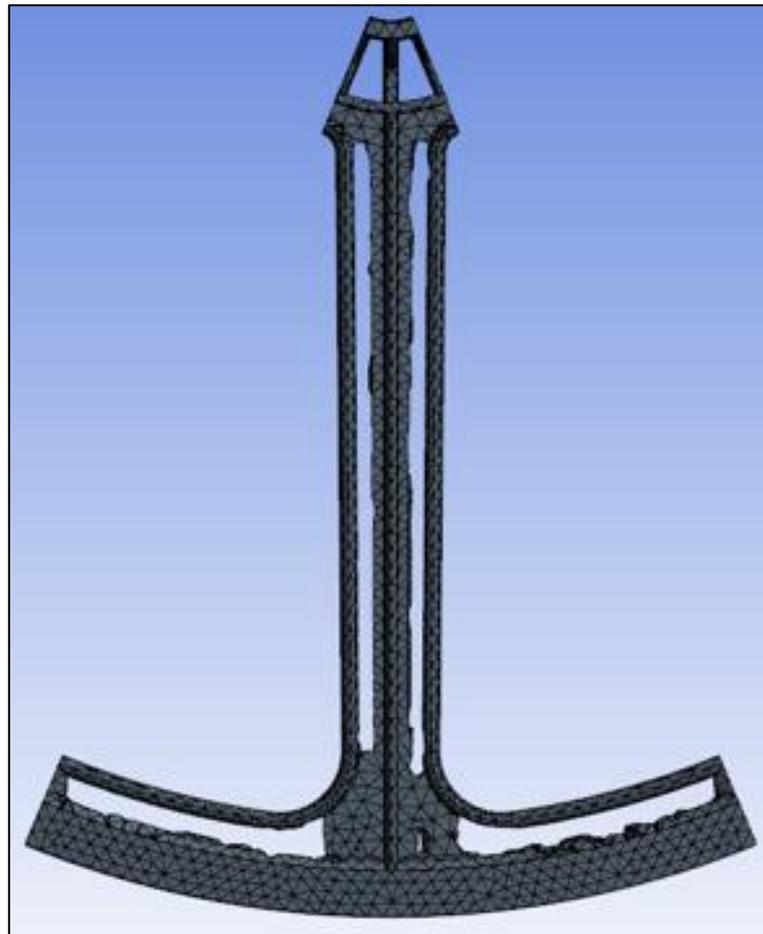
Aplicando o método de otimização topológica pode se obter diversas formas para reduzir a massa da roda, que é o objetivo deste trabalho, mas com a otimização configurada em minimização da massa e tensões de von Misses inferiores às do projeto inicial se obteve o resultado da figura 21 que é aproximadamente 74% da massa original da roda.

A figura 21 nos mostra as regiões em que a remoção de massa tem menos efeito para o aumento das tensões e através desse resultado é alterado o modelo no software de CAD.

Duas formas diferentes foram criadas com base na malha da figura 21 e que chamamos de roda otimizada com ranhuras no item 4.2.1 e com nervuras no item 4.2.2.

Estes modelos vão ser analisada pelo MEF sobre as mesmas condições de contorno e carregamento que a roda inicial para comparação.

Figura 21 – Malha obtida otimização topológica

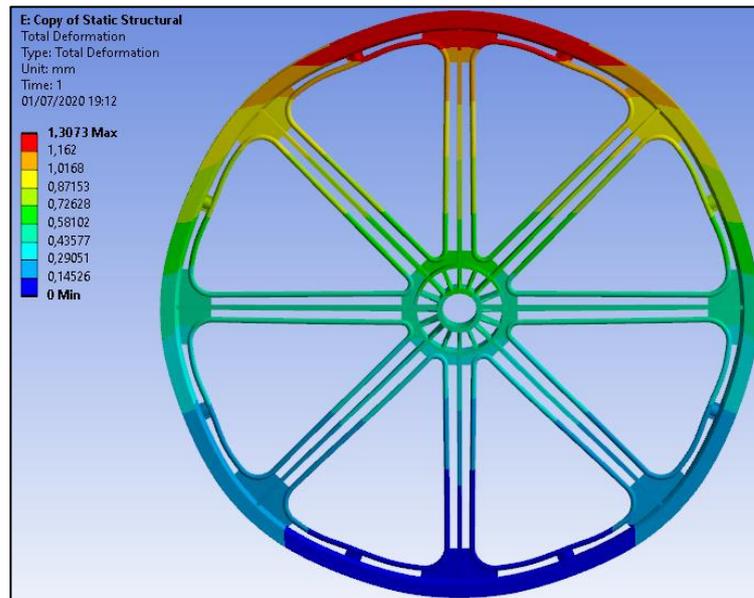


Fonte: O autor (2020).

