

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

INGRID SIMIONI

ANÁLISE DE FADIGA DE UM SEMIEIXO PARA UM AUTOMÓVEL DE COMPETIÇÃO

CAXIAS DO SUL
2020

INGRID SIMIONI

ANÁLISE DE FADIGA DE UM SEMIEIXO PARA UM AUTOMÓVEL DE COMPETIÇÃO

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheira Mecânica. Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Orientador Prof: Dr. Alexandre Vieceli

CAXIAS DO SUL

2020

INGRID SIMIONI

ANÁLISE DE FADIGA DE UM SEMIEIXO PARA UM AUTOMÓVEL DE COMPETIÇÃO

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do grau de Engenheira Mecânica. Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Aprovada em 04/12/2020

Banca Examinadora

Prof. Dr. Alexandre Vieceli
Universidade de Caxias do Sul – UCS

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

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Dedico este trabalho a todas as pessoas que me acompanharam nessa jornada e me ajudaram a conquistar mais essa etapa de minha vida, em especial a minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais José e Reni Ana e a minha irmã Laís, pelo amor, paciência e apoio incondicional ao longo dos anos de graduação, por estarem sempre ao meu lado, me incentivando a continuar seguindo meus objetivos, e que em vários momentos entenderam os motivos da minha ausência.

Agradeço ao meu namorado Lenonn, pelo companheirismo, paciência e compreensão. Obrigada por ser tão atencioso e por entender minha ausência em diferentes momentos.

Agradeço a minha amiga Juliana Favero, pela amizade e cumplicidade ao longo desta longa jornada. Obrigada por me incentivar e sempre estar disposta a me ajudar.

Sou grata a todos os professores que contribuíram com a minha trajetória acadêmica, especialmente ao meu orientador Alexandre Vieceli. Obrigada por esclarecer tantas dúvidas e ser tão atencioso e paciente durante a realização deste trabalho.

Por fim, sou grata a todos que de alguma forma, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

"O conhecimento é adquirido por aqueles que correm atrás, não pelos que o desejam"

José Magalhães

RESUMO

Com o passar dos anos, os veículos passaram por inúmeras mudanças desde as suas primeiras concepções. No passado, falhas em componentes automotivos levaram a consequências lamentáveis, com isso a indústria de automóveis se tornou um dos setores que mais investe em avanços tecnológicos. O seu empenho em aperfeiçoar a capacidade veicular, sempre visando a segurança dos passageiros, fez com que análises específicas de cada componente automotivo se tornassem indispensáveis nesse ramo. Neste trabalho, foi realizada uma análise virtual da durabilidade de um semieixo de um automóvel de passeio preparado/modificado para competição, através de análise estrutural pelo método de elementos finitos. Para realizar a análise foram definidos parâmetros que se aproximassem dos esforços que o semieixo estaria sendo submetido e as propriedades do material foram definidas através de ensaio de tração real. Utilizando o *software Ansys*, foi realizada uma análise elastoplástica, assim obtendo os valores das tensões e das deformações. Após a avaliação da resistência estrutural do semieixo, foi realizada a análise de fadiga utilizando o *software Fe-safe*, deste modo determinando a durabilidade, em número de ciclos, até a sua falha. Os resultados se mostraram satisfatórios, uma vez que o semieixo foi classificado como tendo vida infinita, pois o número de ciclos estimados foram superiores a 10^7 .

Palavras-chaves: Semieixo. Durabilidade. Fadiga. Método de elementos finitos.

ABSTRACT

Over the years, vehicles have passed through countless changes since their first conceptions. In the past, failures in automotive components have led to unfortunate consequences, due to this reason the automotive industry has become one of the segments which invests on technological advances the most. The automotive industry commitment in order to improve vehicular capabilities, always aiming passengers safety, made specific analysis of each component become indispensable in this field. In this work, a virtual durability analysis of a semi-axle of a passenger car modified for competition is performed, through structural analysis using finite element method. In order to carry out the analysis, parameters similar to the efforts which the semi-axle would be subjected were defined, and the material properties were measured through real traction testing. Using the Ansys software, an elastoplastic analysis was performed, then the values of stresses and strains were obtained. After evaluating the structural resistance of the semi-axle, a fatigue analysis using Fe-safe software was performed, in order to determine durability, number of cycles, until its failure. The results proved to be satisfactory, once the semi-axle was classified as infinite life, since the number of estimated cycles was greater than 10^7 .

Keywords: Semi-axle. Durability. Fatigue. Finite element method.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Componentes do sistema de transmissão.....	18
Figura 2 – Semieixo	18
Figura 3 – Exemplo de quebra de semieixo no estriado.....	19
Figura 4 – Exemplo de quebra de semieixo após rolamento	19
Figura 5 – Sistema de transmissão veicular	22
Figura 6 – Conjunto final de transmissão de torque, diferencial e semieixos.....	23
Figura 7 – Falha por fadiga em um parafuso.....	28
Figura 8 – Comportamento de um corpo de prova solicitado por uma carga cíclica	30
Figura 9 – Exemplo de laço de histerese com mesmo $\Delta\sigma$ e $\Delta\varepsilon$	30
Figura 10 – Representação esquemática da formação dos primeiros laços de histerese para um material encruado e outro amolecido	31
Figura 11 – Representação esquemática das amplitudes de deformação elástica, plástica e total <i>versus</i> vida à fadiga.....	35
Figura 12 – Efeito da tensão média na curva deformação-vida.....	36
Figura 13 – Carga de cisalhamento e tração aplicada na face da fissura.....	37
Figura 14 – Diagrama de corpo livre de um elemento	40
Figura 15 – Tipos de elementos	42
Figura 16 – Modelo de elementos finitos e resultados da análise de tensão.....	43
Figura 17 – Exemplo de quebra de semieixo	44
Figura 18 – Fluxograma de metodologia.....	45
Figura 19 – Vista isométrica do modelo CAD inicial do semieixo.....	46
Figura 20 – Dinamômetro de rolos.....	49
Figura 21 – Semieixo simplificado vista isométrica posterior	51
Figura 22 – Semieixo simplificado vista isométrica frontal	52
Figura 23 – Corpo de prova.....	53
Figura 24 – Ensaio de tração com extensometro	53
Figura 25 – Gráfico tensão x deformação verdadeira.....	54
Figura 26 – Malha final	55
Figura 27 – Estriado com malha refinada	55
Figura 28 – Condições de contorno e carga atuantes	56
Figura 29 – Tensões equivalentes de Von Mises	57

Figura 30 – Área com maiores tensões	58
Figura 31 – Corte seção transversal no estriado	58
Figura 32 – Estimativa de vida em ciclo na escala Log_{10}	60
Figura 33 – Ampliação dos pontos mais críticos para a vida em fadiga.....	60
Figura 34 – Seção de corte transversal no estriado.....	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades Mecânicas dos Aços	26
Tabela 2 – Composição química do aço SAE 4340	47
Tabela 3 – Equipamentos utilizados no ensaio de tração	47
Tabela 4 – Dados de dinamômetro coletados na roda do veículo	49
Tabela 5 – Propriedades mecânicas do aço SAE 4340 com dureza entre 36 e 38 HRc	53
Tabela 6 – Cargas atuantes.....	56
Tabela 7 – Propriedades cíclicas do aço SAE 4340 com dureza entre 36 e 38 HRc.....	59

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i> - Desenho assistido por computador
MEF	Método de elementos finitos
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i> - Sociedade Americana de Testes e Materiais

LISTA DE SÍMBOLOS

σ_a	Amplitude da tensão cíclica [MPa]
$\Delta\gamma_{máx}$	Amplitude da deformação máxima por cisalhamento
$\Delta\varepsilon_n$	Amplitude da deformação normal máxima
ε'_f	Coefficiente de ductilidade por fadiga
σ'_f	Coefficiente de resistência a fadiga
k'	Coefficiente de resistência cíclica [MPa]
k_h	Constante da mola para o número do elemento [N/m]
ε	Deformação
Δu	Deslocamento [m]
c	Expoente de ductilidade por fadiga
n'	Expoente de encruamento cíclico
b	Expoente de resistência a fadiga (expoente de Basquin)
F	Força [N]
f	Força no nó [N]
$[k]$	Matriz de rigidez [N/m]
E	Módulo de elasticidade [GPa]
$2N_f$	Reversão para falha
σ	Tensão [MPa]
σ'	Tensão equivalente (tensão de Von Mises) [MPa]
σ_x	Tensão aplicada no plano x [MPa]
σ_y	Tensão aplicada no plano y [MPa]
σ_z	Tensão aplicada no plano z [MPa]
τ_{xy}	Tensão de cisalhamento na direção y com orientação de área em x [MPa]
τ_{yz}	Tensão de cisalhamento na direção z com orientação de área em y [MPa]
τ_{zx}	Tensão de cisalhamento na direção x com orientação de área em z [MPa]
$\sigma_{máx}$	Tensão local máxima [MPa]
S_u	Limite de resistência [MPa]
σ_m	Tensão média [MPa]
$\Delta\varepsilon$	Varição da deformação
$\Delta\varepsilon_e$	Varição da deformação elástica
$\Delta\varepsilon_p$	Varição da deformação plástica

$\Delta\sigma$	Varição da tensão [MPa]
$\{d\}$	Vetor de deslocamento nodal [m]
$\{f\}$	Vetor de forças internas do elemento [N]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	JUSTIFICATIVA.....	17
1.2	OBJETIVO GERAL.....	20
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	21
2.1	APLICAÇÃO DO SEMIEIXO TRASEIRO.....	21
2.2	EIXO DE TRANSMISSÃO.....	23
2.2.1	Falha por tensões combinadas.....	24
2.3	MATERIAIS APLICADOS EM EIXOS.....	25
2.4	FADIGA.....	26
2.4.1	Mecanismos de falha por fadiga.....	27
2.4.2	Métodos de análise da vida sob fadiga.....	28
2.4.3	Comportamento tensão-deformação cíclico.....	29
2.4.4	Estimativa da curva deformação-vida.....	33
2.4.5	Efeitos da tensão média.....	35
2.4.6	Modelo de plano crítico de Brown-Miller.....	37
2.4.7	Propriedades de fadiga e cíclicas.....	38
2.5	MÉTODO DE ELEMENTO FINITOS.....	39
2.5.1	Modelagem matemática.....	40
2.5.2	Tipos de elementos.....	41
2.5.3	Malha de elementos finitos.....	42
2.5.4	Etapas para análise de elementos finitos.....	42
2.5.5	Elementos finitos aplicados a eixos.....	43
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	45
3.1	GEOMETRIA MODELADA EM CAD.....	46
3.2	ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	46
3.2.1	Material utilizado.....	47
3.2.2	Ensaio de tração.....	47
3.2.3	Discretização da geometria.....	48
3.2.3.1	Análise de convergência de malha.....	48

3.2.4	Cargas atuantes e condições de contorno	49
3.3	ANÁLISE DE FADIGA	50
4	RESULTADOS	51
4.1	GEOMETRIA MODELADA EM CAD	51
4.2	PROPRIEDADES DO MATERIAL	52
4.2.1	Corpos de prova	52
4.2.2	Ensaio de tração	53
4.3	DISCRETIZAÇÃO DA GEOMETRIA.....	54
4.4	CARGAS ATUANTES E CONDIÇÕES DE CONTORNO	55
4.5	RESULTADOS ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	57
4.6	DADOS DE ENTRADA <i>FE-SAFE</i>	59
4.7	RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA.....	59
5	CONCLUSÕES	62
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	62
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63

1 INTRODUÇÃO

O setor automobilístico tem importante atuação na indústria e na evolução tecnológica, representando cerca de 22% do PIB industrial, conforme o Ministério da Economia. O desempenho do setor automobilístico impacta diretamente na economia brasileira, influenciando na produção de diversas áreas, abrangendo desde os fornecedores de matéria-prima até o consumidor final.

A indústria de automóveis contribuiu, ao passar dos anos, com o avanço tecnológico industrial, na busca constante por melhorias na capacidade veicular, segurança dos passageiros e em busca de opções sustentáveis.

O automobilismo é um esporte baseado na competição entre veículos e pilotos. Esse esporte voltado aos amantes da velocidade desperta o interesse de diversas classes sociais que deslumbram a alta tecnologia dos veículos e comprometimento de seus pilotos em tirar o melhor aproveitamento de seus veículos e brilhar nas pistas.

