

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DA REGIÃO DOS VINHEDOS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

RENAN SARTORI

**AVALIAÇÃO ESTRUTURAL E DE DURABILIDADE DOS CUBOS DE RODA
TRASEIROS DE UM VEÍCULO SAE BAJA**

**BENTO GONÇALVES
2019**

RENAN SARTORI

**AVALIAÇÃO ESTRUTURAL E DE DURABILIDADE DOS CUBOS DE RODA
TRASEIROS DE UM VEÍCULO SAE BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico, no Campus Universitário da Região dos Vinhedos, da Universidade de Caxias do Sul.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison.

BENTO GONÇALVES
2019

RENAN SARTORI

**AVALIAÇÃO ESTRUTURAL E DE DURABILIDADE DOS CUBOS DE RODA
TRASEIROS DE UM VEÍCULO SAE BAJA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico, no Campus Universitário da Região dos Vinhedos, da Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em:

Banca examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Me. Jean Greselle Balotin
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Felipe Augusto Tondo
Universidade de Caxias do Sul - UCS

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer aos meus pais Ilse Maria Mendel e Reni Sartori, por todo o suporte oferecido durante toda essa jornada.

À minha noiva, Márcia Hoffmann, que sempre me apoiou e sempre esteve ao meu lado, sendo amável e compreensiva.

Ao meu irmão, Dieler Batista, pelos sábios conselhos dados durante estes anos de graduação e pelo incentivo.

Ao meu amigo e professor orientador, Me. Vagner Grison, pelas trocas de conhecimento, pelo empenho, e por toda dedicação e atenção solucionando os problemas no decorrer deste trabalho.

Aos meus amigos e colegas da equipe Bajagual, por terem me auxiliado no desenvolvimento deste projeto, depositando confiança em meu trabalho e me auxiliando sempre que foi preciso.

Enfim, agradeço a todos os professores, colegas e amigos que contribuíram compartilhando seu conhecimento ao longo dos anos.

RESUMO

O projeto SAE Baja é um grande desafio proporcionado pela SAE aos alunos dos cursos de ensino superior, nas áreas de engenharia e design. Este projeto visa a integração entre alunos de universidades distintas, através da competição, na qual os projetos são avaliados, pondo à prova os cursos e classificando as equipes. Neste trabalho foi realizada uma avaliação estrutural dos cubos de roda traseiros do protótipo Baja SAE, simulando os esforços aos quais o componente está submetido quando exposto à determinadas situações, como parado, deslocando-se em linha reta e em curvas, com o objetivo de propor um componente que tenha uma maior resistência à fadiga, motivo do qual houve a ruptura deste componente durante o enduro da competição Baja Sul em 2018. A proposta trouxe um componente com geometria pouco modificada, mas que em termos de resistência aos carregamentos utilizados no estudo, é mais resistente e confiável, permitindo percorrer cerca de 135 horas em trajeto curvilíneo, contra as 19 horas suportadas pelo cubo anterior a este estudo. Houve um aumento de massa de 91 gramas por cubo, que representam aproximadamente 12% e uma redução das tensões máximas principais na ordem de 68%.

Palavras-chave: Cubo de roda; Baja; Fadiga; Carregamentos; Elementos finitos.

ABSTRACT

SAE Baja project is a great challenge provided by the SAE for university students, of engineering and design areas. This project aims the integration between students of several universities, throughout the competition, in which the projects are evaluated, putting the courses to test and classifying them as teams. In this work, was made one structural evaluation on the rear wheel hubs of the Baja SAE vehicle, simulating the loadings actuating on them in some situations, as stopped, riding in a straight way and riding in a curving way, aiming to proponing a new design with a bigger fatigue resistance, reason that the other wheel hub has been broken during the endure race of the 2018 Baja Sul competition. The proposal brings a new geometry, stronger and reliable, allowing to ride about a hundred thirty-five hours in a curving way in comparation with the nineteen hours supported by the other model. The mass has increased 91 grams in each wheel hub, representing about 12% and the reduction of the maximum principal stresses is about 68%.

Key words: Wheel hub; Baja; Loadings; Fatigue; Finite elements.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Cubo de roda traseiro Equipe Bajagual.	9
Figura 2 - Teoria de falha de von Mises.	10
Figura 3 - Gráfico para seleção do fator de amplificação dinâmica.	11
Figura 4 - Detalhes da fratura por fadiga.	12
Figura 5 - Ensaio de fadiga rotativa de R.R. Moore.	13
Figura 6 - Curvas S-N para dois diferentes materiais.	13
Figura 7 - Exemplo de padrão para contagem de ciclos rain flow.	16
Figura 8 - Critérios de falha por fadiga.	17
Figura 9 - Exemplos de elementos finitos.....	19
Figura 10 - Malhas geradas em dente de engrenagem.	20
Figura 11 - Vista esquemática do dinamômetro de cubo de roda automotiva.	21
Figura 12 - Forças medidas pelo dinamômetro de cubo de roda para bicicleta.	22
Figura 13 – Dinamômetro para roda traseira da bicicleta.	23
Figura 14 - Identificação das partes do conjunto do dinamômetro de cubo de roda.	23
Figura 15 - Comportamento dos carregamentos durante os testes do dinamômetro.	24
Figura 16 - Falha por fadiga em um disco de roda.....	25
Figura 17 - Resultados comparativos do ensaio de flexão rotativa.	26
Figura 18 - Maior tensão encontrada no conjunto da roda.	27
Figura 19 - Visão geral da distribuição de tensões no disco da roda.	27
Figura 20 - Condições de contorno do conjunto do cubo de roda formula SAE.....	28
Figura 21 - Tensões equivalentes de von Mises para os materiais EN 8 e EN 24.....	29
Figura 22 - Microscopia do cubo 2018 reparado por soldagem.....	30
Figura 23 - Trinca visualmente perceptível na região de fratura do cubo.....	31
Figura 24 - Demonstração do local da falha e do cubo ajustado.	31
Figura 25 - Fluxograma das etapas de resolução do problema proposto.	33
Figura 26 - Gráfico SN para o material SAE 4340 laminado à quente.	34
Figura 27 - Indicação de regiões com refinamento de malha no cubo de 2018.....	36
Figura 28 - Teste de convergência de tensões.	36
Figura 29 - Avaliação dos elementos pelas métricas do Ansys®.	37
Figura 30 – Malha refinada do cubo de 2018.	37
Figura 31 - Indicação das condições de contorno para análise estática.	38
Figura 32 - Indicação do centro de massa do protótipo 2018.	39
Figura 33 - Localização do centro da roda em relação à face do cubo.	40
Figura 34 - Resumo das carregamentos no cenário estático.....	41
Figura 35 - Condições de contorno genéricas para carregamento dinâmico.	41
Figura 36 - Condições de contorno para carregamento dinâmico em retas.....	42

Figura 37- Resumo dos carregamentos no cenário dinâmico em retas.	43
Figura 38 - Condições de contorno para carregamento dinâmico em curvas.	44
Figura 39 - Resumo dos carregamentos no cenário dinâmico em curvas.....	45
Figura 40 - Dados experimentais de falha por fadiga em aços.....	47
Figura 41 – Tensões de von Mises no cubo 2018.....	49
Figura 42 - Tensões de von Mises no cubo 2019.	49
Figura 43 - Detalhe da montagem do disco de freio no cubo de roda.....	50
Figura 44 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2018 no deslocamento retilíneo.	51
Figura 45 – Tensões máximas principais do cubo 2018 no deslocamento retilíneo.	51
Figura 46 - Vida estimada do cubo 2018 no deslocamento curvilíneo.	52
Figura 47 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2018 no deslocamento curvilíneo.....	52
Figura 48 - Tensões máximas principais do cubo 2018 no deslocamento curvilíneo.	53
Figura 49 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2019 no deslocamento retilíneo.	54
Figura 50 - Tensões máximas principais do cubo 2019 no deslocamento retilíneo.....	54
Figura 51 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2019 no deslocamento curvilíneo.....	55
Figura 52 - Tensões máximas principais do cubo 2019 no deslocamento curvilíneo.	55

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	5
1.1 TEMA	6
1.2 JUSTIFICATIVA	6
1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO	6
1.3.1 Objetivo geral	6
1.3.2 Objetivos específicos	6
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1 CONJUNTO DE RODAGEM.....	8
2.1.1 Cubo de roda.....	8
2.2 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA	9
2.2.1 Teoria de falha da energia de distorção máxima	9
2.3 ANÁLISE ESTRUTURAL DINÂMICA	10
2.3.1 Carregamento dinâmico.....	10
2.3.2 Introdução ao estudo da fadiga	11
2.3.2.1 Mecanismo da fadiga	12
2.3.2.2 Limite de Resistência à Fadiga.....	12
2.3.2.3 Coeficientes modificadores do limite de fadiga	14
2.3.2.4 Contabilização do dano acumulado.....	15
2.3.2.5 Critérios de falha por fadiga	16
2.3.2.6 Fadiga multiaxial	17
2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	18
2.4.1 Geometria do elemento e graus de liberdade	18
2.4.2 Malha	19
2.4.3 Condições de contorno	20
2.5 TRABALHOS CORRELATOS.....	20
2.5.1 Instrumentação de cubo de roda	20
2.5.1.1 Dinamômetro para cubo de roda de automotiva	21
2.5.1.2 Dinamômetro para cubo de roda de bicicleta.....	22
2.5.2 Fadiga em rodas automotivas.....	24
2.5.2.1 Análise de vida em fadiga em rodas de caminhões rodoviários.....	25
2.5.2.2 Projeto de cubo de roda para veículo Fórmula SAE baseado em fadiga.....	28
3 PROPOSTA DE IMPLEMENTAÇÃO	30
3.1 OBJETO DE ESTUDO.....	30
3.2 METODOLOGIA.....	31
3.3 RECURSOS	32

3.4 FLUXOGRAMA	32
4 PRÉ PROCESSAMENTO	34
4.1 MATERIAL.....	34
4.2 SIMPLIFICAÇÃO GEOMÉTRICA	34
4.3 MALHA	35
4.4 CENÁRIOS DE APLICAÇÃO.....	37
4.4.1 Análise estática	37
4.4.1.1 Condições de contorno	38
4.4.2 Análise dinâmica	41
4.4.2.1 Condições de contorno	41
4.4.2.2 Aplicação dos fatores modificadores de resistência a fadiga	45
4.4.2.3 Critérios de falha	47
5 RESULTADOS.....	48
5.1 ANÁLISE ESTÁTICA.....	48
5.1.1 Cubo 2018	48
5.1.2 Cubo 2019	49
5.2 ANÁLISE DINÂMICA.....	50
5.2.1 Cubo 2018.....	50
5.2.1.1 Deslocamento em linha reta	50
5.2.1.2 Deslocamento em curva	52
5.2.2 Cubo 2019	53
5.2.2.1 Deslocamento em linha reta	53
5.2.2.2 Deslocamento em curva	54
6 CONCLUSÃO.....	57
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	58
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59

1 INTRODUÇÃO

Atender especificações determinadas e ser competitivo no projeto de sistemas mecânicos são consideradas habilidades desejáveis quando se trata de um profissional de engenharia mecânica. O projeto SAE Baja visa a prática destas habilidades em ambiente de competição, permitindo também uma interação com alunos de diversas universidades participantes dos eventos.

Este projeto se demonstra um caminho alternativo ao mercado de trabalho para aplicar os conhecimentos obtidos ao longo da graduação, e os alunos, por sua vez, carregam consigo a responsabilidade pelo projeto como um todo, acentuando a visão sistêmica, tão importante na atuação profissional. Eles têm como objetivo o projeto e a construção de um veículo confiável, seguro, eficiente, economicamente viável e que tenha um bom desempenho nos quesitos avaliados durante a competição.

As equipes são niveladas pelo motor utilizado. A SAE Brasil possui na edição de 2019, a permissão de uso dos motores *Briggs & Stratton* dos modelos *Intek Model 20* ou *Vanguard Model 19*. Levando em conta essa definição, que torna as equipes niveladas em relação aos motores, a redução de massa e a confiabilidade do conjunto perante os testes, fazem a diferença na classificação da equipe.

Dentre os sistemas que compõem um veículo, o conjunto de rodagem é o responsável por exercer a função de desenvolver a movimentação do veículo durante os percursos. Os cubos de roda desempenham papel fundamental no conjunto de rodagem, exercendo a função de transmissão de movimento entre os semieixos e as rodas, além de servir de suporte para o conjunto de frenagem, dependendo da configuração do projeto.

Tendo em vista o funcionamento do veículo, os cubos de roda devem suportar a massa do veículo, os carregamentos cíclicos provenientes da rodagem e eventuais impactos que ele possa vir a sofrer durante os testes submetidos.

Neste trabalho serão analisadas as tensões atuantes nos cubos de roda traseiros do baja. A avaliação de integridade vai levar em conta o estudo da fadiga, causada pelos carregamentos cíclicos oriundos da rodagem. Também será desenvolvida uma análise estática, considerando um carregamento pontual, gerado por um determinado obstáculo do percurso, mas que não tem por característica ser cíclico e, portanto, não o torna objeto de estudo na análise de fadiga.

1.1 TEMA

O trabalho em questão aborda temas relacionados à engenharia automotiva, envolvendo a análise estrutural do cubo de roda traseiro de um veículo ATV. Sendo assim, ocorre uma abordagem de temas relacionados à mecânica dos sólidos, nas áreas de resistência dos materiais e de integridade estrutural.

1.2 JUSTIFICATIVA

O projeto SAE Baja visa a criação de um protótipo robusto e de alta performance. Durante as provas, o protótipo é submetido a vários testes que têm por finalidade classificar as equipes de acordo com os resultados obtidos. A durabilidade dos componentes utilizados na fabricação, é quesito importante para atingir bons resultados. Entretanto, em uma competição onde os motores são idênticos entre as equipes, o dimensionamento dos componentes deve ser realizado de maneira equilibrada, pois tanto o excesso de massa, quanto a falha de componentes, podem gerar grandes perdas para a equipe.

Contudo, o dimensionamento correto de um componente pode ter interpretações diferentes. Mesmo um elemento de máquina que deveria suportar as forças atuantes nele e que elas estejam gerando tensões abaixo dos limites de ruptura ou até de escoamento dos materiais, pode entrar em colapso devido à fadiga. Sendo assim, pretende-se analisar as tensões atuantes nos cubos de roda traseiros, a fim de obter os coeficientes de segurança em fadiga e em casos de impactos.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Avaliação estrutural e de durabilidade dos cubos de roda traseiros para o veículo SAE Baja, perante os carregamentos provenientes do deslocamento do veículo, com o auxílio de *software* de análise de elementos finitos.

1.3.2 Objetivos específicos

O objetivo geral é distribuído entre os objetivos específicos citados abaixo:

- a) obter através de um modelo matemático, as cargas atuantes nos cubos de roda traseiros do baja;
- b) utilizar o método de elementos finitos para obter as tensões resultantes;
- c) realizar análise estrutural do cubo de roda;
- d) fazer um comparativo entre o cubo da competição de 2018 e um modelo proposto com modificações.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No capítulo a seguir, será introduzida a caracterização do componente em questão, assim como os conceitos da análise estrutural estática e dinâmica. Também serão abordados os conceitos utilizados na resolução do problema proposto por este trabalho.

2.1 CONJUNTO DE RODAGEM

De acordo com Wong (2001), entre os esforços provenientes da movimentação de um veículo terrestre, além de uma parcela dividida entre forças gravitacionais e aerodinâmicas, o restante deles é gerado no contato entre o conjunto de rodagem e o solo.

As funções do conjunto de rodagem são:

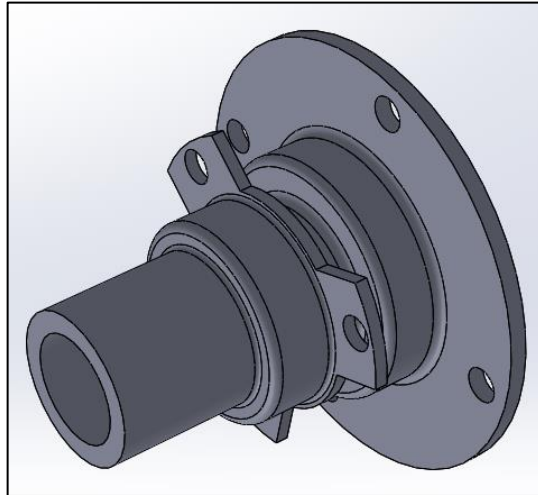
- a) suportar a massa do veículo;
- b) absorver as irregularidades do solo;
- c) permitir tração para andar e frear;
- d) permitir controle adequado de direção e estabilidade.

Wong (2001), menciona que este conjunto mecânico pode ter diferentes configurações de projeto, mas basicamente é composto por pneus, rodas, rolamentos, cubos de roda e semieixos. O conjunto dianteiro tem por função, a manobrabilidade do veículo, enquanto o conjunto traseiro é responsável pela transmissão de torque proveniente da caixa de transmissão. Ambos devem estar perfeitamente balanceados e devem resistir às tensões causadas pelas acelerações, tanto positivas na arrancada, quanto negativas na frenagem e as tensões provenientes do deslocamento do veículo.

2.1.1 Cubo de roda

Goodsell (1989) define cubo de roda como a montagem central de uma roda com rolamentos, servindo de suporte para os freios, de acoplamento para a roda, além da função de transmissão de potência gerando um conseqüente deslocamento do veículo. A Figura 1 representa o cubo de roda utilizado até a temporada de 2018 pela Equipe Bajagual na competição Baja Sul.

Figura 1 - Cubo de roda traseiro Equipe Bajagual.



Fonte: Acervo Bajagual (2019).

2.2 ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA

Para determinar o dimensionamento de um componente, aconselha-se realizar o cálculo de resistência estática e de fadiga, considerando diferentes forças para cada caso. Para o cálculo de resistência estática, utilizam-se as cargas de maior magnitude e as equações de equilíbrio de forças, por serem práticas e fáceis de executar.

Segundo Klebanov *et al.* (2007), esta linha de cálculo para dimensionamento, apesar de ser amplamente aceita no meio, é de certa forma, incorreta. Pois durante o funcionamento do componente, as forças podem destoar do valor pré-estabelecido, devido às ações dinâmicas. Como o cálculo dinâmico é de uma complexidade consideravelmente maior, usualmente são aplicados fatores de amplificação no próprio valor da carga aplicada.