4.2.1 Roda otimizada com ranhuras

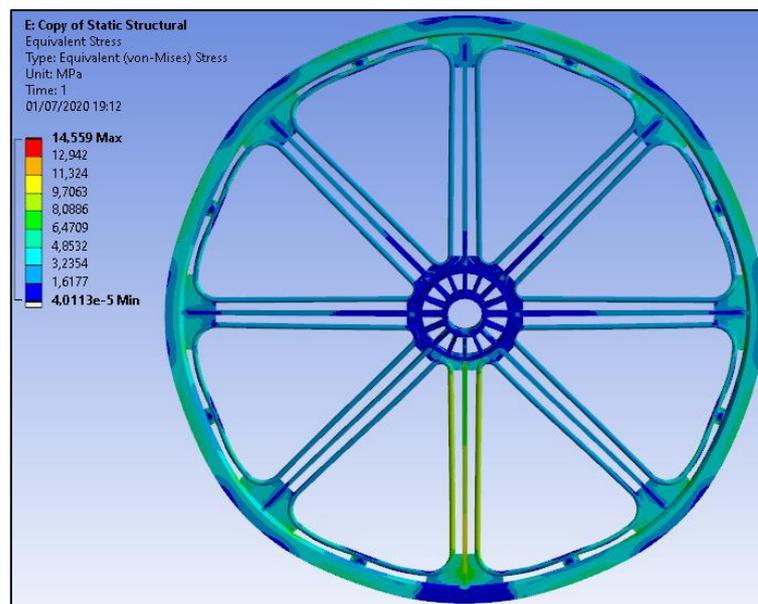
Os valores do deslocamento e das tensões de von Mises para a roda com ranhuras é mostrado na figura 22 e 23, onde pode se verificar o deslocamento máximo na região superior da roda de 1,307 mm e a tensão máxima do projeto otimizado sendo igual a 14,559 MPa.

Figura 22 – Deslocamento roda otimizada com ranhuras



Fonte: O autor (2020).

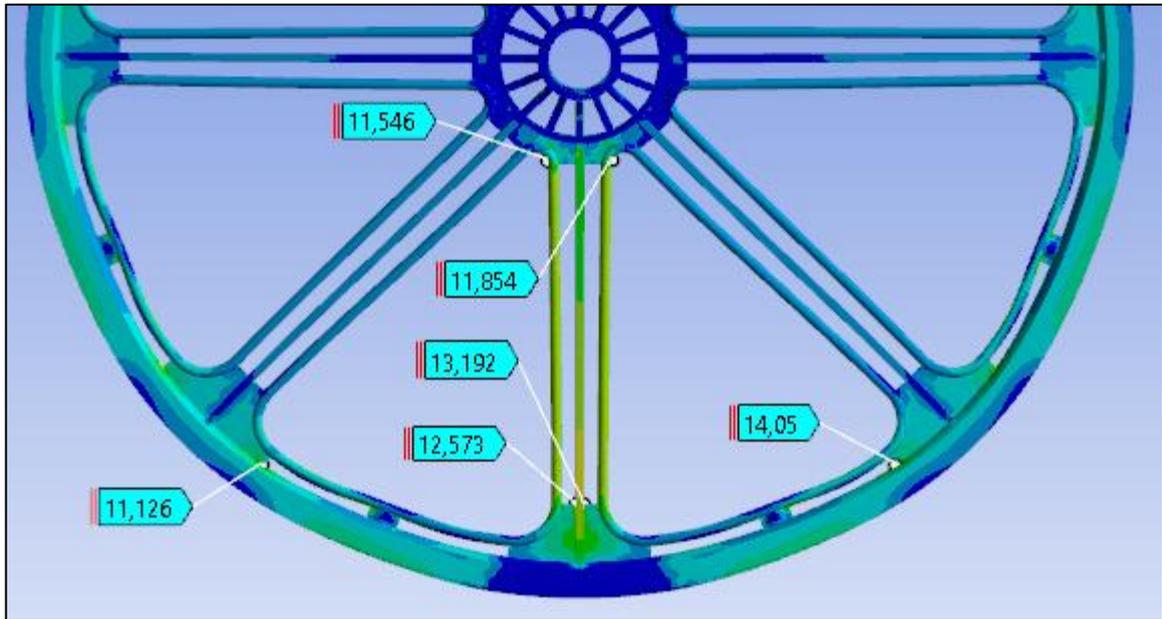
Figura 23 – Tensão roda otimizada com ranhuras



Fonte: O autor (2020).