Neste esporte existem várias categorias, entre elas a Stock Car, modalidade de automobilismo mais assistida no Brasil.

A competição foi criada pela Associação Brasileira de Revendedores Chevrolet e teve como inspiração a americana Nascar. A primeira corrida da Stock Car aconteceu no dia 22 de abril 1979, no autódromo de Tarumã, em Viamão-RS, e contou com a participação de dez carros, que possuíam a mesma concepção mecânica dos veículos de passeio sem os revestimentos internos (STOCK CAR BRASIL, s.d).

Atualmente, admiradores do esporte veem como opção financeira mais viável a prática de corridas com carros de rua. Os carros comerciais que são alterados para a prática do esporte permitem o acesso de competidores amadores aos campeonatos de arrancadas, por exemplo.

Os carros usados nesse tipo de esporte estão se tornando cada vez mais competitivos, com isso se tornou pertinente desenvolver peças de alta *performance*, que atendessem às solicitações mecânicas atuais. Estabelecimentos de autopeças viram isso como uma oportunidade de crescimento, agregando produtos destinados a essa classe de consumidores. Deste modo, o que era apenas um *hobby* para alguns se tornou fonte de renda para outros.

O avanço da tecnologia fez com o que os recursos computacionais se tornassem indispensáveis. Eles proporcionam a realização de análises, que aumentam a

confiabilidade do produto, auxiliam no seu desenvolvimento e otimizam o tempo de projeto.

De acordo com Mirlisenna (2016), “A simulação computacional é amplamente utilizada nas empresas para realizar análises e melhorar a qualidade dos produtos e projetos.” Estas análises, em sua maioria, são executadas por *softwares* que utilizam o método de elementos finitos.

Este método é amplamente usado nas resoluções de inúmeros problemas de engenharia, como por exemplo, problemas estruturais, térmicos, acústicos e eletromagnéticos. Ele possibilita a identificação do comportamento de um componente ou estrutura, assim sendo possível fazer sua otimização antes de sua fabricação (GUILHERME, 2016).

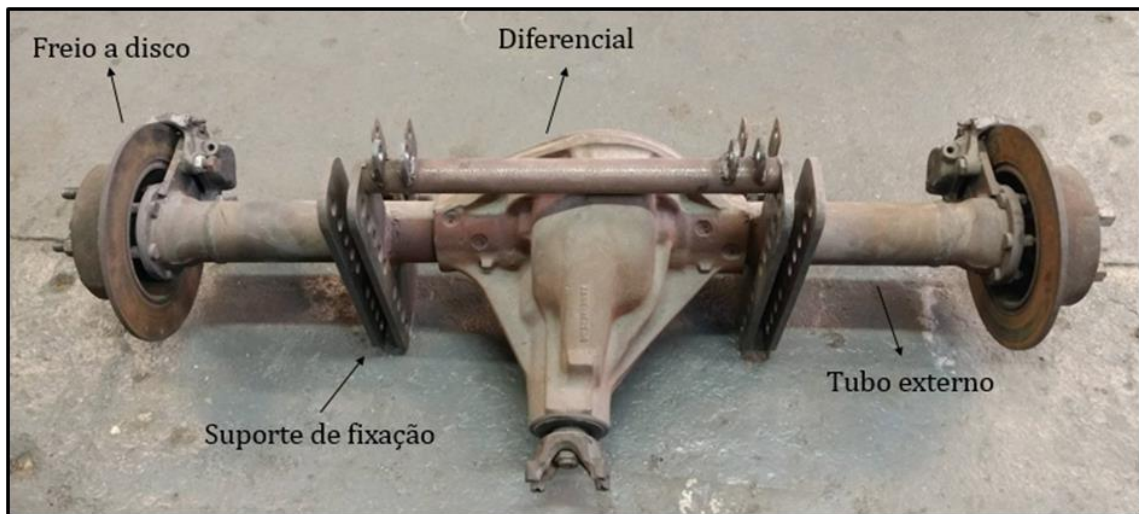
Outra análise considerável, é a durabilidade de um produto, considerando que a grande maioria das falhas mecânicas ocorrem por fadiga. Nesta análise é possível estimar o número de ciclos até a falha, simulando o dano acumulado da peça. Assim evitando possíveis quebras inesperadas, programando manutenções e substituições de componentes.

1.1 JUSTIFICATIVA

Este trabalho foi desenvolvido com a finalidade de analisar a durabilidade de um semieixo de um veículo preparado/modificado para corridas. Devido ao aumento da potência dos carros de corridas, o sistema de transmissão de torque precisa atender as novas solicitações mecânicas exigidas. Visto que, não são as mesmas de quando o veículo está em sua condição original de fábrica.

Na Figura 1 são mostrados alguns dos componentes do sistema de transmissão. Acoplado ao diferencial tem-se o semieixo, que está inserido no interior do tubo externo.

Figura 1 – Componentes do sistema de transmissão



Fonte: Autora (2020).

A Figura 2 mostra o semieixo, que é acoplado no diferencial e fixado no cubo de roda, sendo responsável por fazer a ligação entre diferencial e rodas, e assim tracionar as rodas do veículo.

Figura 2 – Semieixo



Fonte: Autora (2020).

Caso os esforços empregados no semieixo sejam superiores à sua resistência mecânica e à fadiga, a quebra ocorre e a roda é desprendida da estrutura do veículo, provocando a instabilidade do mesmo e acentuando as chances de um acidente. Segundo Nakata Autopeças (2020), “É comum ocorrer a quebra do semieixo, principalmente por excesso de carga ou tranco [...]”.

As Figuras 3 e 4 mostram dois exemplos de fraturas que podem ocorrer em um semieixo. Na Figura 3 a quebra ocorreu em um ponto com grande concentrador de tensão, o estriado, este ponto é propício a quebra devida às mudanças consideráveis de geometrias.

Figura 3 – Exemplo de quebra de semieixo no estriado



Fonte: Bhagoria, John, Patangia e Purohit (2017).

Já na Figura 4 a fratura ocorreu após o rolamento e o seu anel de travamento.

Figura 4 – Exemplo de quebra de semieixo após rolamento



Fonte: Asi (2006).

1.2 OBJETIVO GERAL

Análise da durabilidade de um semieixo de um automóvel de passeio preparado/modificado para competição, através de análise estrutural por elementos finitos.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

A partir do objetivo geral estabelecem-se os seguintes objetivos específicos:

- a) Obter as propriedades mecânicas do material utilizado.
- b) Determinar/estimar os esforços nominais sobre o semieixo.
- c) Realizar análise elastoplástica.
- d) Realizar análise de fadiga pelo método da vida sob deformação.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo, primeiramente serão abordados tópicos de aplicação do semieixo, bem como os esforços aplicados. Em seguida, serão abordados os principais conceitos e definições relacionados à fadiga e ao comportamento tensão-deformação cíclico. E por fim, serão apresentados conceitos do método de elementos finitos.

2.1 APLICAÇÃO DO SEMIEIXO TRASEIRO

A transmissão de um veículo é composta por vários componentes importantes, cada um com sua função. Ela influencia no comportamento dinâmico e eficiência do veículo, tendo como seus principais objetivos transmitir a potência do motor até as rodas e regular o torque que vai para as rodas através da seleção de marchas, sendo composto basicamente por:

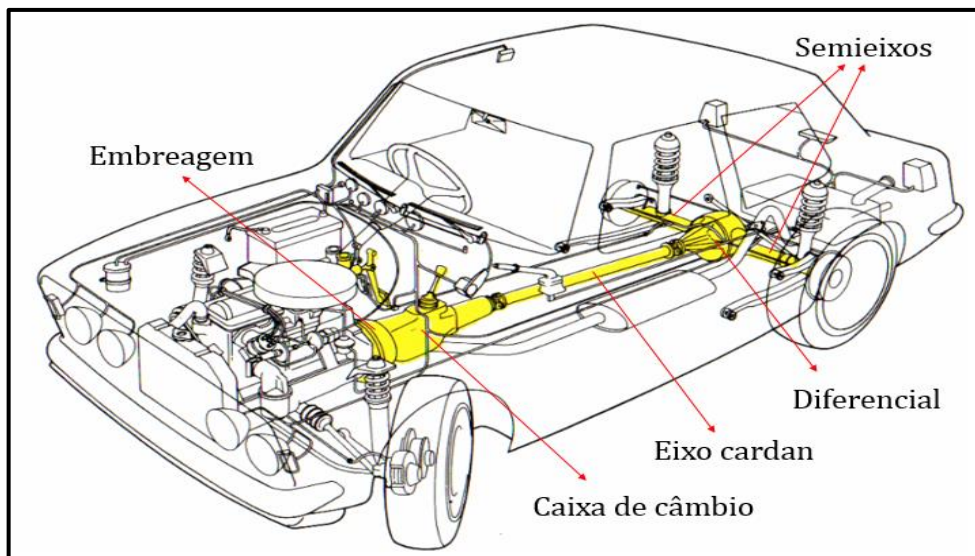
- a) Embreagem: é o primeiro componente do sistema de transmissão, sua função é transferir a força do motor para a caixa de câmbio, através de seu acoplamento e desacoplamento no volante do motor, ou seja, os discos são afastados, deste modo é permitido a troca de marchas sem impedimentos. Além disso, ela também atua como um filtro de vibrações do motor, reduzindo os ruídos e o desgaste nos componentes de transmissão (IZO, 2016).
- b) Caixa de câmbio: é composta por engrenagens ou polias, que são responsáveis pelas marchas do veículo, mudando a relação entre torque e velocidade. Em função disto, quanto menor for a velocidade gerada na saída da caixa de câmbio, maior será o seu torque. Além de que, também é responsável por fazer a mudança no sentido da rotação que vem do motor, quando a marcha ré é engatada (NAKATA AUTOMOTIVA, 2018).
- c) Eixo cardan: em um veículo com tração traseira, o eixo cardan é encarregado de conectar a caixa de câmbio ao diferencial e também é através dele que é possível ter uma maior liberdade de movimento durante a variação de velocidade ao fazer a transferência de torque para o diferencial (CENTER PEÇAS FABBRI, 2017).
- d) Diferencial: tem a função de dividir o torque entre os dois semieixos através de engrenagens, permitindo que as rodas do veículo girem em velocidades de

rotação diferentes em curvas, por exemplo, garantindo a estabilidade do veículo. Existe também a possibilidade de bloqueio do diferencial, muito usada em veículos de arrancadas, por se tratar de corrida em linha reta. Usando essa prática, o torque gerado pelo motor é distribuído igualmente entre as rodas, sendo assim, as velocidades das rodas são iguais (NAKATA AUTOMOTIVA, 2018).

- e) Semieixo: os veículos de tração traseira são compostos por dois semieixos rígidos, que transferem o torque vindo do diferencial, para as rodas e assim movimentando o veículo. De acordo com IMA (2020), “Sua aplicação proporciona mais estabilidade do veículo, por isso, a peça desempenha um importante papel que garante o bom funcionamento de todo o sistema de tração”.

Na Figura 5, está destacado em amarelo o conjunto de componentes do sistema de transmissão de torque, demonstrando a ligação entre cada parte.