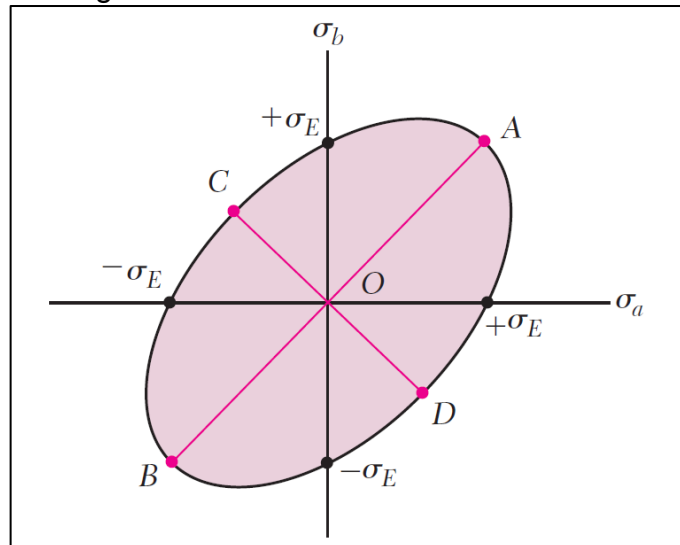
2.2.1 Teoria de falha da energia de distorção máxima

Segundo Jovinall (2019), esta teoria propõe que qualquer deformação que ocorra no material é armazenada em seu interior até o ponto em que ele suporte absorver esta energia, a partir deste ponto, ele escoar. A sua autoria é frequentemente creditada à R. von Mises. Para uso dela, é indicado trabalhar com uma tensão equivalente em unidade de Pascal, calculada através da Equação 1.

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{1/2} \quad (1)$$

A Figura 2 ilustra a área compreendida pelo critério de energia de distorção máxima, demonstrando parâmetros de construção.

Figura 2 - Teoria de falha de von Mises.



Fonte: Beer *et al.* (2008).

2.3 ANÁLISE ESTRUTURAL DINÂMICA

Juinall (2019), indica a necessidade de separar os estudos entre os carregamentos estáticos e dinâmicos. Os tipos de carregamentos dinâmicos são classificados da forma a seguir:

- a) flutuantes ou repetitivos;
- b) impacto;
- c) fadiga sônica;
- d) fadiga térmica.

Sendo que os dois últimos itens, são objeto de estudo apenas em projetos de aeronaves ou em componentes expostos às energias nucleares ou plasma.

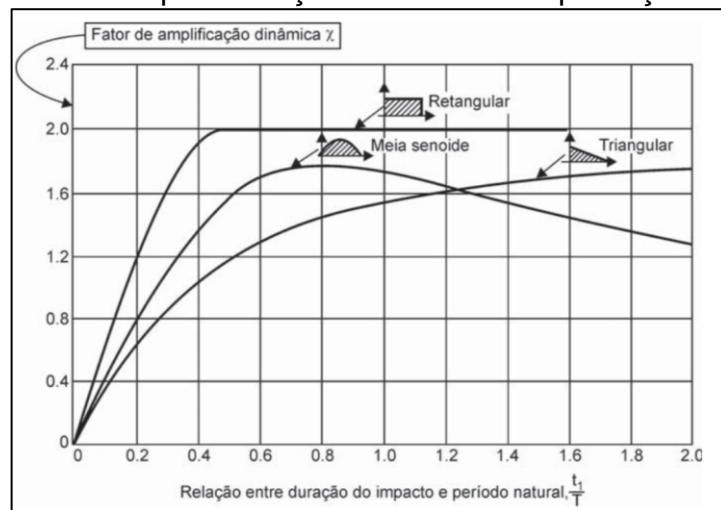
2.3.1 Carregamento dinâmico

Collins (2017) aponta que a geração de tensões e deformações em componentes tem relação com a velocidade de aplicação dos carregamentos. Quando a aplicação do carregamento ocorre de forma veloz, as reações no componente ocorrem em níveis mais altos. Geralmente este tipo de carregamento é denominado impacto ou choque. Quando o carregamento por impacto for cíclico, é necessário analisá-lo através dos conceitos de fadiga.

Nas avaliações de carregamentos dinâmicos, é fundamental realizar a aplicação de um fator de amplificação. Tal fator tem como função diferenciar os carregamentos que através da sua magnitude em um cenário estático, não afetariam a integridade do componente tal como ocorre no cenário da dinâmica.

Alves Filho (2008) define valores para utilização do fator de amplificação dinâmica, baseando-se no perfil e na velocidade que o evento ocorre. A Figura 3 demonstra um gráfico que permite de maneira direta, a seleção do valor de amplificação.

Figura 3 - Gráfico para seleção do fator de amplificação dinâmica.



Fonte: Alves Filho (2008).

2.3.2 Introdução ao estudo da fadiga

Segundo Collins (2002), a grande maioria das cargas presentes em problemas práticos de engenharia são repetitivas e variadas, e a maior parte dos componentes utilizados em projetos, estão sujeitos a tensões induzidas por tais cargas cíclicas, ocasionando em falhas por fadiga.

Para Brown Jr. (2005), a fadiga é caracterizada pela falha em baixas tensões. Geralmente esta falha ocorre subitamente, tanto em materiais dúcteis, quando a tensão aplicada não atinge o limite de elasticidade (S_y), quanto em materiais frágeis, para tensões aplicadas abaixo do limite de ruptura (S_{ut}).

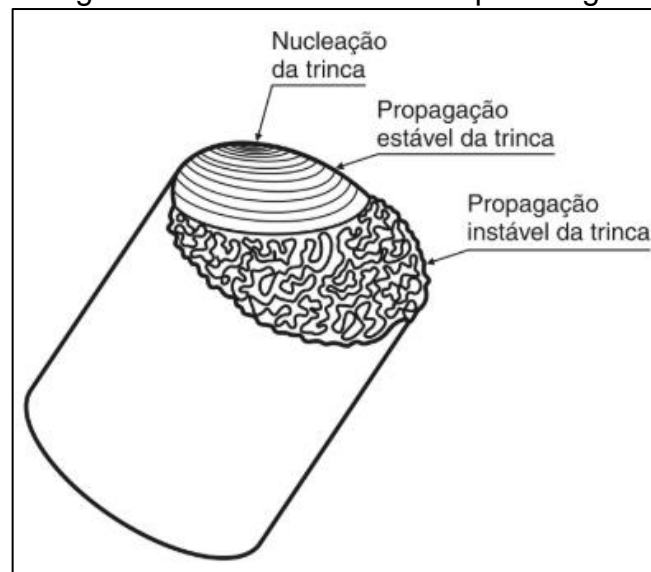
Brown Jr. (2005), cita o estudo da fadiga como algo recente, tendo como base a segunda guerra mundial, mas nem por isso os componentes desenvolvidos antes destes estudos falhavam por fadiga, devido aos altos fatores de segurança utilizados.

2.3.2.1 Mecanismo da fadiga

Juvinall (2019) descreve que o início de uma falha por fadiga se dá pelo surgimento e posterior crescimento de trincas de magnitudes microscópicas. O surgimento das trincas ocorre em regiões onde há concentradores de tensão.

Após a fratura por fadiga, em uma inspeção visual, é possível notar o local de surgimento da trinca, conhecido também por nucleação da trinca, as “marcas de praia”, que revelam a propagação estável da trinca até o ponto onde ocorre propagação instável da trinca (GARCIA, 2017). A Figura 4 demonstra a falha por fadiga e indica seus detalhes.

Figura 4 - Detalhes da fratura por fadiga.



Fonte: Garcia (2017).

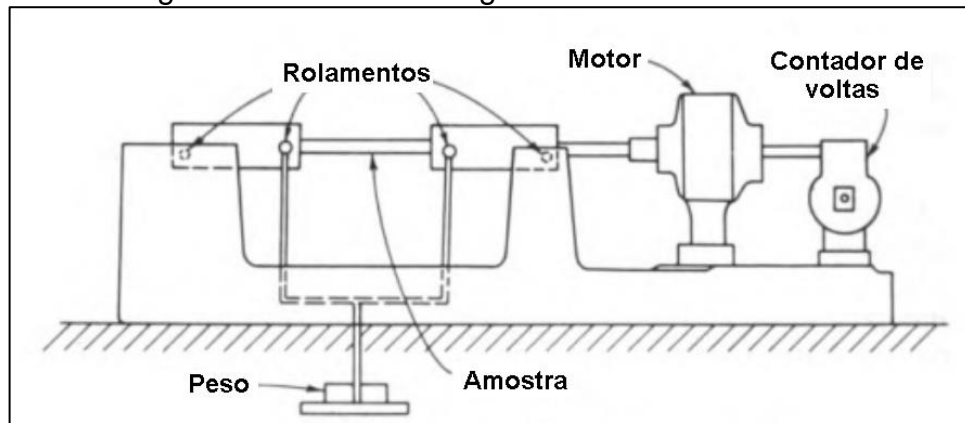
2.3.2.2 Limite de Resistência à Fadiga

Os dados obtidos através de ensaios de tração representam a carga máxima que determinado material suporta até o seu rompimento, sendo assegurado que em hipótese alguma, este material irá falhar se as cargas nele aplicadas estiverem abaixo da carga apontada pelo ensaio. Este conceito é válido apenas em casos de aplicação estática ou quase estática. Nos demais casos, onde a aplicação de carga ocorre de forma repetitiva, o material pode se romper com uma carga inferior à carga máxima atingida no ensaio de tração, o que caracteriza a falha por fadiga (SOUZA, 1982).

Collins (2002) descreve as curvas S-N como gráficos de interesse do projetista de componentes sujeitos a solicitações em fadiga, que deve além de

consultá-los mediante o projeto, como também estar a par de outros fatores aos quais o componente será exposto durante a aplicação. Na Figura 5 é demonstrado o ensaio para obtenção das curvas S-N.

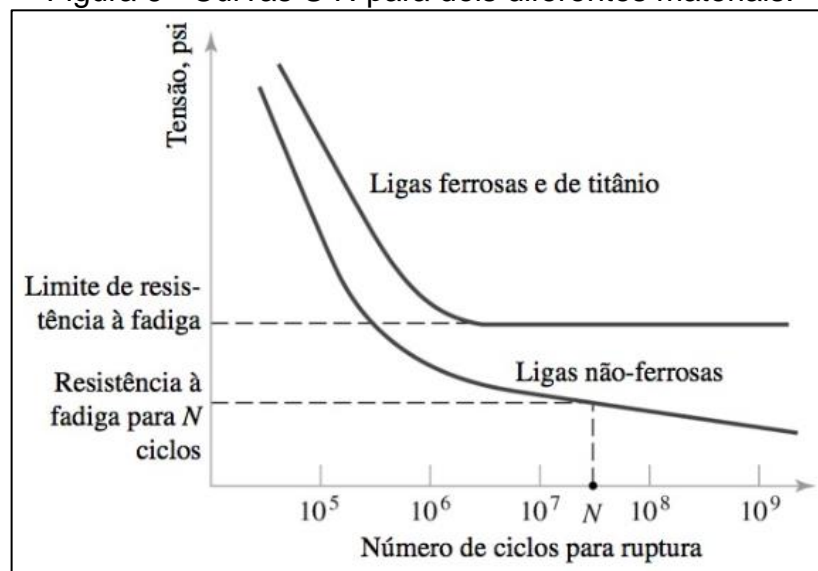
Figura 5 - Ensaio de fadiga rotativa de R.R. Moore.



Fonte: Adaptado de Marin (1962).

A Figura 6 exemplifica o resultado deste tipo de ensaio para o material, que é gerado através de muitos ensaios, variando a tensão aplicada e obtendo o número de ciclos correspondente.

Figura 6 - Curvas S-N para dois diferentes materiais.



Fonte: Collins (2017).

O valor encontrado do limite de resistência à fadiga, representado nas equações por S'_e , se trata de um valor sob condições ideais, com valor médio de tensão igual a zero, temperatura controlada e corpo de prova polido. Para tornar o resultado mais coerente com as aplicações dos componentes, utilizam-se artifícios

matemáticos para correção deste valor de resistência, conhecidos como coeficientes de Marin.

2.3.2.3 Coeficientes modificadores do limite de fadiga

Conforme descreve Collins (2002), a disponibilidade das curvas $S-N$ em literaturas, pode não representar o real comportamento do componente, pois tais curvas são geradas através de ensaios com corpos de prova de tamanho reduzido e com acabamento polido, a não ser que seja especificada outra condição. Para adequar o valor de tensão do gráfico com a aplicação prática, os coeficientes de Marin devem ser considerados.

Para obter um valor apropriado da resistência ao carregamento de fadiga em relação ao ensaiado em condições controladas, representado pela simbologia S_e , é utilizada a Equação 2.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2)$$

O fator k_a é o meio de inserção da parcela de influência de resistência à fadiga gerada pelo acabamento superficial do componente, pois no ensaio o corpo de prova é polido, mas na aplicação real, nem sempre é viável utilizar este tipo de acabamento, o que acaba reduzindo a resistência do componente.

O tamanho do componente pode afetar a resistência à fadiga, através do coeficiente k_b , sendo de fácil aplicação em figuras geométricas simples, como eixos sólidos ou vazados.

O fator de carga, representado por k_c na equação de correção da resistência à fadiga, leva em conta o tipo de carga aplicada ao componente (axial, flexão ou torção).

Em temperaturas baixas, as fraturas frágeis têm maior probabilidade de ocorrência, assim como em temperaturas acima de 250 °C, a resistência à fadiga começa a reduzir. Isto se deve ao valor da resistência ao escoamento cair com este aumento e o efeito de fluência ter maior possibilidade de ocorrer. O fator k_d representa a influência da temperatura (KLEBANOV *et al.*, 2007).

Quanto maior a confiabilidade requerida em percentual, maior será a redução da resistência, afetada pelo coeficiente k_e .

Já o coeficiente k_f representa o fator de efeitos diversos. Possui esta denominação pois pode englobar diversas variáveis que podem afetar positiva ou negativamente o valor de resistência à fadiga.

2.3.2.4 Contabilização do dano acumulado

Stephens (2001) descreve que o propósito de qualquer forma de contagem de ciclos é para comparar os carregamentos com as curvas obtidas em ensaios de carregamentos de amplitude constante. A regra do dano linear, prevê que sejam conhecidas as médias e amplitudes, dadas respectivamente pelas Equações 3 e 4, pelas quais o ensaio deve ser comparado, em unidade de força sobre área.

$$\sigma_m = (\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n})/2 \quad (3)$$

$$\sigma_a = (\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})/2 \quad (4)$$

Assim como Stephens, Collins (2002) também cita a teoria de Palmgren-Miner, ou regra do dano linear, como a teoria mais utilizada na consideração das cargas alternadas no estudo da fadiga. O uso de uma teoria é necessário, pois na geração das curvas $S-N$, as tensões aplicadas possuem a mesma magnitude, fato que não replica a realidade na maior parte das situações práticas.

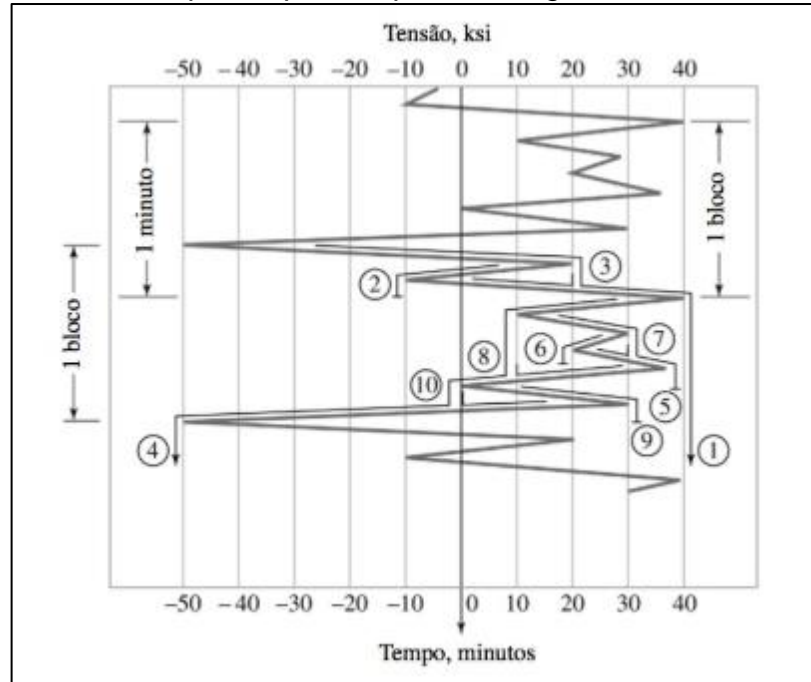
A teoria de *Palmgren-Miner* também é descrita por Bhandari (2010), que explica a teoria exemplificando o caso no qual um componente estaria sujeito à uma tensão completamente reversa de magnitude σ_1 , com n_1 ciclos, também à uma tensão completamente reversa de magnitude σ_2 , com n_2 ciclos e assim somando estes termos sucessivamente. Portanto, um ciclo de tensão consumiria $1/N_1$ sobre o estimado e então, o dano proporcional é dado pela multiplicação da tensão de um ciclo pelo número de ciclos, podendo se estender à consequentes índices, como indica a Equação 5.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_x}{N_x} = 1 \quad (5)$$

Collins (2017), cita a utilização do método *rain flow* como o mais utilizado na contagem de ciclos. Neste método, o histórico de tensões versus tempo é plotado

conforme a Figura 7. A análise ocorre interpretando o gráfico como se realmente houvesse um fluxo de água escorrendo ao longo do gráfico através da gravidade.

Figura 7 - Exemplo de padrão para contagem de ciclos *rain flow*.



Fonte: Collins (2017).

2.3.2.5 Critérios de falha por fadiga

Bhandari (2010) descreve que em casos onde a tensão média é zero, o critério de falha é o próprio valor de resistência à fadiga e em casos onde a amplitude é zero e a aplicação é estática, o critério é o valor de resistência à tração. Porém, quando o componente está exposto à uma tensão média diferente de zero e uma amplitude de tensões, se torna necessário a adoção de um critério de falha diferente dos descritos.

O critério de Soderberg propõe que o estado de tensões uniaxial se baseia em uma linha reta que se origina no ponto equivalente à resistência à fadiga (S_e) e o limite de escoamento do material (S_y). O cálculo deste critério se dá através da Equação 6.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (6)$$

Assim como o critério de Soderberg, o de Goodman também é composto por uma reta. Esta reta passa pelos pontos de resistência média (S_e) e o limite de resistência do material (S_{ut}). O cálculo deste critério se dá através da Equação 7.

