

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

CARLOS ROBERTO SCHWAAB

DESENVOLVIMENTO DE UM CUBO DE RODA PELO MÉTODO DE ELEMENTOS
FINITOS APLICADO A UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Joinville

2022

CARLOS ROBERTO SCHWAAB

DESENVOLVIMENTO DE UM CUBO DE RODA PELO MÉTODO DE ELEMENTOS
FINITOS APLICADO A UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel no Curso
de Graduação em Engenharia Automotiva
do Centro Tecnológico de Joinville da
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Sergio Junichi Idehara

Joinville

2022

CARLOS ROBERTO SCHWAAB

DESENVOLVIMENTO DE UM CUBO DE RODA PELO MÉTODO DE ELEMENTOS
FINITOS APLICADO A UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO FÓRMULA SAE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi
julgado adequado para obtenção do título
de bacharel em Engenharia Automotiva,
na Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 16 de dezembro de 2022.

Banca Examinadora:

Dr. Sergio Junichi Idehara
Orientador(a)/Presidente

Dr. Andrea Piga Carboni
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço meus pais Roberto Carlos Schwaab e Izamar Aparecida Lettrari Schwaab, que sempre me apoiaram durante toda a minha jornada de graduação.

Agradeço o restante da minha família que sempre demonstrou interesse e suporte na realização de meus objetivos.

À equipe Fórmula CEM e todos seus membros, pelo ambiente incrível que me proporcionou um imenso crescimento profissional e pessoal, resultando amizades que levarei pelo resto da vida. Em especial o setor de *Drivetrain* e os membros Marlon, Vinicius Leandro, Matheus, Luckyan, Vinicius Zilli, Herick, Marcus, Kevin e Gabriel por todos os ensinamentos que me proporcionaram em todas as horas de trabalho e diversão que tivemos. Também agradeço o capitão Giórgio Gabriel Spricigo por todos os momentos de convívio e aprendizado dentro e fora da equipe, e o Rafael Correa, por toda a ajuda para que a realização deste trabalho fosse possível.

Ao meu professor orientador, Dr. Sergio Junichi Idehara, que proporcionou uma excelente orientação durante a realização deste trabalho, sempre me apoiando e demonstrando paciência e disposição.

Ao professor Dr. Modesto Hurtado Ferrer, pelo grande companheirismo e todos os ensinamentos durante os anos de equipe Fórmula CEM. Ensinamentos que foram além da engenharia, que me tornaram uma pessoa e profissional melhor.

Aos meus demais professores da UFSC, em especial os professores Dr. Andrea Piga Carboni e Dr. Thiago Antonio Fiorentin, por todos os ensinamentos dentro e fora da sala de aula.

Aos meus colegas da Joinville Implementos, pelos importantes ensinamentos no setor de engenharia, que me proporcionaram a oportunidade de me desenvolver no âmbito profissional e pessoal, em especial ao coordenador Edson Farias, por todas as oportunidades e ensinamentos.

Aos demais colegas dentro e fora da UFSC, que me acompanharam e incentivaram durante essa caminhada. Amizades que levarei para o resto da vida.

Por fim, agradeço à Universidade Federal de Santa Catarina que me proporcionou a oportunidade de me tornar engenheiro automotivo.

“Os únicos limites das nossas realizações de amanhã são as
nossas dúvidas e hesitações de hoje.”

(Franklin Delano Roosevelt).

RESUMO

No ramo automotivo, com o avanço tecnológico dos programas computacionais, as simulações numéricas são cada vez mais utilizadas para o estudo de geometrias complexas, reduzindo assim os custos do projeto. Este trabalho apresenta um procedimento de análise para o desenvolvimento de um cubo de roda traseiro para um veículo do tipo Fórmula SAE por meio do método dos elementos finitos. Utilizando uma geometria primitiva baseada em uma pesquisa de mercado, obtém-se uma geometria para a utilização em CAD, possibilitando assim uma análise numérica. Assim sendo, são analisados os carregamentos de aceleração, frenagem e transferência de carga a que o componente é sujeito, possibilitando assim um projeto que permita a equipe Fórmula CEM participar da competição. Também é realizada uma otimização topológica usando o programa SolidWorks, obtendo assim uma redução de massa do componente. Aplicando a geometria do cubo de roda no programa ANSYS 16.0, obtém-se as tensões sofridas pelo componente, assim como a sua vida útil para fadiga.

Palavras-chave: Cubo de roda. Método de elementos finitos. Fórmula SAE

ABSTRACT

In the automotive sector, with the technological advancement of software, numerical analyzes are increasingly used for the analysis of complex geometries, thus enabling a reduction in project costs. This work presents an analysis procedure for the development of a rear wheel hub for a Formula SAE vehicle using the finite element method. Using a primitive geometry based on benchmarking, a geometry for use in CAD is obtained, thus enabling a numerical analysis. Therefore, the acceleration, braking and load transfer loads to which the component is subject are analyzed, enabling a project that allows the F6rmula CEM team to participate in the competition. A topological optimization is performed using the SolidWorks software, so a mass reduction of the component is obtained. Using the ANSYS 16.0 program, the stresses suffered by the component are calculated, as well as its fatigue life.

Keywords: Wheel hub. Finite element method. Formula SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Conjunto de roda traseiro da equipe Fórmula CEM.....	16
Figura 2 - Protótipo FC4X Fepese.....	18
Figura 3 - Cubo de roda traseiro da equipe Fórmula CEM para 2021.....	20
Figura 4 - Tratamento térmico de austêmpera para o ADI.....	21
Figura 5 - Tensões principais em um elemento bidimensional.....	23
Figura 6 - Fratura biaxial do ferro fundido cinzento para vários critérios de falha.	24
Figura 7 - Teoria de Mohr modificada para materiais frágeis.	25
Figura 8 - Diagrama de Wöhler.	27
Figura 9 - Exemplo de tensão alternada.	28
Figura 10 - Exemplo de tensão pulsante.....	29
Figura 11 - Curvas de falha para tensões pulsantes.....	29
Figura 12 - Efeito das tensões média e alternada para vida em fadiga.....	30
Figura 13 - Diagrama de Goodman modificado aumentado.....	30
Figura 14 - Coeficiente de segurança do diagrama de Goodman.....	31
Figura 15 - Fluxograma da metodologia.....	32
Figura 16 - Geometria inicial do cubo de roda.....	33
Figura 17 - Desenho técnico da geometria inicial do cubo de roda.....	33
Figura 18 - Forças atuando em um veículo durante a frenagem.....	39
Figura 19 - Transferência longitudinal de carga.	41
Figura 20 - Transferência lateral de carga.	42
Figura 21 - Condições de contorno para a otimização topológica.....	45
Figura 22 - Resultado da otimização topológica.....	46
Figura 23 - Elemento de malha tetraédrico quadrático.....	47
Figura 24 - Estudo de convergência da malha computacional.....	47
Figura 25 - Malha computacional do cubo de roda.	48
Figura 26 - Condições de contorno para o caso 1.....	50
Figura 27 - Condições de contorno para o caso 2.....	50
Figura 28 - Condições de contorno para o caso 3.....	51
Figura 29 - Condições de contorno para o caso 4.....	51
Figura 30 - Condições de contorno para o caso 5.....	51
Figura 31 - Diagrama de Wohler para o ADI.....	52

Figura 32 - Carregamento para a análise de fadiga.....	56
Figura 33 - Condições de entrada para a análise de fadiga.....	56
Figura 34 - Geometria final do cubo de roda.....	57
Figura 35 - Tensão principal máxima para o caso 5.....	58
Figura 36 - Tensão principal mínima para o caso 5.	59
Figura 37 - Deflexão para o caso 5.	60
Figura 38 - Fator de segurança estático para o caso 5.....	61
Figura 39 - Tensão principal máxima para o caso 5 (SolidWorks).	62
Figura 40 - Tensão principal mínima para o caso 5 (SolidWorks).	62
Figura 41 - Deslocamento para o caso 5 (SolidWorks).....	63
Figura 42 - Fator de segurança estático para o caso 5 (SolidWorks).....	63
Figura 43 - Vida em fadiga para o caso 5.	65
Figura 44 - Fator de segurança dinâmico para o caso 5.....	66
Figura 45 - Deflexão para o casos 1, 2, 3 e 4.....	74
Figura 46 - Tensão principal máxima para os casos 1, 2, 3 e 4.	75
Figura 47 - Tensão principal mínima para os casos 1, 2, 3 e 4.....	76
Figura 48 - Fator de segurança dinâmico para os casos 1 e 2.....	77
Figura 49 - Fator de segurança dinâmico para os casos 3 e 4.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades mecânicas do ADI.....	22
Tabela 2 - Dados do sistema de transmissão.	35
Tabela 3 - Relações de transmissão da caixa de marchas.	35
Tabela 4 - Eficiência de elementos da transmissão.	36
Tabela 5 - Eficiência dos elementos da transmissão do veículo.	37
Tabela 6 - Parâmetros do veículo.	38
Tabela 7 - Coeficientes de resistência ao rolamento.....	38
Tabela 8 - Carga vertical na roda traseira externa do veículo.	43
Tabela 9 - Descrição dos casos analisados.	49
Tabela 10 - Coeficientes de carregamento.....	53
Tabela 11 - Coeficientes de superfície.	54
Tabela 12 - Coeficientes de confiabilidade.....	55
Tabela 13 - Resumo dos resultados de falha estática dos cinco casos.	61
Tabela 14 - Comparativo entre os resultados do ANSYS e SolidWorks.	64
Tabela 15 - Resumo dos resultados de falha por fadiga dos cinco casos.....	67

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD - Computer Aided Design

CG – Centro de Gravidade

FSAE - Fórmula SAE

MEF – Método de Elementos Finitos

SAE - Sociedade de Engenheiros Automotivos

LISTA DE SÍMBOLOS

ΔW = Variação de carga entre os eixos.

ε_p = Relação primária.

ε_c = Relação da marcha selecionada.

ε_f = Relação final.

η_t = Eficiência do sistema de transmissão.

θ_s = Ângulo de inclinação da via.

μ = Coeficiente de atrito entre o pavimento e o pneu.

ξ_0 = Razão de redução do sistema de transmissão.

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = Tensões principais.

σ_x, σ_y = Tensões normais.

σ'_a = Tensão de von Mises alternada.

σ'_m = Tensão de von Mises média.

τ_{xy} = Tensão de cisalhamento.

A_x = Aceleração longitudinal do veículo.

A_y = Aceleração lateral do veículo.

C_{carreg} = Coeficiente de carregamento.

C_{conf} = Coeficiente de confiabilidade.

C_{sup} = Coeficiente de superfície.

C_{tam} = Coeficiente de tamanho.

C_{temp} = Coeficiente de temperatura.

F_b = Força de frenagem.

F_{bf} = Força de frenagem no eixo dianteiro.

F_{br} = Força de frenagem no eixo traseiro.

F_l = Força centrípeta.

F_{max} = Esforço trativo de um veículo com transmissão manual e tração traseira.

F_{res} = Força resultante de frenagem.

F_{yR} = Força centrípeta no eixo traseiro do veículo.

L = Distância entre eixos do veículo.

M_e = Torque fornecido pelo motor do veículo.

N_f = Fator de segurança para falha em fadiga.

N_{eA} = Fator de segurança estático para o ponto A.

N_{eC} = Fator de segurança estático para o ponto C.

R_a = Resistência aerodinâmica.

R_{rf} = Resistência ao rolamento do pneu dianteiro.

R_{rr} = Resistência ao rolamento do pneu traseiro.

R_t = Resistência da transmissão.

S_e = Limite de resistência à fadiga corrigido.

S'_e = Limite de resistência à fadiga não corrigido.

S_L = Força de esterçamento no pneu esquerdo.

S_R = Força de esterçamento no pneu direito.

S_{uc} = Limite máximo de resistência à compressão.

S_{ut} = Limite máximo de resistência à tração.

W = Peso do veículo.

W_L = Peso aplicado na roda esquerda.

W_R = Peso aplicado na roda direita.

W_f = Peso no eixo dianteiro.

W_r = Peso no eixo traseiro.

a = Desaceleração do veículo.

f_r = Coeficiente de resistência ao rolamento.

g = Aceleração da gravidade.

h = Altura do centro de gravidade.

h_a = Altura do ponto de aplicação da resistência aerodinâmica.

l_1 = Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro do veículo.

l_2 = Distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro do veículo.

m = Massa do veículo.

r = Raio da curva.

r_t = Raio do pneu.

t = Bitola traseira do veículo.

v = Velocidade longitudinal do veículo.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1. OBJETIVOS	17
1.1.1. Objetivo Geral	17
1.1.2. Objetivos Específicos	17
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	18
2.1. CUBO DE RODA	18
2.2. MATERIAL	21
2.3. CRITÉRIOS DE FALHA	22
2.3.1. Critério de falha estático	23
2.3.1.1 Tensões atuantes	23
2.3.1.2 Teorema de Mohr modificado	24
2.3.2. Critério de falha por fadiga	26
2.3.2.1 Diagrama de Wöhler	26
2.3.2.2 Limite de resistência à fadiga	27
2.3.2.2 Linha de Goodman	28
2.4. PROJETO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	31
3. METODOLOGIA	32
3.1. GEOMETRIA	32
3.2. CÁLCULO DOS CARREGAMENTOS	34
3.2.1. Aceleração	34
3.2.1.1 Primeiro método	34
3.2.1.1.1 <i>Torque do motor</i>	34
3.2.1.1.2 <i>Relação de transmissão</i>	35
3.2.1.1.3 <i>Eficiência de transmissão</i>	36
3.2.1.2 Segundo método	37
3.2.2. Frenagem	39
3.2.3. Transferência de carga longitudinal	41
3.2.4. Transferência de carga lateral	41
3.2.5. Carga lateral	43
3.3. OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA	44
3.4. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	46

3.4.1. Malha computacional	46
3.4.2. Condições de contorno	48
3.4.3. Fadiga	52
3.4.3.1 Coeficiente de carregamento (C_{carreg}).....	52
3.4.3.2 Coeficiente de tamanho (C_{tam}).....	53
3.4.3.3 Coeficiente de superfície (C_{sup}).....	53
3.4.3.4 Coeficiente de temperatura (C_{temp})	54
3.4.3.5 Coeficiente de confiabilidade (C_{conf})	55
3.4.3.6 Carregamento	55
4. RESULTADOS	57
4.1. OTIMIZAÇÃO TOPOLOGICA	57
4.2. RESULTADOS DOS ELEMENTOS FINITOS	58
4.2.1. Falha estática	58
4.2.2. Falha por fadiga	64
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	68
5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
REFERÊNCIAS	71
ANEXO A – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES ESTÁTICA E DE FADIGA	74
ANEXO B – DESENHO TÉCNICO DO CUBO DE RODA	79

1. INTRODUÇÃO

Criada no Brasil em 2004, a Fórmula SAE (FSAE) parte da competição criada pela Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) nos Estados Unidos da América em 1981, cujo objetivo era trabalhar na carência de engenheiros focados em veículos de alta performance no mercado de trabalho. A competição consiste no desenvolvimento de um protótipo, que deve ser submetido a provas estáticas e dinâmicas, avaliando assim o desempenho técnico e de pista do veículo. (BRASIL, 2019).

A equipe Fórmula CEM é formada por discentes da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, e possui o objetivo de desenvolver protótipos do tipo monoposto para a participação de competições nacionais e internacionais.

Para veículos de competição, o método de elementos finitos (MEF) é essencial para aprimorar este desempenho de pista do veículo, visto que se pode melhorar o componente com um custo menor comparado a um método experimental.

Para o processo de desenvolvimento de um componente do ramo automotivo é muito importante a utilização do MEF, visto que os cálculos analíticos não são viáveis para geometrias complexas. Assim sendo, como o método dos elementos finitos tem possibilidade de executar a análise do conjunto como um todo, e não apenas do componente, ele é amplamente utilizado na indústria automotiva em geral. (FISH; BELYTSCHKO, 2007).

Um dos principais desafios dos engenheiros de desenvolvimento de produto é encontrar as condições de contorno e carregamento adequados para o produto. Empresas ou equipes já consolidadas possuem um grande conhecimento adquirido pelos seus projetos anteriores, porém isso não acontece com as empresas menores ou iniciantes. Estas normalmente projetam seu primeiro componente visando uma grande confiabilidade e sem o pleno conhecimento das cargas atuantes, resultando assim em produtos muitas vezes superdimensionadas.

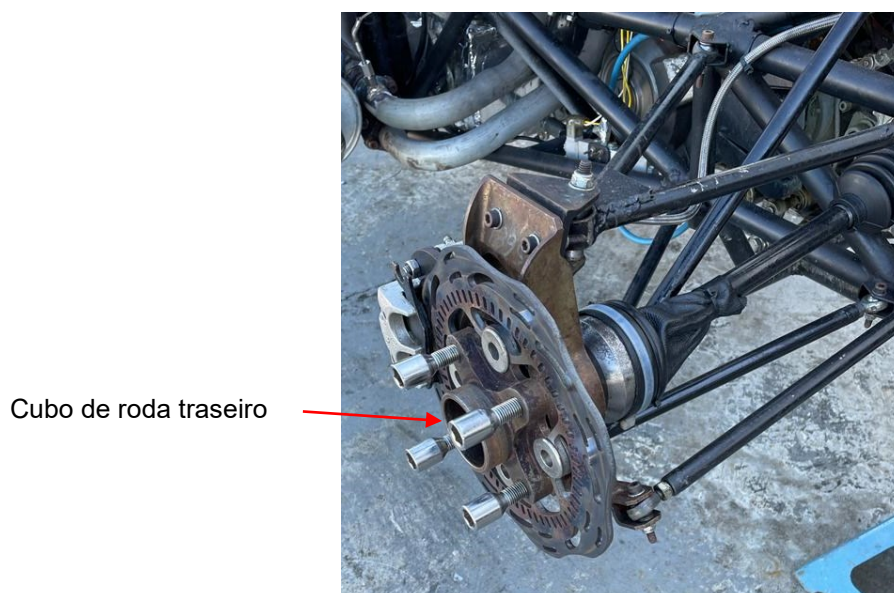
Entretanto, com a disponibilidade deste primeiro componente, que pode ser empregado como um protótipo ou mesmo a versão final, há a possibilidade da realização de testes experimentais. Com a aquisição destes dados por meio de testes no protótipo, pode-se gerar um novo modelo mais condizente com o real,

possibilitando assim uma melhor otimização dos componentes, gerando benefícios tanto para o consumidor final quanto para de custo à empresa.

A otimização topológica é uma ferramenta importante no desenvolvimento de componentes para veículos de competição. Visto que um dos principais fatores que influenciam no tempo de volta de um protótipo FSAE é a massa do veículo, sendo que quanto menor é o seu valor, menor é o tempo de volta, a diminuição da massa dos componentes é fundamental para o sucesso na competição. Ao realizar uma redução de massa em vários componentes do protótipo, mesmo que em pequenos valores, ocorre uma diminuição de massa significativa no veículo em geral, alterando de maneira significativa no desempenho dinâmico do mesmo.

O cubo de roda é um componente que sofre cinco tipos de solicitações. A primeira é o torque proveniente do sistema de transmissão, a segunda é o torque de frenagem do disco de freio, enquanto a terceira e a quarta são o peso transferido do veículo e a força lateral gerada sobre o veículo em curva, ambas atuando no rolamento. Seu objetivo é transmitir ambas solicitações para o conjunto roda/pneu. Por ser um componente do conjunto de roda, é considerado massa não suspensa, sendo de grande importância que possua a menor massa possível, principalmente em veículos de alto desempenho, otimizando assim o comportamento dinâmico do veículo. Na Figura 1, pode-se observar o conjunto de roda traseiro do protótipo da equipe Fórmula CEM, onde se encontra montado o cubo de roda.

Figura 1 - Conjunto de roda traseiro da equipe Fórmula CEM.



Fonte: O autor (2022).

Considerando esse cenário, este trabalho utiliza conceitos de dinâmica veicular e projeto estrutural para o desenvolvimento do produto, pelo método de elementos finitos, para o conjunto de roda de um veículo do tipo Fórmula SAE.

1.1. OBJETIVOS

Nas seções seguintes estão expostos o objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho.

1.1.1. Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo a utilização do método de elementos finitos para o desenvolvimento de um cubo de roda aplicado a um veículo do tipo FSAE.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Reduzir a massa do componente em relação ao atual.
- Reduzir a massa do sistema de transmissão em relação ao atual.
- Analisar os critérios de falha do componente.
- Gerar um modelo computacional para posterior análise numérica.
- Otimizar topologicamente de acordo com os seus requisitos.
- Determinar o tempo de vida por meio do MEF.
- Documentar um procedimento de análise no desenvolvimento de componentes estruturais para equipes de competição.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção serão apresentados os fundamentos teóricos relacionados ao desenvolvimento de um cubo de roda para um protótipo do tipo Fórmula SAE. Na Figura 2 abaixo, pode-se visualizar o veículo protótipo desenvolvido pela equipe Fórmula CEM da Universidade Federal de Santa Catarina.

Figura 2 - Protótipo FC4X FEPESE.



Fonte: O autor (2022).