As regiões críticas onde estão os pontos com maiores tensões desta roda estão destacados na figura 24.

Figura 24 – Tensão roda otimizada com ranhuras



Fonte: O autor (2020).

Apesar da redução de massa nos pontos críticos do projeto se manteve as tensões próximas, porém para essa redução outros pontos críticos apareceram (figura 24).

Com essas ranhuras feitas o peso da peça passou de 1,423 kg para 1,236 kg.

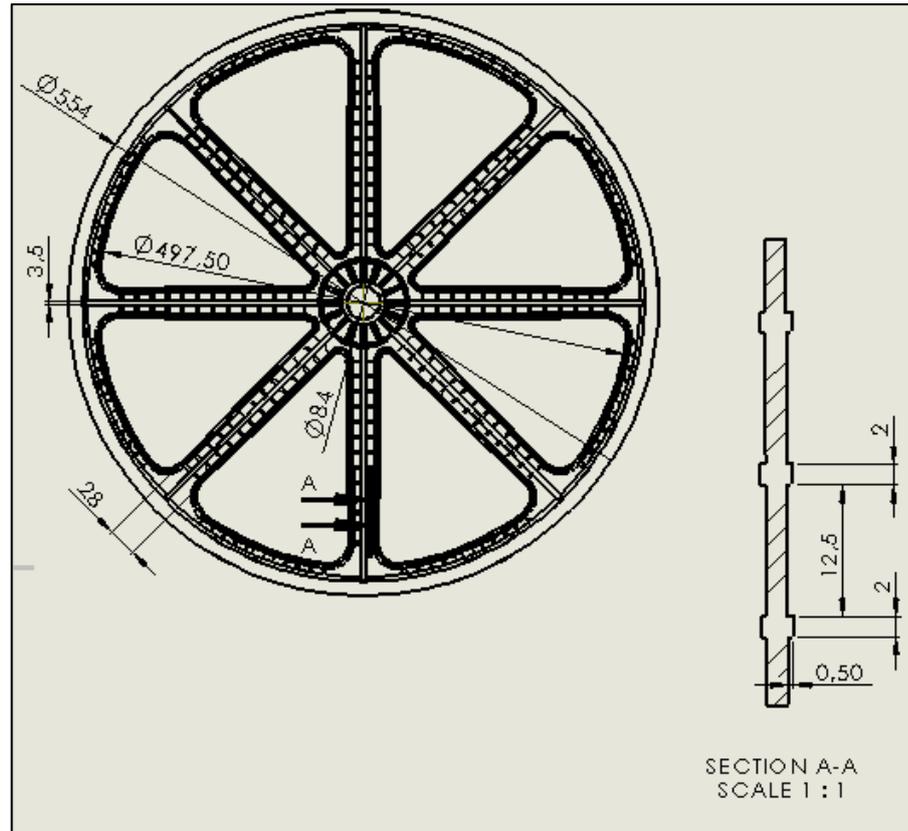
Se obteve uma redução de massa de 13,14% e um aumento da tensão máxima de 27,52%.

4.2.2 Roda otimizada com nervuras

A forma com nervuras foi implementada para tentar manter a rigidez do elemento mesmo tendo menos redução de massa.

Na figura 25, um detalhamento da vista seccionada da peça para visualização do material retirado para criação das nervuras que tem 2 mm de espessura e 0,5 mm de profundidade.