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (7)$$

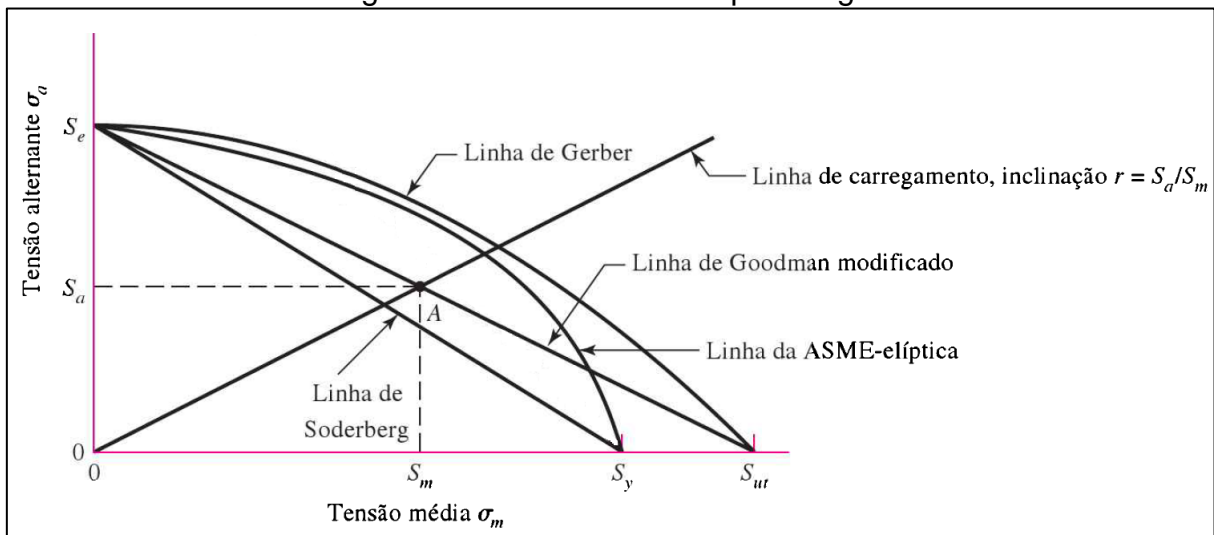
Já o critério de Gerber se trata de uma curva parabólica que inicia no ponto de resistência média (S_e) e termina no limite de resistência do material (S_{ut}). O cálculo deste critério se dá através da Equação 8.

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (8)$$

O critério ASME elíptico também é uma curva, partindo da resistência à fadiga (S_e) até o limite de escoamento do material (S_y). O cálculo deste critério se dá através da Equação 9. A Figura 8 demonstra uma sobreposição dos critérios citados no texto.

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (9)$$

Figura 8 - Critérios de falha por fadiga.



Fonte: Adaptado de Budynas e Nisbett (2011).

2.3.2.6 Fadiga multiaxial

Collins (2017) descreve que na maior parte das aplicações reais, os elementos de máquina podem envolver estados multiaxiais de tensões cíclicas.

Dowling (2013) afirma que é bastante comum, em componentes de engenharia, estados complexos de tensões causados por carregamentos cíclicos. As

tensões efetivas precisam ser conhecidas para caracterizar a fadiga multiaxial no critério de von Mises e o meio de obtê-las é através da Equação 10.

$$\sigma_e = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (10)$$

Já para o critério de Tresca, busca-se a máxima tensão de cisalhamento, obtida com a Equação 11.

$$\tau_{max} = \max \left| \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right| \quad (11)$$

2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A análise pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) aplicados às estruturas é uma técnica multidisciplinar que engloba conhecimentos de mecânica estrutural, análise numérica e ciência da computação. A finalidade deste método é resolver problemas complexos de forma analítica (RADEŞ, 2006).

Cook (1994) separa esta análise em três estágios definidos, o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento.

O pré-processamento consiste em preparação de dados, como condições de contorno, propriedades do material, dados dos carregamentos e geração de malha.

O processamento é a etapa na qual o *software* processa os dados já inseridos, realizando os cálculos e preparando as repostas gráficas e numéricas, podendo fazer análises dinâmicas em regime transiente.

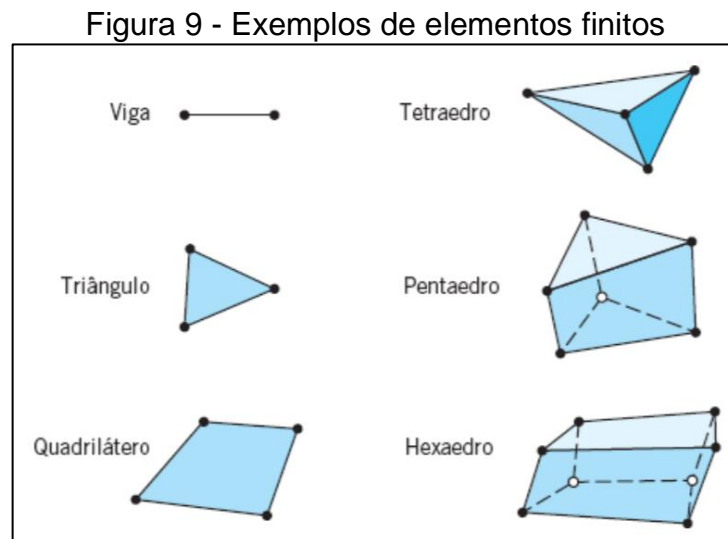
Já na etapa do pós-processamento, ocorre a apresentação dos resultados perante os dados processados. Esta apresentação de resultados pode ser até mesmo em forma de animações, demonstrando com clareza os efeitos causados ao componente analisado.

2.4.1 Geometria do elemento e graus de liberdade

Segundo Alves Filho (2013), uma geometria livre de detalhes irrelevantes, reduz a necessidade de um computador com alta capacidade de processamento. O processo de simplificação da geometria é uma das etapas mais importantes em simulação, pois cabe ao responsável da análise a interpretação do componente, para que a simplificação não acarrete erros grosseiros nos resultados da análise.

Os elementos finitos são classificados pelo número de dimensões que os constituem. O número de graus de liberdade aumenta conforme o acréscimo de dimensões, sendo dois graus de liberdade em elementos de uma dimensão, três graus de liberdade para elementos de duas dimensões e seis graus de liberdade para elementos tridimensionais.

Juvinall (2019), cita a importância dos elementos finitos por sua geometria simplificada, mas que mesmo assim, pode compor geometricamente os componentes com geometrias complexas. A Figura 9 ilustra alguns exemplos dentro de uma infinidade de possibilidades de elementos finitos.



Fonte: Juvinall (2019).

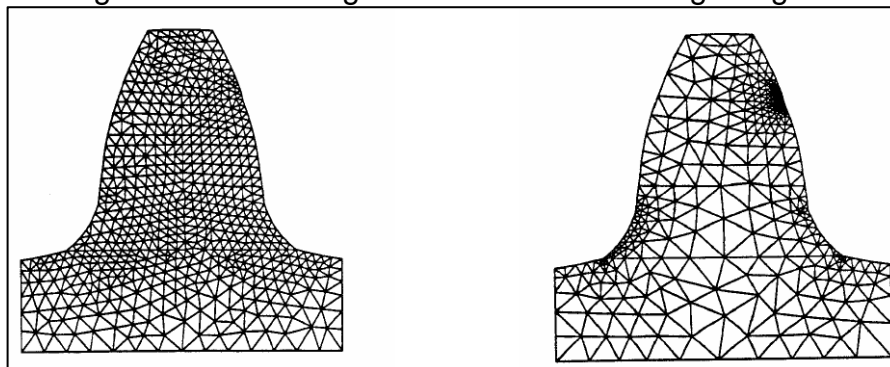
2.4.2 Malha

Narasaiah (2008) menciona a geração da malha como uma das tarefas mais difíceis do processo de pré-processamento no MEF. Em programas comerciais deste ramo, a geração da malha ocorre de forma automática, providenciando as conexões entre os elementos e buscando uma forma otimizada de criação deles, baseando-se na geometria do componente.

Cabe ao profissional responsável pela análise, interpretar a malha gerada e fazer as devidas correções, deixando-a mais grosseira em regiões não críticas, para reduzir o tempo de processamento, e mais refinada em pontos onde é necessário ter uma resposta de maior exatidão, demonstrando maior suavidade nos gradientes de tensão. A Figura 10 ilustra dentes de engrenagem com a geração de malha. No dente do lado esquerdo, os elementos possuem regularidade de tamanho entre si, já no

dente da direita, a malha foi refinada nas regiões de maior interesse na análise e assim será possível visualizar com maior clareza o gradiente de tensões gerado através do *software*.

Figura 10 - Malhas geradas em dente de engrenagem.



Fonte: Adaptado de Radeş (1994).

2.4.3 Condições de contorno

Um modelo sem condições de contorno definidas, não pode ser analisado. Pois não haveria estabilidade nenhuma a fim de proporcionar alguma reação do mesmo em relação às forças nele aplicadas.

As condições de contorno são classificadas em dois tipos: homogêneas e não-homogêneas. Condições homogêneas, que são as mais utilizadas, limitam qualquer deslocamento, já as condições não-homogêneas, são aquelas que determinam regiões nas quais se espera haver deslocamentos, como a extremidade livre de uma viga engastada (LOGAN, 2007).

2.5 TRABALHOS CORRELATOS

A seguir serão apresentados alguns trabalhos que objetivaram a resolução de problemas similares ao proposto por este trabalho, para que sirvam como material de apoio.

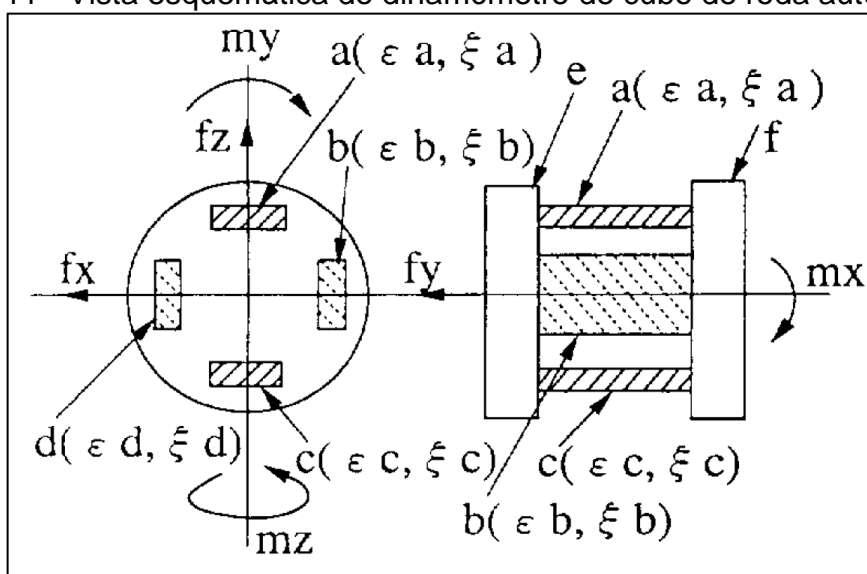
2.5.1 Instrumentação de cubo de roda

Foram encontrados alguns trabalhos sobre instrumentação de cubo de roda, que podem influenciar na maneira de como pensar em instrumentar um cubo de roda, para verificação prática dos carregamentos.

2.5.1.1 Dinamômetro para cubo de roda de automotiva

Higashijima e Awazu (1994) desenvolveram um dinamômetro para cubos de rodas automotivas, sendo este dispositivo capaz de medir forças e momentos em três eixos com alta acuracidade, frequência de resposta e facilidade de operação. A Figura 11 ilustra a composição sensorial do dinamômetro com identificação da posição dos sensores e o Quadro 1 indica para cada reação, seus respectivos sensores e forma de detecção.

Figura 11 - Vista esquemática do dinamômetro de cubo de roda automotiva.



Fonte: Higashijima e Awazu (1994).

Quadro 1 – Detalhes do sensoreamento.

Detecção:	Sensores:	Observação:
f_x	ξ_a e ξ_c	Medido através das tensões de cisalhamento, atuantes nas posições a e c , com uso de 8 extensômetros.
f_z	ξ_b e ξ_d	Medido através das tensões de cisalhamento, atuantes nas posições b e d , com uso de 8 extensômetros.
f_y	ϵ_a , ϵ_b , ϵ_c e ϵ_d	Medido através das tensões de tração e compressão, atuantes nas posições a , b , c e d , com uso de 16 extensômetros.
m_x	ϵ_a e ϵ_c	Medido através das tensões de tração e compressão, atuantes nas posições a e c , com uso de 8 extensômetros, porém utilizando apenas o sinal oriundo do sentido no qual os extensômetros estão alinhados.
m_y	ξ_a , ξ_b , ξ_c e ξ_d	Medido através das tensões de cisalhamento que são iguais para os sensores ξ_a , ξ_b , ξ_c e ξ_d , com uso de 10 extensômetros, porém utilizando apenas o sinal oriundo do sentido no qual os extensômetros estão alinhados.
m_z	ϵ_b e ϵ_d	Medido através das tensões de tração e compressão, atuantes nas posições b e d , com uso de 8 extensômetros, porém utilizando apenas o sinal oriundo do sentido no qual os extensômetros estão alinhados.

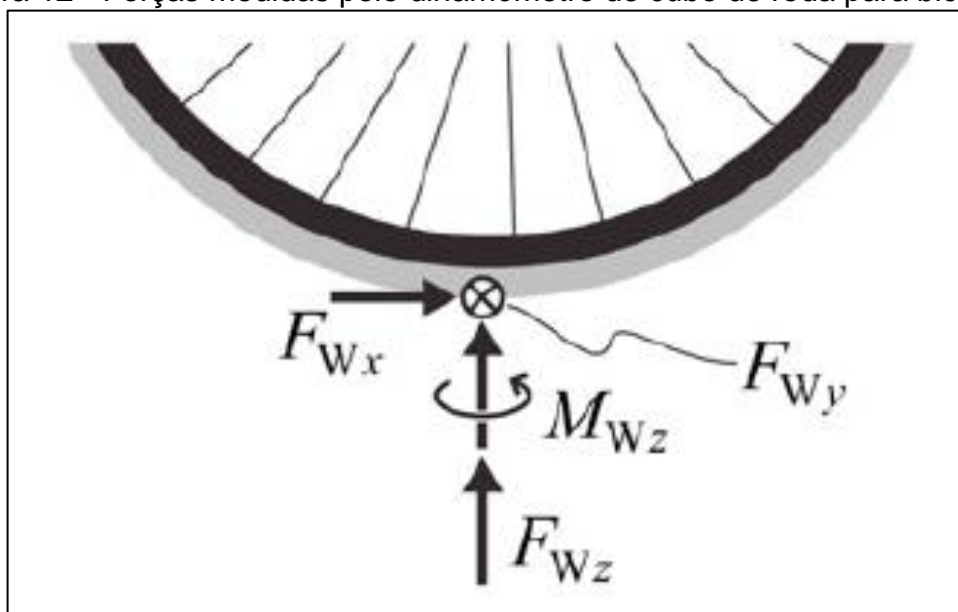
Fonte: Adaptado de Higashijima e Awazu (1994).

2.5.1.2 Dinamômetro para cubo de roda de bicicleta

Na mesma linha de Higashijima e Awazu, Drouet e Champoux (2010) também desenvolveram um dinamômetro, sendo este de uso específico para cubos de roda de bicicletas. A razão que os levou a este desenvolvimento foi a dificuldade em simular em ambiente de laboratório os carregamentos que as rodas de bicicleta sofrem durante o seu uso. Os dados dos carregamentos têm importância para otimização do projeto, uma vez que, com estes dados catalogados, fazer algum estudo de fadiga ou reduzir a massa se torna um trabalho realizável com maior segurança, em relação à um dado estimado teoricamente.

As cargas que o desenvolvimento focou em mensurar consistiam em duas forças no plano (F_{Wx} e F_{Wz}), uma força lateral (F_{Wy}) e um momento (M_{Wz}), como pode ser observado na Figura 12.

Figura 12 - Forças medidas pelo dinamômetro de cubo de roda para bicicleta.



Fonte: Drouet e Champoux (2010).

O sistema de medição utilizou pontes de *Wheatstone* e *Strain gauges*. Os dados de variação da resistência elétrica foram transmitidos por cabos até um sistema de aquisição de dados presente na mochila do ciclista. A massa total do sistema de medição era de 2,8 kg. A Figura 13 demonstra a instalação do dinamômetro no cubo traseiro da bicicleta.

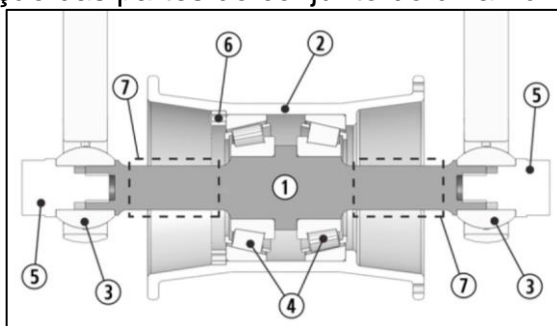
Figura 13 – Dinamômetro para roda traseira da bicicleta.



Fonte: Drouet e Champoux (2010).

A Figura 14 ilustra os componentes do sistema no qual o dinamômetro está inserido.

Figura 14 - Identificação das partes do conjunto do dinamômetro de cubo de roda.



Fonte: Drouet e Champoux (2010).

O Quadro 2 identifica as partes do conjunto apontadas na Figura 14, conforme os balões de identificação.

Quadro 2 - Descrição dos componentes.