2.1. CUBO DE RODA

Em um veículo do tipo FSAE, a montagem que conecta o chassi com as rodas pelos braços de suspensão, é conhecida como conjunto de roda. Essa montagem também é parte do conjunto de eixo. O desenvolvimento de qualquer componente do conjunto de roda é crítico, visto que há a atuação de várias forças no conjunto, como as agindo durante a aceleração, a frenagem, a aceleração lateral e durante os aclives e declives. (UMESH; ABHISHEK, 2016)

O cubo de roda é um componente presente na maioria dos veículos, sendo eles veículos de passageiros, leves ou pesados. Ele é um componente montado no conjunto de roda do veículo, e abriga o rolamento de roda e também os parafusos da mesma, além de servir como único ponto de fixação das rodas. (MOHITE, 2018)

Segundo Bhanderi et al. (2022), o cubo de roda traseiro está em contato direto com quatro componentes de outros sistemas do veículo: o disco de freio, as rodas, o rolamento de roda e o semieixo, sendo a única parte que acopla as rodas ao resto do veículo.

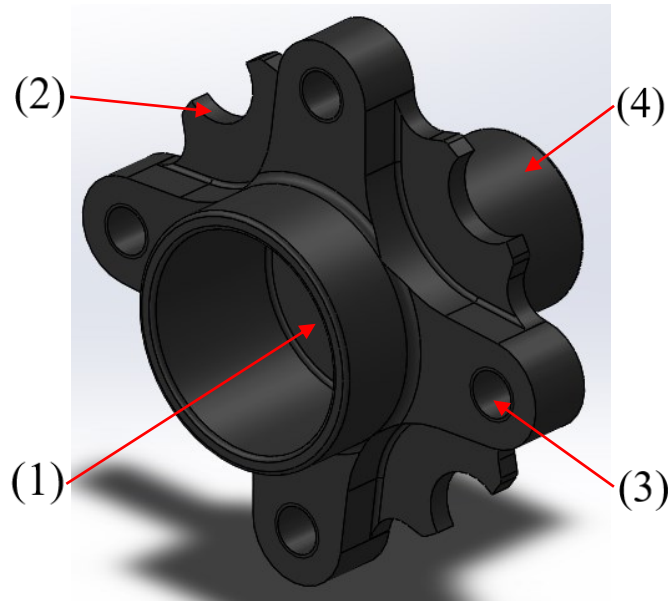
Ele é uma parte que rotaciona ao redor do seu próprio eixo e que está conectada com a roda em um lado e com o rolamento de roda em outro. O rolamento restringe todos os movimentos, com exceção da rotação ao redor do próprio eixo. (ABREU, 2019).

O cubo de roda é um componente do conjunto de roda onde o disco de freio e as rodas são acopladas. Ambos os componentes, aro e disco de freio, são montados por meio de fixadores. O cubo possui 2 regiões conhecidas como pétalas: uma na fixação da roda e outra na fixação do disco. (UMESH; ABHISHEK, 2016)

As forças que atuam sobre um cubo de roda são as forças geradas pela transmissão e pela frenagem, a força gerada pela aceleração lateral ao realizar uma curva e uma força decorrente de uma ressalto na pista. A modelagem do cubo de roda possui vários requisitos, como bitola do eixo, dimensões do rolamento e do padrão dos parafusos de roda. (DALVI et al., 2020).

O cubo de roda traseiro de um veículo Fórmula SAE é composto por quatro seções: (1) uma região onde é acoplado o sistema de transmissão, quando o veículo possui tração traseira ou integral, (2) outra onde é acoplado o disco de freio e a (3) terceira onde é acoplada a roda do veículo, e (4) uma última onde é conectado por interferência a pista interna do rolamento que apoia o componente na manga de eixo. As formas mais comuns de acoplamento com o sistema de transmissão são por meio de uma junta deslizante homocinética e uma trizeta, enquanto a forma mais comum de acoplamento do sistema de freio é por meio de um botão usinado. O conjunto roda/pneu é acoplado por meio de parafusos, ou por meio de uma porca acoplada ao centro do cubo. Na Figura 3 pode-se visualizar o cubo de roda utilizado pela equipe Fórmula CEM para o ano de 2021.

Figura 3 - Cubo de roda traseiro da equipe Fórmula CEM para 2021.



Fonte: O autor (2022).

Segundo Nicolazzi, Leal, da Rosa (2012), toda potência gerada pelo motor é transmitida pelo sistema de transmissão para o cubo de roda, descontando as perdas mecânicas causadas pelos diversos elementos da transmissão. Além disso, durante o processo de frenagem, o peso aplicado nas rodas traseiras tende a ser transferido para as rodas dianteiras, portanto há uma transferência de carga entre os eixos traseiro e dianteiro, influenciando as cargas atuando nas rodas. (DALVI et al., 2020).

A primeira análise dinâmica de um veículo é a da transferência de carga, com o objetivo de encontrar as forças normais agindo em cada eixo do veículo. Com essas forças pode-se determinar a força trativa obtida em cada eixo, afetando assim a aceleração e frenagem do mesmo. (GILLESPIE, 1992)

O momento resultante da aceleração ou frenagem ocorre conforme a distância do centro de gravidade do veículo em relação ao solo. Este movimento, também conhecido como pitch, causa mudanças nas forças verticais do eixo dianteiro e traseiro do veículo. (HEIRING; ERSOY, 2011)

Nas rodas traseiras existem forças centrípetas atuando, pois as rodas são submetidas a altas velocidades e torques. Assim, o rolamento de roda deve ser do modelo de esferas, visto que este modelo pode suportar estas altas cargas. Ademais, para esta aplicação, um rolamento de 1 fileira de esferas é suficiente para suportar as cargas que o cubo é submetido. (UMESH; ABHISHEK, 2016)

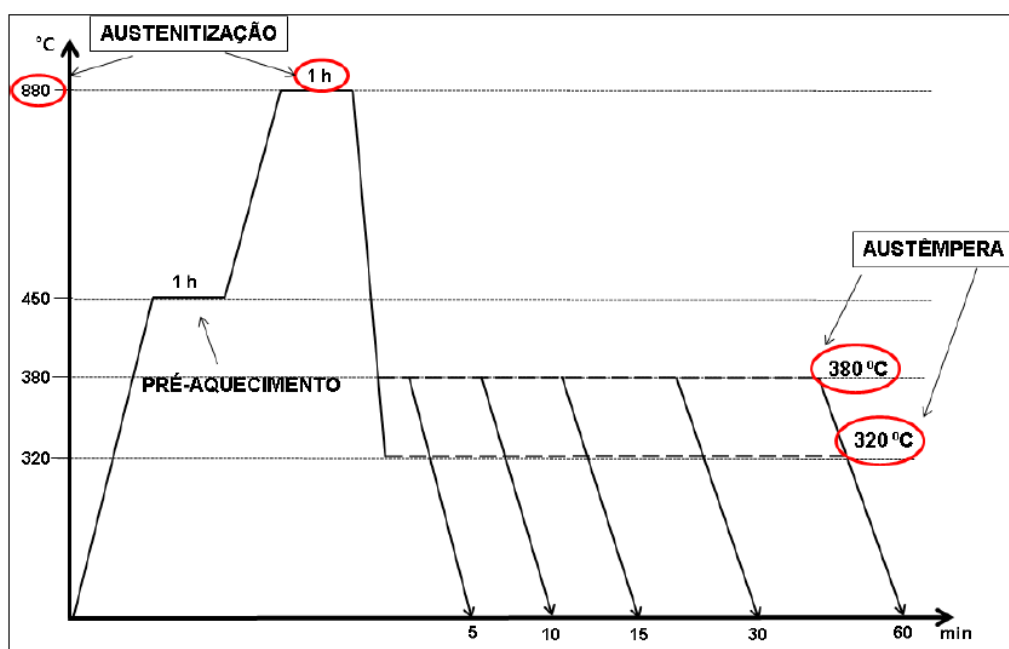
2.2. MATERIAL

Na maioria dos casos, a seleção de materiais significa selecionar materiais levando em consideração o custo agregado e o desempenho necessário para atingir os objetivos do componente. Porém, para um veículo de competição, como o da categoria FSAE, massa e custos são os fatores mais críticos a ser levados em consideração neste processo. (BHANDERI et al., 2022)

A seleção da matéria-prima é uma tarefa integrante do projeto, tal como os princípios da mecânica e dinâmica. Ao contrário destes, os materiais não são completamente estabelecidos, visto que novos materiais aparecem todo o tempo, portanto a inovação do projeto muitas vezes é possibilitada pela adição de novas matérias-primas. Cada classe tem suas forças e limitações, assim o projetista deve estar ciente delas e usá-las a seu favor. (ASHBY, 2005)

Assim sendo, o matéria-prima escolhida para o componente é o ferro fundido nodular austemperado (ADI). Esse material é amplamente utilizado em componentes de suspensão e de conjunto de roda automotivos, visto que possui vantagens tais como o baixo custo da matéria prima e de produção, densidade cerca de 10% menor que outros aços e resistência mecânica equivalente aos aços de alta liga. (RODRIGUES, 2016; BOCKOR, 2019)

Figura 4 - Tratamento térmico de austêmpera para o ADI.



Fonte: Rodrigues (2016).

A curva de tratamento térmico pode ser visualizada na Figura 4. O resfriamento ocorre a uma temperatura de 320°C durante 5 minutos, possibilitando assim um aumento no valor do S_{ut} e conseqüentemente nas propriedades de fadiga do material, que podem ser visualizadas na Tabela 1. As propriedades variam de acordo com o tempo de resfriamento, pois quanto maior é este período, a tensão de escoamento é reduzida, assim como ocorre um aumento da deformação. (RODRIGUES, 2016)

Tabela 1 - Propriedades mecânicas do ferro nodular austemperado – ADI.

Amostra	Composição	Temperatura (°C)	Tempo (min)	Tensão de escoamento (MPa)	Sut (MPa)	Deformação (%)
A1	0,58% Cu 0,04 % Ni	320	5	835,5	1103	4,4

Fonte: Rodrigues (2016).

2.3. CRITÉRIOS DE FALHA

Segundo Norton (2011), a falha de um material ocorre devido a tensões que excedem a sua resistência. Além disso, ela depende do tipo de tensão atuando na peça, do material em questão, do tipo de carregamento e da presença ou não de trincas no produto.

Os materiais isotrópicos dúcteis são limitados pela sua tensão de cisalhamento, enquanto os materiais frágeis são limitados por tensões normais de tração, com exceções aplicadas para um material dúctil cujo comportamento é frágil em baixas temperaturas. (BUDYNAS; NISBETT, 2015).

Um fator significativo na falha do componente é o tipo do carregamento, que pode ser estático ou dinâmico. Cargas estáticas são aquelas no qual são aplicadas lentamente e que permanecem constantes no tempo, enquanto as cargas dinâmicas podem ser tanto aplicadas subitamente (carga estática), como variadas repetidamente no tempo (carga de fadiga), ou até mesmo ambas. Os mecanismos de falha são totalmente diferentes em cada caso. (NORTON, 2011).

2.3.1. Critério de falha estático

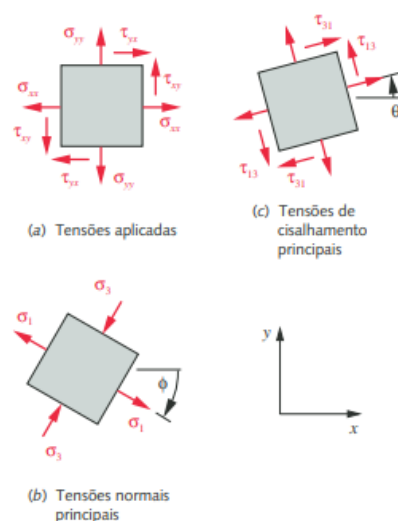
A carga estática consiste em uma força estacionária ou um momento aplicado a um corpo, cuja magnitude e direção são inalteradas durante o tempo. Uma carga estática pode produzir tração, compressão, cisalhamento, torção e flexão, além de uma combinação delas. (SHIGLEY, 2011).

Um material é classificado como frágil se a falha ocorre quando sua deformação é menor do que 5%, enquanto os materiais dúcteis sofrem deformações consideráveis, geralmente maiores que 10%, antes de fraturarem. A falha pode acontecer quando as deformações e distorções são suficientes de modo que a peça funcione de maneira adequada. (NORTON, 2011).

2.3.1.1 Tensões atuantes

Para qualquer combinação de tensões aplicadas na peça, haverá uma distribuição contínua deste campo de tensão em qualquer ponto analisado. Nos planos nas quais as tensões de cisalhamento são nulas, as tensões atuantes nestes planos são chamadas de tensões principais. Já as tensões de cisalhamento principais atuam nos planos que formam ângulos de 45° com os planos normais das tensões principais. (NORTON, 2011)

Figura 5 - Tensões principais em um elemento bidimensional.



Fonte: Adaptado de Norton (2011).

As tensões normais e de cisalhamento podem variar de acordo com a direção em um dado sistema de coordenadas. Na direção em que a tensão de cisalhamento equivale a zero, a máxima e mínima tensão normal pode ser calculada pela Equação (1), para o caso bidimensional. (HIBBELER, 2018).

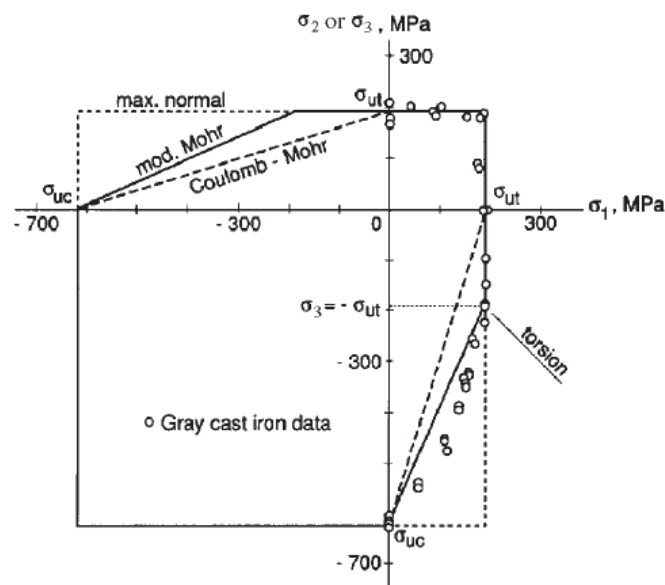
$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (1)$$

Onde $\sigma_{1,2}$ são as tensões principais, σ_x e σ_y são as tensões normais nas direções x e y, e τ_{xy} é a tensão de cisalhamento.

2.3.1.2 Teorema de Mohr modificado

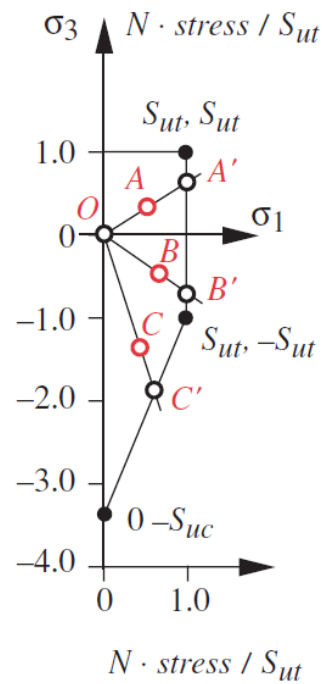
A teoria de falha de Mohr modificada é a que melhor representa de uma maneira menos conservadora as falhas em materiais frágeis, além de se aproximar mais dos dados reais, como mostra a Figura 6 abaixo. Para tensões biaxiais, onde uma das tensões principais σ_1 , σ_2 ou σ_3 é nula e uma das tensões é maior que zero, somente o primeiro e o quarto quadrante precisam ser analisados, como pode ser visto na Figura 7. (PAUL, 1961).

Figura 6 - Fratura biaxial do ferro fundido cinzento para vários critérios de falha.



Fonte: Norton (2011).

Figura 7 - Teoria de Mohr modificada para materiais frágeis.



Fonte: Norton (2011).

Segundo Norton (2011), na Figura 7, o ponto A representa a situação onde as duas tensões principais são não nulas e positivas, enquanto os pontos B e C representam a situação em que as tensões principais possuem sinais opostos, com a diferença de que o valor de suas componentes de tensão são diferentes.

De acordo com Norton (2011), para encontrar o fator de segurança para os casos dos pontos A e B, é utilizado a Equação (2), enquanto para o caso do ponto C é utilizada a Equação (3).

$$N_{eA} = \frac{S_{ut}}{\sigma_1} \quad (2)$$

$$N_{eC} = \frac{S_{ut}|S_{uc}|}{|S_{uc}|\sigma_1 - S_{ut}(\sigma_1 - \sigma_3)} \quad (3)$$

Onde S_{ut} é o limite máximo de resistência à tração, S_{uc} é o limite máximo de resistência à compressão, N_{eA} é o fator de segurança estático para o ponto A e N_{eC} o fator de segurança estático para o ponto C.

2.3.2. Critério de falha por fadiga

Frequentemente os componentes são solicitados a condições de tensões variáveis no tempo, como é o caso de elementos rotativos carregados axialmente. Na maioria dos casos de falha desses componentes, uma análise cuidadosa revela que estes falharam com tensões muito abaixo da resistência ao escoamento do material. A principal característica dessas falhas é o fato das tensões serem repetidas diversas vezes. (SHIGLEY, 2011).

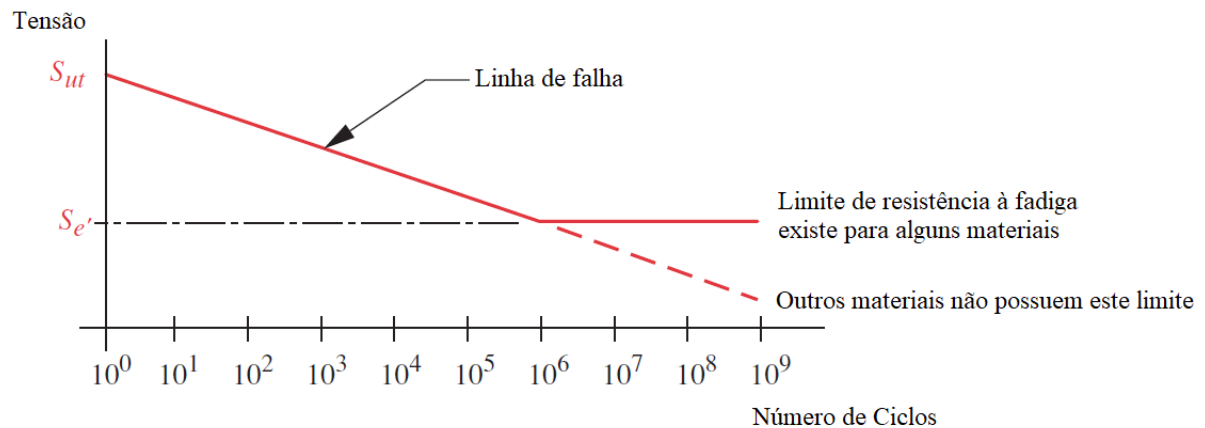
Na falha por fadiga sempre ocorrem três processos, sendo eles a nucleação da trinca, a seu crescimento e por último a sua falha súbita devido a fratura ocasionada pela propagação da trinca. A primeira ocorre em todos os componentes antes mesmo da aplicação de qualquer carregamento, como, por exemplo, seus processos de fabricação, enquanto a segunda ocorre devido a solicitações de tração, como a corrosão do material, por exemplo. A fratura ocorre quando a trinca alcança uma dimensão grande o suficiente para superar o nível de tenacidade à fratura do material. (NORTON, 2011).

2.3.2.1 Diagrama de Wöhler

Para identificar o comportamento em fadiga de um material, são realizados testes de resistência à fadiga até que a peça se rompa, ou um número determinado de ciclos seja atingido. Quando dados de vários corpos de prova são ensaiados com diferentes tensões, obtém-se resultados semelhantes ao da Figura 8, conhecida como diagrama de Wöhler ou curva S-N. (NORTON, 2011).

Este diagrama tornou-se um método padrão para analisar o comportamento de um material sob atuação de cargas cíclicas de amplitude constante. A curva S-N apresenta como a resistência mecânica do material é afetada negativamente quando submetido a uma mesma carga de maneira repetitiva. (DOWLING, 2013).

Figura 8 - Diagrama de Wöhler.



Fonte: Adaptado de Norton (2011).

Alguns materiais possuem um limite de resistência à fadiga, conhecido como S'_e , que indica a tensão máxima que um material pode atuar durante “vida infinita”. Isso indica que, se submetido a tensões menores que este valor de tensão, o material não irá falhar pois o crescimento de trinca não irá acontecer. Este método é utilizado para efetuar análises de fadiga de alto ciclo. (NORTON, 2011).

2.3.2.2 Limite de resistência à fadiga

O limite de resistência à fadiga deve ser obtido por meio de um ensaio de fadiga específico ao material, porém, para análises conservadoras, Norton (2011) afirma que estes valores podem ser estimados, para ferros, a partir do limite de resistência a tração S_{ut} e de acordo com a Equação (4) abaixo.

$$\begin{aligned} S'_e &\cong 0,4S_{ut} \text{ para } S_{ut} < 400 \text{ MPa} \\ S'_e &\cong 160 \text{ MPa para } S_{ut} \geq 400 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4)$$

Além disso, como o limite de resistência à fadiga é obtido por ensaios com corpos de prova padrão, ele deve ser modificado por meio de coeficientes que levam em consideração as diferenças de atuação entre o corpo de prova e a peça real. Assim sendo, o valor de resistência à fadiga corrigida S_e pode ser encontrado por meio da Equação (5). (NORTON, 2011).