Figura 25 – Roda otimizada com nervuras

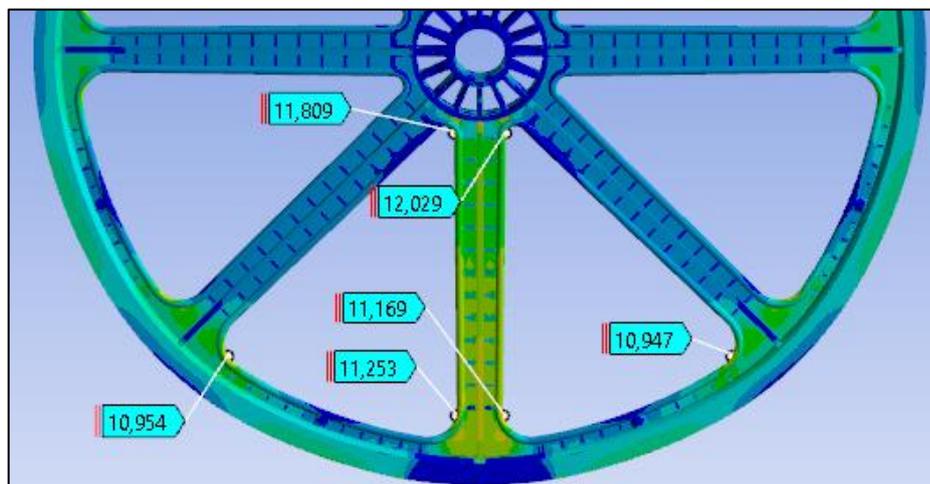


Fonte: O autor (2020).

É importante perceber que as nervuras foram criadas na mesma região que as ranhuras, região em que a otimização topológica verificou com pouca solicitação mecânica.

Os pontos críticos desta otimização estão na figura 26.

Figura 26 – Tensão roda otimizada com nervuras

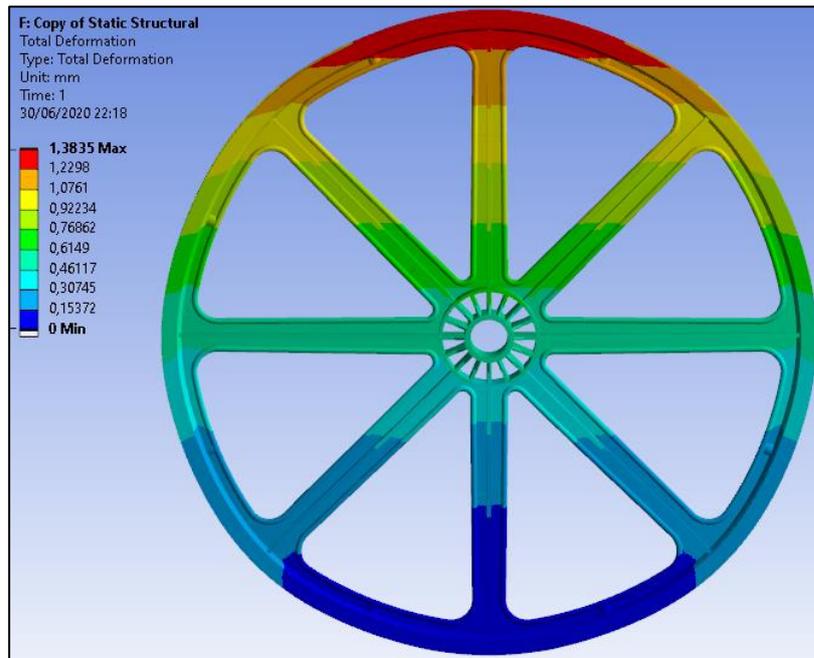


Fonte: O autor (2020).

Mesmo com a redução de massa os pontos críticos se mantiveram nas mesmas regiões do projeto inicial.