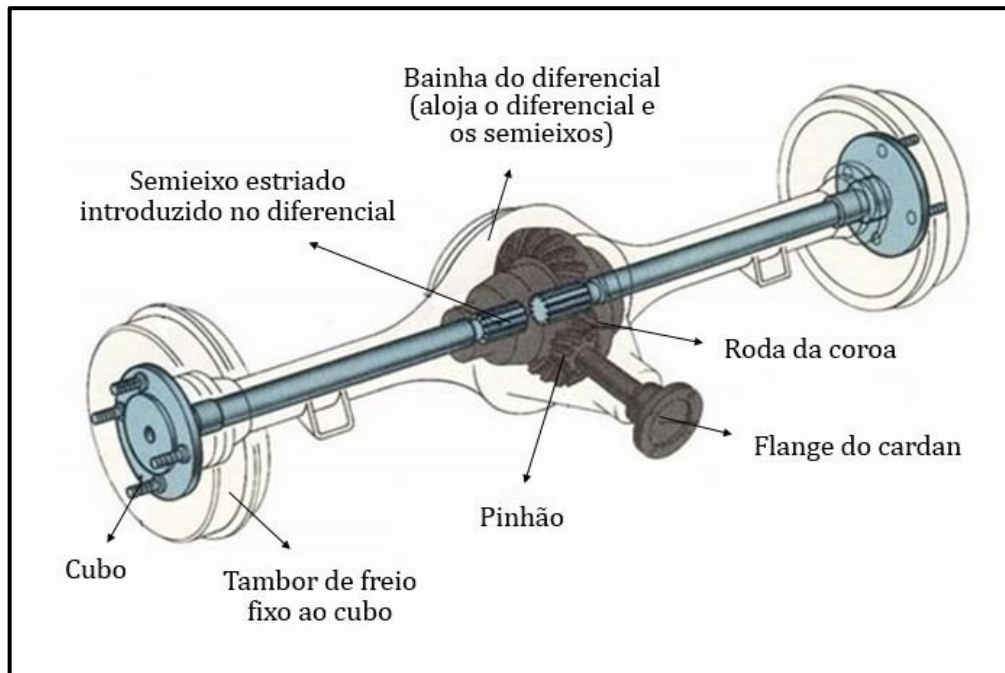
Figura 5 – Sistema de transmissão veicular



Fonte: Adaptado Carro Infoco (2015).

Já na Figura 6, há a representação de como os semieixos são acoplados no diferencial.

Figura 6 – Conjunto final de transmissão de torque, diferencial e semieixos



Fonte: Adaptado 4 x 4 Brasil (2013).

2.2 EIXO DE TRANSMISSÃO

Um eixo é um elemento mecânico que pode ser estacionário (não rotativo) ou rotativo, dependendo da sua aplicação. Se um eixo é fixo ele não transmite torque e é usado para suportar rodas girantes, polias e similares, sendo assim ele se torna um membro carregado estaticamente desde que as cargas aplicadas sejam constantes. Já um eixo rotativo é usado para transmitir potência ou movimento de um local para outro, sendo um eixo de transmissão (BUDYNAS, 2016), (NORTON, 2013).

A carga em eixos de transmissão de rotação pode ser de torção, que ocorre devido ao torque transmitido ou a flexão que ocorre devido às cargas transversais em engrenagens, polias e catracas. Essas cargas constantemente ocorrem em combinação, devido a aplicação de mais de um esforço simultaneamente. Como por exemplo, um eixo estriado transmitindo torque a uma engrenagem, está sujeito a cargas de torção e flexão, ambas associadas com as forças nos dentes de engrenagens (NORTON, 2013).

Segundo Bhagoria, John, Patangia e Purohit (2017), semieixos são projetados para que quando submetidos a uma quantidade de torção em suas extremidades, sejam capazes de suportá-las. Deste modo, permitindo que o semieixo possa se torcer de forma considerável, absorvendo as flutuações repentinas de tensão de torção durante seu funcionamento. Salientam também, que os semieixos normalmente estão submetidos a

carregamentos cíclico de torção. Em vista disto, podendo levar ao início de trincas devido à concentração de tensões em áreas críticas.

2.2.1 Falha por tensões combinadas

Materiais dúcteis podem romper quando tensionados estaticamente acima de seu limite de resistência a tração, entretanto, considera-se como falha nos materiais dúcteis a deformação permanente que ocorre após o escoamento. Várias teorias foram desenvolvidas para explicar a falha como: a teoria da máxima tensão normal, a teoria da máxima deformação normal, a teoria da energia total de deformação, a teoria da energia de distorção e a teoria da máxima tensão de cisalhamento (NORTON, 2013).

A teoria da energia de distorção, também conhecida como teoria de Von Mises, é uma das mais usuais, por ser considerada uma aproximação precisa (NORTON, 2013). Collins (2015) e Budynas (2016), destacam que a teoria de energia de distorção prevê o escoamento, considerando que a falha ocorre em um estado de tensões multiaxial quando a energia de deformação de distorção por unidade de volume alcança, ou excede, a energia de deformação de distorção por unidade de volume no instante da falha de um ensaio de tensão uniaxial simples (tração ou compressão), utilizando um corpo-de-prova do mesmo material.

De acordo com Norton (2013), é conveniente em situações que envolvam tensões combinadas em um mesmo ponto, definir uma tensão equivalente para representar essa combinação. "A tensão equivalente de von Mises σ' é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas".

A tensão equivalente de Von Mises expressa em termos das tensões aplicadas, é obtida a partir da Equação 1.

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

onde σ_x , σ_y e σ_z são as tensões aplicadas nos eixos x, y e z, respectivamente e τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{zx} são as tensões de cisalhamento aplicados nos planos xy, yz e xz, respectivamente.

2.3 MATERIAIS APLICADOS EM EIXOS

A seleção de um material para fabricação de um eixo é umas das decisões mais relevantes e importantes que se deve tomar. É necessária uma compreensão das propriedades dos materiais, bem como analisar se o material atende aos requisitos da aplicação, afim de que se possa chegar à uma lista dos materiais mais adequados às exigências, visando obter a melhor opção para realizar o projeto proposto (COLLINS, 2015), (BUDYNAS, 2016), (NORTON, 2013).

Para Norton (2013, p. 30), "Os melhores dados de propriedades do material são obtidos a partir de ensaios destrutivos ou não destrutivos sob carregamentos de serviço reais em protótipos reais de seu projeto, feitos de materiais reais por processos reais de manufatura." Entretanto, devido a custos iniciais de projetos o mais indicado é a seleção preliminar de bons materiais com base em dados de propriedades dos materiais definidos a partir de testes padronizados (NORTON, 2013).

Há uma grande variedade de materiais possíveis para a fabricação de eixos de transmissão de potência, visto que o material a ser utilizado deve ter boa resistência, alta rigidez, baixo custo e em aplicações específicas boa resistência ao desgaste. A grande maioria dos eixos de transmissão de potência são produzidos a partir de aços de baixo ou médio carbono, como: 1020, 1035 e 1045. Entretanto, dependendo da condição de aplicação do eixo, quando uma resistência maior é solicitada, o mais indicado é o uso de aços de baixa liga como: 4140, 4340 e 8640, que quando submetidos a um tratamento térmico adequado é obtido um aprimoramento de suas propriedades mecânicas (COLLINS, 2015).

Por se tratar de uma aplicação onde o eixo de transmissão de potência precisa atender a uma solicitação mecânica mais severa de uso. Na Tabela 1, foram apontados, como referência, os materiais usuais para aplicação em eixos com suas respectivas propriedades mecânicas.

Tabela 1 – Propriedades Mecânicas dos Aços

Número SAE	Temperado em óleo a temperatura de (°C)	Revenido a temperatura de (°C)	Limite de resistência a tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Dureza
4140	845	205	1965	1740	56 HRc
		540	1150	1050	37 HRc
		705	810	690	22 HRc
4340	845	205	1980	1860	53 HRc
		540	1240	1160	39 HRc
		705	860	740	24 HRc
8640	830	205	1810	1670	55 HRc
		425	1380	1230	44 HRc
		650	870	760	28 HRc

Fonte: Adaptado ASM Handbook (1990).

2.4 FADIGA

A fadiga é uma forma de falha que ocorre em estruturas sujeitas a tensões dinâmicas e oscilantes. É um processo de falha progressiva que ocorre através do início e propagação estável de uma trinca, até que a mesma se torne instável e se propague subitamente até a falha, ocorrendo de forma inesperada, conseqüentemente bastante perigosa (COLLINS, 2015).

A maior parte das falhas ocorridas em componentes mecânicos são decorrentes de cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Os carregamentos e as deformações que ocasionam a falha por fadiga são frequentemente muito inferiores a aqueles da falha por carregamento estático. Quando peças mecânicas falham estaticamente, geralmente, elas ocorrem por uma deformação acima da suportada, quando a tensão excede a resistência ao escoamento da peça (NORTON, 2013), (COLLINS, 2015), (BUDYNAS, 2016). Deste modo, a utilização somente de teoria de falha estática, não é recomendada, pois não abrange as solicitações dinâmicas, sendo necessário considerar as falhas por fadiga.

A falha por fadiga é a maior causa de falhas em metais. Uma estimativa é que ela compreenda 90% de todas as falhas metálicas (CALLISTER, 2008). Em um contexto geral,

as falhas estáticas apresentam uma deformação visível, diferentemente das falhas por fadiga que não demonstram nenhuma deformação.

2.4.1 Mecanismos de falha por fadiga

Segundo Norton (2013), as falhas por fadiga sempre têm seu início por uma estreita trinca, podendo estar presente no material desde a sua manufatura ou se desenvolver ao decorrer do tempo ao entorno dos concentradores de tensões devidos às deformações cíclicas. Desta forma, é de grande importância que as peças dinamicamente carregadas sejam projetadas objetivando a minimização dos concentradores de tensões.

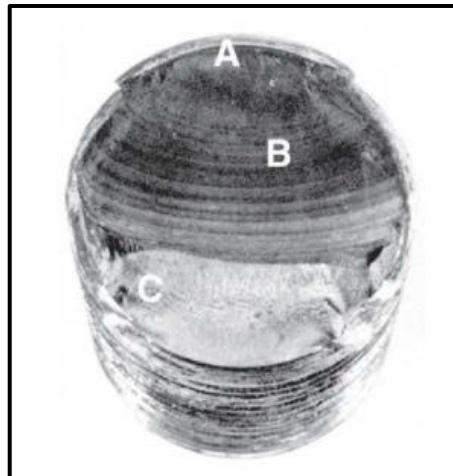
A falha por fadiga é dividida em três estágios: início da trinca, propagação da trinca e ruptura repentina devido ao crescimento instável da trinca. Conforme Norton (2013), "O primeiro estágio pode ter uma pequena duração; o segundo estágio envolve o maior tempo da vida da peça; e o terceiro e último estágio é instantâneo."

- a) Estágio de início da trinca: Considere um metal dúctil, que possua algumas regiões com concentração geométrica de tensão em zonas com tensões variantes no tempo consideráveis, conforme as tensões oscilam no entalhe, pode ocorrer escoamento local devido à concentração de tensões. A deformação plástica é causadora de distorções e acaba criando bandas de deslizamento no contorno dos cristais do material, a proporção que os ciclos de tensão transcorrem, as bandas de deslizamento surgem fazendo com que ocorra um agrupamento em trinca microscópica. Independentemente de não haver um entalhe, esse mecanismo irá ocorrer, desde que ultrapasse o limite de escoamento do material em alguma região. Já um material menos dúctil não escoar e tende a desenvolver trincas mais rápido (NORTON, 2013).
- b) Estágio de propagação da trinca: Em virtude do surgimento da trinca microscópica, os mecanismos da mecânica da fratura começam a atuar. A trinca estando mais severa começa a criar concentração de tensões maiores, assim, é desenvolvida uma zona plástica e devido as tensões de tração a trinca cresce e se propaga ao longo dos planos normais de tensão máxima de tração (NORTON, 2013).
- c) Fratura: Conforme o aumento da trinca, há um ponto que ela se torna grande o suficiente para aumentar o fator de intensidade de tensão até o nível da

tenacidade à fratura do material, ocasionando a falha repentina e sem aviso nenhum no próximo ciclo de tensão de tração (NORTON, 2013).

Na Figura 7, constam os três estágios da falha por fadiga, o ponto A é o início da trinca, que se originou na raiz da rosca do parafuso, a região B é a propagação da trinca, demonstrado pelas marcas de praia, já a região C é a fratura final do material.

Figura 7 – Falha por fadiga em um parafuso



Fonte: Budynas (2016).

2.4.2 Métodos de análise da vida sob fadiga

Existem três métodos principais de vida sob fadiga usados em análises de projetos. São os métodos tensão-vida, deformação-vida e o da mecânica de fratura. Eles estimam a durabilidade, em número de ciclos até a falha do material e são classificados como baixo ciclo, quando o número de ciclos é inferior a 10^3 e alto ciclo quando o número de ciclos é superior a 10^3 (BUDYNAS, 2016).

O método tensão-vida é baseado em níveis de tensão, buscando determinar a resistência à fadiga e/ou o limite de fadiga para um material, sendo um procedimento simples de ser implementado, porém menos acurado em análises para aplicações de baixa ciclagem. Quando as tensões locais nos entalhes são mantidas baixas é possível evitar que ocorra a iniciação de uma trinca, de modo que as tensões e deformações permaneçam no regime elástico (NORTON, 2013), (BUDYNAS, 2016).