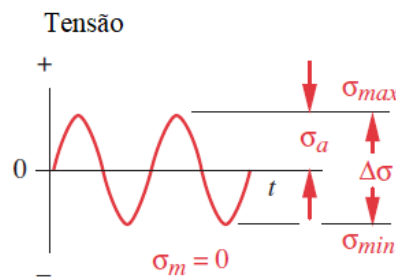
$$S_e = C_{tam} C_{carreg} C_{sup} C_{temp} C_{conf} S'_e \quad (5)$$

Onde C_{tam} é o coeficiente de tamanho, C_{carreg} o coeficiente de carregamento, C_{sup} o coeficiente de superfície, C_{temp} o coeficiente de temperatura e C_{conf} o coeficiente de confiabilidade.

2.3.2.2 Linha de Goodman

Os testes de resistência à fadiga, para eixos que sofrem rotação ao longo de sua vida útil, são realizados em máquinas de ensaio de torção, onde o carregamento possui o comportamento do caso de tensão alternada, com uma tensão média igual à zero, como mostrado na Figura 9. A partir dos resultados destes ensaios, são encontrados os pontos da curva S-N. (NICHOLAS; ZUIKER, 1996).

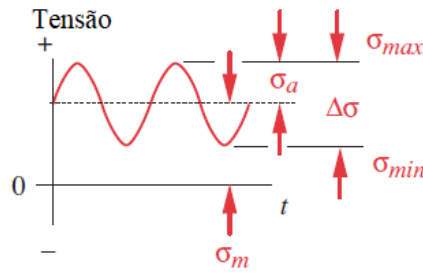
Figura 9 - Exemplo de tensão alternada.



Fonte: Adaptado de Norton (2011).

Todavia, o cubo de roda está submetido a um carregamento, através da trizeta, cuja tensão média é não nula, como pode ser visto na figura abaixo. Assim sendo, para se utilizar a curva S-N como parâmetro de projeto, seria necessária a realização de novos ensaios de fadiga para esta tensão média não nula. Portanto, é necessário um diagrama de Wöhler para cada valor de tensão média, o que resultaria em um número excessivo de testes, sendo que apenas um ensaio já possui um custo de realização alto. (BANNANTINE; CORNER; HANDROCK, 1990).

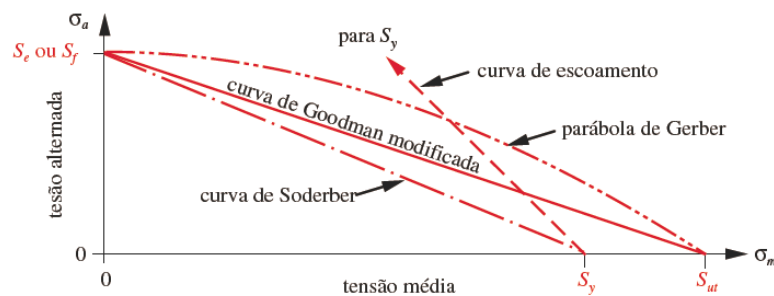
Figura 10 - Exemplo de tensão pulsante.



Fonte: Adaptado de Norton (2011).

De acordo com Dowling (2013), para contornar esta situação, os testes de resistência à fadiga são realizados com tensão média nula, e os valores de S_{ut} e S_e são alimentados em uma nova teoria de falha, que considera os efeitos da tração e da compressão na tensão média. Essa teoria é ilustrada na Figura 11.

Figura 11 - Curvas de falha para tensões pulsantes.

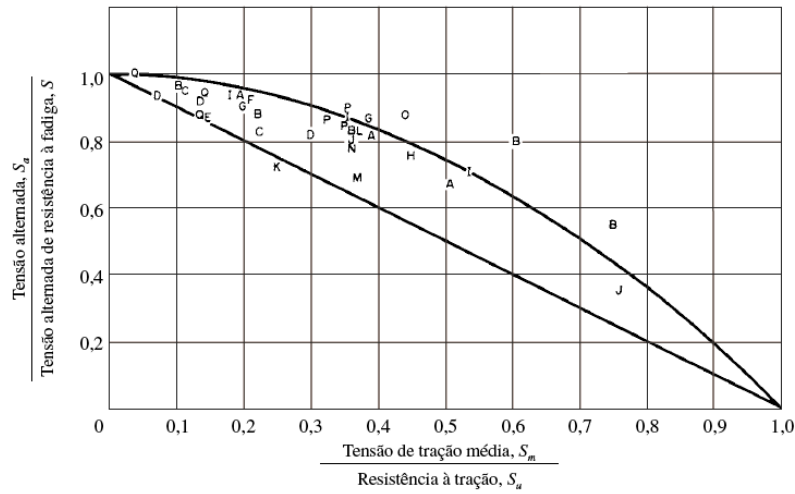


Fonte: Norton (2011).

A parábola de Gerber se ajusta de forma mais satisfatória aos dados experimentais de falha, enquanto a curva de Goodman se ajusta abaixo da dispersão de dados, como mostrado na Figura 12. Já a curva de Soderber conecta a tensão de escoamento ao limite de resistência à fadiga, sendo assim uma teoria conservadora, evitando a curva de escoamento. Ambas as curvas, de Gerber e Goodman, passam pelo limite de fadiga corrigido ou pela resistência à fadiga e, embora mais conservadora, a curva de Goodman é mais utilizado no projeto de peças sujeitas a tensões médias não nulas. (NORTON, 2011).

Assim sendo, pelos motivos explicitados acima, será utilizada a teoria de Goodman para a realização do projeto.

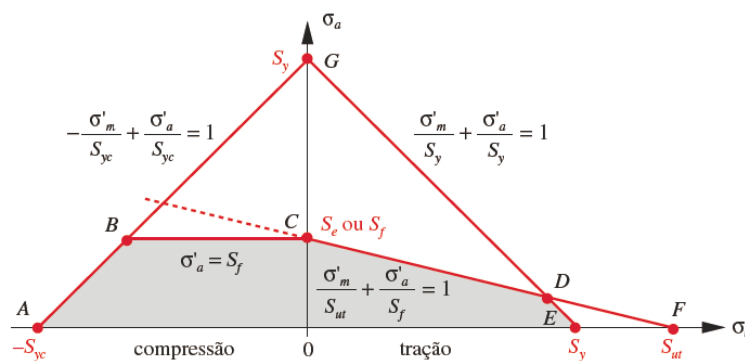
Figura 12 - Efeito das tensões média e alternada para vida em fadiga.



Fonte: Forrest (1962).

Originalmente, o diagrama de Goodman fazia a conexão entre a tensão média e a tensão alternada com o valor equivalente a 1/3 do S_{ut} , porém uma modificação foi proposta, adicionando uma região de tração e uma de compressão, criando assim o diagrama de Goodman modificado, ilustrado na Figura 13. Esse diagrama também considera os efeitos da compressão, que podem ser benéficos para a vida em fadiga do material. (NORTON, 2011).

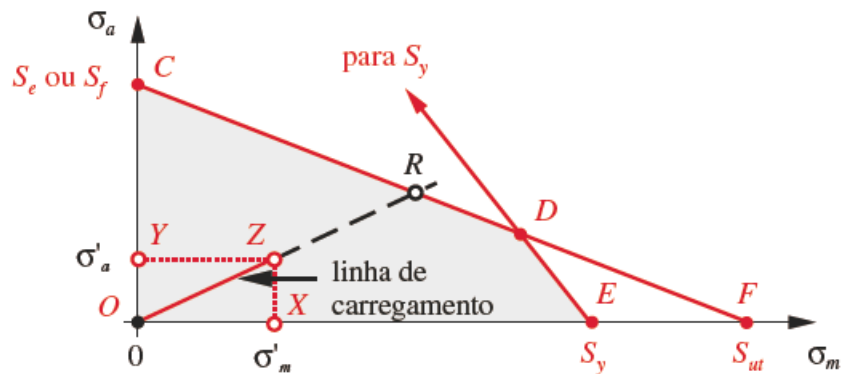
Figura 13 - Diagrama de Goodman modificado aumentado.



Fonte: Norton (2011).

Para calcular o coeficiente de segurança, deve-se analisar a variação das componentes de tensões médias e alternadas. Para o caso onde a razão entre as tensões é constante, presente na aplicação do cubo de roda, o cálculo do fator de segurança pode ser realizado de acordo com a Figura 14 abaixo. (NORTON, 2011).

Figura 14 - Coeficiente de segurança do diagrama de Goodman.



Fonte: Adaptado de Norton (2011).

Assim sendo, segundo Norton (2011), a falha ocorre no ponto R, que pode ser calculado pela Equação (6).

$$N_f = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma'_a S_{ut} + \sigma'_m S_e} \quad (6)$$

Onde N_f é o fator de segurança para falha em fadiga, σ'_a a tensão de von Mises alternada e σ'_m tensão de von Mises média.

2.4. PROJETO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF)

O método de elementos finitos (MEF) consiste em um método numérico para resolver problemas matemáticos para a engenharia, podendo ser aplicado em problemas de análise estrutural, transferência de calor, escoamento de fluidos, entre outros. O MEF apresenta uma solução numérica aproximada do problema matemático em questão, representando assim um aspecto físico da realidade com um determinado valor de precisão. (FISH; BELYTSCHKO, 2007).

A solução analítica destes problemas requer uma solução de equações diferenciais parciais por meio de determinadas condições de contorno e carregamento. O MEF aproxima uma função de forma sobre um domínio conhecido, subdividindo o domínio em formas menores conhecidas chamados de “elementos finitos”. Cada elemento finito gera uma equação, que agrupadas formam um sistema de equações algébricas, que podem ser resolvidas de forma fácil em uma máquina destinada ao processamento de dados. (ALVES FILHO, 2000).

3. METODOLOGIA

Neste capítulo serão apresentados as etapas para o desenvolvimento do produto para o protótipo do tipo FSAE desenvolvido pela equipe Fórmula CEM do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina. Na Figura 15 pode-se visualizar um fluxograma da metodologia de projeto: o primeiro passo é modelar uma geometria inicial do cubo de roda, levando em consideração todos os requisitos de posicionamento e de interações com outros sistemas do veículo; o segundo passo é o cálculo dos carregamentos que atuam no componente, entre eles os provenientes do sistema de transmissão, de freio, da transferência de carga e da aceleração lateral; após calculados os carregamentos, a geometria inicial é submetida a uma otimização topológica, com intuito de remover material de áreas não solicitadas no componente; por fim, é realizada uma análise de falha estática e por fadiga do cubo de roda, com intuito de verificar se o componente está apto para uso.

Figura 15 - Fluxograma da metodologia.



Fonte: O autor (2022).

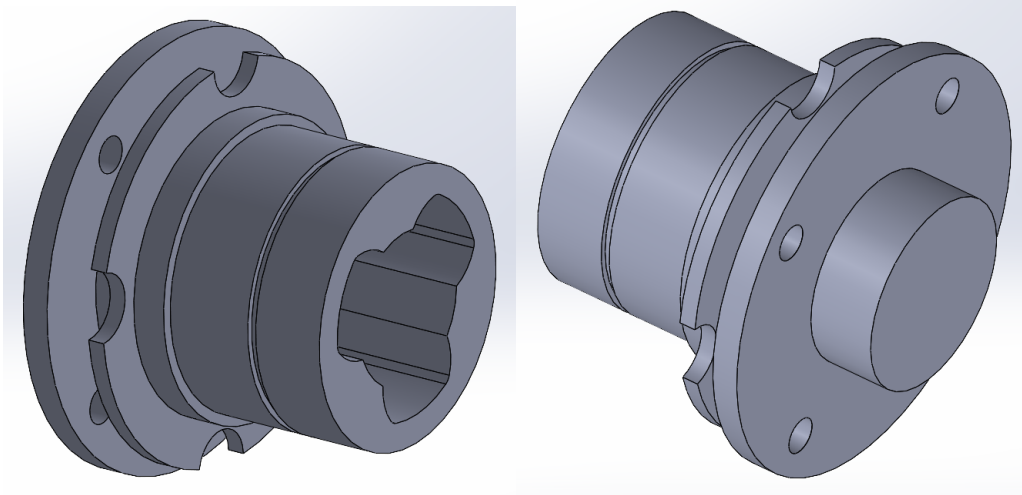
3.1. GEOMETRIA

Inicialmente, uma geometria conceitual é desenvolvida em Computer Aided Design (CAD) por meio do programa SolidWorks 2022, inspirada em *benchmark*, realizado pelo meio de uma pesquisa com outras equipes de FSAE. A pesquisa consiste em conversa com outras equipes participantes durante a competição realizada no Brasil, além de contato por meio de mídias sociais com equipes estrangeiras. Esta geometria deve atender aos requisitos de posicionamento do projeto, levando em consideração a interação com outros componentes do veículo, porém ainda deve ser alterada posteriormente de forma a otimizar a sua massa, reduzir concentradores de tensão e, por fim, possibilitar a sua fabricação de acordo com os recursos disponíveis.

Para modelar a geometria inicial, foram assumidas as seguintes hipóteses de projeto. A primeira é a utilização de uma trizeta do Chevrolet Onix 1.0 como junta atuando entre o semieixo e o cubo de roda. Além disso, é adotada a utilização de um aro com a furação dos parafusos de roda no padrão de espaçamento 4x100 mm, a utilização do disco de freio atual da equipe, com quatro botões, e de um rolamento de esferas como o rolamento de roda.

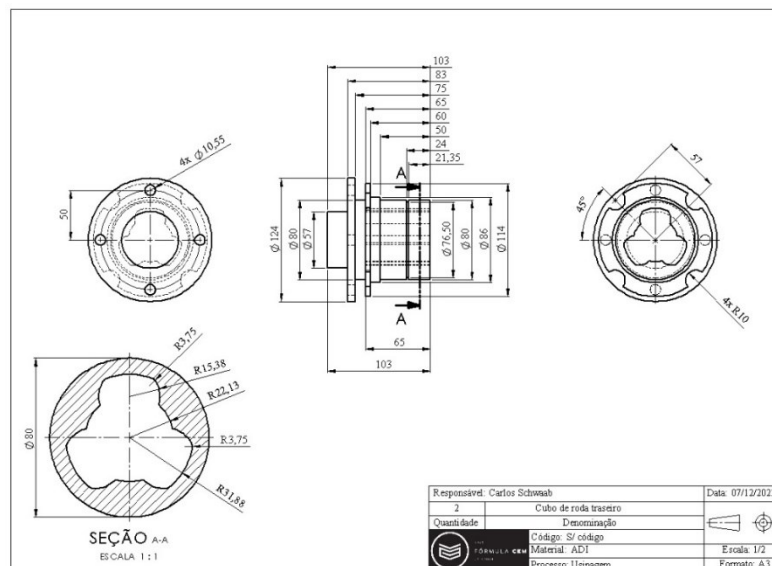
Por fim, a geometria inicial do cubo de roda pode ser visualizada na Figura 16, e seu desenho técnico pode ser visto na Figura 17.

Figura 16 - Geometria inicial do cubo de roda.



Fonte: O autor (2022).

Figura 17 - Desenho técnico da geometria inicial do cubo de roda.



Fonte: O autor (2022).

3.2. CÁLCULO DOS CARREGAMENTOS

As forças e torques envolvidos no cubo de roda, como citado no capítulo anterior, são relacionadas aos sistemas de transmissão, freio e suspensão, por meio dos torques do semieixo e do disco de freio, além das forças verticais causadas pelo peso do veículo.

3.2.1. Aceleração

Para se obter a performance em aceleração do veículo, deve-se determinar a força trativa máxima que o veículo pode desenvolver. Ela pode ser determinada por dois métodos: o primeiro é de acordo com as características do trem de força do veículo, enquanto o segundo considera o coeficiente de atrito entre o pneu e pista, além da carga normal nos eixos. O menor valor entre os dois métodos deve ser utilizado para determinar a aceleração do veículo. (WONG, 2001).

3.2.1.1 Primeiro método

Para o cálculo a partir do primeiro método, de acordo com Gillespie (1992), utiliza-se a Equação (7). Nota-se que esta equação desconsidera os efeitos de inércia rotativa presentes no sistema de transmissão.

$$F_t = \frac{M_e \xi_0 \eta_t}{r_t} \quad (7)$$

Onde M_e é o torque fornecido pelo motor do veículo, ξ_0 é a razão de redução do sistema de transmissão, η_t é a eficiência do sistema de transmissão e r_t é o raio do pneu.

3.2.1.1.1 Torque do motor

Para o cálculo da força trativa máxima, se deve utilizar o valor máximo de torque que pode ser gerado pelo motor do veículo. Para isso, será necessário realizar uma análise da curva de torque do motor, obtida em um dinamômetro. De acordo com

Luiz, (2019), o torque máximo gerado pelo motor que deve ser utilizado para o cálculo da força trativa máxima é 68,97 N/m.

3.2.1.1.2 Relação de transmissão

No veículo da equipe Fórmula CEM é utilizada a caixa de câmbio da moto Yamaha XT 660, que contém uma relação primária e uma relação de marchas, originais da motocicleta, e uma relação final, composta de um sistema de coroa e pinhão com corrente.

Para calcular a relação de transmissão do veículo, deve-se multiplicar todas as relações de transmissão, de acordo com a Equação (8) abaixo.

$$\varepsilon_t = \varepsilon_p \varepsilon_c \varepsilon_f \quad (8)$$

Onde ε_p é a relação primária, ε_c é a relação da marcha selecionada e ε_f é a relação final.

Tabela 2 - Dados do sistema de transmissão.

Dados do sistema de transmissão		
Relação primária	ε_p	2,666
Relação final	ε_f	3,077

Fonte: Fórmula CEM (UFSC Joinville).

A relação primária é caracterizada pelo primeiro conjunto de engrenagens entre o motor e o câmbio. Para realizar o cálculo da força trativa máxima, se deve utilizar a relação de transmissão da 1ª marcha, visto que ele possui o maior valor em relação as outras marchas e irá realizar uma maior amplificação no valor do torque.

Tabela 3 - Relações de transmissão da caixa de marchas.

Relação das marchas	
1ª marcha	2,500
2ª marcha	1,625
3ª marcha	1,150
4ª marcha	0,909
5ª marcha	0,769

Fonte: Fórmula CEM (UFSC Joinville).

Assim sendo, de acordo com a Equação (8), o valor da relação de transmissão do veículo é de 20,51.

3.2.1.1.3 Eficiência de transmissão

A potência disponível nas rodas trativas do veículo é sempre menor do que a disponível no volante do motor, visto que o sistema de transmissão está conectado a elementos que geram fricção com elementos da transmissão. Esses elementos podem ser rolamentos, engrenagens, elementos de vedação e sincronizadores, assim como a vibração dos componentes também é um fator a ser considerado. (BERA, 2019)

Assim sendo, na Tabela 4 abaixo, estão discriminados os valores de eficiência de transmissão para alguns dos elementos presentes no sistema de transmissão do veículo da equipe Fórmula CEM.

Tabela 4 - Eficiência de elementos da transmissão.

Elemento	Eficiência
Disco de embreagem	0,995-0,998
Rolamento simples	0,995
Engrenagens helicoidais - câmbio/relação final	0,990
Engrenagens cônicas - relação final	0,830-0,940
Câmbio - 1 par de engrenagens	0,950-0,970
Câmbio - 2 pares de engrenagens	0,930-0,960
Câmbio - relação direta	0,980-0,990
Perdas por vibração em um câmbio	0,980-0,999
Perdas por ventilação em um câmbio	0,995-0,999
Semieixo com junta	0,995
Rodas - ventilação	0,990
Pneus - deslizamento	0,970-0,990

Fonte: Adaptado de Bera (2019).

De acordo com os elementos presentes no sistema de transmissão do veículo, e levando em consideração uma abordagem conservadora, os valores presentes na tabela abaixo são selecionados para os cálculos. O valor da eficiência global da transmissão é igual a multiplicação de todos os valores de eficiência dos componentes.

Tabela 5 - Eficiência dos elementos da transmissão do veículo.

Eficiência	Valor
Embreagem	0,998
Câmbio	0,96
Relação final	0,98
Diferencial	0,94
Semieixo	0,995
Pneu	0,99
Transmissão	0,87

Fonte: Adaptado de Bera (2019).

Assim sendo, substituindo os valores na Equação (7), é obtido o valor a força trativa igual a 4825,77 N.

3.2.1.2 Segundo método

Considerando que a potência e torque gerados pelo trem de força sejam suficientes, o esforço trativo máximo entre o pneu e o solo pode ser determinado pelo coeficiente de adesão da pista e de parâmetros do veículo (Gillespie, 1992). Como o veículo possui apenas um eixo trativo, ou seja, toda a potência gerada pelo motor é transmitida apenas para as rodas traseiras do mesmo.

Segundo Wong (2001), o esforço trativo de um veículo com transmissão manual e tração traseira F_{max} pode ser determinado pela Equação (9) a seguir:

$$F_{max} = \frac{\mu W(l_1 - f_r h)/L}{1 - (\frac{\mu h}{L})} \quad (9)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito do pavimento, W é o peso do veículo, l_1 a distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro, f_r o coeficiente de resistência ao rolamento, h a altura do centro de gravidade e L a distância entre eixos.

Os valores da massa do veículo, altura do centro de gravidade (CG), distância entre eixos e a distância l_1 são valores existentes que podem ser obtidos ao realizar uma medição no veículo. Além disso, são obtidos os valores da bitola traseira e do peso do eixo traseiro, que serão necessários em cálculos posteriores. Seus valores correspondentes podem ser visualizados na Tabela 6.