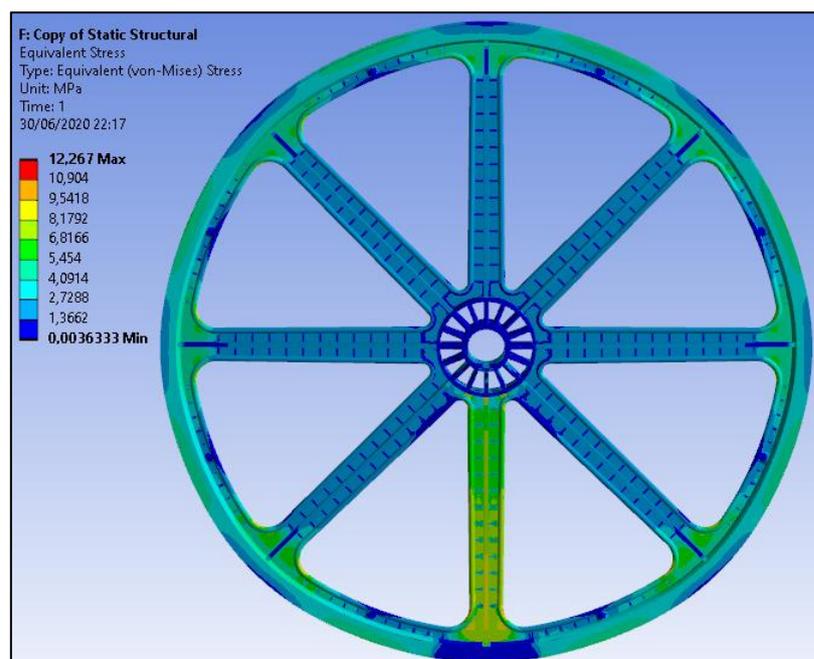
Os valores globais do deslocamento e das tensões de von Mises se manteve próximo aos do produto original como mostra a figura 27 e 28.

Figura 27 – Deslocamento roda otimizada com nervuras



Fonte: O autor (2020).

Figura 28 – Tensão roda otimizada com nervuras



Fonte: O autor (2020).

Com as nervuras este item obteve uma redução de 8,71% alcançando 1,299 kg e a tensão máxima de 12,267 MPa representa aumento de 7,45%.

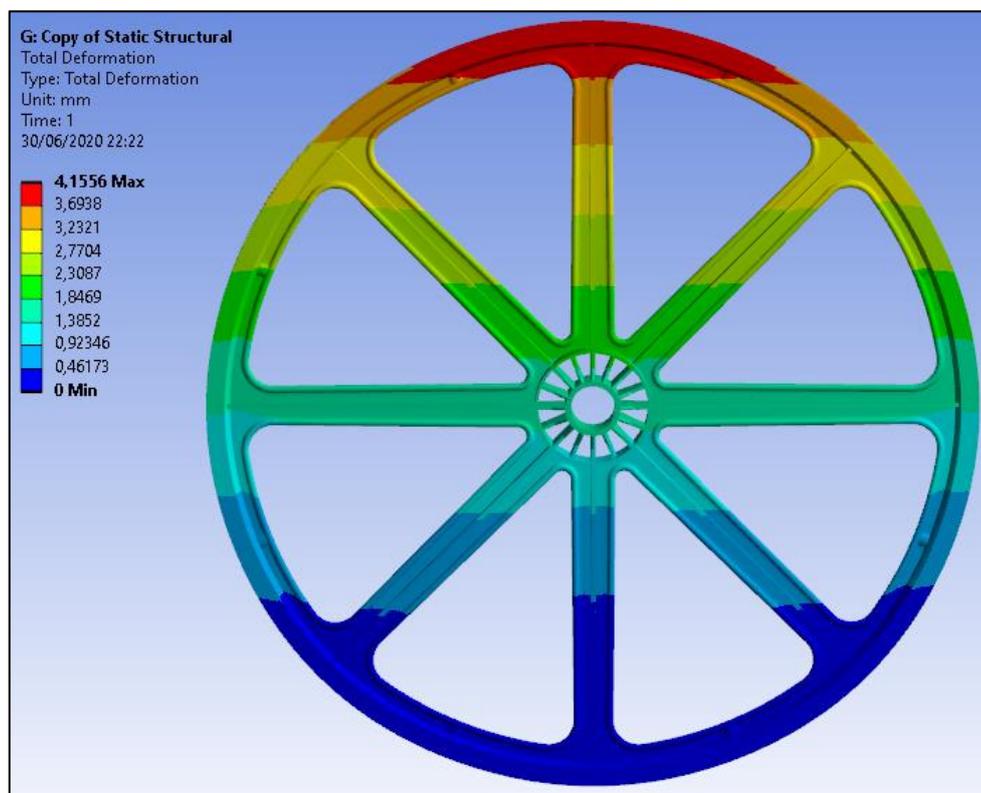
4.2.3 Otimização dimensional da espessura

Além do método de otimização topológica acima descritos foi empregado outro método de otimização estrutural, a otimização dimensional e foi aplicada na espessura da roda.