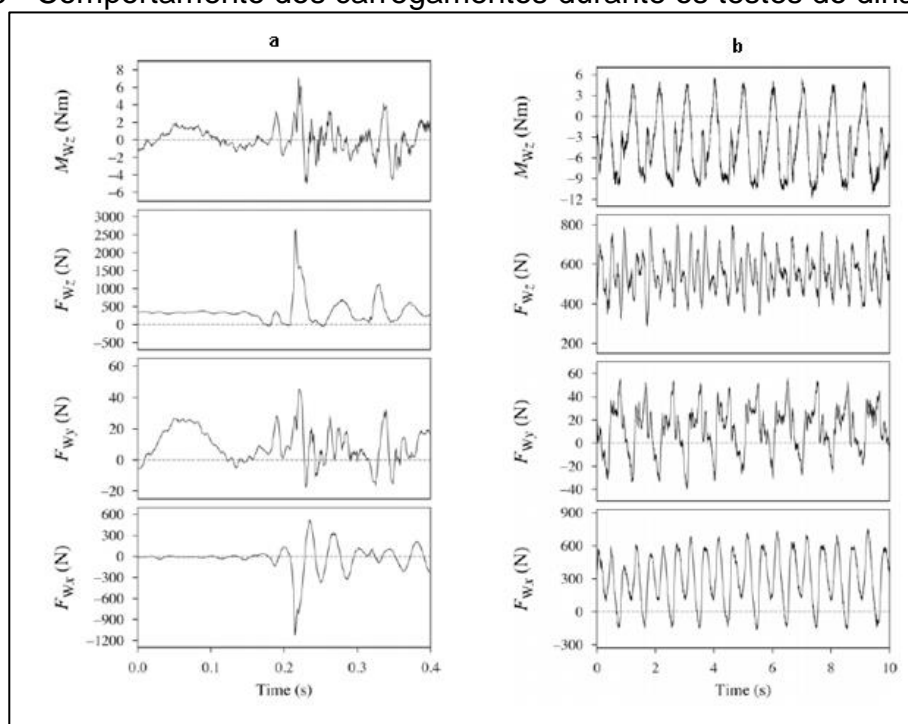
Número:	Descrição:
1	Eixo
2	Cubo
3	Rolamentos esféricos (terminais)
4	Rolamentos da roda
5	Parafusos
6	Anel de retenção
7	Células de carga

Fonte: Adaptado de Drouet e Champoux (2010).

O resultado obtido pelo sistema de medição em um evento de impacto é demonstrado pela Figura 15a. Nela é visto que em $t = 0,2$ s, um evento acaba ampliando a resposta gráfica de F_{Wx} e F_{Wz} . A força F_{Wy} não apresentou grande variação causada pelo impacto, tampouco o momento M_{Wz} . Este comportamento se justifica através da análise da orientação da força no sentido em que ela foi atribuída e o momento não teve grande variação por ter sido praticado um impacto vertical.

Já o resultado gerado pelas cargas cíclicas, demonstrado pela Figura 15b, ilustra um comportamento homogêneo em ambas as cargas analisadas. Deste modo, a estimativa de dados dos carregamentos para uma posterior análise de fadiga fica mais precisa, já que é possível encontrar as tensões mínimas, máximas e as médias.

Figura 15 - Comportamento dos carregamentos durante os testes do dinamômetro.



Fonte: Drouet e Champoux (2010).

2.5.2 Fadiga em rodas automotivas

Visto que o presente trabalho está relacionado à área automotiva, buscou-se também, algum trabalho de referência com relação aos testes normativos e com utilização do método de elementos finitos.

2.5.2.1 Análise de vida em fadiga em rodas de caminhões rodoviários

Da Silva (2012) realizou uma comparação entre dois materiais próprios para fabricação de discos de rodas para caminhões rodoviários, o USI-RW-300 que era o material utilizado até então e o RD 200, possível material alternativo para fabricação das rodas. Também realizou uma análise através do MEF para encontrar as tensões críticas localizadas no disco da roda. A falha por fadiga de um disco de roda é representada pela Figura 16.

Figura 16 - Falha por fadiga em um disco de roda.



Fonte: Da Silva (2012).

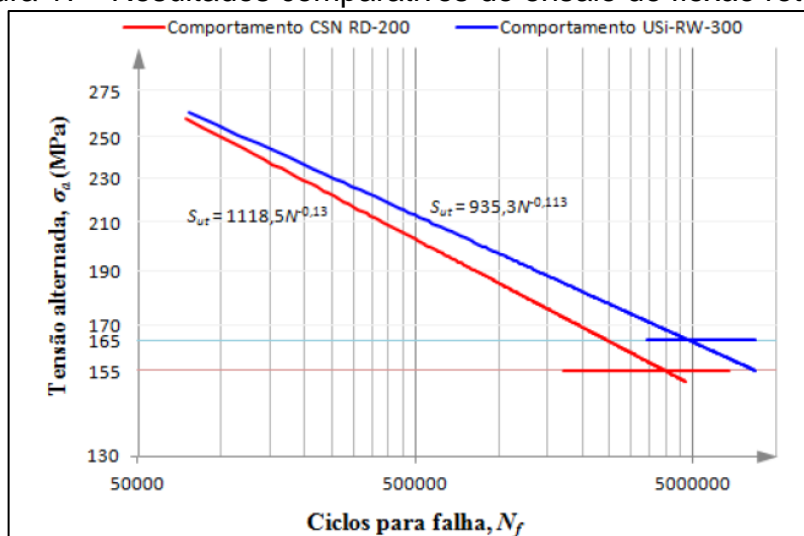
O estudo de Da Silva justificou-se por se tratar de um componente com alta exigência de segurança, que passa por ensaios de certificação em laboratórios homologados pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO), processo este que demanda altos custos e prazos de finalização, sendo que, em caso de reprovação nos ensaios, uma nova amostra deve ser providenciada para refazer todos os ensaios e isto eleva os custos de homologação.

O fato de ter uma metodologia bem desenvolvida para projeto das rodas, permite ganhar tempo no desenvolvimento, algo que no meio rodoviário, que vem crescendo fortemente dentro da economia mundial, elimina também a necessidade de fazer ensaios dentro da empresa, sendo que os equipamentos próprios para o ensaio de fadiga, têm um custo elevado e de qualquer forma, não serviriam para homologar o modelo de roda ensaiado.

Da Silva (2012) necessitou realizar somente os testes de flexão rotativa para obter os valores de resistência à fadiga para posterior correção devido aos

coeficientes modificadores de Marin. Os resultados obtidos através dos ensaios podem ser visualizados na Figura 17.

Figura 17 - Resultados comparativos do ensaio de flexão rotativa.

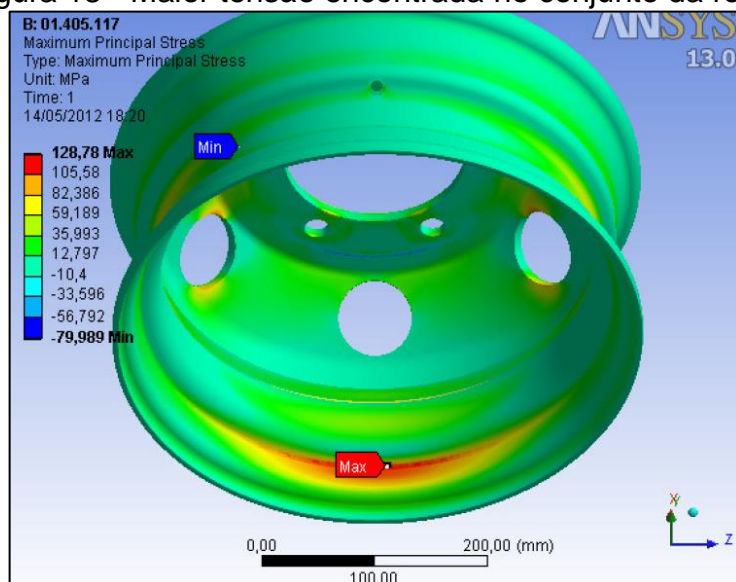


Fonte: Da Silva (2012).

Com as curvas $S-N$ definidas para os dois materiais, realizou-se o cálculo analítico e foi percebido que os valores de fator de segurança encontrados beiravam uma unidade. Mesmo assim, o histórico de falhas deste componente registrado pela empresa que os produzia era nulo. Então foi avaliada a dureza do componente na região crítica e descobriu-se que estava mais alta que a dureza da chapa utilizada como matéria prima na fabricação dos discos. O acréscimo nos níveis de dureza se deve ao processo de jateamento, que a própria literatura menciona ser benéfico aos valores de resistência à fadiga, pois este processo induz cargas compressivas na superfície do material. O meio de inserir este aumento da resistência no cálculo ocorre através dos coeficientes de Marin, mais precisamente, na aplicação do k_r , representando o termo de fatores diversos.

Houve também uma análise por MEF, com refinamento de malha definindo arestas entre 2 e 5 mm e devido à geometria complexa do componente, gerou-se uma malha com mais de um milhão e quinhentos mil elementos e quase dois milhões e quatrocentos mil nós. Tal análise foi realizada com a finalidade de indicar ilustrativamente as regiões de maiores tensões e quantificar as tensões, porém, a maior tensão encontrada foi em um ponto no qual não há registro algum de quebra, ilustrado pela Figura 18.

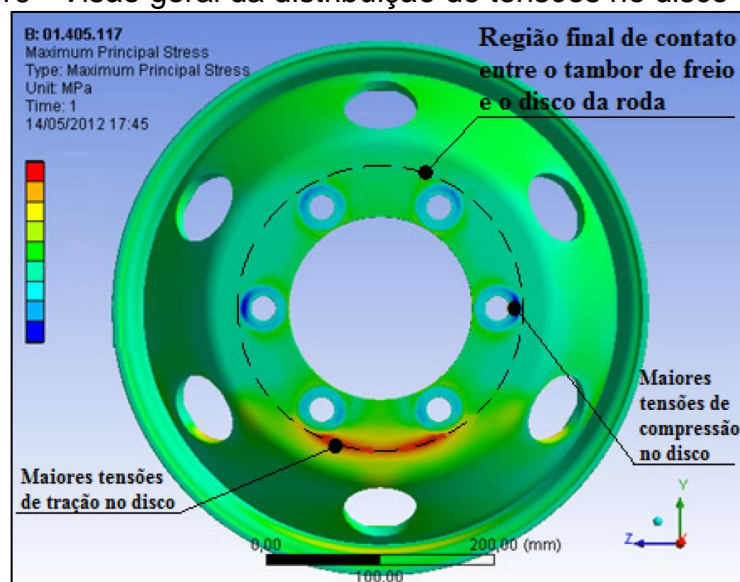
Figura 18 - Maior tensão encontrada no conjunto da roda.



Fonte: Da Silva (2012).

Em compensação, a segunda região com maiores tensões, encontrada através do MEF, visualizada na Figura 19, foi a da região crítica segundo o histórico de falhas deste tipo de componente. E como o resultado buscado era da região do disco, esta análise foi satisfatória para a conclusão do trabalho.

Figura 19 - Visão geral da distribuição de tensões no disco da roda.



Fonte: Da Silva (2012).

Para certificar-se da eficácia do estudo, amostras foram enviadas ao órgão certificador e elas foram aprovadas perante os testes normativos executados.

2.5.2.2 Projeto de cubo de roda para veículo Fórmula SAE baseado em fadiga

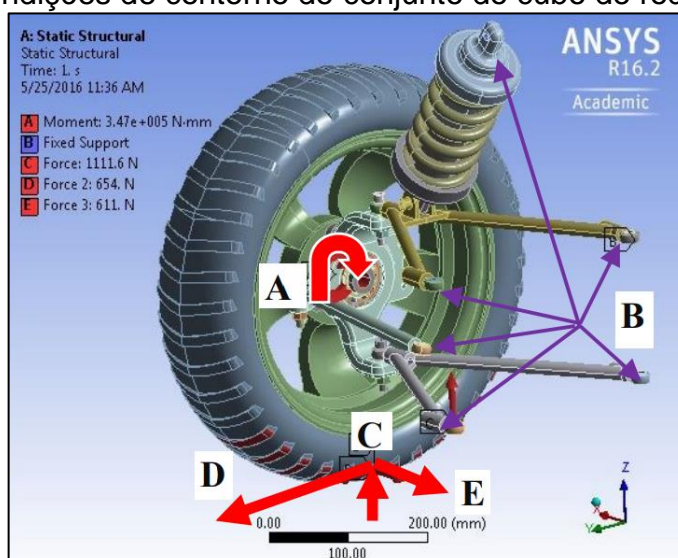
Gowtham *et al.* (2016) estavam com dificuldades de trocar o disco de freio do veículo formula SAE e, portanto, projetaram um novo cubo de roda para facilitar este processo. No mercado havia opções que já facilitariam a troca do disco, porém com uma massa elevada, o que neste caso é um quesito importante, pois quanto mais leve o veículo, mais competitivo ele se torna.

Para determinar as cargas atuantes, não houve instrumentação, apenas considerações teóricas. Dentre as forças consideradas, estavam: torque de acionamento, força de tração e força gerada por curvas no menor raio de giro permitido. Forças de impacto não foram consideradas.

Para prevenir o escoamento do material, foi considerado o critério de von Mises. Já para o caso de fadiga, realizaram uma análise de uma pista genérica, classificando os trechos dela de acordo com as cargas de cada trecho. Para o valor de resistência à fadiga, utilizaram os coeficientes de Marin aplicados ao valor tabelado para os materiais (EN 24, EN 8 e Al 7075-T6). O número de ciclos estimado foi de 300000, obtido através da divisão do perímetro da pista pelo perímetro do pneu.

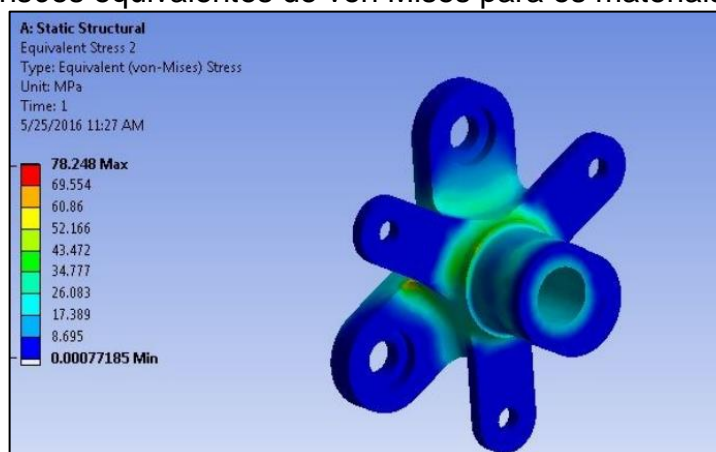
Para obter as tensões críticas, foi utilizado um *software* comercial de análise de elementos finitos. A malha utilizada era composta por elementos tetraédricos e foi realizado um refinamento nos locais de concentração de tensões. Na Figura 20, as condições de contorno do problema e na Figura 21 as tensões de von Mises para os materiais EN 8 e EN 24.

Figura 20 - Condições de contorno do conjunto do cubo de roda formula SAE.



Fonte: Gowtham *et al.* (2016).

Figura 21 - Tensões equivalentes de von Mises para os materiais EN 8 e EN 24.



Fonte: Gowtham *et al.* (2016).

O Quadro 3 indica os resultados da análise, comparando os três materiais analisados.

Quadro 3 - Resultados para o cubo de roda de formula SAE.

Material:	Tensão admissível [MPa]:	Tensão alternante [MPa]:	Fator de segurança:
EN 24	176,70	78,25	2,26
EN 8	154,57	78,25	1,98
Al 7075-T6	82,96	54,34	1,53

Fonte: Adaptado de Gowtham *et al.* (2016).

Com esta análise, Gowtham *et al.* concluíram que o material EN 24, possui propriedades elevadas em relação aos outros materiais analisados. O Al 7075-T6 também poderia ser utilizado, deixando o conjunto mais leve, porém seu custo elevado impede sua aplicação. De qualquer forma, mesmo não utilizando o material mais leve dentre os elencados no estudo, o cubo acabou tendo massa de 850 g, mais leve em comparação com as opções disponíveis no mercado.

3 PROPOSTA DE IMPLEMENTAÇÃO

Este capítulo trata de como o problema proposto e seus objetivos gerais e específicos pretendem ser resolvidos.

3.1 OBJETO DE ESTUDO

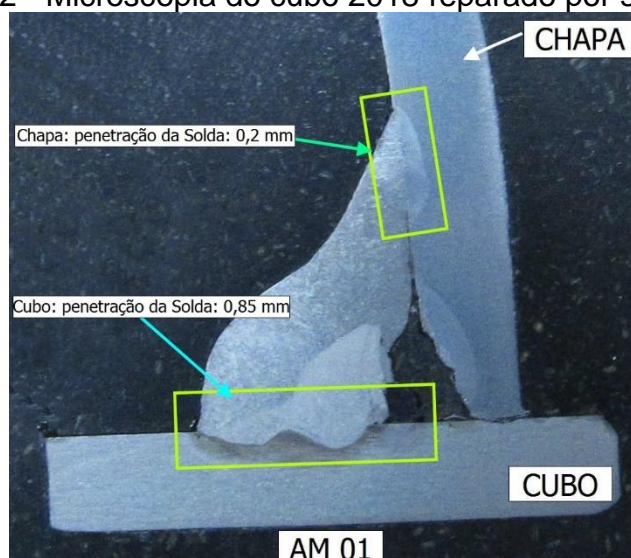
Este trabalho trata da avaliação estrutural e de durabilidade dos cubos de roda traseiros aplicados no veículo baja da equipe Bajagual no ano de 2018. Os cubos de roda têm como função realizar a transmissão de torque dos semieixos para as rodas, sustentação do veículo e servir de suporte para os discos de freio. As fontes de carregamento neste componente são:

- a) o torque oriundo dos semieixos e do sistema de frenagem;
- b) as irregularidades do solo em conjunto com a massa do veículo.

Este componente rotativo, permanece engrenado ao eixo por seu interior estriado. E, através de uma porca na extremidade do semieixo e de um contra pino, é garantido o engaste do conjunto no sentido axial.

Durante o enduro da edição de 2018, a equipe teve seu desempenho prejudicado por meio da falha em um dos cubos de roda, deixando o veículo sem condições de prosseguir na prova do enduro. Este cubo teve um reparo através de soldagem, mas tal procedimento não garantiu a integridade do componente para prosseguir com a rodagem do veículo, conforme a Figura 22, voltando a falhar, desta vez de forma que não houvessem mais possibilidades de reparo.

Figura 22 - Microscopia do cubo 2018 reparado por soldagem.



Fonte: Autor (2019).

Uma análise prévia dos cubos traseiros, tanto do danificado quanto daquele que estava em condições de uso, indica que ocorreu falha por fadiga, apontada pela presença de trincas em um ponto de concentração de tensões, conforme a Figura 23.

Figura 23 - Trinca visualmente perceptível na região de fratura do cubo.