Tabela 6 - Parâmetros do veículo.

Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
L	Entre eixos	1,54	m
W	Peso do veículo (com piloto)	3433,50	N
l_1	Distância do CG ao eixo dianteiro	0,82852	m
h	Altura do CG	0,30	m
t	Bitola traseira do veículo	1,23	m
W_r	Peso do eixo traseiro do veículo	1854,09	N

Fonte: Fórmula CEM (UFSC Joinville).

O coeficiente de resistência ao rolamento é verificado de maneira experimental na literatura, variando de acordo com a velocidade, pressão do pneu, carga radial, temperatura, entre outros. Portanto, os valores de literaturas são aplicados apenas para orientação geral, sendo que para um projeto mais preciso é necessário levantar estes dados experimentalmente. (NICOLAZZI; LEAL; DA ROSA, 2012)

Como não há a possibilidade de realizar tais experimentos, a seleção do coeficiente de resistência ao rolamento será realizada conforme a Tabela 7. Como o veículo é utilizado apenas no asfalto, o valor selecionado para a realização dos cálculos é de 0,013.

Tabela 7 - Coeficientes de resistência ao rolamento.

Superfície da estrada	Coeficiente de resistência ao rolamento
Pneus para carros	
Concreto, asfalto	0,013
Cascalho	0,020
Tarmacadam	0,025
Estrada não pavimentada	0,050
Campo	0,1-0,35
Pneus para caminhões	
Concreto, asfalto	0,006-0,01

Fonte: Adaptado de Wong (2001).

Por fim, segundo Wong (2001), o coeficiente de atrito para um par pneu/pista, onde o pavimento utilizado é o asfalto, é 0,85.

Assim sendo, após substituir os valores selecionados na Equação (9), é obtido o valor da força trativa igual a 1340,74 N.

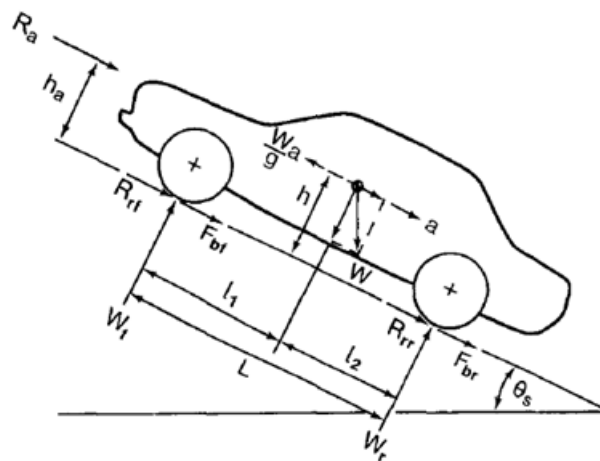
Portanto, como mostrado na seção 3.2.1, o menor valor resultante dos dois métodos analisados deve ser o escolhido para as análises. Assim sendo, o valor de força trativa a ser utilizado é igual a 1340,74 N.

3.2.2. Frenagem

De acordo com Nicolazzi, Leal, da Rosa (2012), o sistema de freios é o dispositivo presente no veículo cujo intuito é cessar o movimento do mesmo. Portanto, a força principal de frenagem é gerada pelo atrito gerado entre os discos de freio e as pastilhas de freio.

Além da força de frenagem gerada pelo sistema de freios do veículo, existem outros esforços que atuam sobre o veículo durante a frenagem, como a resistência ao rolamento dos pneus, resistência aerodinâmica, resistência da transmissão e a resistência ao aplace (WONG, 2001). Estas forças que atuam no veículo que está em desaceleração estão esquematizadas na Figura 18 abaixo.

Figura 18 - Forças atuando em um veículo durante a frenagem.



Fonte: Adaptado de Wong (2001).

Na figura acima, R_a representa a resistência aerodinâmica, h_a é a altura do ponto de aplicação da resistência aerodinâmica, W o peso do veículo, W_f o peso no eixo dianteiro, W_r o peso no eixo traseiro, θ_s o ângulo de inclinação da via, h a altura do centro de gravidade, L a distância entre eixos, l_1 a distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro, l_2 a distância entre o centro de gravidade e o eixo traseiro,

F_{bf} a força de frenagem no eixo dianteiro, F_{br} a força de frenagem no eixo traseiro, R_{rf} a resistência ao rolamento do pneu dianteiro, R_{rr} a resistência ao rolamento do pneu traseiro e a a desaceleração do veículo.

Durante o processo de frenagem, ocorre simultaneamente a transferência de carga entre os eixos do veículo. Este efeito é incluído na Equação, que calcula a resistência ao rolamento, e que pode ser visualizada a seguir.

$$F_{res} = F_b + f_r W \cos \theta_s + R_a \pm W \sin \theta_s + R_t \quad (10)$$

Onde, F_{res} é a força resultante de frenagem, F_b a força de frenagem, f_r o coeficiente de resistência ao rolamento e R_t a resistência da transmissão.

Para a análise de forças deste caso, devem ser analisadas as forças que atuam no eixo traseiro do veículo.

Substituindo as equações apresentadas acima, se obtém a Equação (11) mostrada abaixo.

$$W_r = \frac{1}{L} [W l_1 - h \left(\frac{W}{g} a - R_a \pm W \sin \theta_s \right)] \quad (11)$$

A força máxima que pode ser suportada no contato entre o pneu e o solo é determinada a partir de carga normal e do coeficiente de adesão da pista. Para o eixo traseiro, ela pode ser determinada pela Equação (12).

$$F_{br_{max}} = \mu W_r = \frac{\mu W [l_1 - h(\mu + f_r)]}{L} \quad (12)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito do pavimento.

Quando as forças de frenagem atingem os valores determinados pela Equação (12), haverá um deslizamento do pneu. Portanto, esta será a força máxima que poderá ser aplicada no cubo de roda pelo sistema de freio. (WONG, 2001)

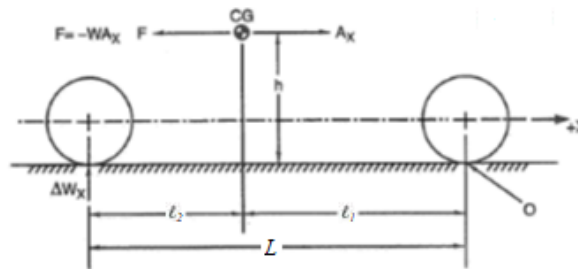
Utilizando os dados apresentados na seção anterior e substituindo na Equação (12), obtém-se o valor de força de frenagem máxima no eixo traseiro de 1563,86 N.

3.2.3. Transferência de carga longitudinal

Os efeitos longitudinais da aceleração e frenagem sobre um veículo geram uma transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro. Quando o veículo está sob a influência de uma aceleração positiva, ou sob uma frenagem ou aceleração negativa, é desenvolvida uma força inercial semelhante a força centrífuga. (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995)

A Figura 19 demonstra a aceleração descrita no parágrafo anterior, onde l_1 é a distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade, l_2 a distância do eixo traseiro ao centro de gravidade, h a altura do centro de gravidade e l a distância entre eixos.

Figura 19 - Transferência longitudinal de carga.



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

Segundo Milliken e Milliken, 1995, a transferência de carga longitudinal pode ser descrita pela Equação (13).

$$\Delta W = \frac{W A_x h}{L} \quad (13)$$

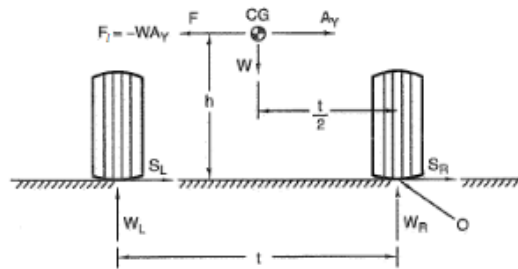
Onde, ΔW é a variação de carga entre os eixos, A_x é a aceleração longitudinal do veículo (medido no CG) e g a aceleração da gravidade.

3.2.4. Transferência de carga lateral

Quando um veículo está realizando uma curva, uma força inercial chamada de força centrípeta surge, sendo gerada em sentido oposto as acelerações laterais desenvolvidas no contato entre pneu e pavimento. Se um veículo fosse simplificado a apenas um eixo sofrendo um esterçamento para a direita, seu resultado seria como o

mostrado na Figura 20. As forças de esterçamento geradas nos pneus, $S_L + S_R$, resultam em aceleração lateral A_y (medida no CG). A força centrípeta gerada F_l é denominada por WA_y . A bitola é denominada por t , a altura do CG por h e a carga em cada roda W_L e W_R para os conjuntos da esquerda e direita, de maneira respectiva. (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995)

Figura 20 - Transferência lateral de carga.



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

Ao calcular os momentos em torno do ponto O, tem-se a Equação (14), onde W_L é o peso na roda esquerda.

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{WA_y h}{t} \quad (14)$$

Assumindo que a distribuição de massa do veículo é simétrica no eixo lateral, a transferência de carga devido ao esterçamento pode ser descrita pela Equação (15) como:

$$\Delta W = \frac{WA_y h}{t} \quad (15)$$

Substituindo os valores, de acordo com a Tabela 6, na Equação (13) e na Equação (14), e assumindo uma aceleração lateral $A_y = 1,1$ g, e uma aceleração longitudinal A_x de 1 g, pode-se calcular o valor da carga presente na roda traseira externa para os casos contidos na Tabela 8 abaixo.

Tabela 8 - Carga vertical na roda traseira externa do veículo.

Descrição	Valor	Unidade
Carga vertical em aceleração	1261,48	N
Carga vertical em frenagem	592,61	N
Carga vertical em aceleração e curva	1599,92	N
Carga vertical em frenagem e curva	751,61	N

Fonte: O autor (2022).

3.2.5. Carga lateral

De acordo com Kokate e Kulkarni (2019), quando o veículo está realizando uma curva, a carga é transferida das rodas internas para as rodas externas, gerando assim uma força lateral dependente da massa do veículo, da velocidade e do raio da curva. Essa força é conhecida como força centrípeta, e pode ser calculada pela Equação (16):

$$F_{yR} = \frac{m v^2}{r} \quad (16)$$

Onde F_{yR} é a força centrípeta no eixo traseiro, m é a massa do veículo, v a velocidade longitudinal do veículo e r o raio da curva.

Porém, deve-se ajustar o valor da massa para o valor encontrado apenas no cubo de roda traseiro externo no momento da curva. Segundo Gillespie (1992), a Equação (17) descreve a força lateral gerada no eixo traseiro do veículo, utilizando o modelo de bicicleta como simplificação do veículo.

$$F_{yR} = \frac{m l_1 v^2}{Lr} \quad (17)$$

Onde l_1 é a distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro e L a distância entre eixos.

Nas competições FSAE, o leiaute da pista deve seguir um regulamento com dimensões dentro de um intervalo especificado. Segundo SAE (2021), o diâmetro mínimo de curva permitido pelo regulamento é igual a 23 m, enquanto a velocidade máxima do veículo da equipe Fórmula CEM é estimada em 30 m/s.

Considerando a hipótese de que o veículo está realizando a curva com o máximo raio possível na velocidade máxima do mesmo, e utilizando os dados das seções anteriores, obtém-se o valor de força lateral máxima no eixo traseiro igual a 14736,52 N. Estimando a transferência de carga lateral no eixo traseiro em 32-68%, obtém-se a força lateral na roda traseira externa igual a 10063,97 N.

Essa situação é considerada extrema para cálculos, visto que os circuitos adotados pelas competições Fórmula SAE normalmente possuem curvas fechadas em sequência, impossibilitando assim a realização de curvas na velocidade máxima. Além disso, segundo Santos (2016), os maiores valores de cargas laterais encontrados nas rodas do veículo é de aproximadamente 1700 N, visto que após a aplicação de cargas maiores o veículo perde a estabilidade direcional. Assim sendo, o valor de 1700 N será utilizado para os cálculos.

3.3. OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

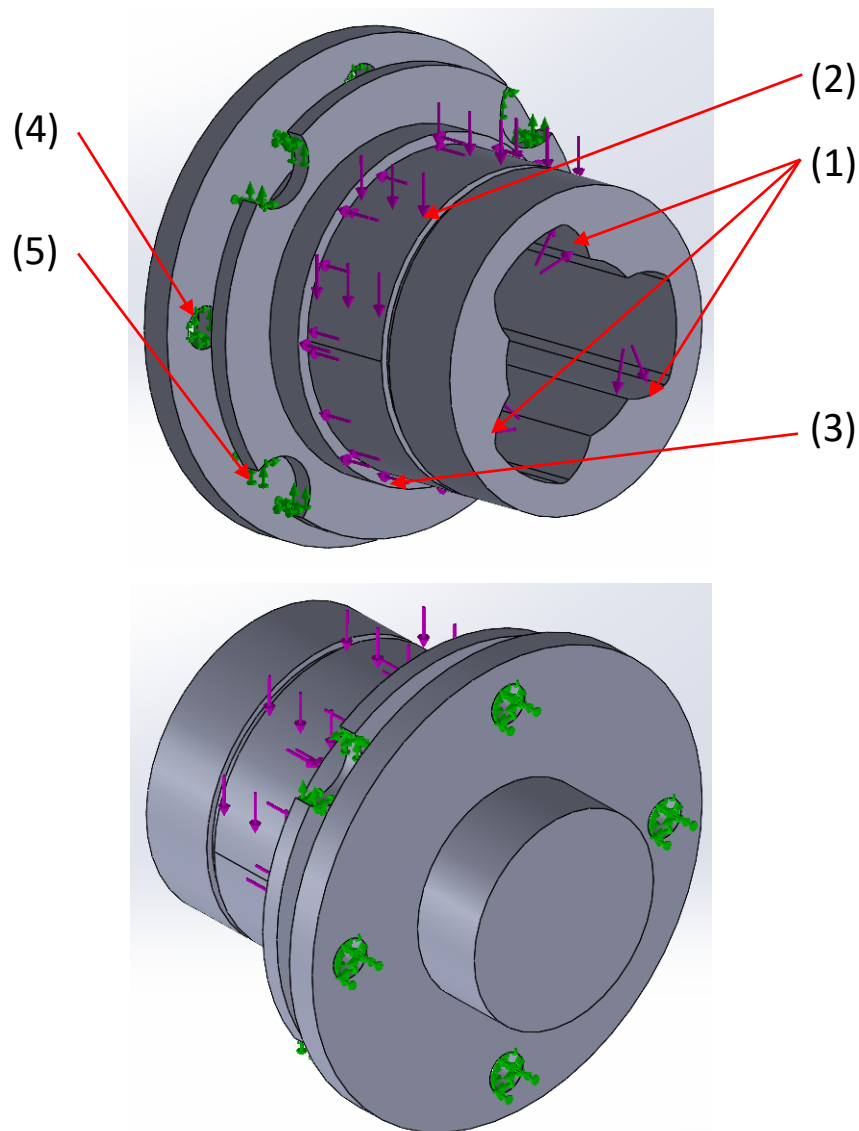
Fórmula SAE é um evento competitivo onde equipes universitárias projetam, fabricam e competem entre si com protótipos do tipo *open-wheel*. Com equipes das melhores universidades do planeta, pequenos decréscimos de massa em cada componente pode significar uma grande redução de massa no veículo, causando uma diminuição do tempo de volta. (RIORDAN; TOVAR; RENAUD, 2010).

O programa SolidWorks permite, por meio da extensão *Simulation*, a análise de redução de massa do cubo de roda apresentado na Figura 16. Para realizar a otimização topológica, é considerada a situação onde o veículo está sob o efeito de aceleração lateral e longitudinal. Assim sendo, as condições de contorno consideradas são as seguintes: as forças provenientes do sistema de transmissão (1), nas três regiões de contato entre o cubo de roda e os rolamentos da trizeta; a carga vertical proveniente da transferência de carga do veículo (2) e a carga proveniente da aceleração lateral do mesmo (3), ambas na região do assento do rolamento; nas regiões de fixação da roda (4) e do disco de freio (5), são consideradas restrições de movimento do componente. Estas condições podem ser observadas na Figura 21.

O objetivo da equipe Fórmula CEM é reduzir a massa do componente em pelo menos 35% do valor encontrado na geometria inicial. Para isso será utilizada a opção de redução de massa para aumentar a rigidez máxima global, para a redução de massa maior que 35%.

Uma estrutura rígida é aquela que possui a menor deflexão possível dada uma condição de contorno. Uma das formas de medir o deslocamento é por meio da energia de deformação. Ao realizar o projeto considerando a mínima energia de deformação, pode-se encontrar o máximo de rigidez global de um componente (BENDSOE, 1995).

Figura 21 - Condições de contorno para a otimização topológica.

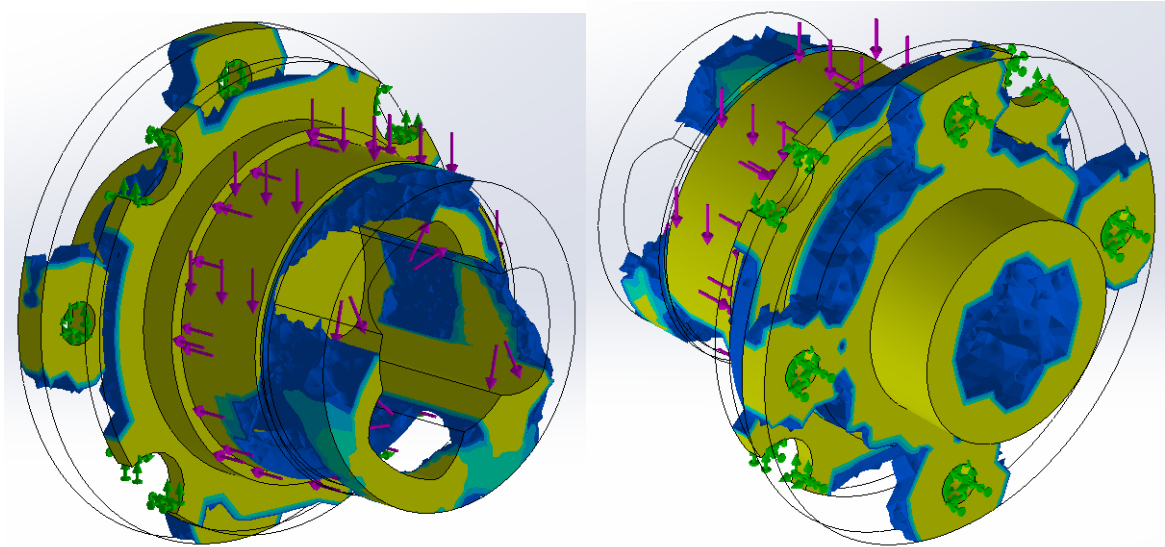


Fonte: O autor (2022).

Para realizar a análise, é necessário indicar as áreas que devem ser preservadas por requisito de projeto. Assim sendo, todas as áreas onde cargas são aplicadas devem ser preservadas, além das regiões do batente e do rasgo do anel elástico do rolamento. Além disso, para o funcionamento correto da trizeta, deve-se

preservar todas das faces de seu alojamento, assim como uma espessura mínima para a fabricação por fundição.

Figura 22 - Resultado da otimização topológica.



Fonte: O autor (2022).

De acordo com a Figura 22, pode-se observar as regiões que podem sofrer a redução de massa. As regiões destacadas em amarelo são as que devem ser mantidas, enquanto as regiões em azul são as que podem ser removidas do componente.

3.4. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Para a simulação numérica do componente pelo MEF será utilizado o programa ANSYS 16.0, considerando uma modelagem baseada na relação constitutiva da lei de Hooke e com comportamento elástico-linear.

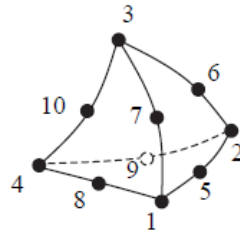
3.4.1. Malha computacional

De acordo com Alves Filho (2000), o conjunto dos elementos finitos do domínio é conhecido como malha, que em um objeto tridimensional normalmente é formada por elementos tetraédricos ou hexagonais, sendo que ambas as geometrias fazem a discretização de maneira similar e com precisão satisfatória. Para este

trabalho, será utilizada a malha tetraédrica quadrática, visto que sua geometria se adapta de maneira mais satisfatória ao objeto analisado.

O elemento tetraédrico quadrático, utilizado na simulação realizada no programa ANSYS 16.0, pode ser visualizado na Figura 23.

Figura 23 - Elemento de malha tetraédrico quadrático.

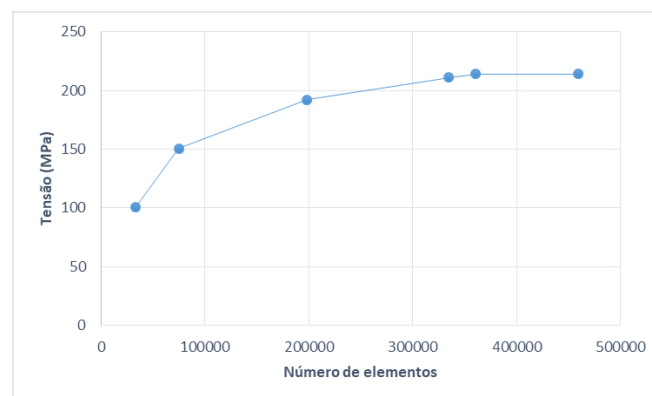


Fonte: Fish; Belytschko (2007).