Para se obter uma redução de massa significativa, reduziu-se a espessura geral da peça em 0,5 mm, porém os valores de deslocamento e tensões de von mises se elevaram comparado aos do produto original como mostra a figura 29 e 30.

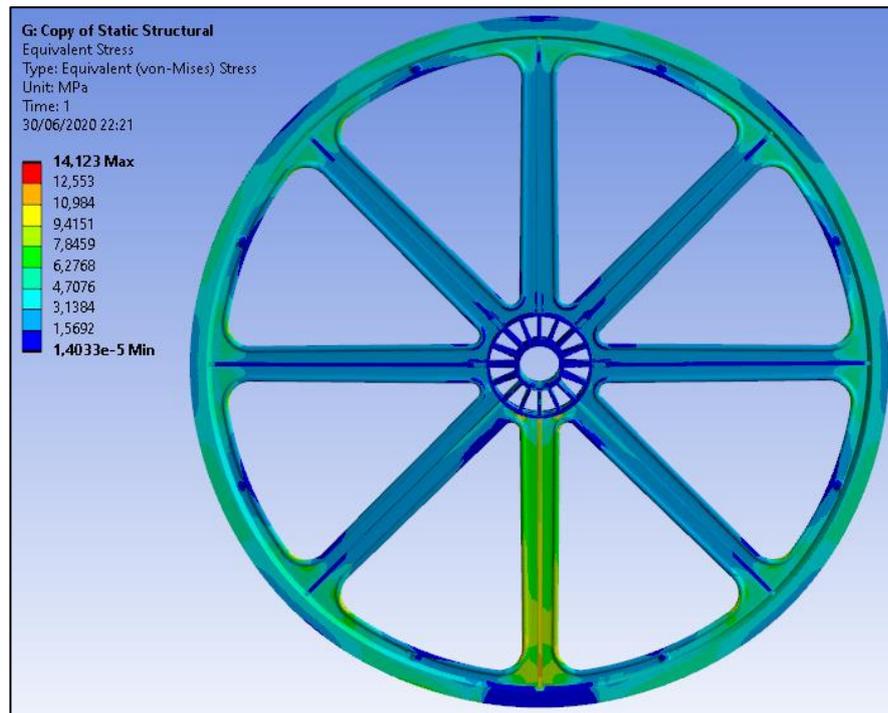
O deslocamento máximo chegou a 4,156 mm e a tensão máxima ficou em 14,123 MPa.

Figura 29 – Deslocamento roda otimizada na espessura



Fonte: O autor (2020).

Figura 30 – Tensão roda otimizada na espessura



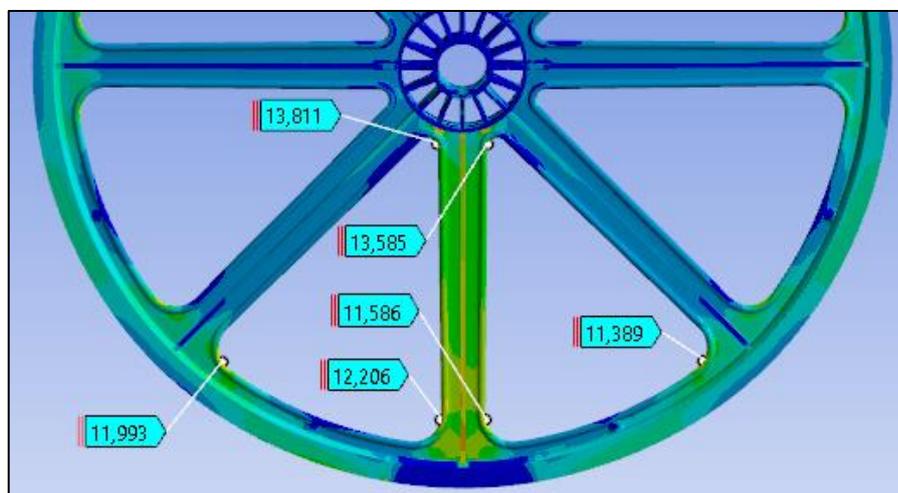
Fonte: O autor (2020).

Com a redução de 0,5 mm na espessura este item realmente obteve a maior redução de massa chegando a 1,225 kg.

Na figura 31, os pontos críticos se mantiveram na mesma região, porém com significativo aumento comparado ao projeto inicial.