O método deformação-vida é desenvolvido através de uma análise mais detalhada da deformação plástica em regiões onde as tensões e deformações são consideradas para a estimativa de vida. Neste caso as tensões cíclicas são elevadas o

suficiente para causarem escoamento local, sendo indicado para aplicações de baixa ciclagem e vida finita. Quando ocorre a iniciação de uma trinca, pelo fato de envolver escoamento do material, uma análise baseada na tensão impossibilita o modelamento adequado desse estágio inicial do processo de fadiga. Devido a isso, o método baseado na deformação é o mais recomendado, pois fornece uma visão mais precisa do estágio da iniciação da trinca (NORTON, 2013), (BUDYNAS, 2016). Meggiolaro (2004), também comenta que este método não leva em conta a presença de trincas pré-existentes, contudo o mesmo modela macroscopicamente eventos de plasticidade presentes nos entalhes, usando a deformação local ao invés de utilizar a tensão local, sendo considerado assim um método mais robusto. É importante ressaltar que para a utilização deste método é necessário que a deformação plástica seja no mínimo da mesma ordem que as deformações elásticas presentes no componente (MEGGIOLARO, 2004).

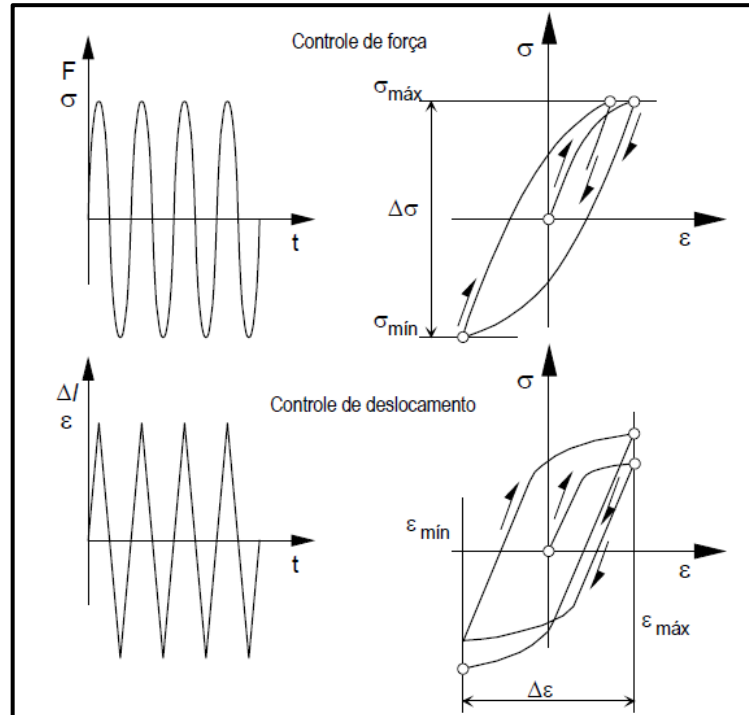
O método da mecânica da fratura considera uma trinca já existente, e que tenha sido detectada, é utilizado para predizer o tempo restante de peças trincadas que ainda estejam sendo usadas em serviço, de modo a predizer o crescimento da trinca em relação a intensidade da tensão. É aplicado em regimes de fadiga de baixa ciclagem e em problemas de vida finita, nos quais as tensões cíclicas são elevadas o suficiente para causarem a formação de trincas (NORTON, 2013), (BUDYNAS, 2016).

2.4.3 Comportamento tensão-deformação cíclico

O comportamento de um material, quando submetido a carregamentos cíclicos, pode ser analisado pelo progresso das tensões e deformações ao longo do tempo. Ao realizar um ensaio de fadiga, é necessário levar em consideração o tipo de controle a ser analisado, sendo de carga (tensão) ou de deslocamento (deformação) (ROSA, 2002).

Na Figura 8, é exemplificado um ensaio com controle de força e deslocamento. Quando um corpo de prova é testado para controle de carga, a tensão cíclica varia entre os valores mínimo e máximo de tensão (σ), estando diretamente ligados aos valores máximo e mínimo de força (F). Já quando um corpo de prova é testado para controle de deslocamento, a deformação oscila ciclicamente entre os valores máximo e mínimo de deformação (ϵ), ao mesmo tempo que a tensão não tem valores limites, dependendo apenas da resposta cíclica do material (ROSA, 2002).

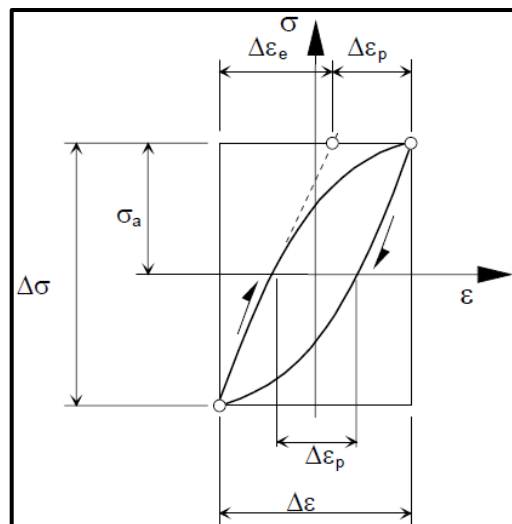
Figura 8 – Comportamento de um corpo de prova solicitado por uma carga cíclica



Fonte: Rosa (2002).

Em um corpo sólido quando são aplicadas tensões, ou deformações cíclicas, aparecem deformações plásticas localizadas. Devido ao carregamento repetidos, elas fazem com que haja um rearranjo da estrutura cristalina e como consequência, as propriedades mecânicas são alteradas. No decorrer da deformação cíclica é criado um laço de histerese devido a deformação plástica, na Figura 9 são mostrados os parâmetros usados para caracterizar este laço (ROSA, 2002).

Figura 9 – Exemplo de laço de histerese com mesmo $\Delta\sigma$ e $\Delta\varepsilon$



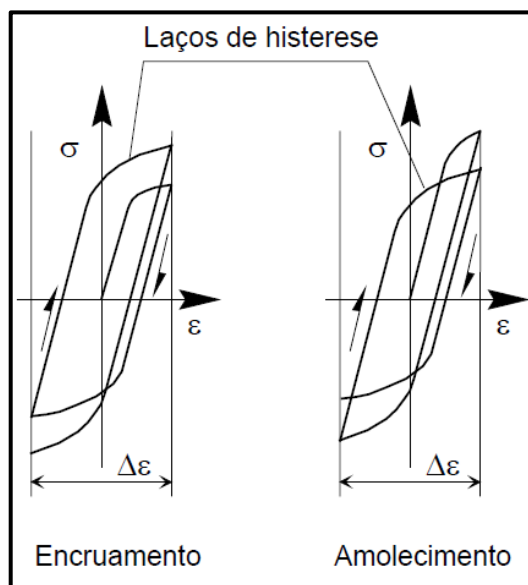
Fonte: Rosa (2002).

A deformação total $\Delta\varepsilon$ é formada pelas suas componentes elástica $\Delta\varepsilon_e$ e plástica $\Delta\varepsilon_p$, conforme Equação 2. De modo que a largura do laço é definida pela componente plástica $\Delta\varepsilon_p$ e sua altura é $\Delta\sigma = 2\sigma_a$ sendo σ_a a amplitude da tensão cíclica.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \quad (2)$$

De acordo com Rosa (2002), quando um material é submetido a carregamento cíclico ele pode tanto encruar como amolecer, alterando o seu limite elástico. Assim ao serem submetidos a teste cíclico, materiais recozidos encruam e materiais trabalhados a frio amolecem, conforme representado na Figura 10.

Figura 10 – Representação esquemática da formação dos primeiros laços de histerese para um material encruado e outro amolecido



Fonte: Rosa (2002).

A alteração da curva tensão-deformação ocorre devido a movimentação de discordâncias, causadas pelas deformações plásticas cíclicas. Quando um material está altamente encruado ele tem suas discordâncias na ordem de 10^8 por cm^2 . Devido às deformações plásticas cíclicas as discordâncias começam a se movimentar, causando o fenômeno de aniquilamento de discordâncias de sinais contrários. Assim, reduzindo consideravelmente o número de discordâncias presentes no material e por consequência diminuindo a tensão do limite de escoamento. Deste modo o material passa a amolecer

ciclicamente até a sua condição de equilíbrio. Já quando um material está em um estado recozido ele tem suas discordâncias na ordem de 10^5 por cm^2 . Devido às deformações plásticas cíclicas as discordâncias aumentam, encruando o material e assim ganhando resistência a deformação plástica, este encruamento cíclico ocorre até a sua condição de equilíbrio. Nestas condições o material atinge a estabilidade, no qual o laço de histerese se mantém constante tanto para controle de carga quanto para controle de deslocamento, assim definindo a curva tensão-deformação cíclica (ROSA, 2002).

Para a obtenção da curva tensão-deformação, há uma sequência de relações matemáticas, que podem ser descritas pelo modelo com encruamento potencial.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = K' \left(\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} \right)^{n'} \quad (3)$$

onde $\Delta\varepsilon_p$ é a variação da deformação plástica, $\Delta\sigma$ é a variação da tensão, K' é o coeficiente de resistência cíclica e n' é o expoente de encruamento cíclico, sendo constantes do material. Substituindo a Equação 3 na Equação 2 e fazendo o uso da lei de Hooke, Equação 4, é obtida a Equação 5.

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} \quad (4)$$

onde $\Delta\varepsilon_e$ é a variação da deformação elástica, $\Delta\sigma$ é a variação da tensão, E é o módulo de elasticidade. Com isso, tem-se uma expressão para a curva tensão-deformação cíclica que atende a maioria dos metais usados em engenharia.

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (5)$$

onde $\Delta\varepsilon$ é a variação da deformação total, $\Delta\sigma$ é a variação da tensão, K' é o coeficiente de resistência cíclica, n' é o expoente de encruamento cíclico e E é o módulo de elasticidade.

2.4.4 Estimativa da curva deformação-vida

De acordo com Bannantine (1990), Basquin em 1910, observou que os dados de vida sob tensão podiam ser representados linearmente por uma reta no gráfico log-log. A partir disto, Basquin propôs a Equação 6.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (6)$$

onde $\frac{\Delta\sigma}{2}$ é a amplitude de tensão verdadeira, $2N_f$ é o número de reversão para falha, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga e b é o expoente de resistência a fadiga (expoente de Basquin) que geralmente varia entre -0,05 e -0,12, sendo que σ'_f e b são propriedades de fadiga do material.

Segundo Bannantine (1990) e Suresh (2004), Coffin e Manson, trabalhando de forma independente na década de 1950, observaram que os dados de vida sob deformação plástica também podiam ser linearizados nas coordenadas de log-log. Deste modo, a deformação plástica pode ser relacionada pela Equação 7.

$$\frac{\Delta\varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (7)$$

onde $\frac{\Delta\varepsilon_p}{2}$ é a amplitude da deformação plástica, $2N_f$ é o número de reversões para a falha, ε'_f é o coeficiente de ductilidade por fadiga, que é aproximadamente igual a ductilidade de fratura verdadeira e c é o expoente de ductilidade por fadiga, que geralmente varia entre -0,5 e -0,7, sendo que ε'_f e c são propriedades de fadiga do material.

Utilizado a Equação 4 e substituindo os termos da Equação 6, é possível reescrever a componente elástica em termos de vida para falha

$$\frac{\Delta\varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (8)$$

onde $\frac{\Delta \varepsilon_e}{2}$ é a amplitude da deformação elástica, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, E é o módulo de elasticidade, $2N_f$ é o número de reversões para a falha e b é o expoente de resistência a fadiga.