Para avaliar a qualidade da malha, é realizado um teste de convergência da mesma, com o intuito de analisar se ela foi suficientemente refinada. Para realizar o procedimento, uma malha inicial é gerada, e com ela é realizada uma análise das tensões. A partir destes resultados, a malha é refinada nas regiões concentradoras de tensão, e então a tensão é calculada novamente. Este processo iterativo é realizado até que ocorra variações mínimas no valor da tensão resultante.

Para realizar esta avaliação, foi considerado o caso onde todas as forças são aplicadas simultaneamente. A tensão principal máxima foi a condição utilizada para efetuar a análise da convergência, e seus resultados podem ser visualizados na Figura 24.

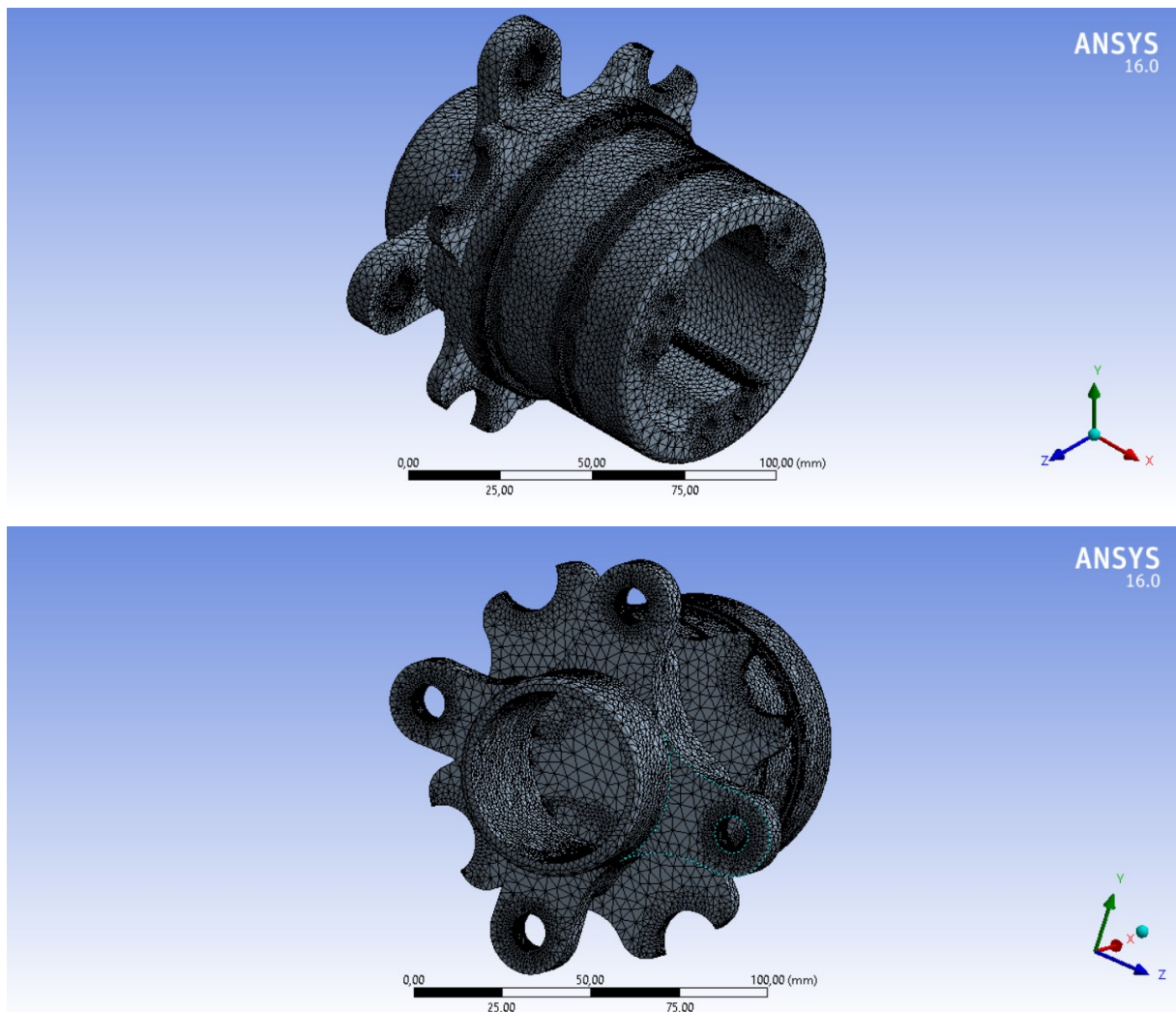
Figura 24 - Estudo de convergência da malha computacional.



Fonte: O autor (2022).

Nota-se que, na última iteração, não houve alteração no valor da tensão máxima gerada. Após realizado o teste de convergência, obtém-se o cubo de roda com tamanho máximo de aresta de elemento igual a 2 mm, enquanto nas regiões em contato com os parafusos de roda o tamanho máximo de aresta é igual a 0,5 mm. A malha final gerada para o cubo de roda pode ser visualizada na Figura 25 abaixo.

Figura 25 - Malha computacional do cubo de roda.



Fonte: O autor (2022).

3.4.2. Condições de contorno

As simulações para falha estática e falha por fadiga realizadas no ANSYS 16.0 e levam em consideração cinco casos diferentes de carregamento: o primeiro ocorre na arrancada do veículo partindo de velocidade nula e em primeira marcha, onde

ocorre a máxima força trativa possível; o segundo ocorre em uma situação de frenagem onde a força de frenagem máxima é aplicada; o terceiro caso aponta o veículo realizando uma curva com o maior raio permitido pelo regulamento da competição em sua velocidade máxima, produzindo assim a maior força lateral possível para o veículo; o quarto apresenta uma situação onde há aceleração lateral e frenagem atuando em conjunto; o quinto cenário apresenta um caso extremo e improvável de aplicação, onde todas as cargas são aplicadas ao mesmo tempo e em sua magnitude máxima. Um resumo dos casos analisados pode ser visto na Tabela 9.

Após a criação da malha, são inseridas as condições de contorno e carregamento para a realização das análises estáticas e dinâmicas. Para todos os casos, existe uma condição em comum: a região de contato entre o cubo de roda e os parafusos de roda são consideradas fixas. Além disso, por hipótese, são desconsideradas as forças devido à imperfeições na pista e de aclive nos cálculos, pois estas cargas possuem efeitos que podem ser desprezados tendo em vista que os percursos onde o veículo irá competir.

Tabela 9 - Descrição dos casos analisados.

Caso	Descrição
1	Veículo em aceleração longitudinal
2	Veículo em desaceleração longitudinal
3	Veículo em aceleração longitudinal e lateral
4	Veículo em desaceleração longitudinal e lateral
5	Todas as forças críticas combinadas

Fonte: O autor (2022).

Para os casos 1, 3 e 5, as regiões de contato entre o cubo de roda e os rolamentos da trizeta sofrem a atuação do torque do sistema de transmissão, decomposto em três forças equivalentes, enquanto nos casos 2 e 4 estas regiões são consideradas engastadas.

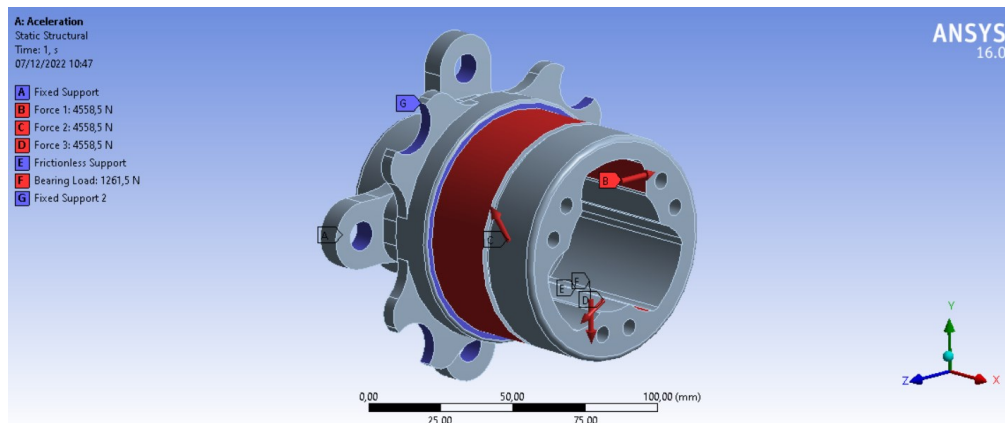
Para os casos 2, 4 e 5, as regiões de contato com os botões do disco de freio sofrem a atuação do torque máximo de frenagem, decomposto em quatro forças aplicadas nestas regiões, enquanto para os casos 1 e 3, a região é considerada engastada.

Para os casos 1, 2, 3 e 4, a força aplicada no assento do rolamento, na direção vertical, proveniente da transferência de carga do veículo, segue os valores indicados na Tabela 8. Já para o caso 5, é considerada a carga vertical de 1599,92 N, o caso crítico, sendo esta a maior carga proveniente da transferência de carga.

Por fim, nos casos 1 e 2, a região do batente do rolamento é considerada um suporte sem atrito, enquanto nos casos 3, 4 e 5, uma força de 7368,3 N, proveniente da força lateral causada pelo veículo, é aplicada nesta superfície.

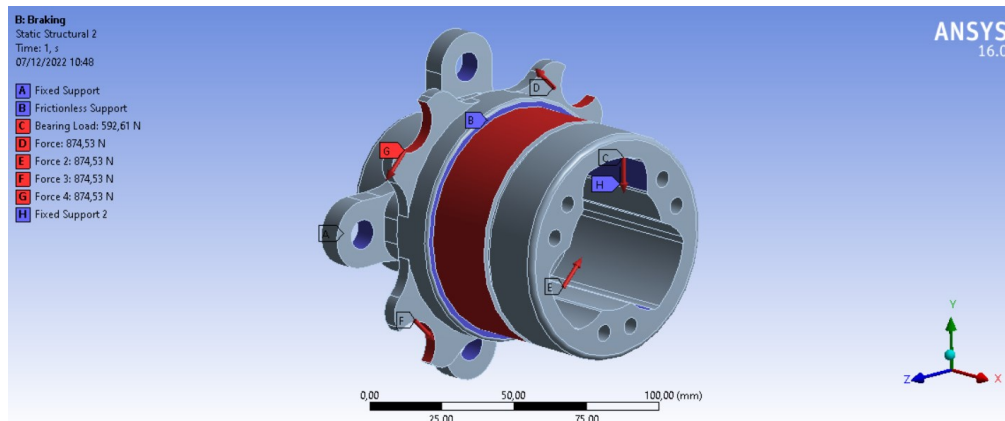
Nas figuras abaixo, podem ser observadas as condições de contorno para os cinco casos analisados. A Figura 26 apresenta as condições de contorno do caso 1 (aceleração), enquanto a Figura 27 apresenta o caso 2 (frenagem), a Figura 28 o caso 3 (aceleração em curva), a Figura 29 o caso 4 (frenagem em curva) e a Figura 30 o caso 5 (todas as forças aplicadas em conjunto).

Figura 26 - Condições de contorno para o caso 1.



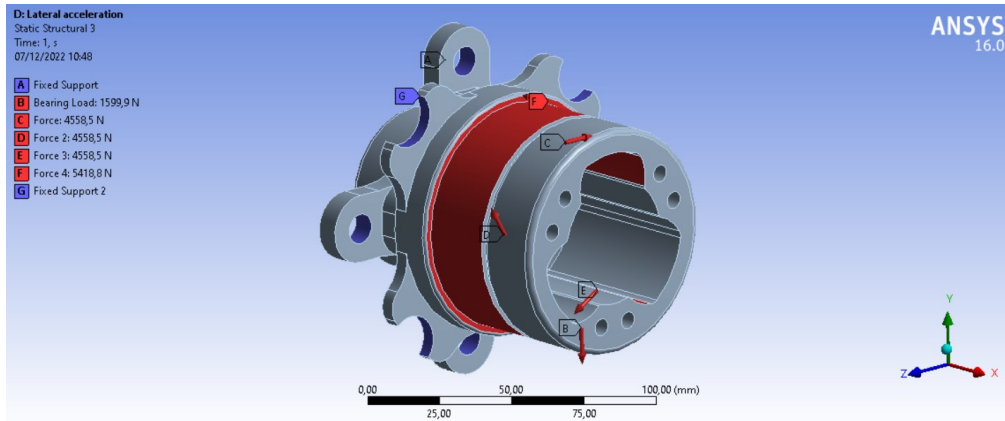
Fonte: O autor (2022).

Figura 27 - Condições de contorno para o caso 2.



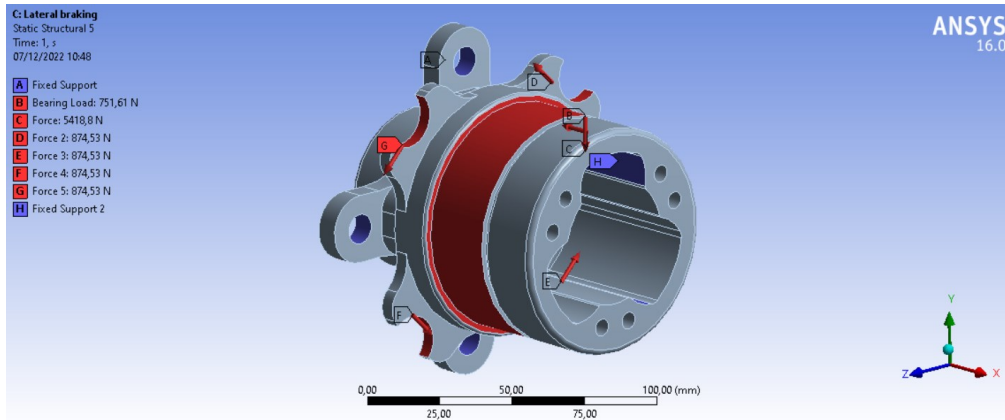
Fonte: O autor (2022).

Figura 28 - Condições de contorno para o caso 3.



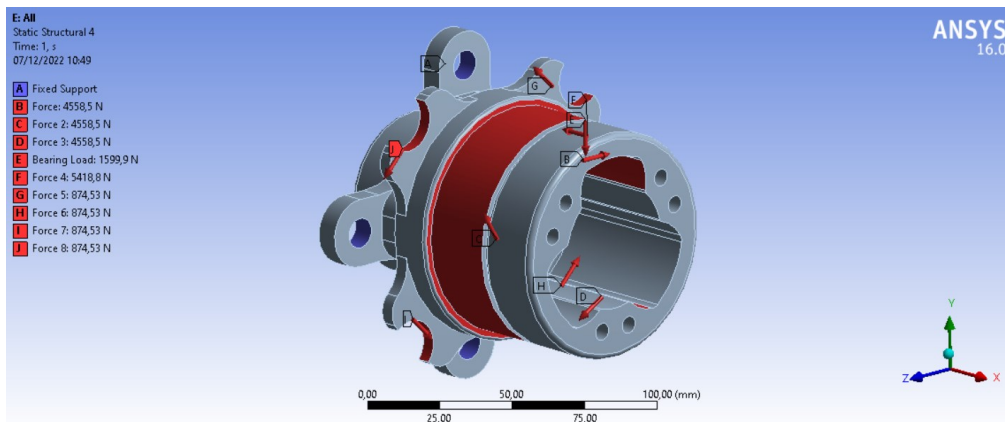
Fonte: O autor (2022).

Figura 29 - Condições de contorno para o caso 4.



Fonte: O autor (2022).

Figura 30 - Condições de contorno para o caso 5.

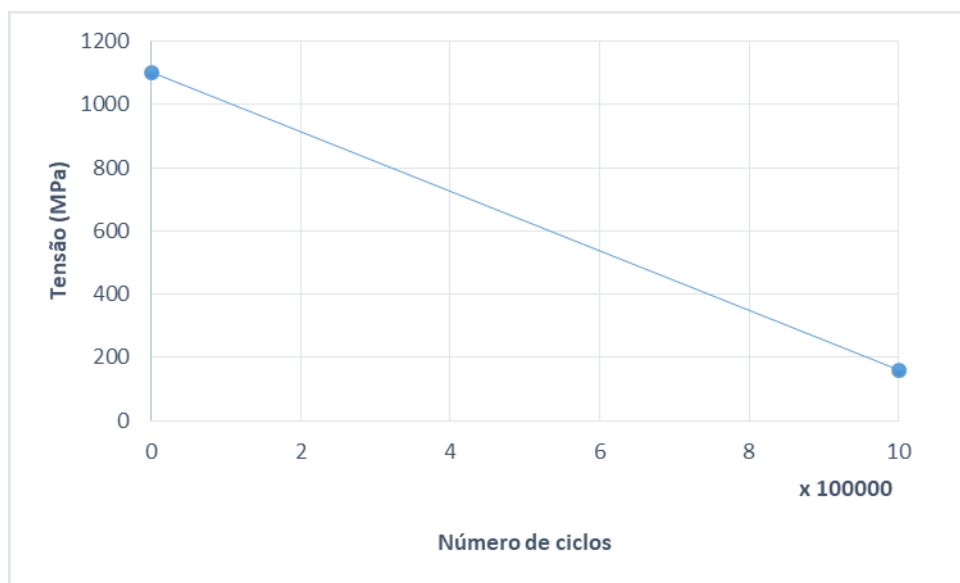


Fonte: O autor (2022).

3.4.3. Fadiga

O diagrama de Wöhler pode ser estimado a partir da Equação (4) considerando o valor do S_{ut} do material selecionado. Seus valores são aplicados na seção *Engineering Data* do programa ANSYS 16.0, onde são empregadas as propriedades do material utilizado na simulação. O diagrama pode ser visualizado na Figura 31 abaixo.

Figura 31 - Diagrama de Wohler para o ADI.



Fonte: O autor (2022).

3.4.3.1 Coeficiente de carregamento (C_{carreg})

Os dados presentes no diagrama de Wöhler são obtidos em testes de resistência a fadiga realizados por uma máquina de ensaio de torção. Portanto, quando o carregamento analisado não for de torção, um fator de correção deve ser aplicado no carregamento. (BUDYNAS; NISBETT, 2015).

Os fatores de correção para diferentes carregamentos podem ser visualizados na Tabela 10 abaixo.

Tabela 10 - Coeficientes de carregamento.

Tipo de carga	
Flexão	1
Força normal	0,7
Torção	0,577

Fonte: Adaptado de Norton (2011).

No caso analisado, o componente está sofrendo a atuação de dois tipos de cargas, torção e flexão. Porém, segundo Norton (2011), para casos onde há a atuação de torção pura, existe um valor equivalente de tensão de tração alternada que pode ser comparada com o valor de fadiga sob flexão. Portanto, neste caso, o valor utilizado será $C_{carreg} = 1$.

3.4.3.2 Coeficiente de tamanho (C_{tam})

Os corpos de prova utilizados em ensaios estáticos ou por flexão rotativa possuem pequenos diâmetros, por volta de 8 mm. Assim sendo, se a peça analisada possuir dimensões maiores, um fator de correção de tamanho deve ser aplicado, visto que peças maiores falham sob tensões menores, devido a maior probabilidade da existência de um defeito na área sob tensão. (NORTON, 2011).

Segundo Budynas e Nisbett (2015), a Equação (18), considerada conservadora, apresenta os valores para o fator de tamanho.

$$\begin{array}{ll}
 \text{para } d \leq 8 \text{ mm} & C_{tam} = 1 \\
 \text{para } 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} & C_{tam} = 1,189d^{-0,097} \\
 \text{para } d > 250 \text{ mm} & C_{tam} = 0,6
 \end{array} \quad (18)$$

A região que sofre as cargas de entrada possui diâmetro de 80 mm, portanto, de acordo com a Equação (18) acima, o coeficiente de tamanho C_{tam} é igual a 0,7773.

3.4.3.3 Coeficiente de superfície (C_{sup})

Os corpos de prova utilizados nos ensaios são polidos com intuito de evitar imperfeições superficiais, porém isso não é comum em componentes reais. Assim sendo, uma peça com acabamentos mais grosseiros possuem resistência a fadiga

menor devido à introdução de concentradores de tensão ou a alteração das propriedades físicas da superfície da peça. (NORTON, 2011).

Segundo Budynas e Nisbett (2015), a Equação (19) de C_{sup} pode ser descrita como:

$$C_{sup} = A(S_{ut})^b \quad (19)$$

Segundo Budynas e Nisbett (2015), se o valor encontrado utilizando a Equação (19) for maior que 1, deve-se utilizar o valor unitário para o fator de superfície. Além disso, os valores dos coeficientes A e B podem ser encontrados na tabela abaixo, para S_{ut} em MPa.

Tabela 11 - Coeficientes de superfície.

Acabamento superficial	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: Adaptado de Norton (2011).

Todavia, segundo Norton (2011), para ferros fundidos o valor de $C_{sup} = 1$, visto que as suas descontinuidades internas diminuem o efeito de uma superfície rugosa.

3.4.3.4 Coeficiente de temperatura (C_{temp})

Os ensaios de resistência a fadiga são realizados, de maneira mais comum, a temperatura ambiente. Quando um componente trabalha com temperaturas acima desta temperatura, sua resistência ao escoamento cai continuamente, podendo falhar por escoamento antes mesmo de falhar por fadiga, visto que a tenacidade à fratura aumenta de acordo com o aumento da temperatura. Assim sendo, a Equação (20) descreve o comportamento do fator de temperatura.

$$\begin{aligned} \text{para } T \leq 450^{\circ}\text{C} & \quad C_{temp} = 1 \\ \text{para } 450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C} & \quad C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450) \end{aligned} \quad (20)$$

Como o cubo de roda trabalha com temperaturas menores que 450°C, tem-se que $C_{temp} = 1$.