Em percentual significa uma redução de massa de 13,91% e um aumento da tensão máxima de 23,7%.

Figura 31 – Tensão roda otimizada espessura



Fonte: O autor (2020).

4.3 ANÁLISE DOS PROJETOS

Verificando os resultados e comparando com o projeto inicial a otimização mais adequada é com nervura, pois apesar de ter uma menor redução do peso foi a que apresentou um deslocamento e uma tensão máxima próxima do projeto inicial.

O deslocamento e a tensão máxima são determinantes para este trabalho, pois busca-se conservar a rigidez da estrutura assim como o fator de segurança quando comparado ao projeto inicial.

É importante conservar a rigidez da estrutura visto que a análise estática não representa todas as forças que atuam neste componente durante o regime de trabalho. Uma análise dinâmica seria necessária para validar uma redução maior no fator de segurança do item.

Por ser uma otimização em um projeto já concluído, o design macro da peça está definido e isto restringe a otimização tornando-a menos eficaz do que se fosse realizada em uma fase de desenvolvimento.

Para facilitar a compreensão, a tabela 3 mostra todos os resultados obtidos da análise de elementos finitos e a variação dos resultados baseados no projeto inicial.

Tabela 3 - Resultados

Descrição	Peso (kg)	Tensão Máx. (MPa)	Deslocamento (mm)
Projeto inicial	1,423	11,417	0,80
Otimização ranhura	1,236 (- 13,14%)	14,559 (+27,52%)	1,30 (+ 62,5%)
Otimização nervura	1,299 (- 8,70%)	12,267 (+ 7,44%)	1,38 (+ 72,5%)
Otimização espessura	1,225 (-13,91%)	14,123 (+ 23,70%)	4,15 (+ 418,7%)

Fonte: O autor (2020).

Reduzir o peso da roda de 1,423 kg para 1,299 kg significa 8,71% de redução e trará muitos benefícios tanto para o usuário como para o fabricante.

Para o usuário a redução de peso significa facilidade no movimento, utilizando menos força, causando menos cansaço e mais independência.

Para o fabricante significa uma maximização dos lucros tendo uma redução

de custos utilizando menos matéria prima com um tempo menor de injeção e menos peso na distribuição do produto.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, buscou-se a geometria ótima de uma roda para cadeira de rodas comercial, utilizando o método de elementos finitos e de otimização estrutural. Procurou-se uma redução de massa no componente atendendo as especificações iniciais do projeto, auxiliado pelos softwares Ansys® e Solidworks®.

Para realizar a análise de elementos finitos foram definidas as condições de contorno e carregamentos que o item está submetido bem como as propriedades mecânicas do material.

Na otimização topológica, a base é análise de elementos finitos, através dela é selecionado as restrições e parâmetros de otimização. Neste trabalho optou-se por ter como objetivo a minimização de massa limitada as tensões de von Misses máximas do projeto inicial, assim como, manter um padrão circular, pois como a roda é um elemento rotativa é preciso garantir que o centro de massa esteja no seu eixo de rotação.

Considerando o resultado da otimização estrutural, foram criados três projetos otimizados para a roda, todos atendem as necessidades de projeto e estão com redução de massa e com as tensões abaixo do limite de escoamento do material, evitando assim uma ruptura da peça.

Comparando os projetos que foram apresentados otimizados, dois deles tem grande probabilidade de apresentarem resultados positivos que são o otimizado com ranhuras e o com nervuras, mas o projeto com nervuras é preferível visto que manteve o deslocamento e as tensões de von misses mais baixas, mantendo um fator de segurança próximo ao projeto inicial.

Comparando as massas, as tensões e os deslocamentos da roda do projeto inicial se encontrou, respectivamente, 1,423 kg, 11,417 MPa e 0,8mm e o otimizado com nervuras 1,299 kg, 12,267 MPa e 1,36mm, está otimização alcançou aproximadamente 9% de redução de massa e um aumento de 7,5% da tensão máxima.

A otimização topológica auxilia consideravelmente o engenheiro no desenvolvimento de projeto, pois permite um entendimento da relação em que a estrutura do componente tem com os carregamentos e condições de contorno a que está submetida.

6 TRABALHOS FUTUROS

Para o futuro pode ser realizada uma análise de custos para se saber o real valor econômico que foi ganho.