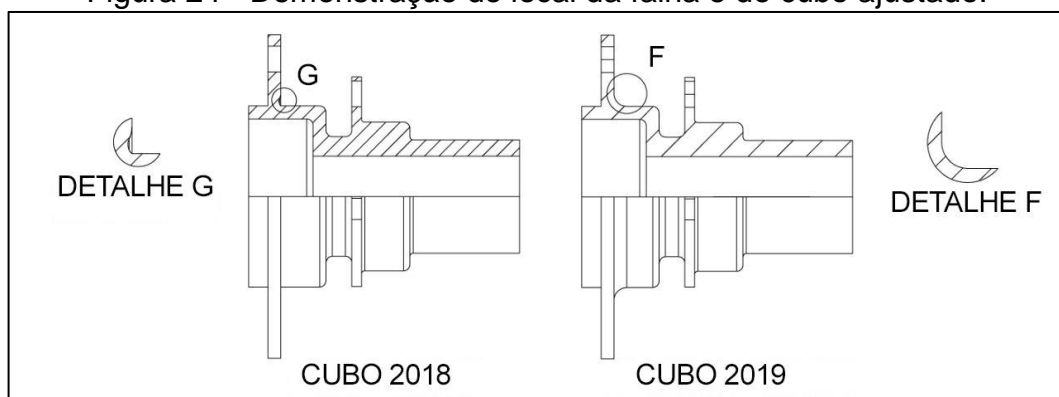


Fonte: Autor (2019).

3.2 METODOLOGIA

Em um primeiro momento, foi realizada uma avaliação do cubo de 2018 perante carregamentos encontrados nos trabalhos correlatos, com a finalidade de encontrar regiões propensas à falhas e mantendo atenção à região crítica, onde ocorreu a falha na competição de 2018. A modificação geométrica neste estágio será fundamentada somente em boas práticas relativas aos fatores de concentração de tensão no local da falha. A Figura 24 detalha o local da falha e demonstra a correção geométrica a ser realizada neste primeiro momento para uso na competição de 2019.

Figura 24 - Demonstração do local da falha e do cubo ajustado.



Fonte: Autor (2019).

Com o modelo 3D do veículo, foram analisados os pontos de aplicação dos carregamentos para os cenários posteriormente avaliados. Para as questões envolvendo cargas e frequências, foram utilizados dados de competições anteriores e do regulamento vigente.

Com os esforços e tipos de carregamentos tabelados, uma análise através do MEF será realizada utilizando o cubo que falhou como modelo geométrico e através desta análise, serão obtidos os pontos de maior tensão. Com isso, será permitido realizar um novo modelamento, com uma melhor distribuição das cargas no componente.

3.3 RECURSOS

Através dos conhecimentos adquiridos no estudo dos trabalhos correlatos e demais arquivos relacionados ao tema, nota-se que um método de medição de esforços consiste na aplicação de extensômetros, no caso deste trabalho, sua aplicação não faz sentido, visto que não há um padrão de pista normatizado. Portanto, realizar uma consideração teórica dos carregamentos em suas formas mais críticas pode ser uma saída mais segura no projeto.

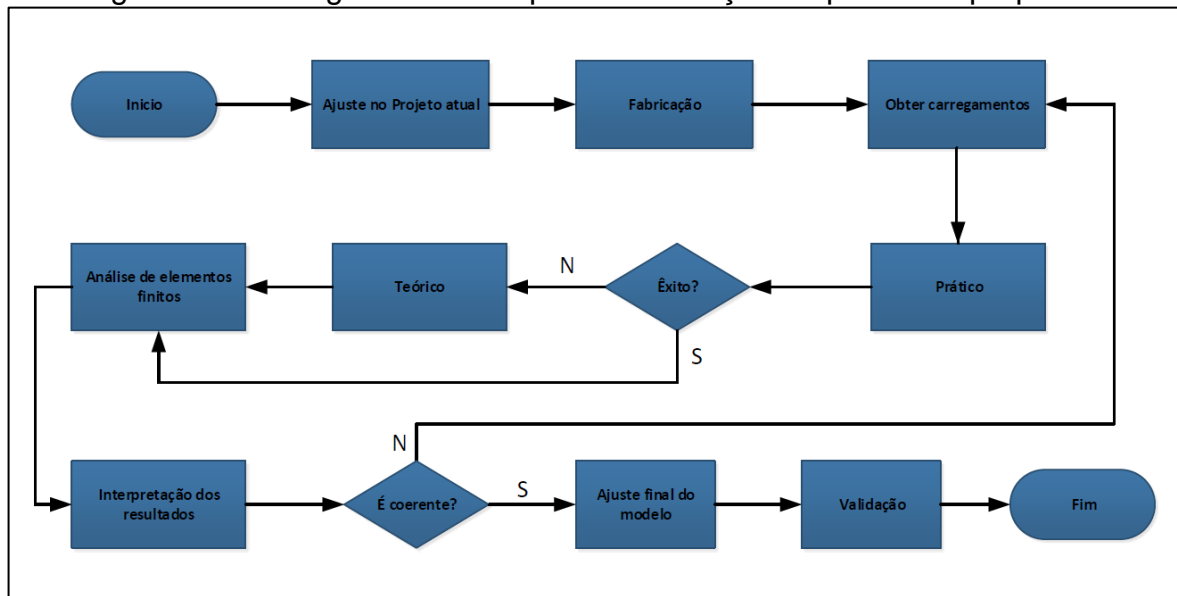
Com os dados mensurados, será a vez de utilizar um *software* de análise de elementos finitos. Nele serão introduzidas as condições de contorno, os carregamentos medidos, realizar um trabalho na geometria para simplificação dela, criação de uma malha adequada ao componente e aos resultados esperados. Após este processo, os dados serão processados e então poderá ser realizada uma avaliação deles e tomar as decisões cabíveis mediante os resultados.

Em caso de haver alguma impossibilidade de realizar algumas ou todas as medições de modo prático e instrumentado, os carregamentos serão considerados de forma teórica, com base nos obstáculos descritos no regulamento e nos perfis de pista conhecidos.

3.4 FLUXOGRAMA

A Figura 25 representa o fluxograma para ordenação das atividades a serem desempenhadas durante a resolução do problema proposto.

Figura 25 - Fluxograma das etapas de resolução do problema proposto.



Fonte: Autor (2019).

No caso de haver alguma situação que impossibilite de fazer a instrumentação, ou que ela apresente resultados incoerentes, serão utilizados carregamentos teóricos, condizentes com a rodagem do veículo através de uma avaliação das condições de contorno, assim como na questão geométrica, havendo alguma sinalização de que o cubo possa quebrar novamente, será refeito o projeto visando um aumento de sua vida estimada.

4 PRÉ PROCESSAMENTO

O presente capítulo descreve o pré-processamento, que é uma etapa de preparação para prosseguir com o andamento da análise por MEF.

4.1 MATERIAL

Os cubos, tanto o de 2018, quanto o de 2019 são fabricados em aço SAE 4340 laminado à quente e tem suas propriedades demonstradas no Quadro 5.

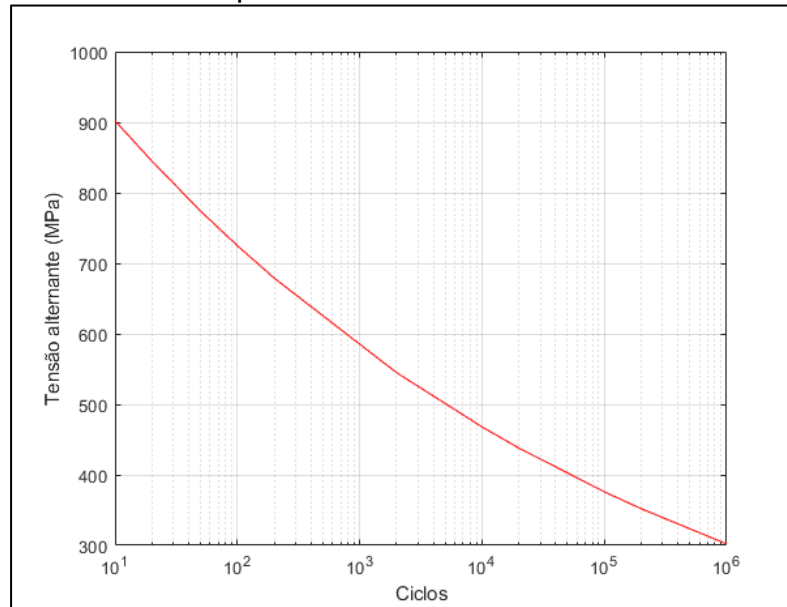
Quadro 4 - Propriedades mecânicas do aço SAE 4340.

Material	Tratamento	Resistência à tração S_{ut} [MPa]	Resistência ao escoamento S_y [MPa]	Resistência à fadiga σ'_f [MPa]
SAE 4340	Laminado à quente	825	520	1200

Fonte: Adaptado de Budynas e Nysbett (2011).

Para a análise de fadiga, utilizou-se a curva $S-N$ geradas a partir de dados presentes na bibliografia, seu aspecto é demonstrado pela Figura 26.

Figura 26 - Gráfico SN para o material SAE 4340 laminado à quente.



Fonte: Autor (2019).

4.2 SIMPLIFICAÇÃO GEOMÉTRICA

Para adequar-se às ferramentas de trabalho disponíveis, optou-se por simplificar a geometria na região central do cubo, que possui perfil estriado e que geraria uma quantidade considerável de elementos na geração da malha e elevaria a

necessidade de capacidade de processamento. Tal simplificação ocorreu através do auxílio do *software SpaceClaim®*, incluído no pacote *Ansys®*.

É importante destacar que, através desta simplificação, o modelo passa a ser diferente do protótipo. Entretanto, ela tem a finalidade de manter as características originais do protótipo, para alcançar resultados numéricos mais próximos aos que ocorrem na prática.

4.3 MALHA

A geração da malha para uma análise, através do método dos elementos finitos pode ser considerada uma das etapas mais críticas do processo. Pois deve levar em conta a convergência dos resultados e as métricas de avaliação de malha do *software*.

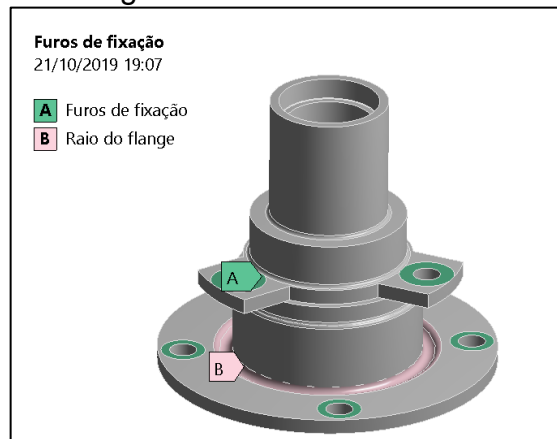
Para iniciar, foi gerada uma malha automática e foram introduzidas algumas condições de contorno no modelo, a fim de executar uma análise e encontrar o maior valor de tensão. De posse deste valor e tendo conhecimento da região crítica, começou-se a refinar a malha, até reduzir a diferença entre valores de tensão para aproximadamente 0%. O Quadro 6 demonstra os valores de tensão obtidos para cada simulação realizada, correspondendo ao número de nós do modelo e comentando as diferenças entre as execuções dos testes. Os testes foram realizados na geometria do cubo de 2018, sendo aplicados posteriormente ao modelo de 2019. A Figura 27 serve como auxílio de interpretação aos comentários do Quadro 6, indicando as regiões nas quais a malha teve maior refinamento.

Quadro 5 - Teste de convergência de tensões através do refinamento da malha.

Nós	Tensão máxima [MPa]	Dif. %	Comentários
14164	454,25	-	Tamanho geral de 6 mm
19457	509,89	12,2	Tamanho geral de 5 mm
32242	556,92	9,2	Tamanho geral de 4 mm
63477	611,40	9,8	Tamanho geral de 5 mm e refinamento nível 1 nas regiões indicadas
114482	622,10	1,8	Tamanho geral de 5 mm e refinamento nível 2 nas regiões indicadas
220520	622,13	0,0	Tamanho geral de 5 mm e refinamento nível 2 nas regiões indicadas e demais raios da peça

Fonte: Autor (2019).

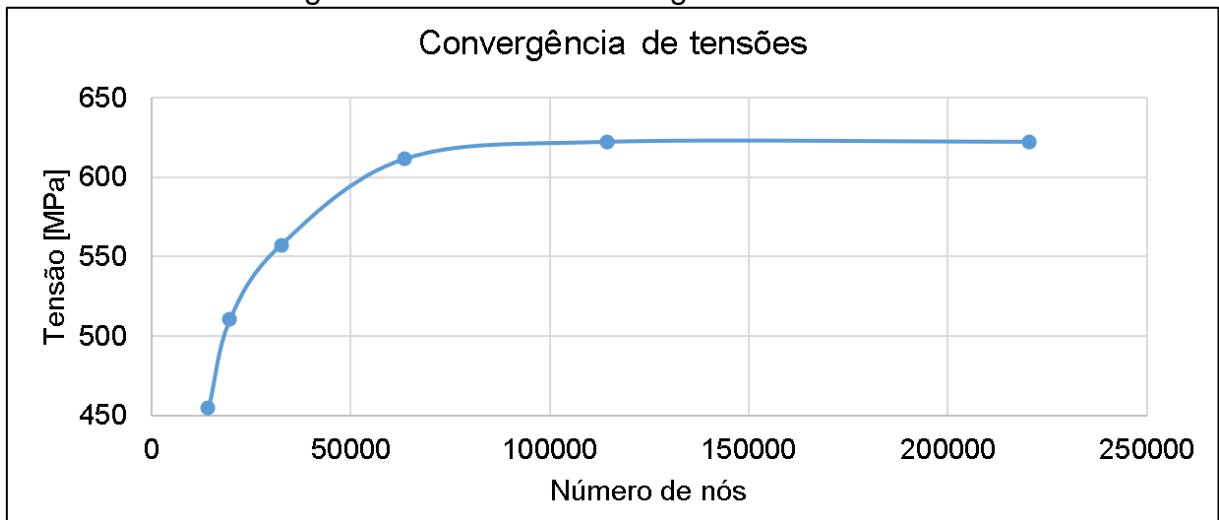
Figura 27 - Indicação de regiões com refinamento de malha no cubo de 2018.



Fonte: Autor (2019).

A Figura 28 ilustra o gráfico de tensão [MPa] *versus* número de nós que demonstra a convergência de resultados e que a malha está em conformidade ao problema proposto.

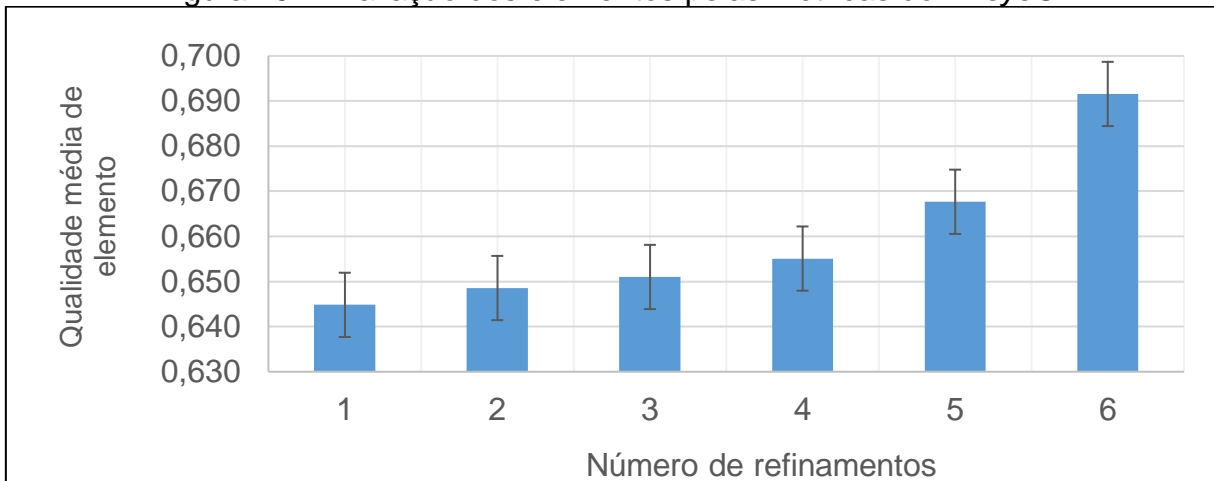
Figura 28 - Teste de convergência de tensões.



Fonte: Autor (2019).

O modelo com a malha definida possui 213713 nós e 141554 elementos de formato tetraédrico. Na Figura 29, visualiza-se as alterações de média e de desvio padrão gerados por cada refinamento, chegando até a iteração final, na qual foi obtida a convergência de tensões. Portanto, conclui-se que para o caso deste componente, a qualidade de elemento média de 0,69 e um desvio padrão abaixo de 0,2 representam valores que identificam uma malha coerente.

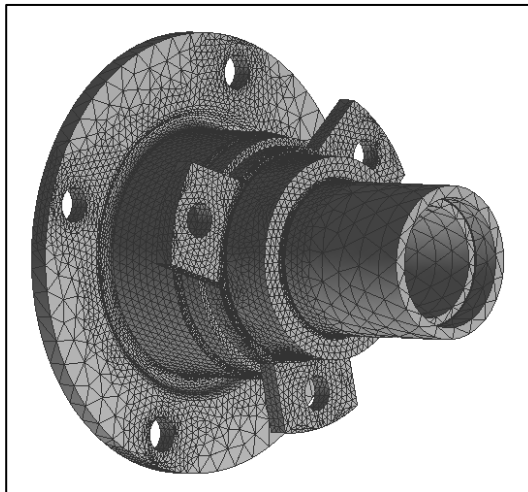
Figura 29 - Avaliação dos elementos pelas métricas do Ansys®.



Fonte: Autor (2019).

A Figura 30 ilustra a malha final obtida, nela é possível verificar os refinamentos comentados anteriormente.

Figura 30 – Malha refinada do cubo de 2018.



Fonte: Autor (2019).

4.4 CENÁRIOS DE APLICAÇÃO

Os cenários de aplicação considerados nas avaliações estruturais e de durabilidade estão descritos a seguir, divididos em cenários detalhados para uma melhor compreensão.