3.4.3.5 Coeficiente de confiabilidade (C_{conf})

Muitos dos dados de resistência a fadiga encontrados na literatura são referidos valores médios, porém existe uma dispersão considerável nos ensaios realizados. Segundo Wirsching e Haugen (1974), os desvios padrão da resistência a fadiga raramente ultrapassam o valor de 8%, portanto, na Tabela 12, podem ser encontrados os valores do fator de confiabilidade levando em consideração esse desvio padrão.

Tabela 12 - Coeficientes de confiabilidade.

Confiabilidade (%)	
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Adaptado de Norton (2011).

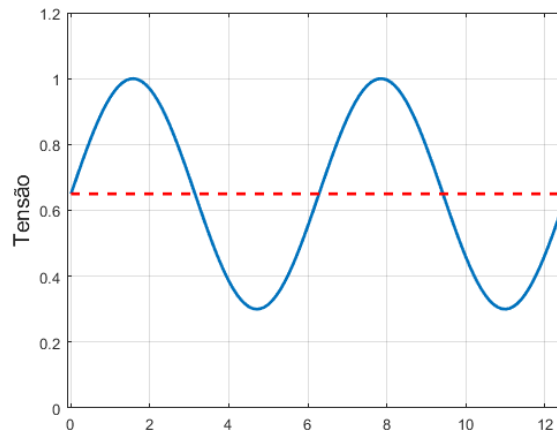
Pela aplicação do componente, que necessita um alto desempenho, a confiabilidade de 99% é selecionada. Assim sendo, de acordo com a tabela acima, $C_{conf} = 0,814$.

3.4.3.6 Carregamento

O carregamento considerado para a análise por fadiga é uma tensão pulsante variando no tempo, onde, neste caso, cada ciclo representa uma aceleração do veículo partindo do repouso. O carregamento pulsante, presente na aceleração do veículo, apresenta uma condição de carregamento mais crítica do que a tensão repetida (frenagem do veículo), pois apresenta valores médios de tensão maiores.

Devido a dificuldade de aquisição de dados precisos do carregamento atuando no componente, é adotada a hipótese conservadora de um torque de entrada variando entre 30% e 100% do seu valor máximo, conforme mostrado na Figura 32 abaixo.

Figura 32 - Carregamento para a análise de fadiga.



Fonte: Luiz (2019).

Inserindo os valores dos coeficientes na Equação (5), obtém-se o valor de um coeficiente global de fadiga igual a 0,63. Considerando os fatores analisados acima, tem-se, na Figura 33, os dados de entrada da simulação de fadiga a ser realizada no componente inseridos no programa ANSYS 16.0.

Figura 33 - Condições de entrada para a análise de fadiga.

Details of "Fatigue Tool" ↕	
[-] Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0,63
[-] Loading	
Type	Ratio
Loading Ratio	0,3
<input type="checkbox"/> Scale Factor	1,
[-] Definition	
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
[-] Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Max Principal
[-] Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

Fonte: O autor (2022).

4. RESULTADOS

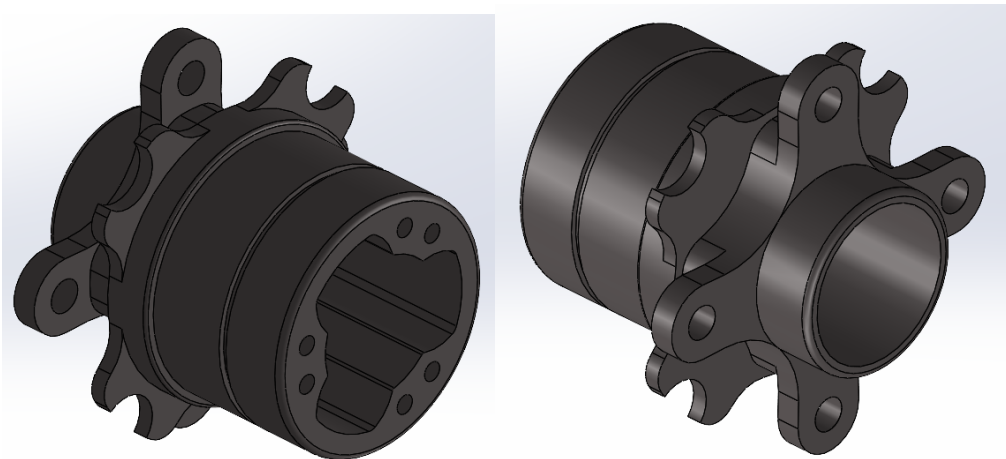
Neste capítulo serão apresentados os resultados da otimização topológica e das simulações por meio do MEF apresentadas no capítulo anterior. As simulações para falha estática e falha por fadiga são realizadas no programa ANSYS 16.0 e levam em consideração cinco casos diferentes de carregamento descritos na seção 3.4.2.

Além disso, também é realizada a simulação para falha estática no programa SolidWorks, com o intuito de comparar o resultado obtido por meio de dois modelos diferentes. A simulação para falha por fadiga não é realizada neste programa pois o mesmo não possui as ferramentas necessárias para a realização deste tipo de simulação.

4.1. OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

Após a finalização do estudo de otimização topológica, a geometria do cubo de roda é redesenhada de acordo com o resultado da simulação. Nota-se que é possível realizar reduções de massa nas regiões do acoplamento da roda e do disco de freio, além da região entre o assento do rolamento e da trizeta. Portanto, de acordo com estes requisitos, a geometria final do cubo de roda é apresentada na Figura 34 abaixo. O desenho técnico desta geometria pode ser visualizado no ANEXO B – Desenho técnico do cubo de roda.

Figura 34 - Geometria final do cubo de roda.



Fonte: O autor (2022).

A geometria inicial do cubo de roda possui a massa de 2820 gramas, enquanto a geometria final possui a massa igual a 1764 gramas. Assim sendo, a redução de massa percentual igual a 37% é superior ao valor utilizado como objetivo pela equipe Fórmula CEM, de 35%, satisfazendo assim este critério de projeto.

4.2. RESULTADOS DOS ELEMENTOS FINITOS

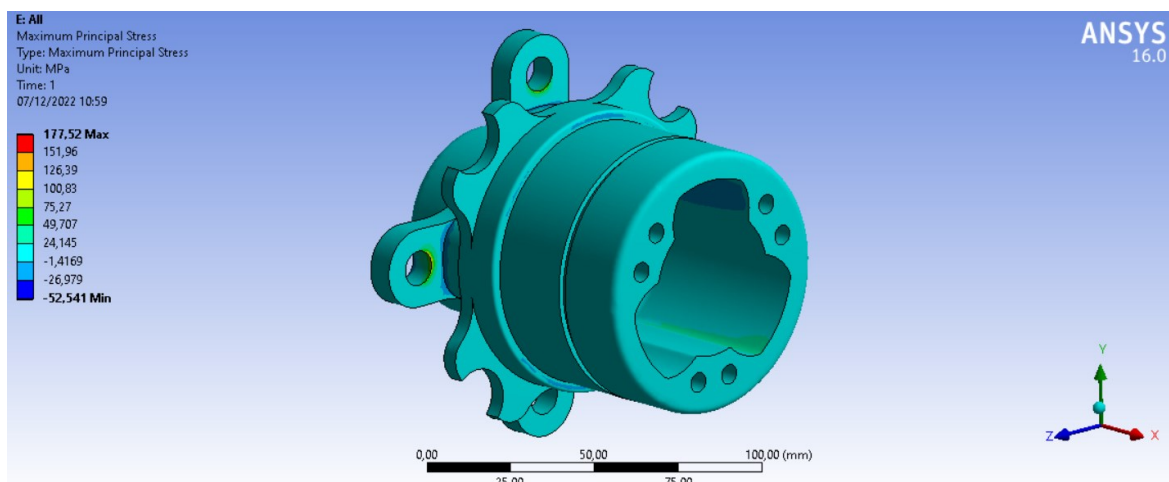
Nesta seção são apresentados os resultados das simulações estática e dinâmica realizadas no programa ANSYS 16.0. Todos os resultados das simulações realizadas podem ser encontrados no ANEXO A – Resultados das simulações estática e de fadiga.

4.2.1. Falha estática

Para a simulação de falha estática, são apresentados os valores encontrados para a tensão principal máxima, tensão principal mínima, deflexão máxima produzida e para o coeficiente de segurança do componente.

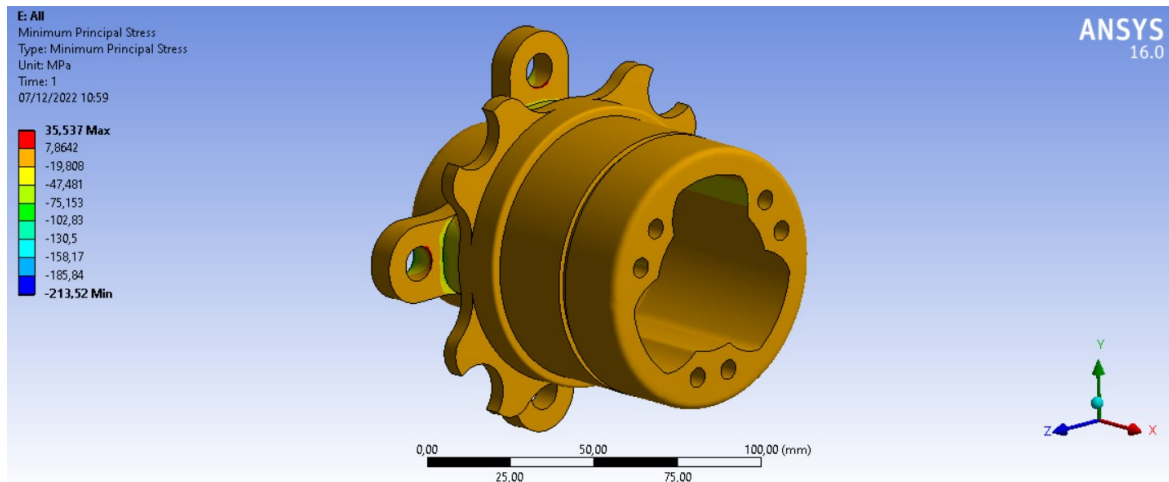
Na Figura 35 abaixo, pode-se visualizar o resultado apresentado para a tensão principal máxima para o quinto caso (onde todas as cargas são aplicadas em conjunto), enquanto na Figura 36 observa-se os valores da tensão principal mínima para o mesmo caso. Estes critérios de falha são utilizados visto que o material selecionado é considerado um material frágil.

Figura 35 - Tensão principal máxima para o caso 5.



Fonte: O autor (2022).

Figura 36 - Tensão principal mínima para o caso 5.



Fonte: O autor (2022).

Na figuras acima, observa-se que a região crítica para tensões é a região que está em contato com os parafusos de roda. Nela é encontrada a tensão principal máxima de 177,52 MPa e a tensão principal mínima de 213,52 MPa. Este caso se provou o mais crítico entre os cinco cenários analisados, visto que sofre a aplicação de todas as cargas simultaneamente e gera o maior valor de tensões.

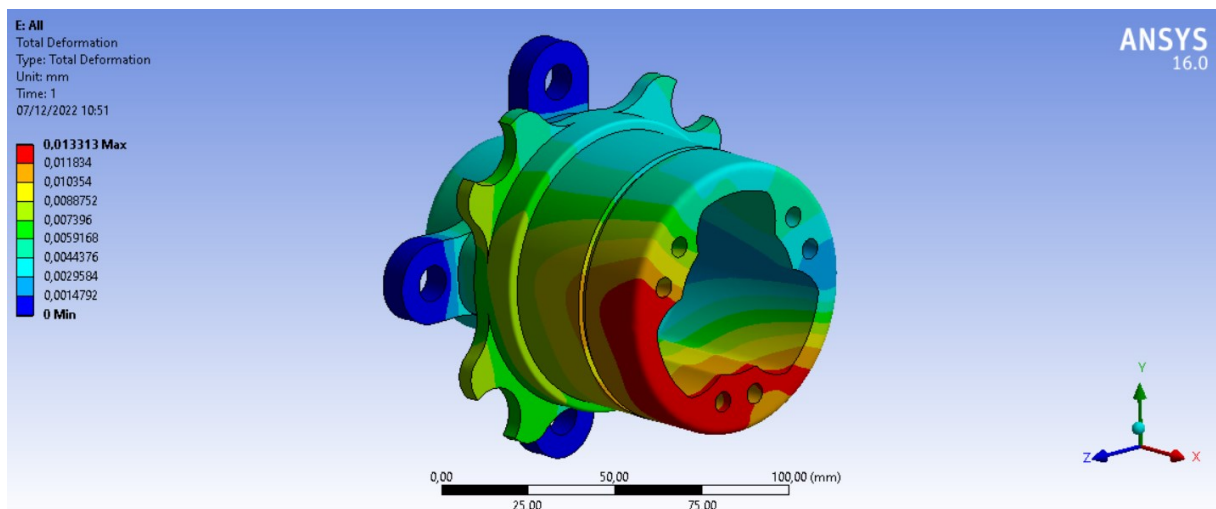
As regiões críticas para tensões estão localizadas em locais concentradores de tensões. Como os materiais frágeis não escoam localmente, pois não possuem deformação plástica significativa, os locais concentradores de tensão devem receber atenção redobrada na fase de projeto. Estas regiões apresentam uma descontinuidade no fluxo das forças, e devido as características mecânicas dos materiais frágeis, os pequenos raios e entalhes podem ser considerados como trincas e analisados por meio da mecânica de fratura linear elástica.

Nos casos 1 e 3, que envolvem a aceleração longitudinal do veículo, a região crítica ocorre onde são aplicadas a força trativa provenientes do sistema de transmissão, enquanto nos casos 2 e 4, onde o veículo está em situação de frenagem, a região crítica acontece na área próxima ao contato com os botões do disco de freio.

Nos casos 3 e 4, devido a aplicação da força lateral no batente do rolamento, os valores de tensão encontrados são mais acentuados comparados aos dois primeiros casos. Além disso, a tensão na região de contato com os parafusos de roda e a região do batente do rolamento sofrem um aumento de tensão, se tornando críticas para os casos 3 e 4.

Já para a deflexão, o valor máximo também ocorre na aplicação do caso 5, que, neste caso, é igual a 13,3 μm . Este valor pode ser considerado aceitável, pois está aplicado em uma região onde esta deformação não irá interferir no funcionamento do componente na região de contato com o rolamento e com a trizeta, pois está localizado na região externa ao alojamento da trizeta. A distribuição completa da deformação pode ser visualizada na Figura 37.

Figura 37 - Deflexão para o caso 5.



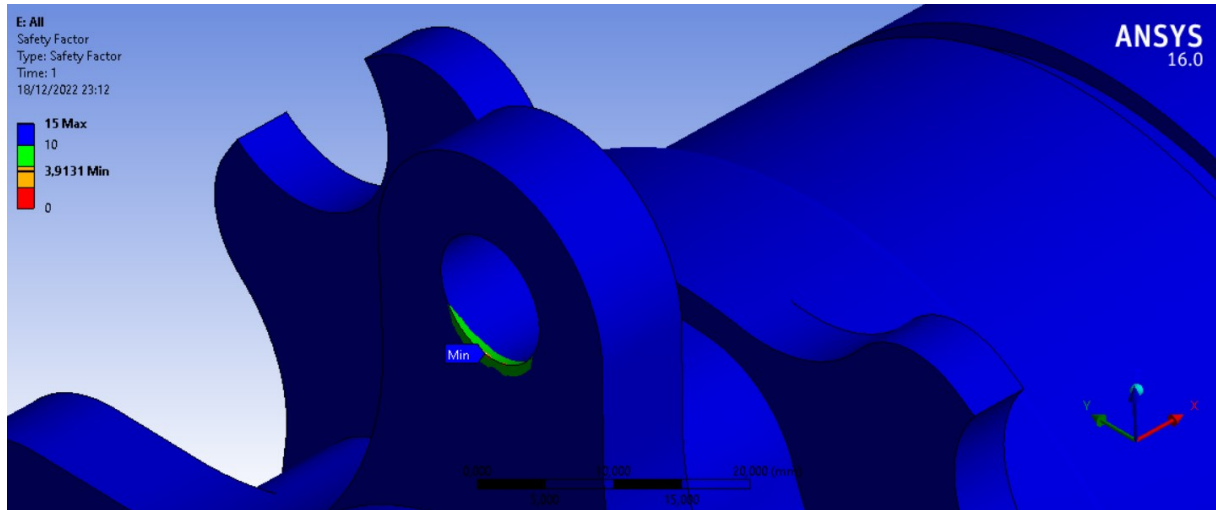
Fonte: O autor (2022).

Nos casos 1 e 3, a região com a maior deflexão ocorre nas proximidades do contato com o rolamento da trizeta, onde existe a menor espessura disponível. Já nos casos 2 e 4, a deflexão máxima se dá na região próxima ao contato com os botões do disco de freio. Nos casos 3 e 4, os valores são mais acentuados devido à ação da força lateral no batente do rolamento, porém seguem os mesmo padrões que os dois primeiros.

Utilizando a região com o valor de tensão crítica, é possível calcular o fator de segurança estático do componente, a partir da Equação (2). O valor encontrado é igual a 3,91, o que é considerado alto para esta aplicação, visto que o ideal é atingir o menor fator de segurança possível visando uma redução de massa do produto. Entretanto, visto que o material é considerado frágil, é esperado que o seu coeficiente de segurança por fadiga seja menor, já que o material possui a tendência a propagação de trincas, conforme visto no capítulo 2.

Além disso, pode-se visualizar o fator de segurança estático gerado para o caso 5 na Figura 38. Nela, observa-se o valor de 3,9131, que converge com o valor de 3,91 calculado acima.

Figura 38 - Fator de segurança estático para o caso 5.



Fonte: O autor (2022).

Depois de analisar todos os casos, percebe-se um padrão no resultado das tensões e das deformações. Em todos os casos, a tensão principal máxima se dá em regiões concentradoras de tensões próximas a locais considerados como engastados nas condições de contorno das simulações, enquanto as deflexões máximas ocorrem nas regiões onde são aplicadas as cargas e que possuem uma espessura de parede menor.

Na Tabela 13 abaixo, tem-se um resumo dos resultados encontrados para falha estática.

Tabela 13 - Resumo dos resultados de falha estática dos cinco casos.

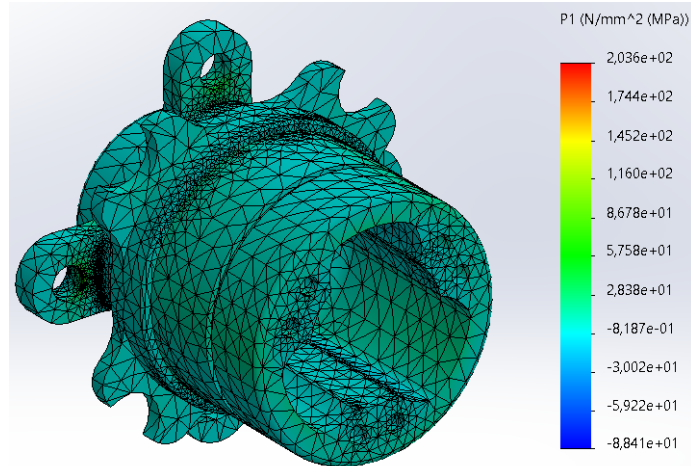
	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Tensão principal máxima (MPa)	34,278	37,329	83,649	47,695	177,52
Tensão principal mínima (MPa)	-29,741	-101,82	-94,296	-123,68	-213,52
Deflexão máxima (μm)	6,7	3,5	8,2	3,8	13,3
Fator de segurança estático	>15	8,2053	8,8604	6,7552	3,9131

Fonte: O autor (2022).

Além disso, também é realizada a simulação para falha estática no SolidWorks, utilizando a geometria otimizada, com o intuito de comparar o resultado

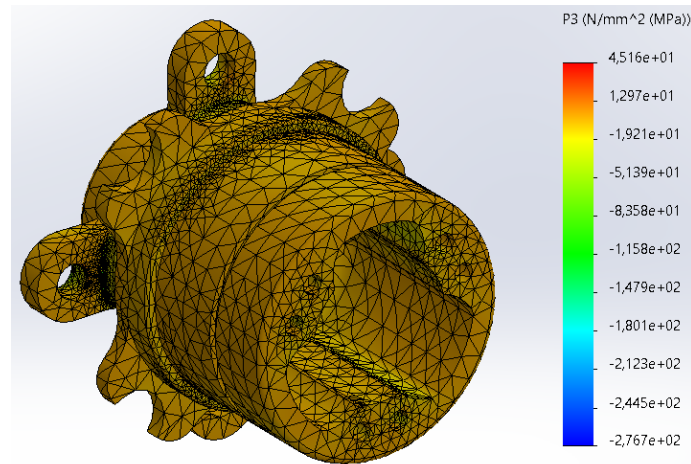
obtido nos dois programas utilizados. A simulação realizada utilizou as condições de contorno do caso 5, e o resultado da simulação das tensões principais máxima e mínima pode ser visualizado nas Figura 39 e Figura 40 abaixo.

Figura 39 - Tensão principal máxima para o caso 5 (SolidWorks).