Como este trabalho focou apenas na análise estática da roda, se o valor for considerável na redução de custos, uma análise dinâmica se faz necessária, visto que, este item tende a trabalhar em movimento.

Além da otimização estrutural, pode se aplicar um estudo para verificar se existe a possibilidade de utilizar outro material que seja mais rentável e que atenda a todas as restrições de projeto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRIDEF, disponível em: <https://pme.estadao.com.br/noticias/geral,mercado-de-r-5-5-bilhoes-atrai-pequenas-empresas,6150p>, acesso em: set. 2018.

Altair Engineering. **HyperWorks: Practical Aspects of Finite Element Simulation**. Troy, MI, 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 7176-5: **Cadeira de rodas Parte 5: Determinação das dimensões, massa e espaço para manobra**. Rio de Janeiro, p. 88. 2015.

ARORA, Jasbir S. **Introduction to Optimum Desing**. 2. ed. Iowa: Elsevier linc., 2004.

AZEVEDO, Á.F.M. **Método dos Elementos Finitos**. 1. ed. Porto: [s.n.], 2003. 258p.

BENDSØE, M. P.; KIKUCHI, N. Generating Optimal Topologies in Optimal Design using a Homogenization Method. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, Elsevier Science Sa Lausanne, v. 71, n. 2, p. 197-224, nov. 1988.

BENDSØE, M. P.; SIGMUND, O. **Topology Optimization - Theory, Methods and Applications**. Berlin. Springer-Verlag, 2003.

BRASIL, 2015, **Lei n. 13.146, de 6 de julho de 2015**. Lei Brasileira de Inclusão da Pessoa com Deficiência. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2015-2018/2015/Lei/L13146.htm; acesso em: 15 outubro 2018.

COTA, F. P. et al. **Análise estrutural de uma cadeira de rodas através do método de elementos finitos**. CEP, v. 36307, p. 352.

COUTINHO, Karilany Dantas. **Método de Otimização Topológica em Estruturas Tridimensionais**. 2006. 96 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2006.

FAPESP, disponível em: https://revistapesquisa.fapesp.br/wp-content/uploads/2016/12/066-069_Cadeiras-de-rodas_250.pdf, acesso em: set. 2018.

FILHO, Avelino Alves. **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE**, 6th edição. Érica, 06/2013.

FISH, Jacob, BELYTSCHKO, Ted. **Um Primeiro Curso em Elementos Finitos**. LTC, 07/2009.

HASSANI, B.; HINTON E. Homogenization and structural topology optimization: theory, practice and software. **Computers & Structures**, v. 69, n.6, p. 707-717,

1998.

HUGHES, T. J. R. **The Finite Element Method - Linear Static and Dynamic Element Analysis**. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1987.

IBGE, disponível em: <https://censo2010.ibge.gov.br/apps/mapa/>, acesso em: set. 2018.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL – INMETRO. **Relatório sobre a análise em cadeira de rodas**. Rio de Janeiro. p. 31. 2013.

KALYANASUNDARAM, S, LOWE, A, WATTERS, AJ. **Finite element analysis and optimization of composite wheelchair wheels**. Compos Struct 2006; 75: 393–399.

KIM, Nam-Ho, SANKAR, Bhavani V. **Introdução à Análise e ao Projeto em Elementos Finitos**. LTC, 01/2011.

MOREIRA, disponível em: <http://cadeiravoadora.com.br/que-criterios-usar-para-comprar-uma-cadeira-de-rodas/>, acesso em: set. 2018.

PERINI, Gustavo. **Estudo de Caso: Aplicação de Otimização Topológica no Desenvolvimento do Projeto de um Cubo de Roda**. 2013. 149 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2013.

SAITOU, K; IZUI, K; NISHIWAKI, S.; PAPALAMBROS, P. A Survey of Structural Optimization in Mechanical Product Development. **Journal of Computing and Information Science in Engineering**. set. 2005.

SASAKI, Daniel. (2014). **Vídeo-análise de um experimento de baixo custo sobre atrito cinético e atrito de rolamento**. Revista Brasileira de Ensino de Física. 36. 3503. 10.1590/S1806-11172014000300015.

SILVA, Emílio Carlos Nelli. **Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Peças Mecânicas**. São Paulo, abr. 2002.

SOUZA, R. M. **Método dos Elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor**. Belém, 2003.