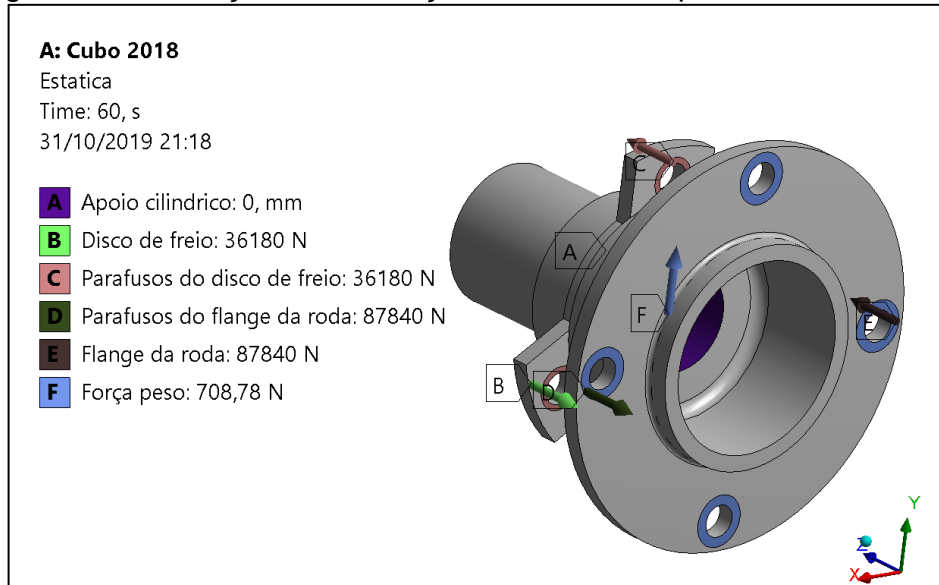
4.4.1 Análise estática

A análise estática levou em consideração os carregamentos ocorrentes quando o veículo está em repouso.

4.4.1.1 Condições de contorno

O carregamento estático foi modelado com base nas condições de contorno apontadas na Figura 31. Os valores indicados são distribuídos entre as entidades onde as forças estão aplicadas.

Figura 31 - Indicação das condições de contorno para análise estática.



Fonte: Autor (2019).

A condição identificada pela letra “A”, representa a fixação cilíndrica que ocorre através das estrias presentes no centro do cubo e no eixo, além de representar a fixação através de porca na extremidade do semieixo e de um contra pino, garantindo deste modo, o engaste do conjunto no sentido axial. Por ser uma condição de suporte, não há magnitudes envolvidas em sua aplicação.

As condições “B” e “C”, são oriundas da fixação do disco de freio, que acabam gerando uma compressão na região sinalizada, com a magnitude originária da tensão que a carga de prova em parafusos M6 de classe 8.8 acaba causando ao cubo. Para calcular tal magnitude, utilizou-se a Equação 12, que relaciona a força com a área sob tração do parafuso e a resistência mínima de prova.

$$F = A_t \cdot S_p \quad (12)$$

$$F = 20,1 \text{ mm}^2 \cdot 600 \text{ MPa}$$

$$F = 12060 \text{ N}$$

As condições “D” e “E”, são provenientes da fixação do flange da roda e assim como a fixação do disco de freio, acabam gerando uma carga compressiva na região

demarcada. A amplitude desta carga também foi relacionada à carga de prova em parafusos M8 de classe 8.8.

$$F = 36,6 \text{ mm}^2 \cdot 600 \text{ MPa}$$

$$F = 21960 \text{ N}$$

O cálculo das tensões das condições de contorno recém citadas, que envolvem aperto de parafusos, tiveram seus valores multiplicados pelo número de locais de fixação, devido a questões operacionais do *software*. A Tabela 1 exhibe as propriedades mecânicas utilizadas como referência nos cálculos dos carregamentos B, C, D e E.

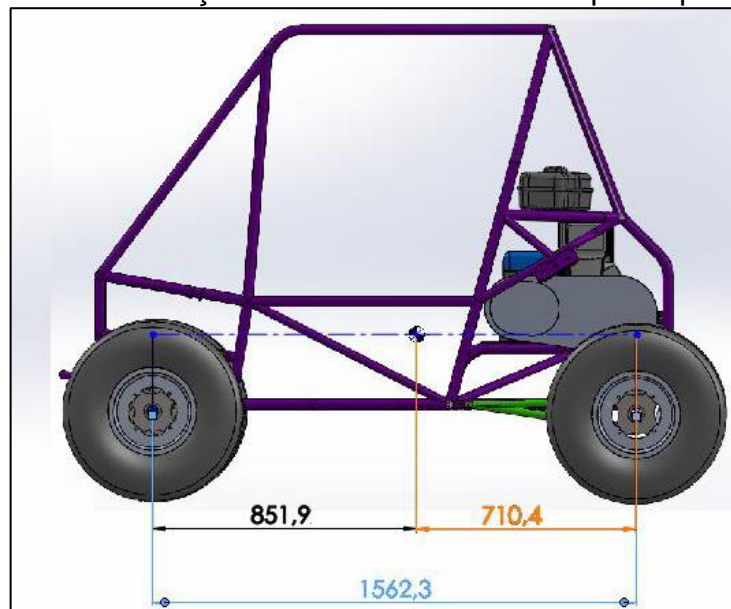
Tabela 1 - Propriedades dos parafusos de fixação dos elementos ao cubo de roda.

Designação de tamanho	Categoria de propriedade	Área de tensão de tração (mm ²)	Resistência mínima de prova (MPa)
M6	8.8	20,1	600
M8	8.8	36,6	600

Fonte: Adaptado de Budynas e Nysbett (2011).

Para a condição de contorno “F”, utilizou-se a massa do veículo com piloto, a distância do conjunto de rodagem traseiro em relação ao centro de massa, demonstrado pela Figura 32, as dimensões são apresentadas em milímetros.

Figura 32 - Indicação do centro de massa do protótipo 2018.



Fonte: Adaptado de Kubiak (2019).

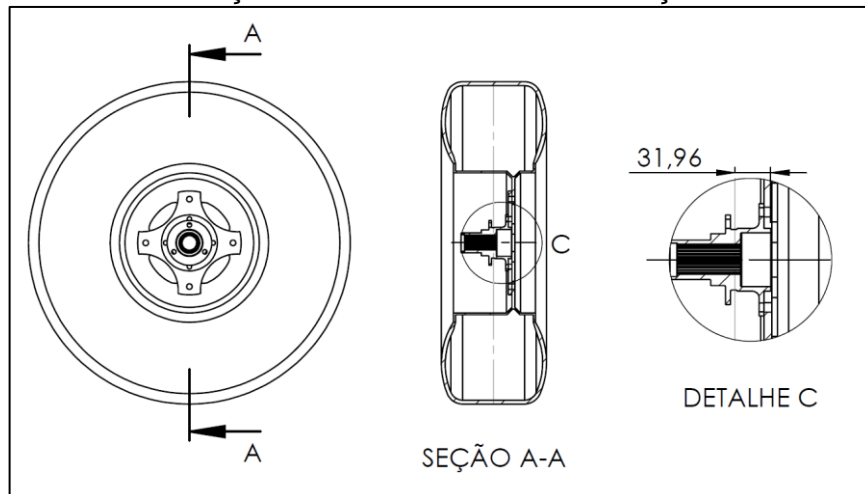
Também foi utilizada a distância entre a linha de centro do pneu em relação à face de aplicação do carregamento no cubo, conforme representado na Figura 33. Esta condição foi aplicada ao *software* através de uma força remota, que acaba causando uma força e um momento às faces de aplicação. A Equação 13 foi desenvolvida para esta aplicação, utilizando como $F_{estática}$ o valor da força resultante em Newtons, m sendo o valor da massa do veículo com adição da massa do piloto em quilogramas, g equivalente à aceleração da gravidade em metros por segundo ao quadrado, b como a distância dos cubos traseiros até o centro de massa e l representando a distância entre eixos, ambos dados em metros.

$$F_{estática} = \frac{m \cdot g \cdot b}{2 \cdot l} \quad (13)$$

$$F_{estática} = \frac{265 \cdot 9,81 \cdot 710,4}{2 \cdot 1562,3}$$

$$F_{estática} = 708,8 \text{ N}$$

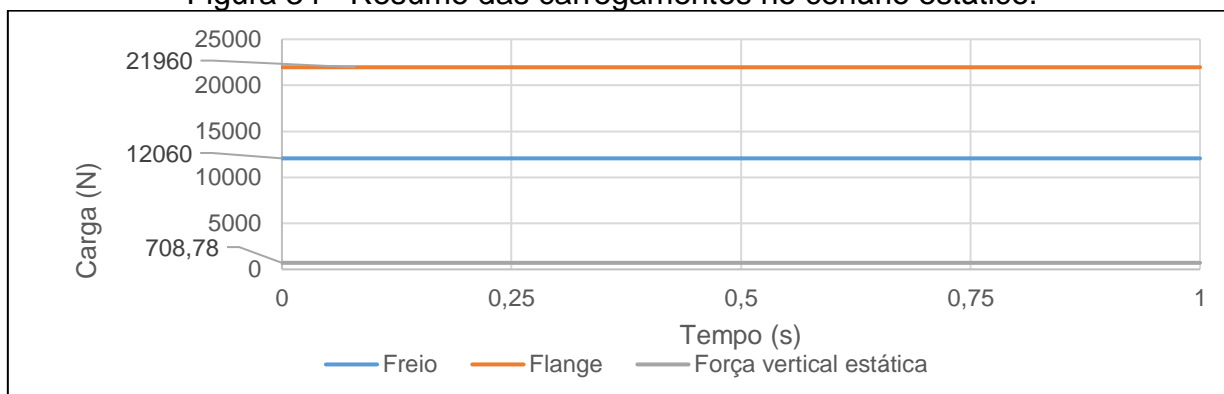
Figura 33 - Localização do centro da roda em relação à face do cubo.



Fonte: Autor (2019).

A Figura 34 permite uma visualização das magnitudes dos carregamentos considerados na análise estática. Como todas as forças mencionadas são constantes, não houve necessidade de uma equação para expressá-las.

Figura 34 - Resumo das carregamentos no cenário estático.



Fonte: Autor (2019).

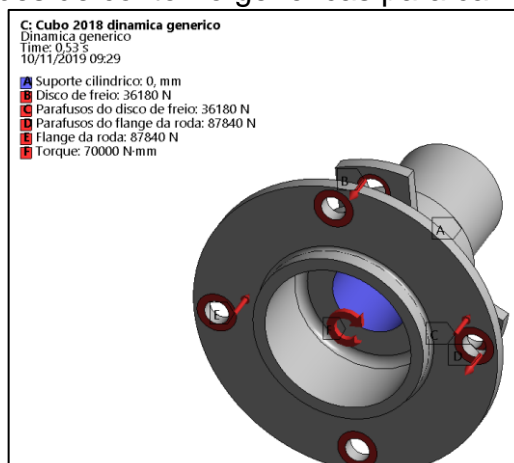
4.4.2 Análise dinâmica

A análise dinâmica necessitou de uma detalhada pesquisa das condições de contorno às quais o cubo é exposto em condições normais de uso quando o veículo está em deslocamento.

4.4.2.1 Condições de contorno

Através do ponto de vista dinâmico, é necessário trabalhar com algumas cargas que variam ao longo do tempo e carregamentos adicionais, que resultam na movimentação do componente. Devido a fatores operacionais do *software* e aspectos da avaliação, o cenário da análise dinâmica foi dividido em três partes, permitindo assim, realizar uma análise com carregamentos genéricos e específicos em combinações de soluções. A Figura 35 representa os carregamentos que foram considerados genéricos para os carregamentos dinâmicos.

Figura 35 - Condições de contorno genéricas para carregamento dinâmico.



Fonte: Autor (2019).

Com exceção do carregamento de torque e da velocidade angular, os demais já foram especificados anteriormente. O carregamento de torque originou-se do torque de saída da caixa de redução, aplicado aos pontos de fixação da roda posicionado de forma colinear ao eixo axial do cubo e a velocidade angular está baseada na velocidade estimada de 40 km/h. A Figura 36 ilustra o carregamento específico para o deslocamento em retas, o suporte cilíndrico foi mantido, pois é necessário manter a fixação do elemento.

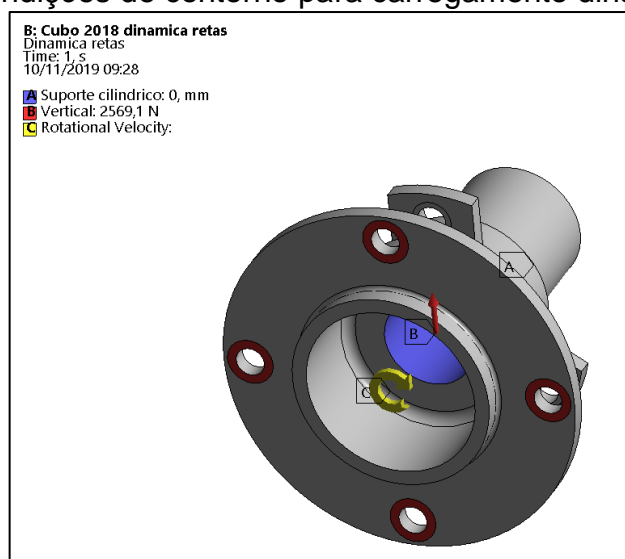
Para o deslocamento em retas, foi declarada uma frequência resultante da divisão da velocidade máxima pelo perímetro do pneu, conforme demonstrado pela Equação 14. A magnitude deste carregamento é originária da força peso multiplicada pelo fator de carregamento dinâmico de valor 2, oriundo da Figura 3.

$$f = \frac{v_{m\acute{a}x}}{p_{pneu}} \quad (14)$$

$$f = \frac{11,111 \text{ m/s}}{1,806 \text{ m}}$$

$$f = 6,15 \text{ Hz}$$

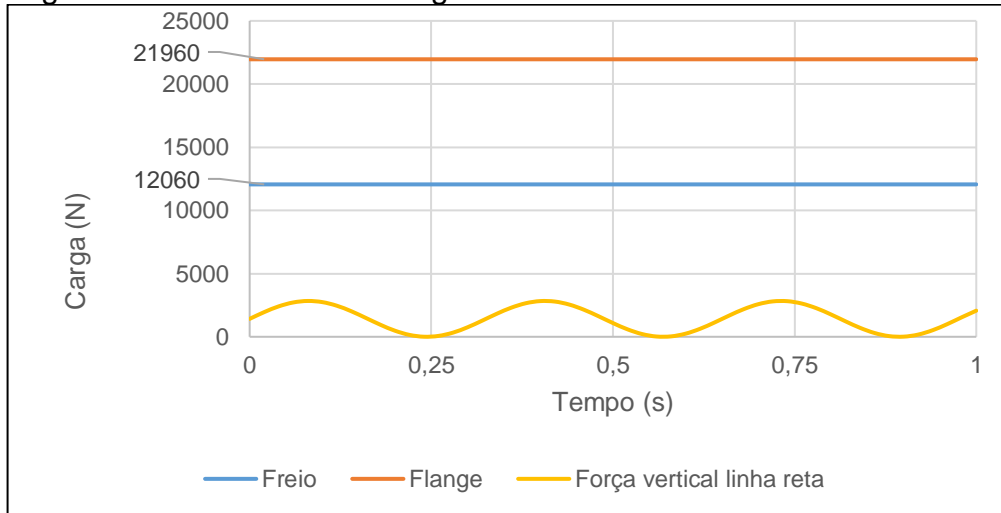
Figura 36 - Condições de contorno para carregamento dinâmico em retas.



Fonte: Autor (2019).

A Figura 37 permite uma visualização das magnitudes dos carregamentos considerados na análise dinâmica em retas.

Figura 37- Resumo dos carregamentos no cenário dinâmico em retas.



Fonte: Autor (2019).

A força vertical, por não ser constante, foi modelada através da Equação 15, onde F representa a magnitude da força aplicada, F_d representa o fator dinâmico e f a frequência de aplicação da carga.

$$F(t) = F_d \cdot F \cdot (1 + \sin(f)) \quad (15)$$

Com aplicação das devidas correções matemáticas para ajuste da tensão média e da frequência, e de posse das demais variáveis, o carregamento vertical em deslocamentos em linha reta resultou na seguinte expressão:

$$F(t) = 2.708 \cdot (1 + \sin(6,16 \cdot t \cdot 360))$$

A Figura 38 representa o carregamento específico para deslocamento em curvas, o suporte cilíndrico foi mantido e em relação ao deslocamento em linha reta, foi acrescentada uma força remota, localizada na posição equivalente ao raio do pneu, com intensidade máxima determinada pela Equação 16, valor obtido através da relação da força normal com o coeficiente de atrito.

$$F = \mu_e \cdot N \quad (16)$$

$$F = 0,4 \cdot 1417,5$$

$$F = 567,0 \text{ N}$$

A exemplo da condição para retas, também foi calculada uma frequência para o carregamento em curvas, visto que a velocidade de rodagem é de 13,34 km/h. A

Equação 17 trata da estimativa da velocidade máxima, baseando-se no raio mínimo de curva e no coeficiente de atrito estático.

$$v_{m\acute{a}x} = \sqrt{\mu_e \cdot R \cdot g} \quad (17)$$

$$v_{m\acute{a}x} = \sqrt{0,4 \cdot 3,5 \cdot 9,81}$$

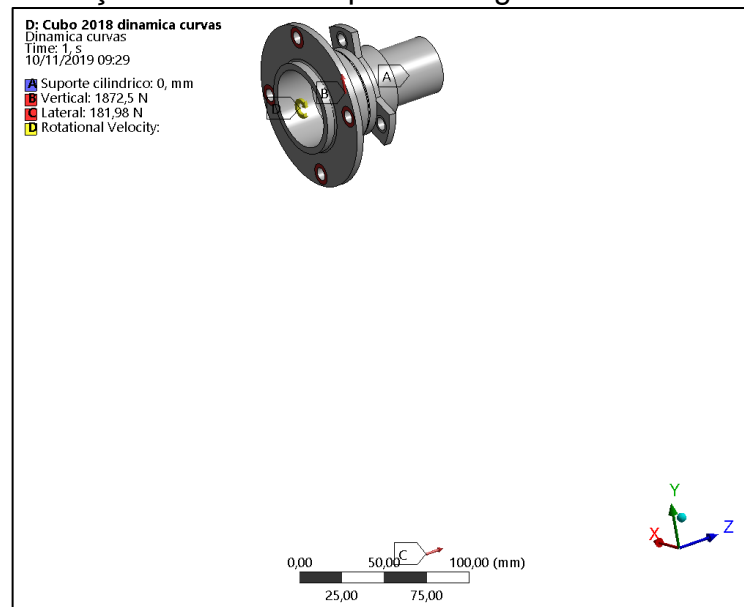
$$v_{m\acute{a}x} = 3,71 \text{ m/s}$$

De posse da velocidade máxima em curvas e nova utilização da Equação 14, estimou-se a frequência do carregamento em curvas.

$$f = \frac{3,706 \text{ m/s}}{1,806 \text{ m}}$$

$$f = 2,05 \text{ Hz}$$

Figura 38 - Condições de contorno para carregamento dinâmico em curvas.