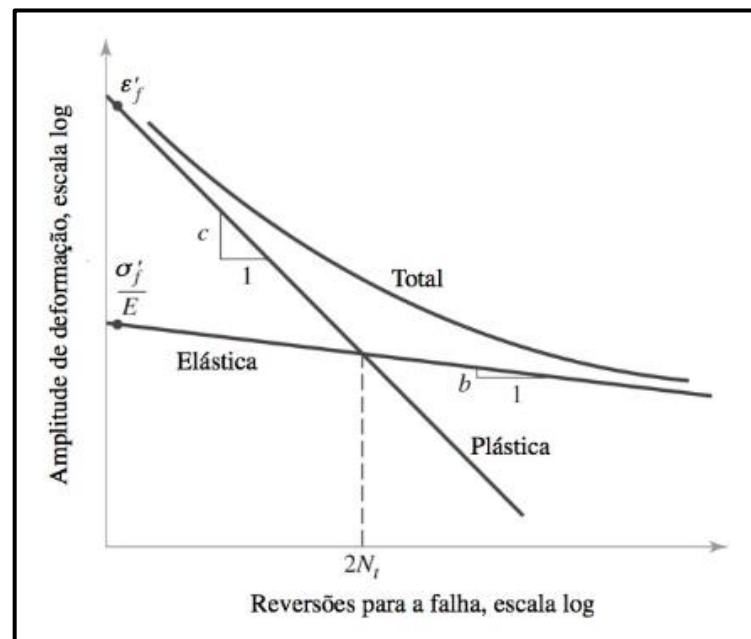
A partir da Equação 2 e a substituição dos termos elástico e plástico pelas Equações 7 e 8, chega-se à relação entre a amplitude de deformação total e o número de ciclos para falha N_f .

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (9)$$

onde $\frac{\Delta \varepsilon}{2}$ é a amplitude da deformação total, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, E é o módulo de elasticidade, $2N_f$ é o número de reversões para a falha e b é o expoente de resistência a fadiga, ε'_f é o coeficiente de ductilidade por fadiga e c é o expoente de ductilidade por fadiga.

A Equação 8 pode ser explicada graficamente através da Figura 11, de modo que as componentes elástica e plástica são linhas retas no gráfico log-log. Quando há grandes amplitudes de deformação, a curva deformação-vida se aproxima da linha plástica e quando há pequenas amplitudes a curva deformação-vida se aproxima da linha elástica (BANNANTINE 1990).

Figura 11 – Representação esquemática das amplitudes de deformação elástica, plástica e total *versus* vida à fadiga



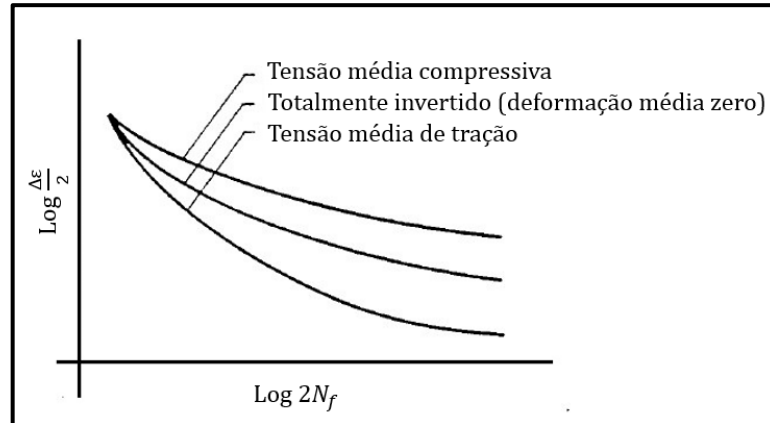
Fonte: Collins (2015).

As equações de Coffin e Manson descrevem coerentemente a resposta cíclica de muitos materiais, entretanto, elas não são leis físicas. Deste modo, além das estimativas teóricas, resultados experimentais são imprescindíveis para este tipo de análise, proporcionando uma maior precisão (MEGGIOLARO, 2004).

2.4.5 Efeitos da tensão média

De acordo com Bannantine (1990), as propriedades de fadiga cíclica de um material são obtidas através de testes controlados pela deformação de amplitude constante, ou seja, são completamente invertidos. Entretanto, componentes dificilmente experimentam esse tipo de carga de amplitude constante, pois são submetidos a alguma deformação ou tensão média. O efeito da deformação média, geralmente, é insignificante na vida à fadiga de um componente. Já as tensões médias, podem ter efeito significativo, podendo aumentar a vida útil da fadiga com uma carga nominalmente compressiva, ou diminuí-la com uma carga nominal de tração, como é mostrado na Figura 12.

Figura 12 – Efeito da tensão média na curva deformação-vida



Fonte: Adaptado Bannantine (1990).

Deste modo, é necessário fazer alterações na Equação 9, afim de contabilizar os efeitos da tensão média. Conforme Bannantine (1990), Morrow sugeriu que o efeito da tensão média poderia ser levado em consideração modificando o termo elástico, Equação 8, obtendo assim a Equação 10.

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b \quad (10)$$

onde $\frac{\Delta \varepsilon_e}{2}$ é a amplitude da deformação elástica, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, σ_m é a tensão média, E é o módulo de elasticidade, $2N_f$ é o número de reversões para a falha e b é o expoente de resistência a fadiga.

A equação deformação-vida, considerando as tensões médias é, então:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (11)$$

onde $\frac{\Delta \varepsilon}{2}$ é a amplitude da deformação total, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, σ_m é a tensão média, E é o módulo de elasticidade, $2N_f$ é o número de reversões para a falha e b é o expoente de resistência a fadiga, ε'_f é o coeficiente de ductilidade por fadiga e c é o expoente de ductilidade por fadiga.

Segundo ASM Metals (1996) e Bannantine (1990), Smith, Watson e Topper (SWT) propuseram outra equação para avaliar os efeitos das tensões médias:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (12)$$

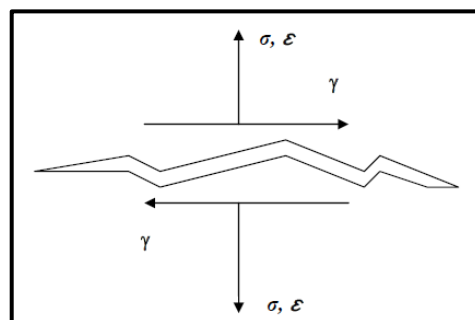
onde $\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_a + \sigma_m$ é a tensão local máxima, $\frac{\Delta\varepsilon}{2}$ é a amplitude da deformação total, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, E é o modulo de elasticidade, $2N_f$ é o número de reversões para a falha e b é o expoente de resistência a fadiga, ε'_f é o coeficiente de ductilidade por fadiga e c é o expoente de ductilidade por fadiga, sendo que as constantes de material possuem os mesmos valores da Equação 9.

2.4.6 Modelo de plano crítico de Brown-Miller

De acordo com Cowell (2006), “As deformações principais podem mudar sua orientação durante históricos de carga multiaxial, necessitando do uso de uma análise de plano crítico.” Não é perceptível prever qual plano irá ser submetido as deformações mais severas, já que a relação entre fases de tensões geralmente não é constante quando o componente é submetido a cargas multiaxiais. A utilização do método de plano crítico deve ser capaz de presumir os planos de falha dominantes, assim resolvendo as tensões em vários planos e calculando os danos para cada plano (COWELL, 2006).

Brown e Miller, em 1973, elaboraram uma teoria de fadiga multiaxial no qual declararam ser baseada na interpretação física dos mecanismos de crescimento de trinca por fadiga. Esta interpretação do plano crítico considerou o plano de deformação de cisalhamento máximo e a deformação de tração ou normal agindo sobre ele, conforme Figura 13 (BANNANTINE, 1990).

Figura 13 – Carga de cisalhamento e tração aplicada na face da fissura



Fonte: Bannantine (1990).

Cowell (2006) considera que o critério de Brown-Miller é amplamente utilizado para prever o início da formação de trincas em metais dúcteis que são submetidos a carregamentos multiaxiais. Este critério é descrito pela Equação 13.

$$\frac{\Delta\gamma_{máx}}{2} + \frac{\Delta\varepsilon_n}{2} = 1,65 \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + 1,75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (13)$$

onde $\Delta\gamma_{máx}$ é a amplitude da deformação máxima por cisalhamento, $\Delta\varepsilon_n$ é a amplitude da deformação normal máxima, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, E é o módulo de elasticidade, $2N_f$ é o número de reversões para a falha e b é o expoente de resistência a fadiga, ε'_f é o coeficiente de ductilidade por fadiga e c é o expoente de ductilidade por fadiga.

2.4.7 Propriedades de fadiga e cíclicas

Conforme Lee, Pan, Hathaway e Barkey (2005), quando não houver dados experimentais para a determinação das propriedades cíclicas e de fadiga, estas propriedades podem ser estimadas para a maioria dos aços que possuam endurecimento abaixo de 500 HB.

a) Coeficiente de resistência a fadiga, σ'_f :

$$\sigma'_f \approx S_u + 345 \text{ MPa} \quad (14)$$

onde S_u é o limite de resistência.

b) Expoente de resistência a fadiga, b :

$$b \approx -\frac{1}{6} \log \left(\frac{\sigma'_f}{0,5 S_u} \right) \quad (15)$$

c) Coeficiente de ductilidade por fadiga, ε'_f :

$$\varepsilon'_f \approx \ln\left(\frac{100}{100 - \% RA}\right) \quad (16)$$

onde RA é a redução de área na seção onde ocorre a estricção.

d) Expoente de ductilidade por fadiga, c : para aços frágeis, $c = -0,5$ e para aços dúcteis $c = -0,6$.

e) Expoente de encruamento cíclico, n' :

$$n' \approx \frac{b}{c} \quad (17)$$

onde b é o expoente de resistência a fadiga e c é expoente de ductilidade por fadiga.

f) Coeficiente de resistência cíclica, K' :

$$K' \approx \frac{\sigma'_f}{(\varepsilon'_f)^{n'}} \quad (18)$$

onde, σ'_f é o coeficiente de resistência a fadiga, ε'_f é o coeficiente de ductilidade por fadiga e n' é o expoente de encruamento cíclico.

2.5 MÉTODO DE ELEMENTO FINITOS

A utilização de ferramentas computacionais de análise durante a fase de projeto, minimiza os custos e o tempo necessário para o desenvolvimento do produto, devido a possibilidade de mudanças de sua geometria e material, sem que haja a necessidade da construção de protótipos (PUCHI-CABRERA apud SILVA; CHAVES; GUIDI, 2016).

O método de elementos finitos se tornou uma ferramenta poderosa, sendo um método matemático utilizado para análise e busca por soluções de problemas de engenharia, para os quais não se conhece uma expressão matemática analítica que possa retornar uma solução exata. A partir dela é possível obter a solução aproximada para a

análise de tensão e deformação em problemas com geometrias, propriedades e carregamentos demasiadamente complexos (DIAS, 2010) (NORTON, 2013).

Segundo Logan (2012), a formulação de elementos finitos de um problema resulta em um sistema de equações algébricas simultâneas para a solução, em vez de exigir a solução de equações diferenciais. Assim, são produzidos valores aproximados das incógnitas em números discretos de pontos em um corpo contínuo. Deste modo, é necessário fazer a discretização do corpo, que consiste na divisão do corpo em um sistema equivalente de corpos menores (elementos finitos), interligados em nós comuns a dois ou mais elementos e/ou linhas de fronteira e/ou superfícies. No método de elementos finitos, são formuladas equações para cada elemento, as mesmas são posteriormente combinadas afim de obter a solução do corpo inteiro.

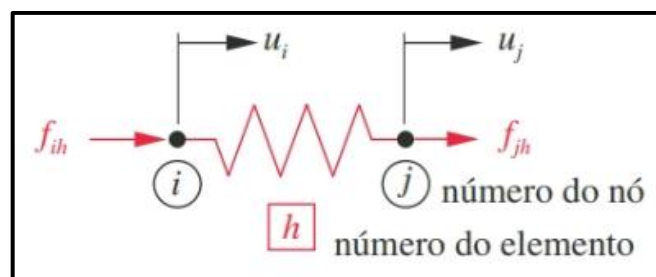
2.5.1 Modelagem matemática

O modelamento matemático pode ser descrito a partir de um modelo de elementos finitos simples, uma mola linear em uma direção. Na Figura 14 é representado o seu diagrama de corpo livre, onde tem-se que

$$k_h = \frac{f}{\Delta u} \quad (19)$$

sendo k_h a constante da mola para o número do elemento, f a força no nó e Δu o deslocamento, de forma que um deslocamento cria uma força no nó, admitindo deslocamentos positivos para u_i e u_j e soma das forças em cada nó (NORTON, 2013).

Figura 14 – Diagrama de corpo livre de um elemento



Fonte: Norton (2013).