Fonte: O autor (2022).

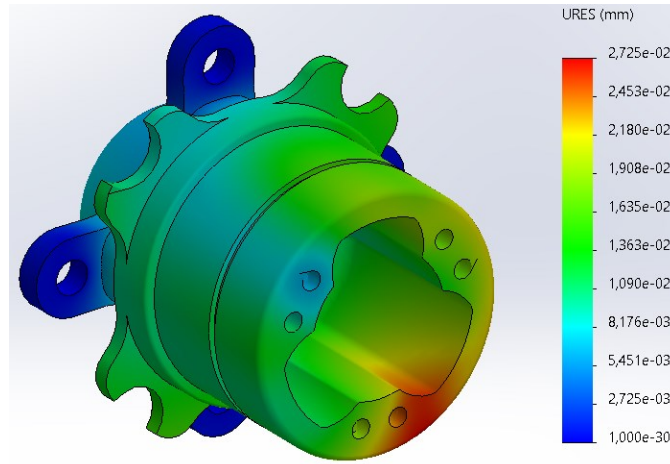
Figura 40 - Tensão principal mínima para o caso 5 (SolidWorks).



Fonte: O autor (2022).

O valor de tensão principal máxima encontrado foi de 204 MPa, enquanto o valor de tensão principal mínima foi de 277 MPa, que representam uma diferença de 14,92% e 29,73%, respectivamente, em relação ao valores do programa ANSYS. A distribuição de tensões seguem a mesma distribuição encontrada na simulação do ANSYS, com os pontos com maior concentração de tensão localizados na região dos parafusos de roda, no batente do rolamento e nas regiões em contato com a trizeta.

Figura 41 - Deslocamento para o caso 5 (SolidWorks).

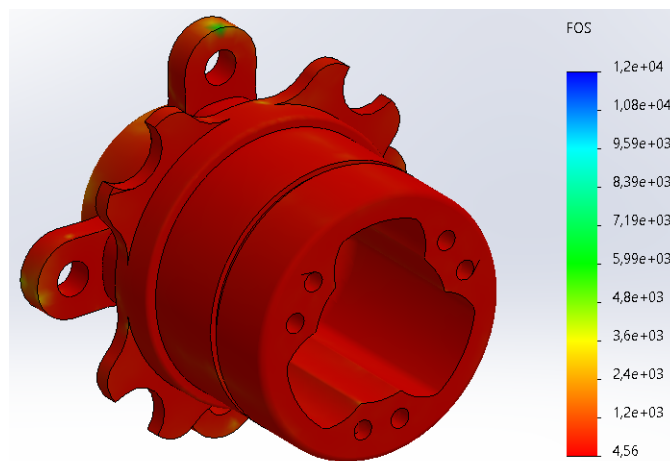


Fonte: O autor (2022).

Na Figura 41, observa-se que o deslocamento, o valor resultante é de 27,2 μm , o que equivale a uma diferença de 104,51% em relação ao valor encontrado pelo ANSYS. Além disso, o padrão de deflexão encontrado é similar ao da simulação realizada no ANSYS, com a região crítica próxima à aplicação da força trativa, onde há a menor espessura disponível.

Na Figura 42 abaixo pode-se visualizar o resultado do fator de segurança estático calculado pelo programa SolidWorks.

Figura 42 - Fator de segurança estático para o caso 5 (SolidWorks).



Fonte: O autor (2022).

O valor do fator de segurança estático encontrado pelo SolidWorks é de 4,56, o que indica uma diferença percentual de 16,53% em relação ao calculado pelo

ANSYS. A região crítica ocorre no mesmo ponto indicado pelo ANSYS, ou seja, na região em contato com os parafusos de roda.

Ao realizar a simulação no SolidWorks, nota-se que os resultados são diferentes dos gerados pelo programa ANSYS e, com exceção da tensão principal máxima, os valores encontrados pelo SolidWorks são maiores dos gerados pelo ANSYS. Isso mostra a importância da geração de um modelo computacional para a utilização do MEF, visto que o projeto estaria sobredimensionado se o SolidWorks fosse o programa utilizado como parâmetro principal de projeto.

Essa diferença acontece devido ao processo de geração de malha do SolidWorks, que utiliza um processo adaptativo com o máximo de 5 iterações, o que pode ocasionar uma malha computacional não adequada para a realização dos cálculos necessários. Outro fator determinante é o fato da impossibilidade de inserir o carregamento da transferência de carga como uma força de rolamento/mancal, devido a limitações do SolidWorks. Com isso, um carregamento constante foi considerado na região superior do assento, fazendo com que as tensões na peça fossem maiores.

Na Tabela 14 abaixo, pode-se visualizar uma comparação dos resultados encontrados para falha estática nos programas SolidWorks e ANSYS.

Tabela 14 - Comparativo entre os resultados do ANSYS e SolidWorks.

	ANSYS	SolidWorks	Diferença
Tensão principal máxima (Mpa)	177,52	204	14,92%
Tensão principal mínima (Mpa)	-213,52	-277	29,73%
Deflexão máxima (μm)	13,3	27,2	104,51%
Fator de segurança estático	3,9131	4,56	16,53%

Fonte: O autor (2022).

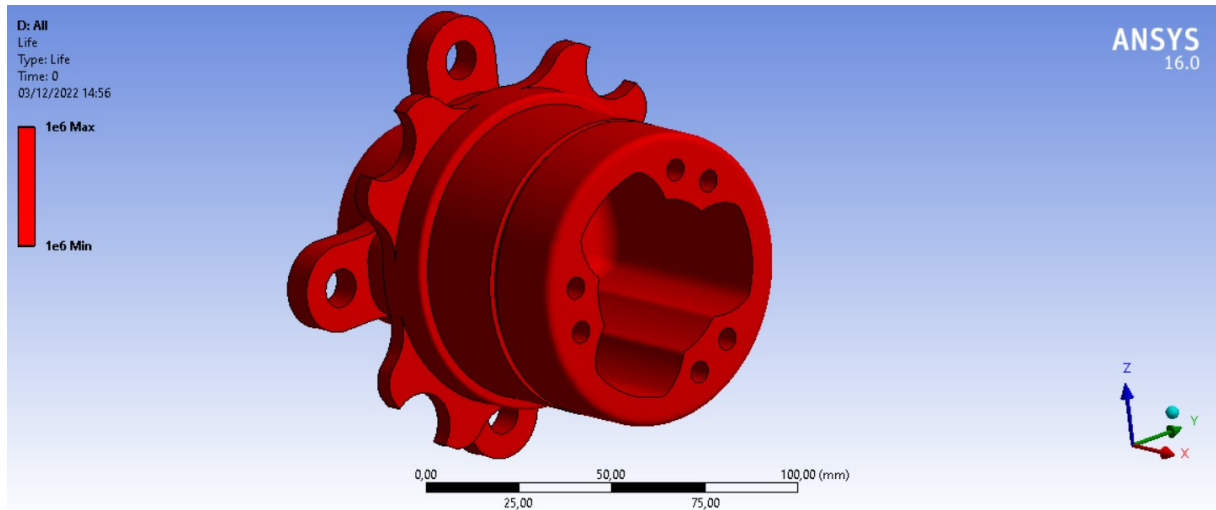
4.2.2. Falha por fadiga

Para analisar a falha por fadiga, a vida e o fator de segurança de fadiga do componente são observados.

Nota-se que os resultados da vida do componente, em todos os quatro cenários, apresentam o mesmo valor, que indica que o cubo de roda suporta vida infinita. Isso aponta que o componente não irá falhar dor fadiga, mas sim, caso ocorra uma falha, por desgaste. Na Figura 43, como exemplo, observa-se o resultado da simulação para vida para o caso 5. Para os outros quatro casos, indicados no ANEXO

A – Resultados das simulações estática e de fadiga, o resultado é similar ao apresentado abaixo.

Figura 43 - Vida em fadiga para o caso 5.



Fonte: O autor (2022).

Porém, para o fator de segurança de falha por fadiga, os resultados são distintos em cada um dos cinco casos.

Para o cenário que considera o veículo em aceleração longitudinal, a região crítica se apresenta próxima aos alojamentos dos botões do disco de freio. Assim como no caso estático, o fator de segurança para fadiga é menor em regiões que apresentam concentradores de tensão, e, neste caso, é igual a 7,18.

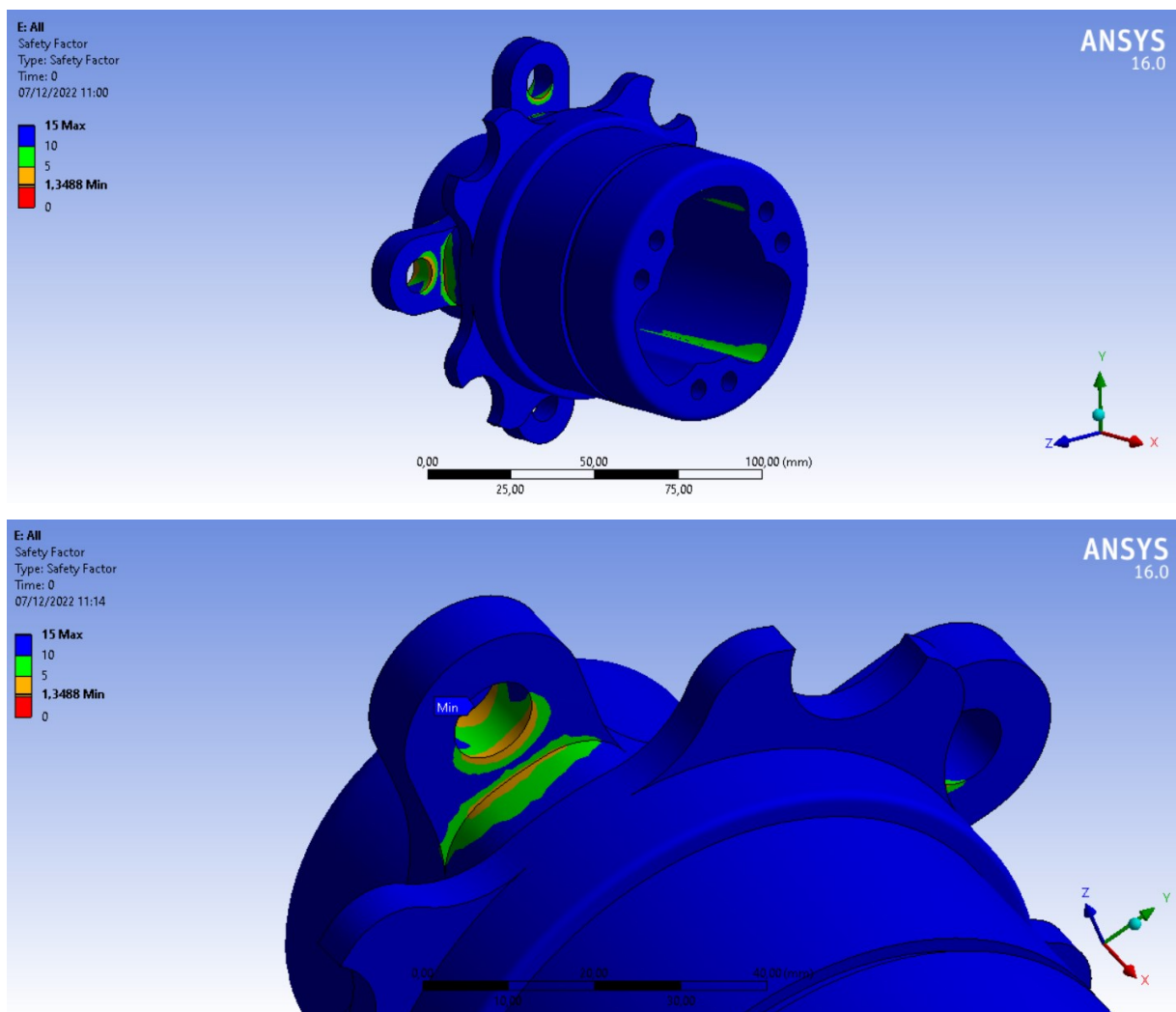
Já para o segundo caso, a região crítica ocorre no raio próximo à região de contato do rolamento da trizeta com o componente. O valor do fator de segurança encontrado é menor do que o caso 1, visto que para essa condição o componente está submetido a tensões maiores, além de ser um valor menor, de 2,83, do que o fator de segurança estático para o mesmo carregamento. Isso ocorre pelo fato da espessura do suporte dos botões do disco de freio ser igual a 5 mm, sendo assim a região com menor espessura dentre as que estão sob atuação de alguma carga externa.

Para o terceiro caso, que considera as acelerações longitudinal e lateral do veículo, a região crítica se apresenta no contato com os parafusos de roda, com valor igual a 2,94, enquanto no quarto caso, que também considera as acelerações longitudinal e lateral do veículo, porém considerando a situação de frenagem ao invés

de aceleração, a região crítica se apresenta no raio entre o contato com a trizeta e a parede do alojamento da mesma. O valor encontrado é igual a 2,33.

Por fim, no quinto caso, a região crítica também se apresenta no contato com os parafusos de roda, assim como no caso 3. Este, assim como na falha estática, é o caso que apresenta o menor fator de segurança encontrado, visto que o objeto está sujeito a uma quantidade maior de cargas em atuação, e sua distribuição pode ser encontrada na Figura 44.

Figura 44 - Fator de segurança dinâmico para o caso 5.



Fonte: O autor (2022).

Assim sendo, o valor encontrado para o coeficiente de segurança dinâmico é igual a 1,35, e, como ele é o menor valor encontrado entre todos os cenários, é o valor de segurança utilizado para o projeto do componente.

Por fim, um resumo dos resultados encontrados pode ser encontrado a Tabela 15.

Tabela 15 - Resumo dos resultados de falha por fadiga dos cinco casos.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Fator de segurança dinâmico	7,1828	2,8284	2,9434	2,3285	1,3488

Fonte: O autor (2022).

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho buscou realizar a modelagem de um cubo de roda traseiro para um veículo do tipo Fórmula SAE pelo MEF. Com a devida análise, foram identificadas várias situações de carregamento cujo componente pode sofrer durante a sua operação. Depois de identificadas as cargas, são identificados os possíveis casos de atuação destas mesmas cargas, com elas podendo atuar de maneira individual ou em conjunto. Assim sendo, são adotadas cinco hipóteses críticas, que resultam nos maiores carregamentos possíveis que o componente pode sofrer em cada cenário selecionado.

Para o cálculo dos carregamentos, são adotadas algumas hipóteses e simplificações, necessárias para a resolução do problema. São utilizados dados do veículo atual utilizado pela equipe, como transferência de carga, massa do veículo e torque proveniente do motor. Porém, estes estarão desatualizados quando o cubo de roda estiver em atuação no novo protótipo a ser produzido. Estes dados servem como um bom parâmetro inicial para projeto, e devem ser realimentados por meio de testes e validação nos novos projetos realizados, a fim de desenvolver o veículo de acordo com os objetivos da competição FSAE.

Para a modelagem CAD do cubo de roda, o programa SolidWorks se mostrou uma escolha assertiva, visto que possui uma biblioteca de funções muito boa para a modelagem de diversas formas de geometrias. Já para a realização do estudo de otimização topológica, observou-se que o programa possui diversas limitações para a realização do mesmo. Além de uma biblioteca pequena de carregamentos disponíveis, a geração de malha computacional se mostrou muito simplificada, principalmente pelo número baixo de iterações para a geração da mesma, levando a um processamento lento e ineficiente. A malha simplificada também acarretou em análises com valores que não representam de maneira fiel a realidade do problema analisado.

Além disso, a otimização topológica se mostrou uma ferramenta de projeto essencial para projetos mecânicos, em especial aqueles que possuem como objetivo uma massa mínima. Em pouco tempo, obteve-se um produto com uma redução de massa de 2820 gramas para 1764 gramas, garantindo assim um projeto com menores custos de produção, maior confiabilidade e com um custo de projeto menor. Porém,

devem ser realizadas as respectivas análises necessárias, visto que o programa gera resultados a partir de condições definidas pelo usuário, e estes nem sempre são condizentes com a realidade.

Os resultados das análises de falha podem ser considerados satisfatórios, visto que foi obtido um fator de segurança dinâmico igual a 1,35, que está de acordo com o padrão adotado pela equipe e pela indústria automotiva em geral. Visto que a equipe Fórmula CEM possui orçamento limitado, um componente que possui vida infinita garante que não irá acontecer problemas relacionados a confiabilidade do produto, o que é essencial para esta situação. Porém este caso não é o ideal, visto que um dos objetivos da competição é sempre estar evoluindo o veículo e, conseqüentemente, os seus componentes. Assim sendo, como o cubo de roda deve ser utilizado por uma quantidade finita de ciclos, há espaço para evolução do projeto do componente com o intuito de reduzir massa do mesmo.

Os resultados da análise de falha do componente apontam resultados de falha dinâmica satisfatórios, porém ainda pode-se considerar que o projeto do mesmo está sobredimensionado para a sua condição de uso e para o material escolhido. Isso aconteceu por um fator em específico: a trizeta escolhida como padrão pela equipe é uma trizeta de um veículo popular, o Chevrolet Onix 1.0. Esta trizeta claramente é sobredimensionada para a aplicação em Fórmula SAE, e conseqüentemente possui dimensões exageradas para a aplicação. Além disso, pela utilização desta trizeta específica, o rolamento com o menor diâmetro interno possível a ser utilizado é de 80 mm, o que acarreta em um componente com mais massa agregada. Existem trizetas especificamente projetadas para FSAE no mercado, porém elas possuem custo de aquisição alto para a realidade da equipe Fórmula CEM, além de ser necessária a sua importação. Esses fatores foram decisivos na escolha da trizeta de Onix para a realização do projeto.

A comparação dos resultados das análises estáticas realizadas no SolidWorks e no ANSYS demonstra a diferença de capacidade computacional dos programas, em relação a simulações. O programa ANSYS se provou uma ferramenta mais otimizada e acertada para a realização das simulações, com mais opções de carregamentos e de convergência de malha computacional, enquanto o SolidWorks apresenta uma ferramenta mais básica, ideal para análises mais simplificadas.

Assim sendo, embora não foi possível concluir o objetivo de reduzir a massa do componente em relação ao atual, visto que o cubo de roda antigo possui massa

igual a 986 gramas, enquanto o novo cubo de roda desenvolvido possui massa igual a 1764 gramas. Isto é esperado visto a mudança de junta realizada, cuja junta homocinética foi alterada para uma trizeta, uma vez que a região de contato entre a junta homocinética e o cubo de roda é menor em relação ao produzido pela trizeta. Porém, houve a redução de massa esperada em relação ao projeto inicial do cubo de roda com trizeta, reduzindo a massa em 37%. Com essa mudança, embora o cubo de roda possua uma massa maior em relação ao atual, o conjunto de transmissão como um todo possuirá uma massa agregada menor, devido a menor massa da trizeta (0,275 kg) em relação a junta homocinética (2,2 kg). Com isso, tem-se uma redução de massa no sistema de transmissão de 1,333 kg (36%) da massa combinada entre cubo de roda, junta e semieixo.

5.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Após a conclusão deste trabalho, é possível identificar estudos subsequentes que podem ser realizados a fim de melhorar o desenvolvimento do cubo de roda. Assim sendo, como possíveis trabalhos futuros estão:

- Obtenção de dados de resistência à fadiga a partir de ensaios de torção.
- Instrumentação do componente por meio de extensômetros, com o intuito de realizar a validação dos valores de tensões obtidos neste trabalho.
- Realizar estudo dos carregamentos dinâmicos de impacto e a cive.
- Realizar estudo para identificar a tensão pulsante real presente no carregamento para fadiga.
- Realizar estudo de carregamentos utilizando dados específicos do pneu utilizado pela equipe.
- Realizar estudo para a utilização de uma liga de alumínio como matéria prima para o componente.
- Realizar estudo para a implementação de um cubo de roda utilizando uma trizeta com dimensões reduzidas.
- Realizar um estudo dos efeitos causados pelo impacto dos rolamentos da trizeta do cubo de roda.
- Realizar estudo de fadiga superficial na região do alojamento da trizeta.

REFERÊNCIAS

- ABREU, Luís Miguel Marcos de Abrunhosa Vieira de. **Mechanical design of the wheel assembly of an electric Formula Student prototype**. 2019. 115 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Lisboa, Lisboa, 2019.
- ALVES FILHO, Avelino. **A base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2000.
- ASHBY, M. F.. **Materials Selection in Mechanical Design**. 3. ed. [s.i.]: Butterworth And Heinemann, 2005.
- BHANDERI, Smit et al. Design and Optimization Formula SAE Drivetrain Components. **International Journal For Research In Applied Science & Engineering Technology**. Changa, p. 492-510. mar. 2022.
- BANNANTINE, Julie A.; CORNER, Jess J.; HANDROCK, James L.. **Fundamentals of Metal Fatigue Analysis**. New Jersey: Prentice Hall, 1990.
- BENDSOE, Martin P.. **Optimization of Structural Topology, Shape, and Material**. Berlin: Springer, 1995.
- BERA, P. **A design method of selecting gear ratios in manual transmissions of modern passenger cars**. Mechanism and Machine Theory, v. 132, p. 133–153, 2019.
- BRASIL, SAE. **Fórmula SAE BRASIL**. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>>. Acesso em: 26 set. 2019.
- BOCKOR, Daniel Eduardo. **Comportamento mecânico e microestrutural do ferro fundido nodular quando submetido a diferentes condições de tratamento térmico**. 2019. 80 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2019.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 10. ed. New York: Mcgraw-hill Education,, 2015.
- DALVI, Atharv et al. Design, Optimization and Manufacturing of Wheel Assembly System of Formula Society of Automotive Engineers (FSAE) Car. **International Journal Of Current Engineering And Technology**. [S. L.], p. 218-227. mar. 2020.
- DOWLING, Norman E. **Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue**. 4. ed. Blacksburg: Pearson Education Limited, 2013.
- FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **A First Course in Finite Elements**. [s.i.]: John Wiley & Sons, Inc, 2007.
- Fórmula CEM (UFSC Joinville). Dados obtidos em conversa com a equipe Fórmula CEM. Obtido em 24 de outubro de 2022.
- FORREST, P. G.. **Fatigue of Metals**. London: Pergamon Press, 1962.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamental of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, Inc, 1992.