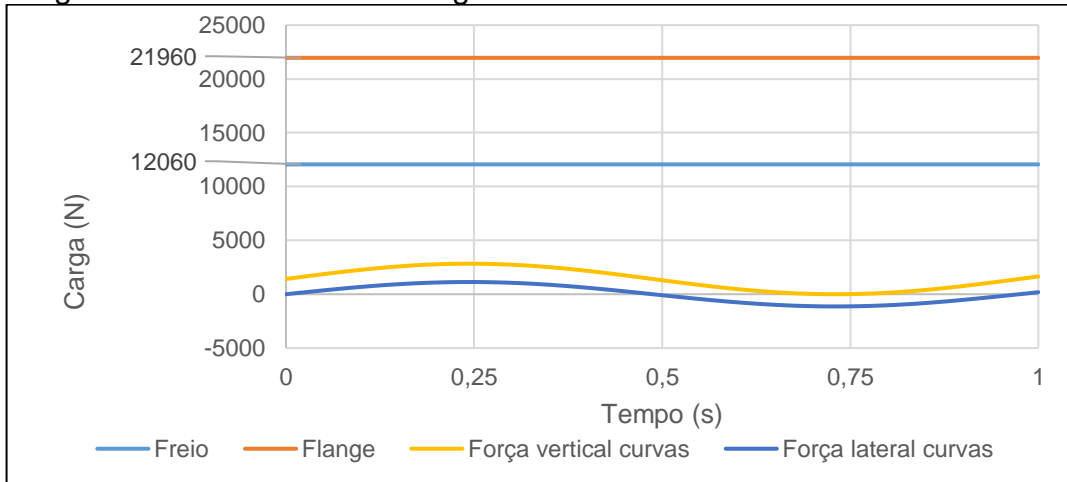


Fonte: Autor (2019).

Com os valores definidos de força e frequência, criaram-se combinações de soluções dentro do ambiente do *software*, uma para avaliar o deslocamento em linha reta e outra para curvas.

A Figura 39 permite uma visualização das magnitudes dos carregamentos considerados na análise dinâmica em curvas.

Figura 39 - Resumo dos carregamentos no cenário dinâmico em curvas.



Fonte: Autor (2019).

A força vertical e a força lateral, foram modeladas com base na Equação 15, resultando respectivamente nas seguintes expressões:

$$F(t) = 2.708 \cdot (1 + \sin(2,05 \cdot t \cdot 360))$$

$$F(t) = 2.567 \cdot (\sin(2,05 \cdot t \cdot 360))$$

4.4.2.2 Aplicação dos fatores modificadores de resistência a fadiga

Para a realização da análise, é necessário determinar os fatores modificadores do limite de resistência à fadiga.

O fator k_a é determinado pela aplicação da Equação 18 em conjunto com a aplicação dos valores do fator a e do expoente b , próprios para cada tipo de acabamento superficial.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (18)$$

Para o caso deste trabalho, como se trata de uma peça usinada, a determinação do fator de superfície resultou no seguinte cálculo:

$$k_a = 4,51 \cdot 825^{-0,265}$$

$$k_a = 0,761$$

O tamanho do componente pode afetar a resistência à fadiga, através do coeficiente k_b , sendo de fácil aplicação em figuras geométricas simples, como eixos sólidos ou vazados. Para determinar este fator para o cubo de roda, foi necessário

avaliar a região com 95% da tensão máxima e calcular um diâmetro equivalente. Como foram avaliadas duas geometrias em duas condições diferentes, reta e curva, foram obtidos quatro valores para o fator k_b , conforme indica o Quadro 6.

Quadro 6 - Fator de tamanho para correção do valor de resistência à fadiga.

Geometria	Tipo de carregamento	Área com 95% de tensão	Diâmetro equivalente	Fator k_b
Cubo 2018	Reta	0,118	1,243	1,211
Cubo 2018	Curva	0,725	3,077	1,100
Cubo 2019	Reta	5,551	8,513	0,986
Cubo 2019	Curva	1,142	3,861	1,073

Fonte: Autor (2019).

O fator de carga, representado por k_c , que neste caso trata-se de uma combinação de carregamentos, tem valor unitário.

O fator k_d , que introduz a influência da temperatura de aplicação, é diretamente selecionado em tabelas. Visto que a aplicação ocorre em uma região onde a variação de temperatura ocorre em função do tempo de percurso, selecionou-se um valor referente à temperatura de 50 °C, resultando no fator k_d de 1,010.

Como este trabalho é direcionado ao estudo de um componente pertencente a um protótipo, determinou-se uma confiabilidade de 90%, visto que em uma produção seriada, tal fator deveria ser mais próximo aos 100%. Portanto o valor de K_e ficou estipulado em 0,897.

Já o coeficiente k_f , que representa o fator de efeitos diversos, terá seu valor atribuído a um valor unitário, não afetando a resistência corrigida à fadiga.

Concluindo, com os coeficientes determinados, calculou-se a resistência corrigida e seus resultados foram inseridos no Quadro 7.

Quadro 7 - Resumo da aplicação dos fatores de correção da resistência à fadiga.

Geometria	Tipo de carregamento	Resistência à fadiga S'_e [MPa]	Fator de correção	Resistência corrigida S_e [MPa]
Cubo 2018	Reta	1200	0,835	1002,0
Cubo 2018	Curva	1200	0,758	909,6
Cubo 2019	Reta	1200	0,680	816,0
Cubo 2019	Curva	1200	0,740	888,0

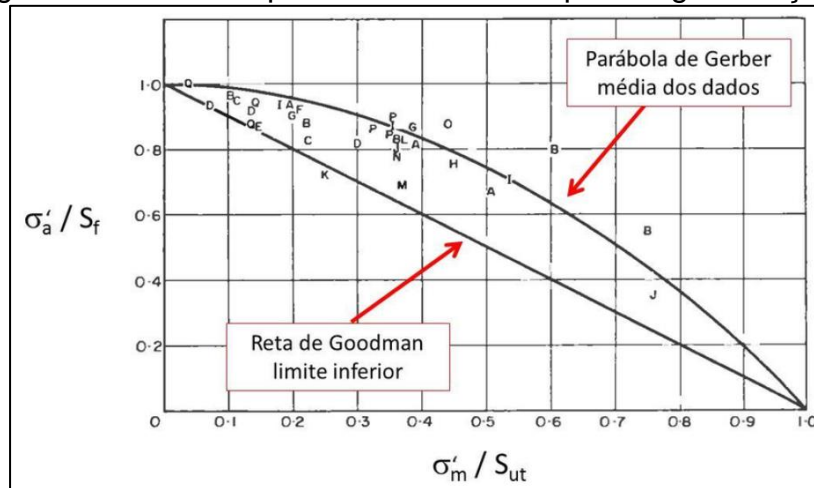
Fonte: Autor (2019).

4.4.2.3 Critérios de falha

O critério de falha por fadiga selecionado para este estudo é o de Gerber. Esta escolha se justifica por ser o critério menos conservador, como é observado na

Figura 40, que apresenta o critério de Gerber como sendo um valor médio das ocorrências de falhas em relação à Goodman, que se trata do valor do limite inferior. O critério de Gerber foi adotado, visto que, foram atribuídas condições extremas de carregamentos, conforme indicado nas seções que descrevem as condições de contorno.

Figura 40 - Dados experimentais de falha por fadiga em aços.



Fonte: Adaptado de Budynas e Nysbett (2011).

5 RESULTADOS

5.1 ANÁLISE ESTÁTICA

Para análise estática, foi adotado o critério de von Mises. A tensão máxima de escoamento do material, conforme literatura, foi considerada de 520 MPa. Como se trata de carregamentos constantes, a não extrapolação da tensão de escoamento, já traz segurança em relação à aplicação. A Equação 19 foi aplicada para demonstrar o fator de segurança da análise estática, com base na tensão de escoamento do material.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_e} \quad (19)$$

A intenção da análise estática não é de forma alguma realizar a descoberta de que o modelo de 2018 não estaria suportando o carregamento. Esta análise tem como objetivo apenas a comparação entre o elemento utilizado até o ano de 2018 e o de 2019 com aplicação de melhorias e a demonstração de que os carregamentos estáticos não foram os responsáveis pela falha do componente. Segundo Norton (2013), quando as condições estão bem definidas e já foram realizados ensaios, além de ter um histórico do componente, um valor de fator de segurança desejável se encontra em aproximadamente 1,3. Já quando começa a haver indefinições ou falta de conhecimento sobre algum fator ambiental ou de carregamento, este fator deve elevar sua magnitude.

5.1.1 Cubo 2018

Através da Figura 41, verificou-se que as tensões não excederam o critério adotado, sendo que as maiores tensões equivalentes ficaram em torno de 304 MPa.

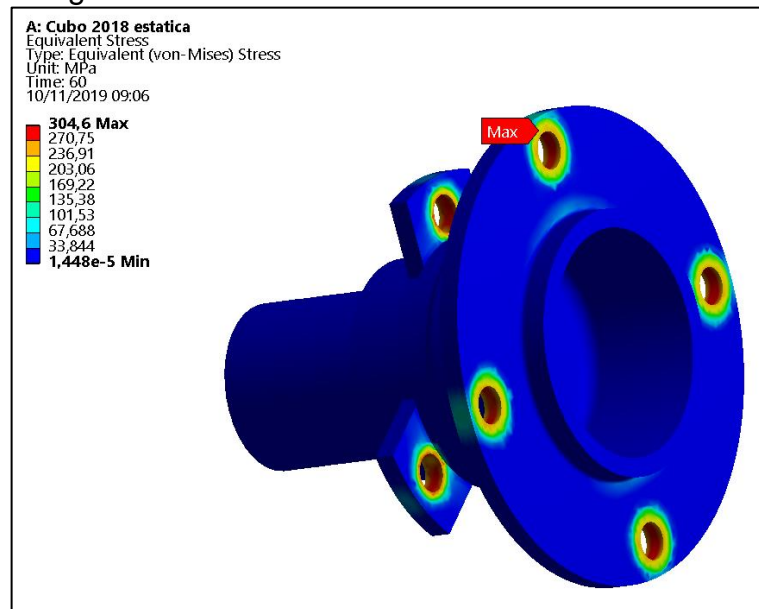
Aplicando a Equação 16 ao resultado de tensão equivalente, é obtido um fator de segurança de 1,71.

$$FS = \frac{520,0}{304,6}$$

$$FS = 1,71$$

As maiores tensões encontradas, estão presentes nos furos de fixação, tanto do flange da roda, quanto do disco de freio, em magnitudes similares.

Figura 41 – Tensões de von Mises no cubo 2018.

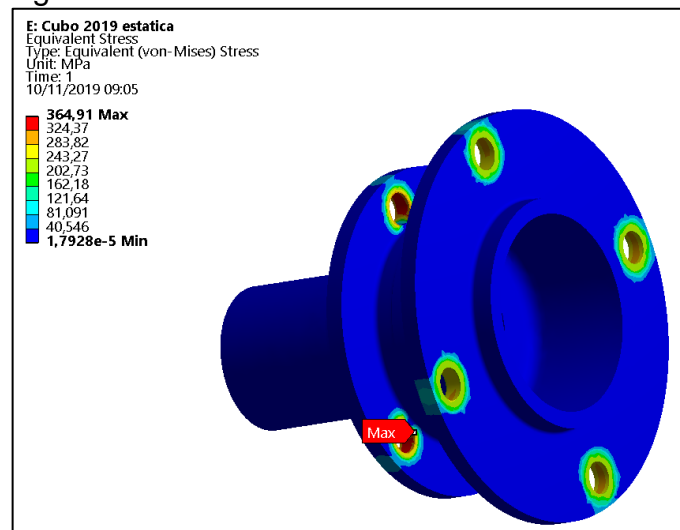


Fonte: Autor (2019).

5.1.2 Cubo 2019

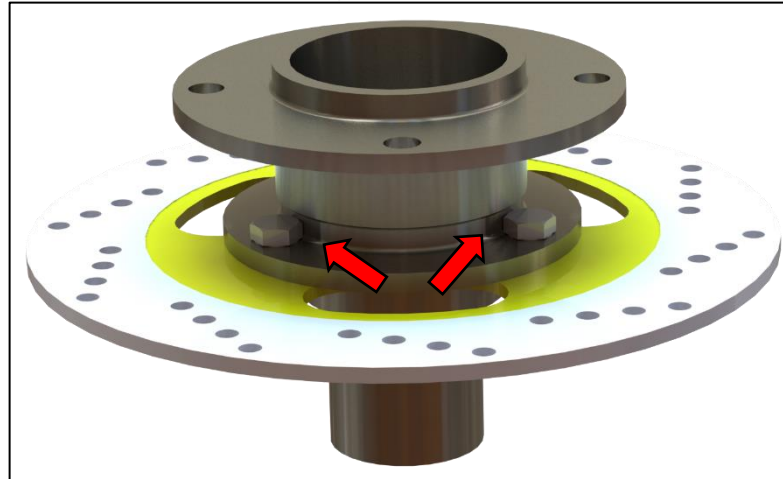
A Figura 42, demonstra um aumento da tensão equivalente, devido a um ajuste de projeto que facilita a troca do disco de freio, de modo a não necessitar o uso de ferramenta para prender a porca, pois a mesma fica travada na tangência da parte cilíndrica do cubo, como pode ser visto na Figura 43.

Figura 42 - Tensões de von Mises no cubo 2019.



Fonte: Autor (2019).

Figura 43 - Detalhe da montagem do disco de freio no cubo de roda.



Fonte: Autor (2019).

Aplicando a Equação 19 ao resultado de tensão equivalente, é obtido um fator de segurança de 1,42.

$$FS = \frac{520}{365}$$

$$FS = 1,42$$

Visto que ambos os resultados acabaram ficando acima de uma unidade, se tratando do fator de segurança, conclui-se que não há riscos de falha no cenário considerado.

5.2 ANÁLISE DINÂMICA

A seguir, estão sendo apresentados os resultados referentes à durabilidade do cubo de roda em aplicação dinâmica de carregamentos.

5.2.1 Cubo 2018

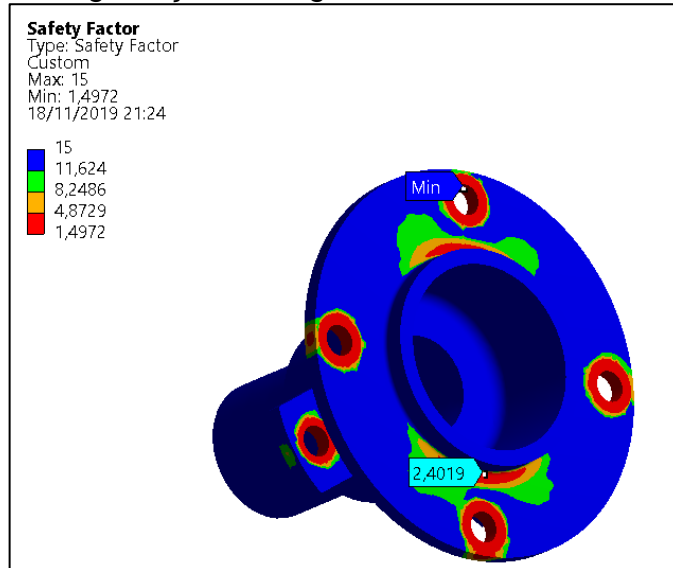
5.2.1.1 Deslocamento em linha reta

A análise dinâmica para verificar a integridade estrutural do cubo de 2018 no deslocamento em linha reta, atingiu uma vida infinita, baseada em um critério de 50 horas de garantia, podendo rodar por 2000 quilômetros sem apresentar falhas por fadiga.

A Figura 44, demonstra que no deslocamento retilíneo, o cubo tende a não falhar, pois o menor fator de segurança em fadiga está localizado em uma região com

tensões compressivas, fato que descaracteriza a fadiga e que a região onde a falha ocorreu possui um fator de segurança de 2,40 para fadiga, o que representa um valor consideravelmente alto para este tipo de análise.

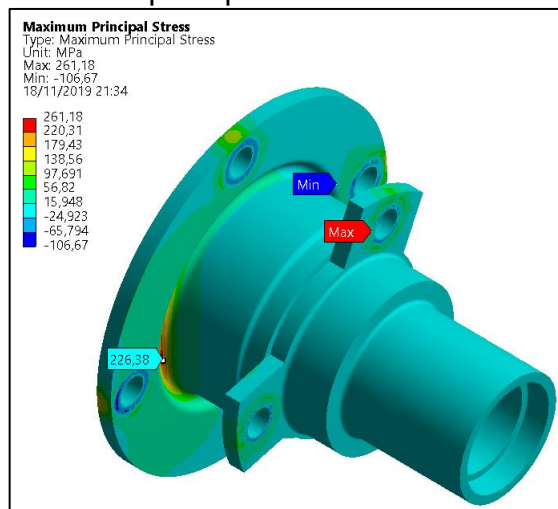
Figura 44 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2018 no deslocamento retilíneo.



Fonte: Autor (2019).

Avaliando a Figura 45, é possível visualizar uma região avermelhada, que sinaliza a presença de tensões de tração, mas que devido à sua magnitude de 226,38 MPa, que está abaixo da tensão máxima para vida infinita, não há risco de falha. Há uma região com uma tensão trativa que possui o valor máximo, mas se encontra na região de fixação dos discos de freio, onde há uma concentração de tensões devido à geometria, mas que historicamente não apresenta riscos de falha.

Figura 45 – Tensões máximas principais do cubo 2018 no deslocamento retilíneo.