Assim tem-se na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} k_h & -k_h \\ -k_h & k_h \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{ih} \\ f_{jh} \end{Bmatrix} \quad (20)$$

E em notação matricial:

$$[k] \{d\} = \{f\} \quad (21)$$

onde k é a matriz de rigidez, d é o vetor de deslocamento nodal e f é o vetor de forças internas do elemento.

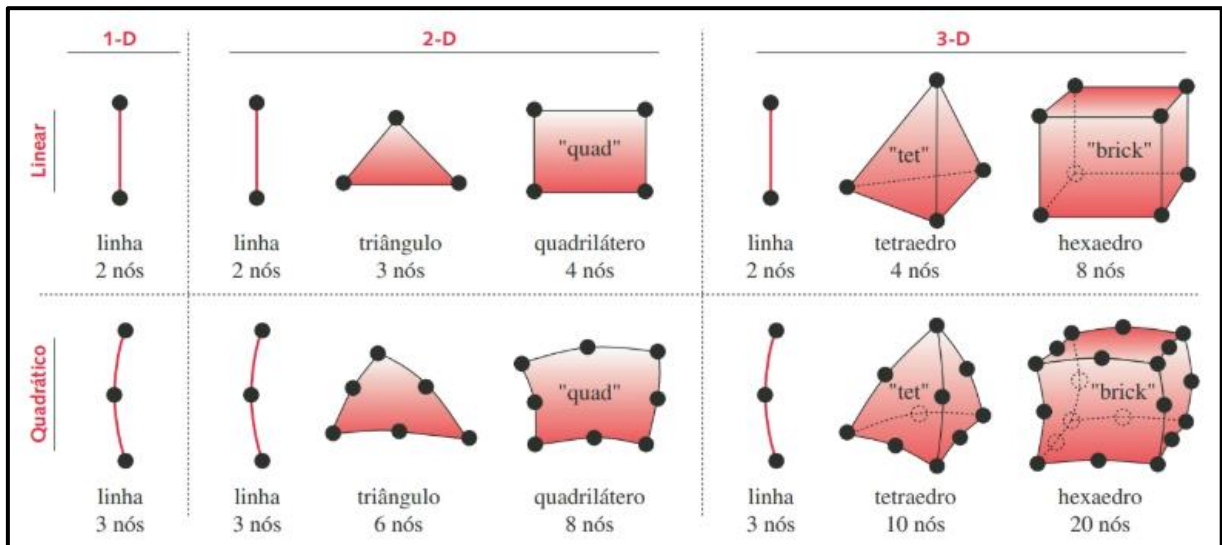
2.5.2 Tipos de elementos

Os elementos podem ser unidimensionais, bidimensionais ou tridimensionais, podendo também ser chamados de linhas, superfícies e volumes respectivamente. Estes elementos também podem ser de diferentes ordens, termo que é referente à ordem da função (geralmente um polinômio), no qual a função é utilizada para interpolar o deslocamento no interior do elemento (NORTON, 2013).

De acordo com Norton (2013), os nós dos elementos possuem graus de liberdade que permitem aos elementos suportarem: carregamentos, momentos e torques. Desse modo, um elemento unidimensional (1-D) possui dois graus de liberdade por nó, podendo apenas transmitir força ao longo de seu comprimento, não suportando momento nos nós. Um elemento bidimensional (2-D) possui três graus de liberdade por nó, podendo aceitar momento e força em duas direções. Já um elemento tridimensional (3-D) possui seis graus de liberdade por nó, podendo admitir momentos e torques em adição a forças lineares em três direções.

Na Figura 15 mostram-se alguns tipos de elementos finitos mais comuns.

Figura 15 – Tipos de elementos



Fonte: Norton (2013).

2.5.3 Malha de elementos finitos

A malha de elementos finitos representa um conjunto de elementos discretizados unidos através de seus nós. A densidade da malha utilizada no corpo interfere no tempo de processamento e na precisão dos resultados, aumentando com o acréscimo de elementos em uma região. Deste modo, uma malha com elementos grosseiros é utilizada em regiões com tensões pequenas. Já em regiões críticas, como locais com concentradores de tensão, se faz necessária uma malha mais refinada. Para uma análise correta é indicada a verificação da convergência da malha nas regiões onde as tensões são maiores (NORTON, 2013), (BUDYNAS, 2016).

2.5.4 Etapas para análise de elementos finitos

De acordo com Rao (2018), a solução de problemas pelo método de elementos finitos é dividida em três etapas, podendo ser usadas para configurar qualquer análise de engenharia deste tipo:

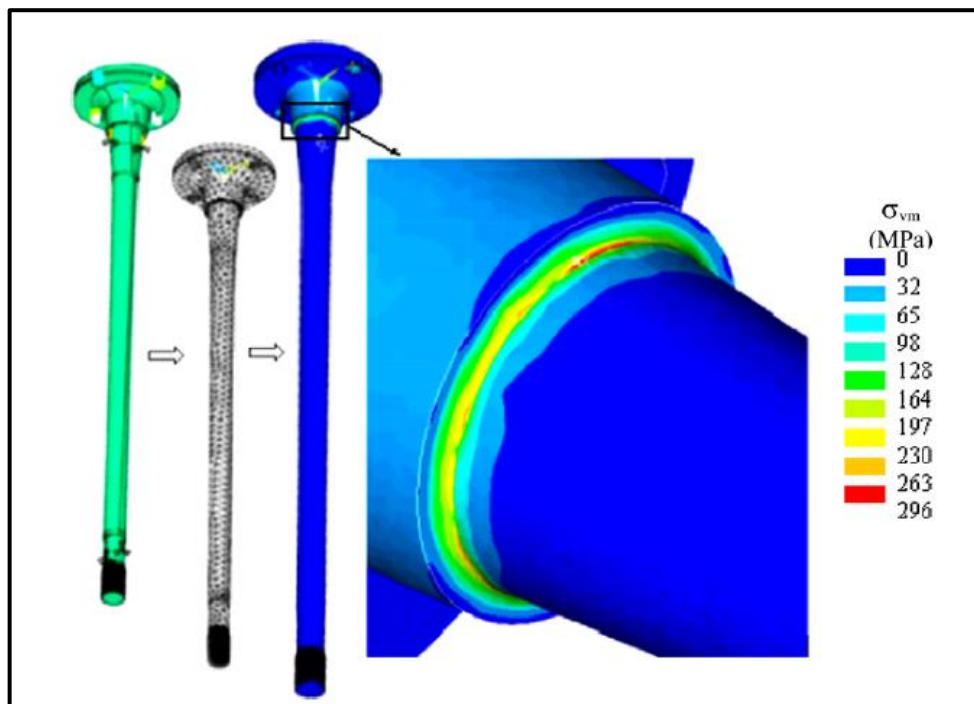
- Pré-processamento: consiste em definir o problema, de modo que a qualidade da análise depende de como esta etapa é abordada. Nesta etapa é definida a geométrica, o tipo do elemento, a densidade da malha, as propriedades do material, as cargas e as condições de contorno.

- b) Processamento: nesta etapa são geradas as equações pelo *software* para resolução do sistema, através das matrizes de característica do elemento (rigidez) e vetores de característica (carga). As resoluções das equações encontram os valores nodais da variável de campo (deslocamentos) e reações de apoio, assim possibilitando calcular os elementos resultantes: tensões e deformações.
- c) Pós-processamento: esta etapa abrange o processamento e a visualização dos elementos resultantes, como: tensões, deformações, forças internas nos elementos, etc.

2.5.5 Elementos finitos aplicados a eixos

Bayrakceken, Tasgetiren e Yavuz (2007) realizaram um estudo visando investigar a falha por fadiga de um semieixo do sistema de transmissão, através da análise por elementos finitos. O modelo geométrico, o modelo de elementos finitos e os resultados da análise de tensão mostram-se na Figura 16.

Figura 16 – Modelo de elementos finitos e resultados da análise de tensão



Fonte: Bayrakceken; Tasgetiren; Yavuz (2007).

A malha utilizada consiste em 11.486 elementos e 20.612 nós, os carregamentos de torque e flexão foram aplicados nas junções do eixo com o diferencial e com a roda, as condições de contorno foram aplicadas nos locais dos rolamentos e acoplamentos. Como resultado obteve-se a maior tensão 296 MPa, entretanto, o limite de fadiga do material utilizado é estimado em 400 MPa, sendo maior que a tensão máxima obtida. No entanto, há vários fatores que podem reduzir o limite de fadiga, como: a alta variação da tensão aplicada, as forças de choque devido a irregularidades da estrada e tratamento térmico inadequado.

Deste modo, após análise numérica e experimental concluíram que a falha no semieixo parece ter ocorrido devido ao tratamento térmico inadequado, porém a falha ocorreu em um local com grande concentrador de tensão, o que também pode ter contribuído para a quebra mostrada na Figura 17.

Figura 17 – Exemplo de quebra de semieixo



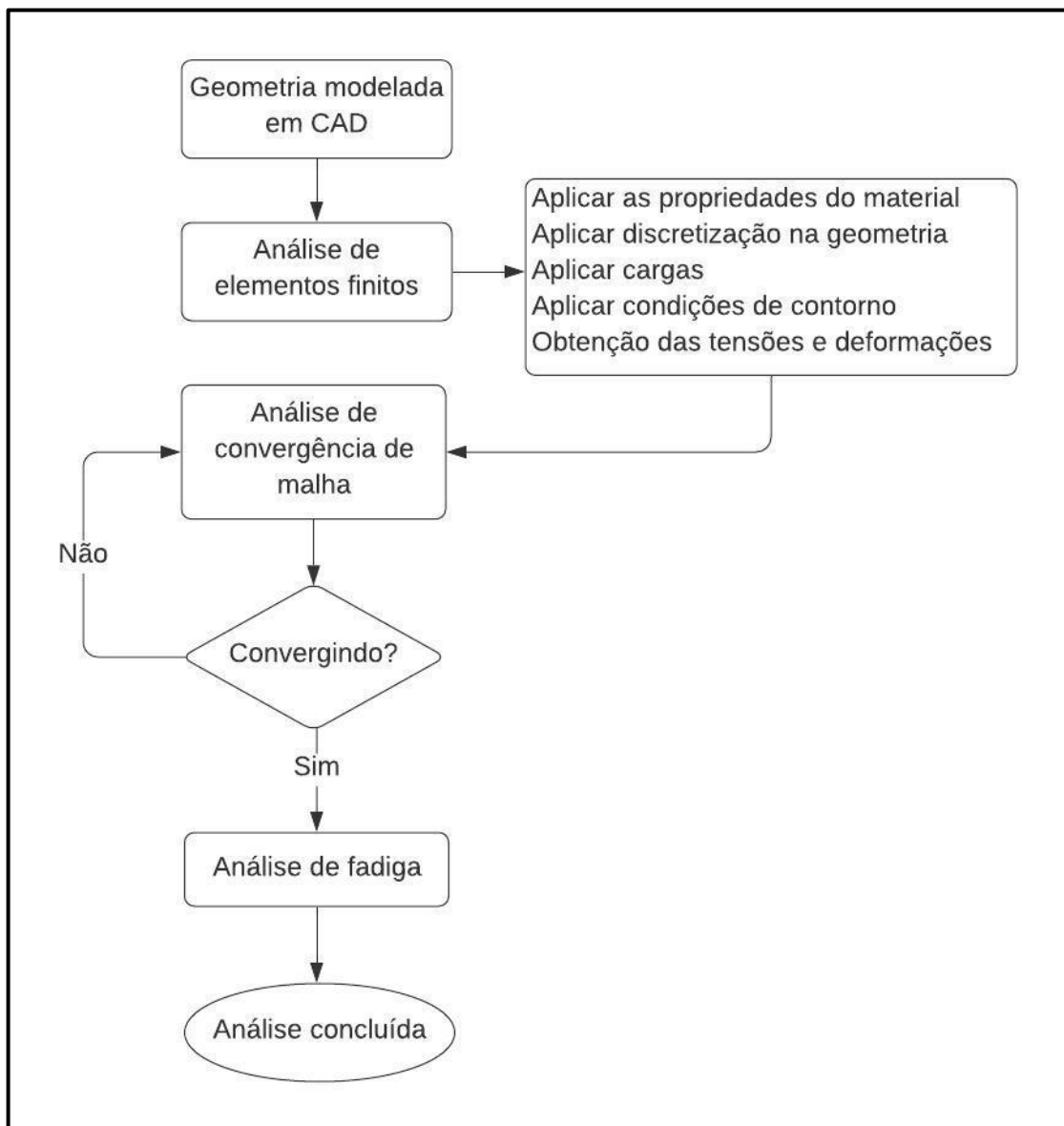
Fonte: Bayrakceken; Tasgetiren; Yavuz (2007).