HEIRING, B; ERSOY, M. **Chassis Handbook**. Wiesbaden, Springer Fachmedien 2011.

HIBBELER, R. C. **Mechanics of Materials**. 10. ed. [s.i.]: Pearson Education Limited, 2018.

KOKATE, Sangram B.; KULKARNI, Gururaj R.. Material Optimization of Wheel Hub using Finite Element Analysis. **International Research Journal Of Engineering And Technology**. Kolhapur, p. 7252-7258. maio 2019.

LUIZ, Matheus Scarduelli. **Desenvolvimento de uma trizeta pelo método de elementos finitos aplicado a um veículo do tipo Fórmula SAE**. 2019. 66 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2019.

MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers, Warrendale, USA, 1995.

MOHITE, Bhushan. **Stress Analysis and Optimization of Front Wheel Hub**. International Journal For Research In Applied Science & Engineering Technology. [s.l.], p. 378-387. out. 2018.

NICHOLAS, T.; ZUIKER, J.r.. On the use of the Goodman diagram for high cycle fatigue design. **International Journal Of Fracture**. Netherlands, p. 219-235. jun. 1996.

NICOLAZZI, L. C; LEAL, L. D. C. M; DA ROSA, E. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Florianópolis, SC: Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

NORTON, Robert L. **Machine Design: An integrated approach**. 4. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2011.

PAUL, Burton. **A Modification of the Coulomb-Mohr Theory of Fracture**. Journal Of Applied Mechanics, [s.l.], v. 28, n. 2, p.259-268, 1961. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3641665>.

RIORDAN, C., TOVAR, A., RENAUD, J., **Topology Optimization of a Formula SAE Upright Using OptiStruct**, SAE Technical Paper 2010-01-0396, 2010.

RODRIGUES, Ronaldo Bandeira. **Microestrutura e propriedades mecânicas de um ferro fundido nodular ao Cu e Ni+Cu sob condições variáveis de austêmpera**. 2016. 105 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Universitário Sociesc, Joinville, 2016.

SANTOS, Rafael Kiemo Pfau. **Desenvolvimento de produto para sistema de suspensão de veículo de competição**. 84 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2016

SAE INTERNATIONAL. **Formula SAE Rules 2022**: Formula SAE® Rules 2022. 2.1 ed. [S. L.]: SAE International, 2021.

SHIGLEY, Joseph. **Projeto de engenharia mecânica**. 8 ed. Porto Alegre. Ed. Bookman, 2011.

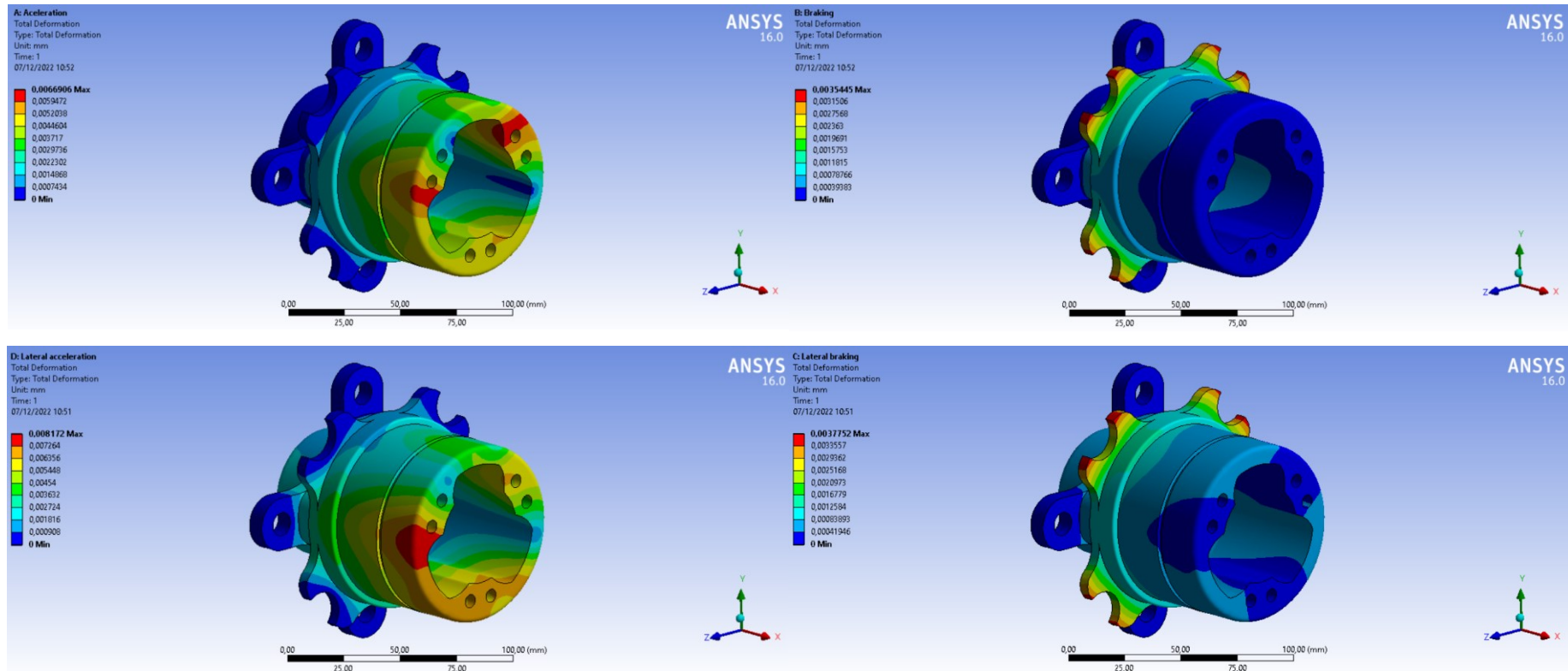
UMESH, Joijode Vrushabh; ABHISHEK, Yadav. Designing and Optimization of Wheel Assembly of a Formula Student Car. **International Journal Of Current Engineering And Technology**. [S. L], p. 307-320. mar. 2016.

WIRSCHING, P. H.; HAUGEN, E. B.. A General Statistical Model for Random Fatigue. **Journal Of Engineering Materials And Technology**, [s.l.], v. 96, n. 1, p.34-40, 1974. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3443182>

WONG, J. Y. **Theory of ground vehicles**. 3. ed. Ottawa: John Wiley & Sons, Inc, 2001.

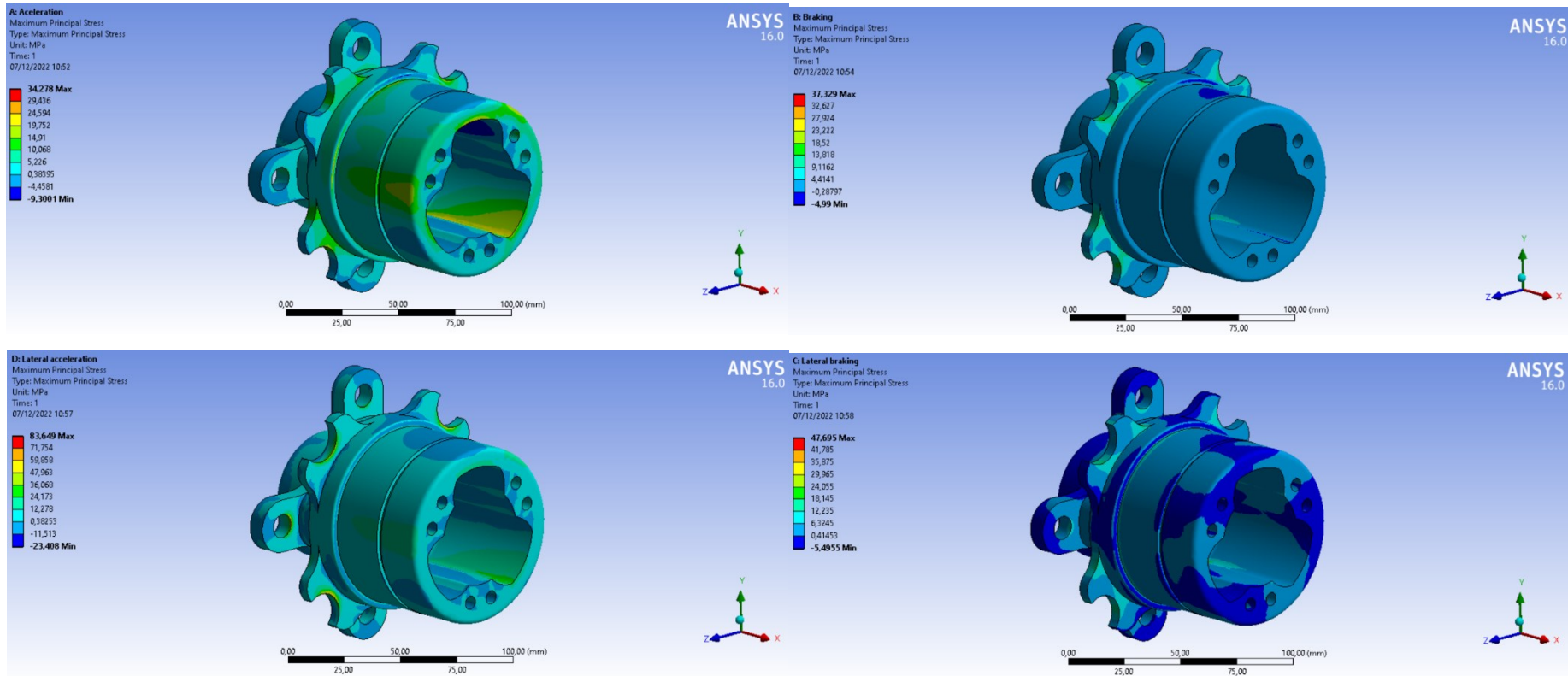
ANEXO A – Resultados das simulações estática e de fadiga

Figura 45 - Deflexão para o casos 1, 2, 3 e 4.



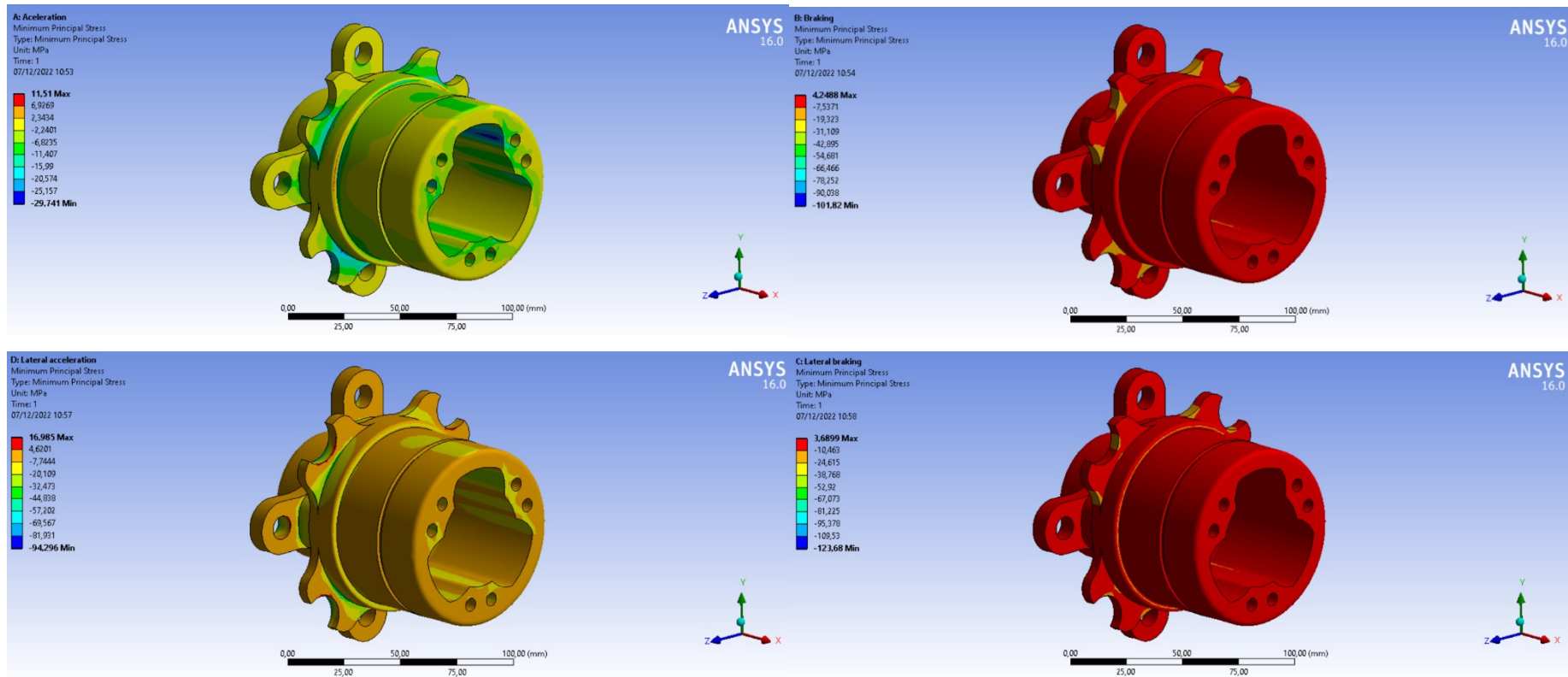
Fonte: O autor (2022).

Figura 46 - Tensão principal máxima para os casos 1, 2, 3 e 4.



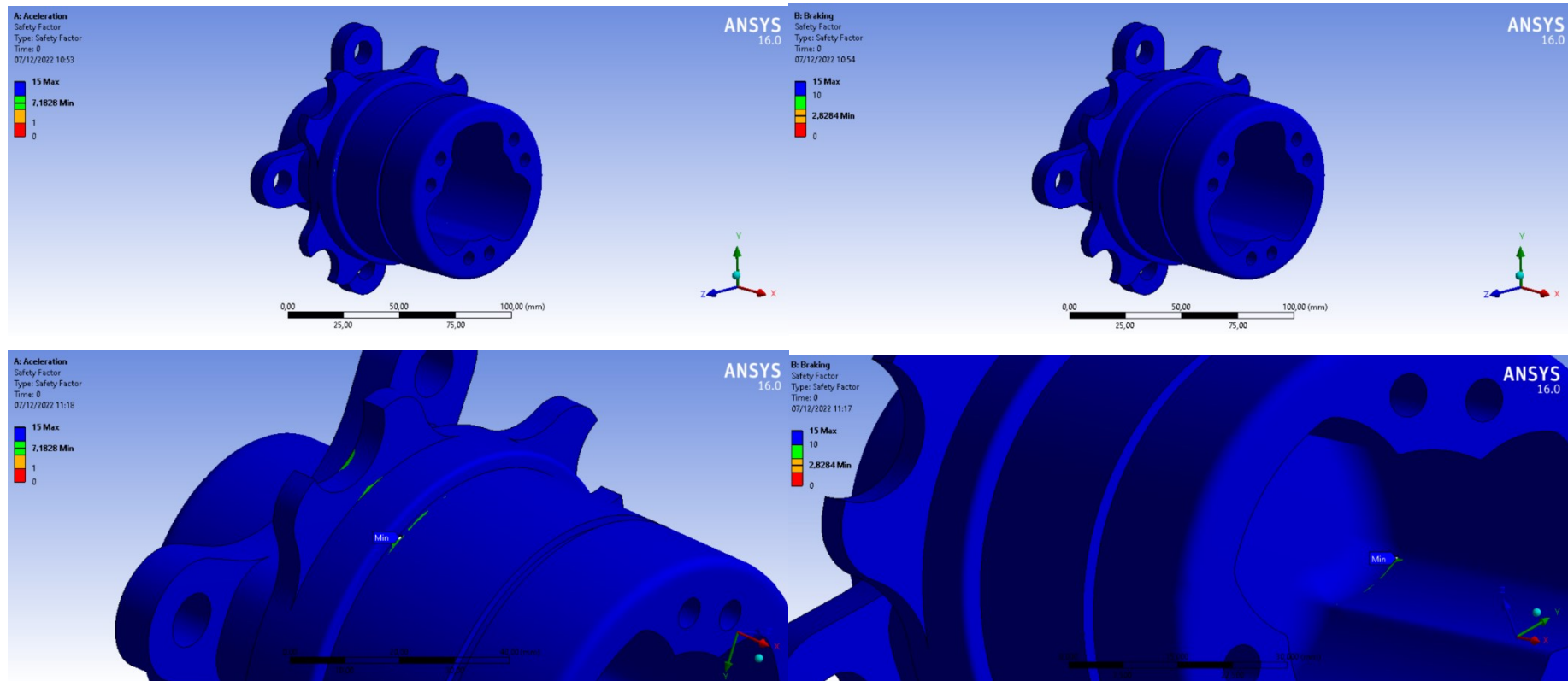
Fonte: O autor (2022).

Figura 47 - Tensão principal mínima para os casos 1, 2, 3 e 4.



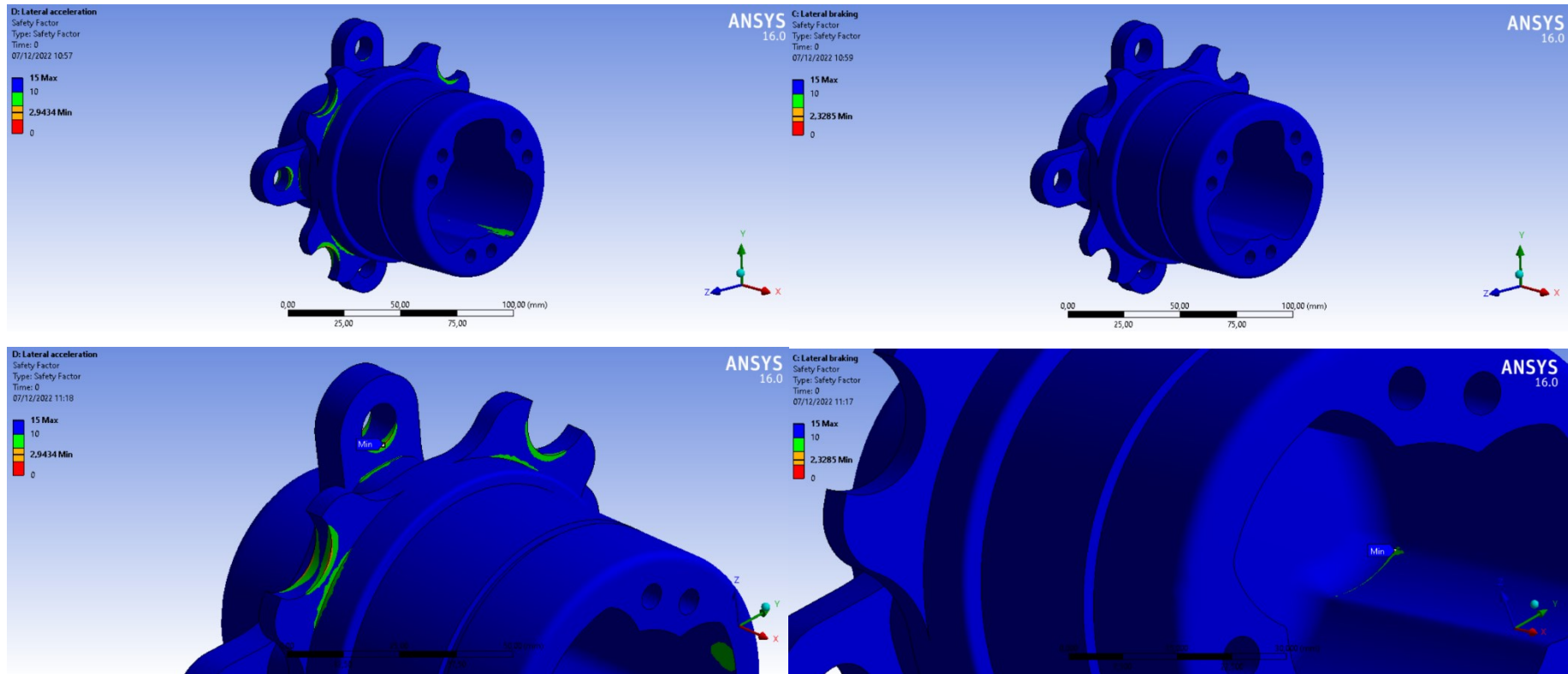
Fonte: O autor (2022).

Figura 48 - Fator de segurança dinâmico para os casos 1 e 2.



Fonte: O autor (2022).

Figura 49 - Fator de segurança dinâmico para os casos 3 e 4.



Fonte: O autor (2022).

ANEXO B – Desenho técnico do cubo de roda