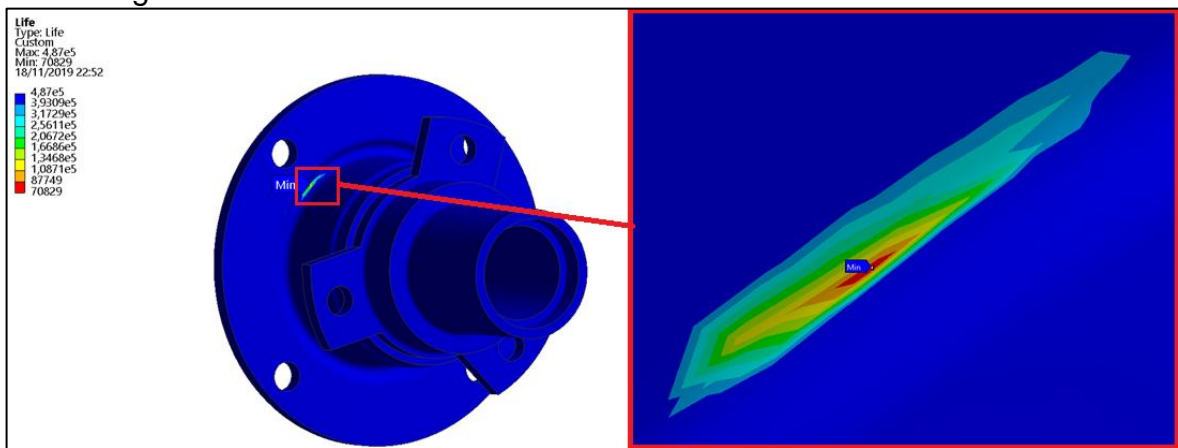


Fonte: Autor (2019).

5.2.1.2 Deslocamento em curva

A análise para verificar a integridade estrutural do cubo de 2018 no deslocamento em curvas, resultou em uma vida estimada de 70829 ciclos. Estima-se então, uma rodagem segura de aproximadamente de 19 horas em uma pista exclusivamente curvilínea. A Figura 46 aponta o valor mínimo de vida estimada exatamente para a região onde ocorreu a falha e uma ampliação do detalhe onde encontrou-se a menor estimativa de vida.

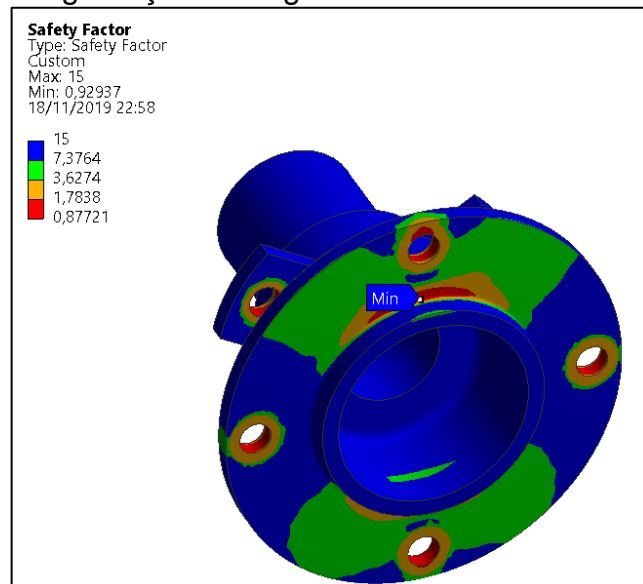
Figura 46 - Vida estimada do cubo 2018 no deslocamento curvilíneo.



Fonte: Autor (2019).

O fator de segurança mínimo indicado na Figura 47, acaba comprovando a coerência da simulação, pois aponta para a região em que a falha ocorreu e possui valor menor que uma unidade.

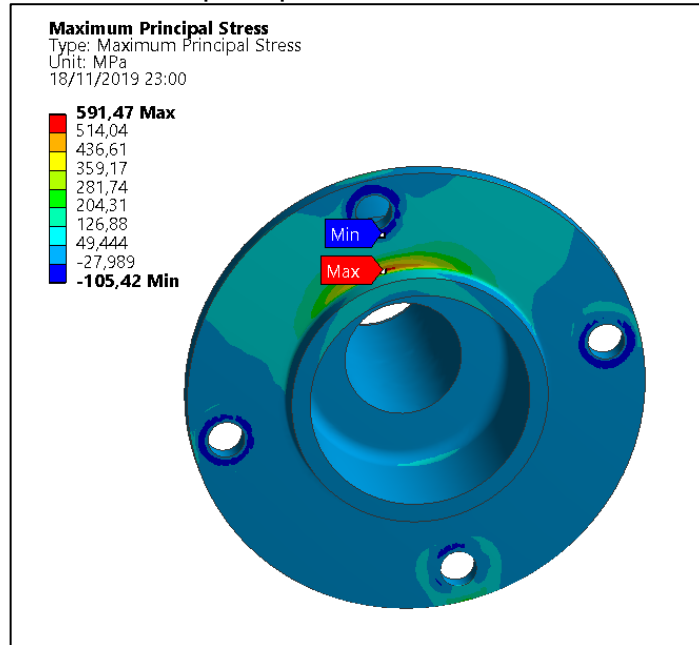
Figura 47 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2018 no deslocamento curvilíneo.



Fonte: Autor (2019).

Um resultado importante é apresentado pela Figura 48. Nela pode-se observar tensões trativas ocorrendo na região de transição da parte cilíndrica ao flange do cubo. Este tipo de tensão aponta para a ocorrência de fadiga.

Figura 48 - Tensões máximas principais do cubo 2018 no deslocamento curvilíneo.



Fonte: Autor (2019).

5.2.2 Cubo 2019

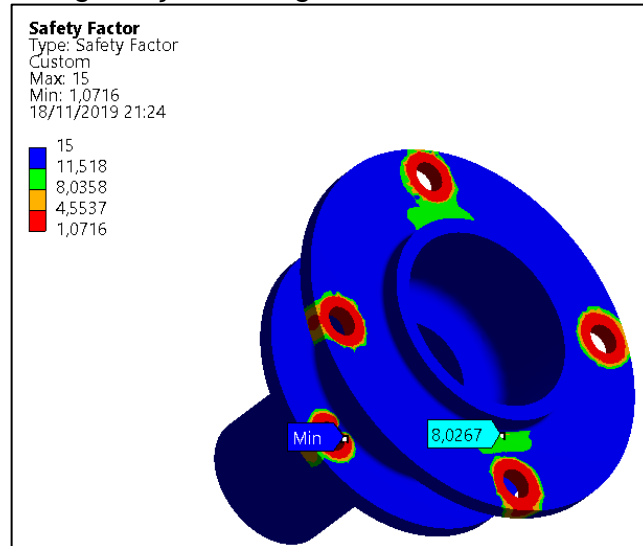
As análises dinâmicas do cubo de 2019, tanto no deslocamento em linha reta, quanto no deslocamento curvilíneo, resultaram em vida infinita. Portanto, este componente, perante as condições estimadas, não irá falhar. Os parâmetros para vida infinita são os mesmos utilizados na análise do cubo 2018.

5.2.2.1 Deslocamento em linha reta

A exemplo do cubo 2018, o cubo 2019 não apresenta regiões fora da faixa de vida infinita estipulada para um uso de 50 horas.

O fator de segurança indicado pela Figura 49 indica que o menor valor está em uma região de tensões compressivas, deixando a entender que não haverá propagação de trincas. Também está indicado o fator de segurança na região com histórico de falha, apontando um valor acima de 8.

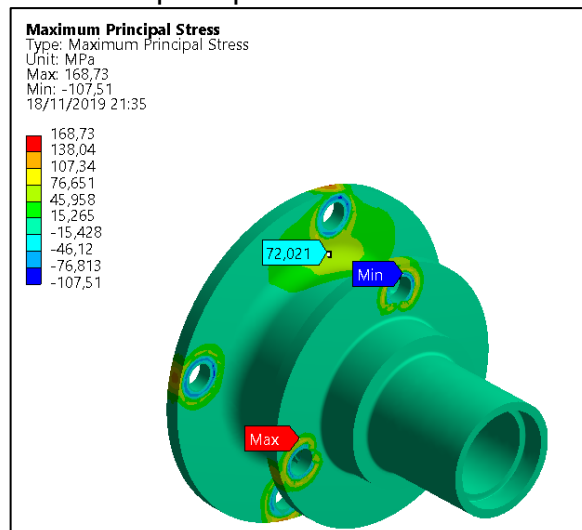
Figura 49 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2019 no deslocamento retilíneo.



Fonte: Autor (2019).

As tensões máximas principais têm seus maiores valores nas regiões de fixação dos discos de freio, como é visto na Figura 50, onde não há ciclagem de carregamentos, portanto não caracteriza fadiga. Nela também pode ser observada a tensão na região crítica, representando 32% da magnitude das tensões máximas principais em relação ao cubo 2018 na mesma região.

Figura 50 - Tensões máximas principais do cubo 2019 no deslocamento retilíneo.



Fonte: Autor (2019).

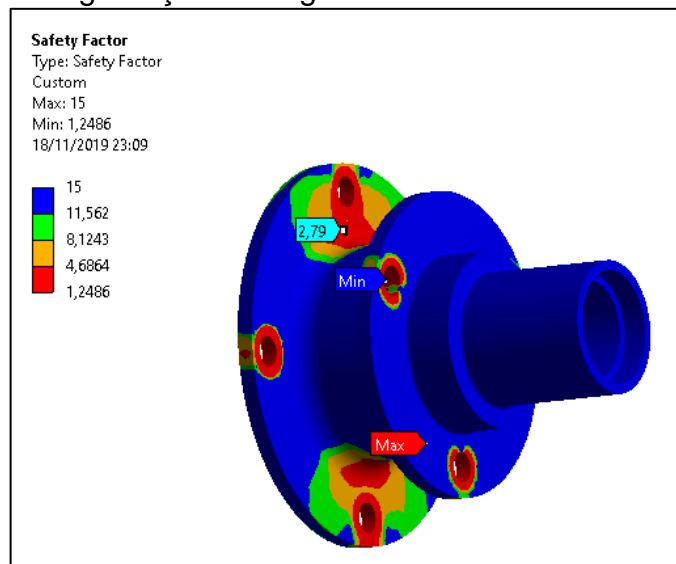
5.2.2.2 Deslocamento em curva

A análise do cubo de 2019 em curvas também resultou em vida infinita, deste modo é possível afirmar que as modificações realizadas atenderam as necessidades

de aumento de vida do componente, além de facilitar sua fabricação e a troca de discos de freio.

O fator de segurança indicado pela Figura 51 indica que o menor valor está em uma região de tensão compressiva e não-cíclica, cenário que não configura uma possível falha por fadiga. Buscou-se indicar o fator de segurança na região com histórico de falha, apontando um valor de aproximadamente 2,79.

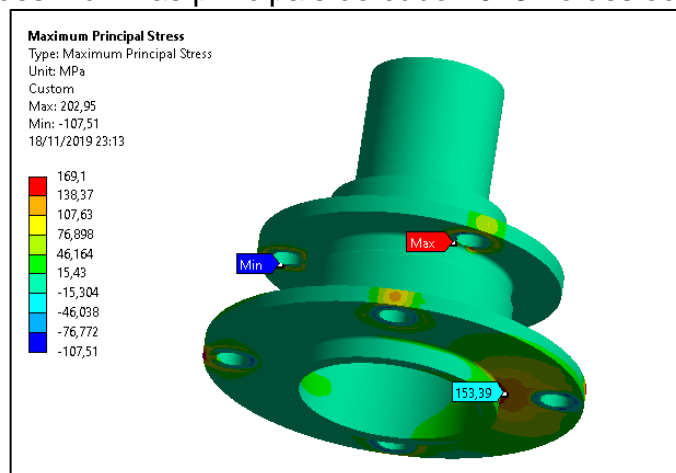
Figura 51 - Fator de segurança de fadiga do cubo 2019 no deslocamento curvilíneo.



Fonte: Autor (2019).

As tensões máximas principais têm seus maiores valores nas regiões de fixação dos discos de freio, como é visto na Figura 52, onde não há ciclagem de carregamentos, portanto não caracteriza fadiga.

Figura 52 - Tensões máximas principais do cubo 2019 no deslocamento curvilíneo.



Fonte: Autor (2019).

A Tabela 2 demonstra um resumo das análises realizadas, trazendo os resultados obtidos para cada geometria em forma de comparação.

Tabela 2 - Resumo dos resultados obtidos através do trabalho.

Geometria	Cubo 2018	Cubo 2019
Tensão máxima estática [MPa]	304,6	365,0
Fator de segurança estático [-]	1,71	1,42
Tensão máxima principal de tração em retas [MPa]	261,18	168,73
Fator de segurança dinâmico em retas [-]	2,40	8,03
Vida estimada em deslocamento retilíneo [Ciclos]	1.000.000	1.000.000
Tensão máxima principal de tração em curvas [MPa]	591,47	169,10
Fator de segurança dinâmico em curvas [-]	0,88	2,79
Estimativa de vida em deslocamento curvilíneo [Ciclos]	70829	1.000.000
Massa do componente [gramas]	856,83	766,27

Fonte: Autor (2019).

6 CONCLUSÃO

O estudo desenvolvido neste trabalho revelou-se exitoso, uma vez que com o acréscimo de 91 g. de massa por cubo de roda, aumentou-se a estimativa de vida em cerca de 115 horas de rodagem em pista curvilínea, contra as 19 horas previstas para o modelo 2018.

Este aumento de massa pode ser atenuado, caso acrescente novamente a operação de usinagem no flange de fixação do disco de freio. Com isso será possível reduzir cerca de 43 g das 91 g acrescentadas no cubo 2019, sem alterar a estimativa de vida do componente.

As análises estáticas revelam que perante os carregamentos de aperto de parafusos para fixação dos demais elementos, ocorrem as máximas tensões, mas que mesmo assim, ficam em uma região segura, com fatores de segurança de 1,71 e de 1,42 nos cubos de 2018 e 2019 respectivamente.

No cenário dos carregamentos dinâmicos, percebe-se um aumento significativo das tensões ao percorrer curvas, mas como o perfil de pista não é algo que pode ser mudado pela equipe, cabe aos projetistas prever estes carregamentos e elaborar componentes que suportem os testes.

A nova geometria, denominada cubo 2019, tem uma distribuição mais homogênea de tensões, visto até mesmo no cálculo do fator de tamanho, onde teve maiores áreas com 95% de tensão, em relação ao cubo 2018.

Para os carregamentos em deslocamento retilíneo, as tensões máximas principais na região crítica ficaram cerca de três vezes menores, na geometria proposta e o fator de segurança para fadiga aumentou na mesma proporção.

Já para os carregamentos em deslocamento curvilíneo, as tensões máximas principais reduziram cerca de 26% na nova geometria.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- a) Testar outras classes de material, tais como polímeros ou alumínio, para redução de massa;
- b) Realizar uma otimização topológica no componente;
- c) Projetar um dispositivo para simular na prática, os carregamentos por este trabalho declarados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos finitos: A base da tecnologia CAE**. 6 ed. São Paulo: Érica, 2013.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos finitos: A base da tecnologia CAE / análise dinâmica**. 2 ed. São Paulo: Érica, 2008.

BEER, Ferdinand P. *et al.*, **Mechanics of materials**. 5th ed. New York, USA: McGraw-Hill, 2008.

BHANDARI, V. B. **Design of machine elements**. 3rd ed. USA: McGraw-Hill, 2010.

BROWN JR., Thomas H. **Marks' calculations for machine design**. 1st. ed. USA: McGraw-Hill Company, 2005.

BUDYNAS, Richard G. NYSBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de engenharia mecânica**. Tradução: João Batista Aguiar e José Manoel de Aguiar, 8 ed., São Paulo: AMGH Editora LTDA, 2011.

COLLINS, Jack A. **Mechanical design of machine elements and machines: A failure prevention perspective**. 1st. ed. USA: John Wiley & Sons, Inc., 2002.

COLLINS, Jack A. **Projeto mecânico de elementos de máquinas: uma perspectiva de prevenção da falha**. Tradução: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco *et al.* Rio de Janeiro: LTC, 2017.

COOK, Robert D. **Finite element modeling for stress analysis**. 1st. ed. USA: John Wiley & Sons, Inc., 1994.

CHRISTENSEN, Richard M. **The theory of materials failure**. 1st ed. UK: Oxford University Press, 2013.

DA SILVA, André S. **Análise de vida em fadiga e ensaio de validação de rodas de caminhões rodoviários**. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade de Caxias do Sul, 2012.

DOWLING, Norman E. **Mechanical behavior of materials: Engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. 4th ed. England: Pearson Education Limited, 2013.

DROUET, Jean-Marc, CHAMPOUX, Yvan. **A novel dynamometric hubset to measure wheel loads in road cycling**. Canada: Elsevier B. V., 2010.

GARCIA, Amauri, SPIM, Jaime A., DOS SANTOS, Carlos A. **Ensaio dos materiais**. 2 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.

GOODSELL, Don L. **Dictionary of automotive engineering**. 1st. ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1989.

HIGASHIJIMA, Chinkaku, AWAZU, Shingeo. **Development of multiaxial wheel hub dynamometer**. Japan: Elsevier B. V., 1994.

JUVINALL, Robert C., MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. Tradução: Fernando Ribeiro da Silva e Paulo Pedro Kenedi. 5ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019.

KLEBANOV, Boris M., BARLAM, David M., NYSTROM, Frederic E. **Machine elements: life and design**. 1st ed. USA: CRC Press, 2007.

KUBIAK, Luiz T. S. **Desenvolvimento do sistema de suspensão de um veículo off road baja SAE**. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade de Caxias do Sul, 2018.

LOGAN, Daryl L. **A first course in the finite element method**. 4th ed. Canada: Thomson Canada Limited, 2007.

MARIN, Joseph. **Mechanical behavior of engineering materials**. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, 1962.

NARASIAH, G. Lakshmi. **Finite element analysis**. 1st ed. Índia: BS Publications, 2008.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. Tradução: Jéssica Fraga e Renato Machnievscz. 4ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

RADEȘ, Mircea. **Finite element analysis**. 1st ed. Romênia: Bucareste: Printech, 2006.

SOUZA, Sérgio Augusto de. **Ensaio mecânicos de materiais metálicos: Fundamentos teóricos e práticos**. 5 ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher LTDA, 1982.

STEPHENS, Ralph I. *et al.* **Metal fatigue in engineering**. 2nd ed. USA: John Wiley and Sons, Inc., 2001.

GOWTHAM, V., RANGANATHAN, A. S., SATISH, S., ALEXIS, John S., KUMAR, S. Silva. **Fatigue based design and analysis of wheel hub for student formula car by Simulation approach**. India: IOP, 2016.

WONG, Jo Yung. **Theory of ground vehicles**. 3rd ed. USA: John Wiley & Sons, Inc., 2001.