Mujahidin e Andoko (2019) destacam que "A análise de elementos finitos fornece uma maneira de realizar pesquisas fáceis e eficientes sobre vários parâmetros usados com condições de projeto e condições de fabricação fáceis de avaliar". Tendo em vista isto, eles realizaram uma análise de tensão de um semieixo traseiro de uma *Pick-up*, pelo método de elementos finitos para verificar o motivo da quebra. Chegaram à conclusão que o fator de segurança do material obtido estava dentro do padrão, no qual o fator de segurança do artigo foi baseado na tensão da tensão principal, e que a quebra ocorreu devido a uma carga de choque momentânea que ultrapassou a resistência da peça.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os materiais e métodos, e as etapas para analisar a durabilidade de um semieixo traseiro. O fluxograma apresentado na Figura 18 indica as etapas que foram seguidas para a obtenção de um resultado coerente ao estudo.

Figura 18 – Fluxograma de metodologia

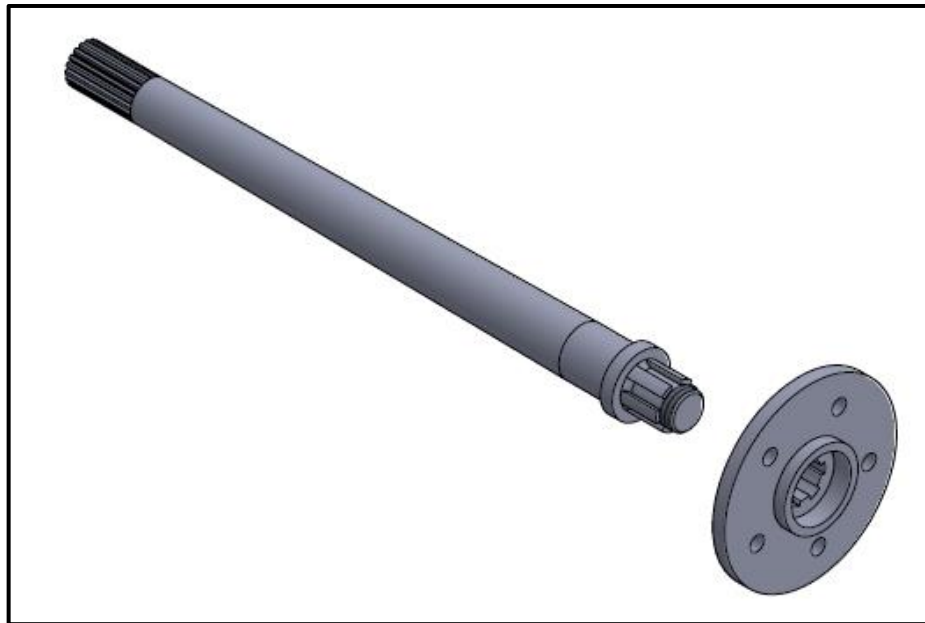


Fonte: Autora (2020).

3.1 GEOMETRIA MODELADA EM CAD

O semieixo analisado neste estudo foi modelado no *software SolidWorks* a partir de uma peça protótipo. Na Figura 19 o semieixo encontra-se em sua primeira concepção. A partir da geometria em CAD da peça, foi possível iniciar a análise.

Figura 19 – Vista isométrica do modelo CAD inicial do semieixo



Fonte: Autora (2020).

3.2 ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Resolver um problema prático utilizando o método de elementos finitos, envolve um entendimento sobre o problema e o fenômeno físico. Engloba também a preparação de um modelo matemático, a discretização da geometria e a aplicação das condições do contorno, e por fim, realizar as análises dos resultados.

As simulações pelo método de elementos finitos foram realizadas utilizando o *software Ansys*. Por meio dele foram obtidas as tensões e deformações geradas na peça durante sua aplicação, e também feita a verificação da sua resistência estrutural.

3.2.1 Material utilizado

O material utilizado para a fabricação do semieixo foi o aço SAE 4340 (aço carbono ao cromo-níquel-molibdênio) submetido a tratamento térmico de têmpera a revenimento. Ele foi selecionado devido as suas propriedades e por se tratar de um aço para beneficiamento de alta resistência mecânica, com elevada temperabilidade e alta tenacidade. O aço SAE 4340 é amplamente utilizado na industrial automobilística, na fabricação de eixos, bielas, virabrequins, peças de máquinas e equipamentos.

Na Tabela 2 tem-se, a composição química do aço SAE 4340.

Tabela 2 – Composição química do aço SAE 4340

Limites da composição química (%)							
C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo
0,38	0,60	0,035	0,04	0,15	1,65	0,70	0,20
0,43	0,80	máx.	máx.	0,35	2,00	0,90	0,30

Fonte: ASM Handbook (1990).

3.2.2 Ensaio de tração

Após a seleção do material foram fabricados corpos de provas para serem submetidos a ensaio de tração e assim construir a curva tensão-deformação verdadeira do material e obter as propriedades do material.

O ensaio de tração foi realizado no Laboratório de Ensaio Mecânicos – LAMEC, para sua execução foram utilizados os equipamentos identificados na Tabela 3.

Tabela 3 – Equipamentos utilizados no ensaio de tração

Máquina de Ensaio de Tração Universal	Marca	EMIC
	Modelo	DL 20000
	Capacidade	200 kN
Extensômetro Digital	Marca	EMIC
	Capacidade	50 mm

Fonte: LAMEC (2020).

3.2.3 Discretização da geometria

Neste estudo, o modelo foi discretizado em um sistema equivalente de elementos finitos com nós associados. Os tipos de elementos usados foram os elementos quadráticos 3D hexaedro e tetraedro, exemplificados na Figura 15. O número total de elementos utilizados e sua variação de tamanho foram ajustados conforme análise de convergência de malha.

3.2.3.1 Análise de convergência de malha

Inicialmente foi feita uma malha grosseira e posteriormente refinada nas áreas que concentram os maiores esforços, pois os elementos devem ser pequenos em áreas mais críticas, para fornecerem resultados mais precisos, e os elementos devem ser grandes, em áreas com pouco esforço, afim de reduzir o tempo de processamento computacional.

A análise de convergência de malha foi realizada, tendo em vista que, a escolha de uma malha com poucos elementos pode levar a resultados equivocados, podendo comprometer o estudo. Ela foi feita comparando as tensões máximas obtidas entre as duas últimas simulações. Quando o valor do erro relativo entre elas for menor que 5%, conforme Equação 16, a análise foi considerada satisfatória, pois os resultados começaram a convergir para um determinado valor, sendo considerado um mínimo de seis avaliações de erro relativo. Deste modo, não se faz mais necessário um novo refinamento, pois os resultados se tornaram indiferentes a uma maior discretização da malha.

$$\text{Erro_rel} = \frac{X_{y-1} - X_y}{X_{y-1}} \quad (22)$$

onde, X_y é o valor da última tensão máxima obtida e X_{y-1} é o valor da tensão máxima anterior.

3.2.4 Cargas atuantes e condições de contorno

Nesta etapa foram inseridas as cargas atuantes e condições de contorno relevantes a análise do semieixo, de modo a deixar o modelo com o carregamento real do veículo. O torque aplicado no semieixo, representa o torque na roda do veículo coletado em dinamômetro, considerando todas as perdas pertinentes ao sistema de transmissão, com o carro completo. Já a força é uma aproximação da distribuição do peso do carro em uma das quatro rodas.

O dinamômetro é uma interessante ferramenta para coleta de dados de desempenho de um veículo, ele possui um sistema de coleta formado por sensores que captam a rotação em função do tempo e também possui um sistema de indicação de torque.

Para a realização do teste em dinamômetro as rodas traseiras do veículo foram posicionadas entre dois rolos. As rodas dianteiras e o chassi na parte traseira do carro foram amarrados e a grampos presos no chão, de modo a limitar os movimentos do veículo. Assim foi possível iniciar o teste e coletar os dados para a determinação da *performance* do veículo, conforme Tabela 4.

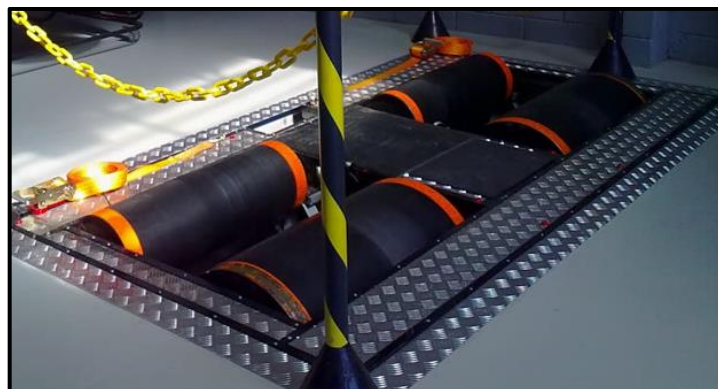
Tabela 4 – Dados de dinamômetro coletados na roda do veículo

Potência máxima	956 kW à 7530 RPM
Torque máximo	1360 Nm à 6290 RPM

Fonte: Autora (2020).

Na Figura 20 encontra-se o modelo de dinamômetro utilizado para a realização do teste.

Figura 20 – Dinamômetro de rolos



Fonte: Dynotech (2020).

3.3 ANÁLISE DE FADIGA

Após a verificação da resistência estrutural da peça e a obtenção das tensões e deformação, através da análise numérica pelo método de elementos finitos. Os dados foram exportados e a análise de fadiga foi realizada utilizando o *software Fe-safe*.

Esta análise foi realizada através do método de deformação-vida, escolhido devido à alta sollicitação mecânica requerida do semieixo e também por ser um método que pode ser utilizado tanto para baixo ciclo, quanto para alto ciclo. Este método permite uma análise mais detalhada da deformação plástica nas regiões onde as tensões e deformações são consideradas para estimar a vida da peça.

Para visualização dos resultados, os dados foram exportados para o *software Ansys*. Deste modo, através da análise de fadiga foi determinada a durabilidade, em número de ciclos, até a falha esperada do semieixo.

4 RESULTADOS

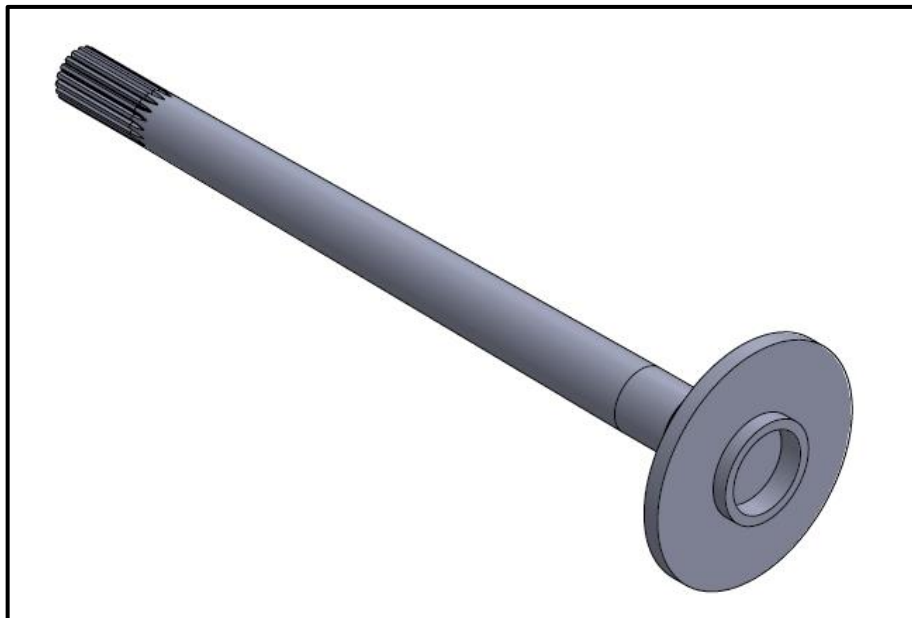
Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos através dos materiais e métodos já descritos no capítulo 3.

4.1 GEOMETRIA MODELADA EM CAD

Para que os resultados sejam adequados, foi necessário fazer uma preparação da geometria, excluindo elementos desnecessários, a fim de simplificar o modelo e tornar a análise mais objetiva e precisa, melhorando a qualidade da malha e o tempo de processamento.

Após realizar análises preliminares e considerando o método de análise de Mujahidin e Andoko (2019), o semieixo foi considerado com um corpo sólido único. As furações da flange e a parte roscada que garantia a união da flange ao eixo foram retiradas, conforme Figura 21.

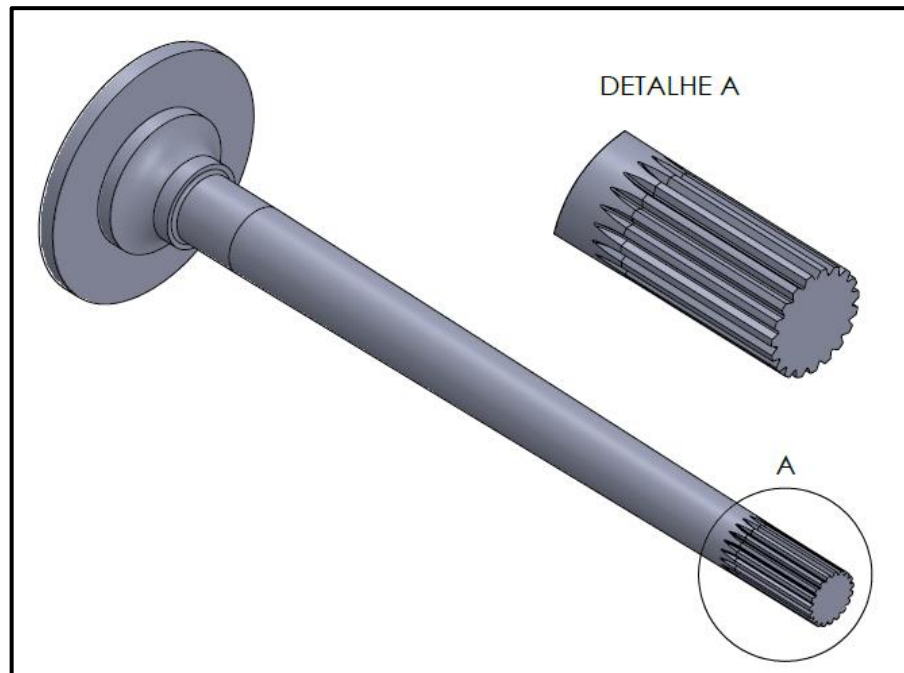
Figura 21 – Semieixo simplificado vista isométrica posterior



Fonte: Autora (2020).

Também se fez necessário acrescentar na geometria, a saída de raio da ferramenta de usinagem no estriado, conforme Figura 22.

Figura 22 – Semieixo simplificado vista isométrica frontal



Fonte: Autora (2020).

4.2 PROPRIEDADES DO MATERIAL

As propriedades do material foram definidas através de ensaio de tração. Deste modo é possível que as análises sejam realizadas com as especificações reais do semieixo, aumentando a confiabilidade dos resultados.

4.2.1 Corpos de prova

Após a seleção do material foram fabricados três corpos de provas. Os mesmos seguiram um padrão de dimensões e forma conforme a norma ASTM A370 – Métodos de teste padrão e definições para ensaios mecânicos de produtos de aço. Os corpos de prova foram submetidos a tratamento térmico de têmpera e revenimento à 500°C por 2 horas, obtendo dureza entre 36 e 38 HRc. Na Figura 23 tem-se o corpo de prova já com o tratamento térmico realizado.

Figura 23 – Corpo de prova

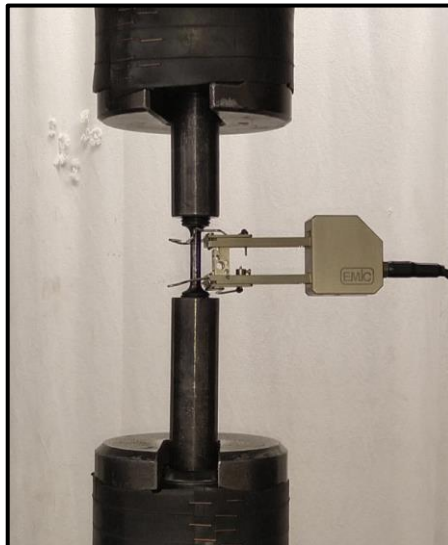


Fonte: LAMEC (2020).

4.2.2 Ensaio de tração

Os corpos de prova foram submetidos a ensaio de tração com o uso de extensômetro, conforme Figura 24. Deste modo foi possível quantificar as propriedades mecânicas, encontradas na Tabela 5, do aço SAE 4340 com dureza entre 36 e 38 HRC.

Figura 24 – Ensaio de tração com extensômetro



Fonte: LAMEC (2020).

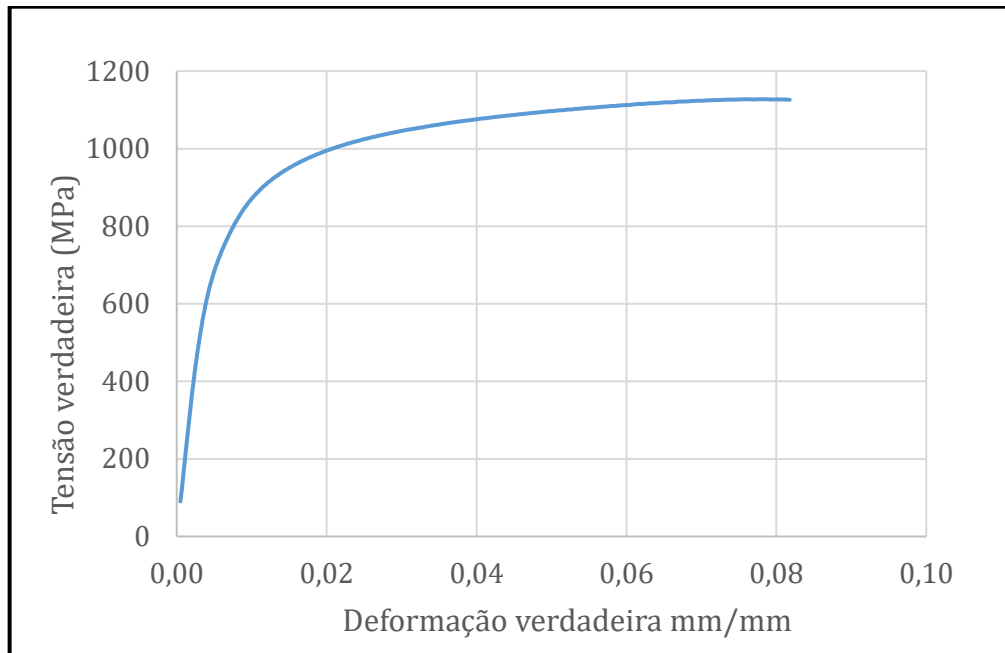
Tabela 5 – Propriedades mecânicas do aço SAE 4340 com dureza entre 36 e 38 HRC

Módulo de elasticidade, E (MPa)	194912
Tensão de escoamento (MPa)	716
Limite de resistência à tração, S_u (MPa)	1049
Tensão máxima verdadeira (MPa)	1127
Alongamento (%)	6,3
Redução de área, RA (%)	13,2

Fonte: LAMEC (2020).

A partir das tensões e deformações de engenharia lidas durante o ensaio de tração, foi gerado o gráfico tensão x deformação verdadeira, conforme Figura 25. A parte plástica da curva foi importada para o *Ansys*, assim possibilitando uma análise elastoplástica.

Figura 25 – Gráfico tensão x deformação verdadeira

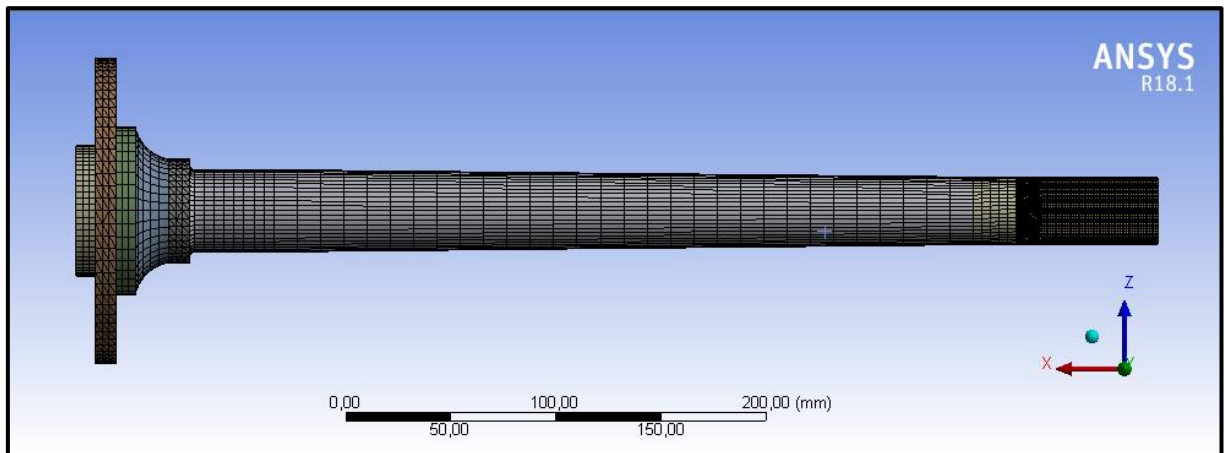


Fonte: Autora (2020).

4.3 DISCRETIZAÇÃO DA GEOMETRIA

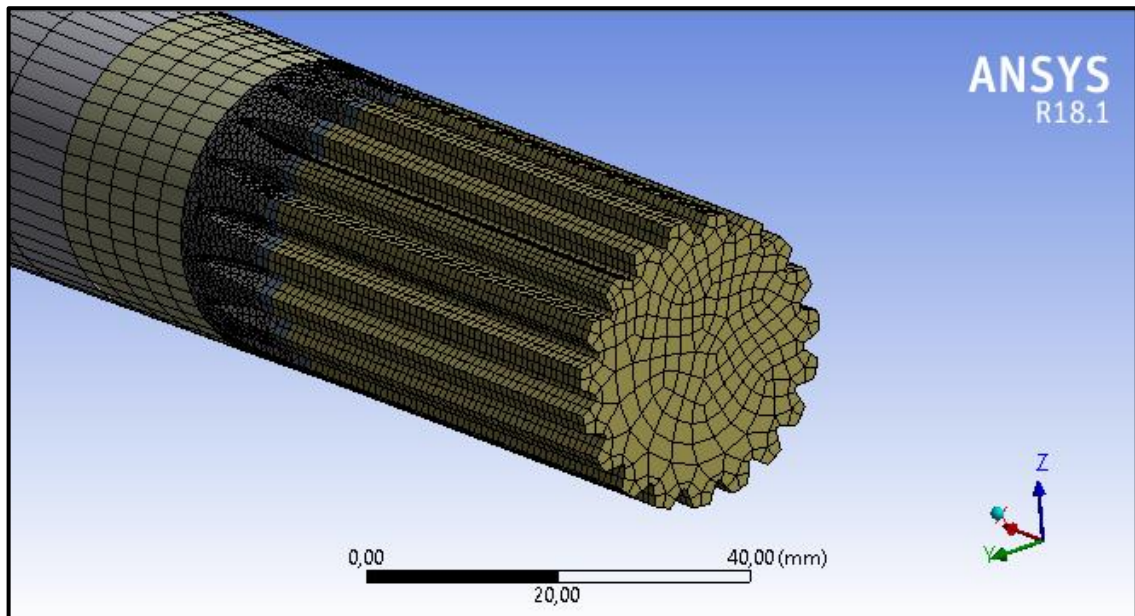
Na Figura 26, tem-se a malha final, onde constam 283.033 nós e 143.392 elementos. Na ponta estriada houve a necessidade de um maior refinamento, pois foi nela onde ocorreram as maiores tensões, conforme Figura 27.

Figura 26 – Malha final



Fonte: Autora (2020).

Figura 27 – Estriado com malha refinada

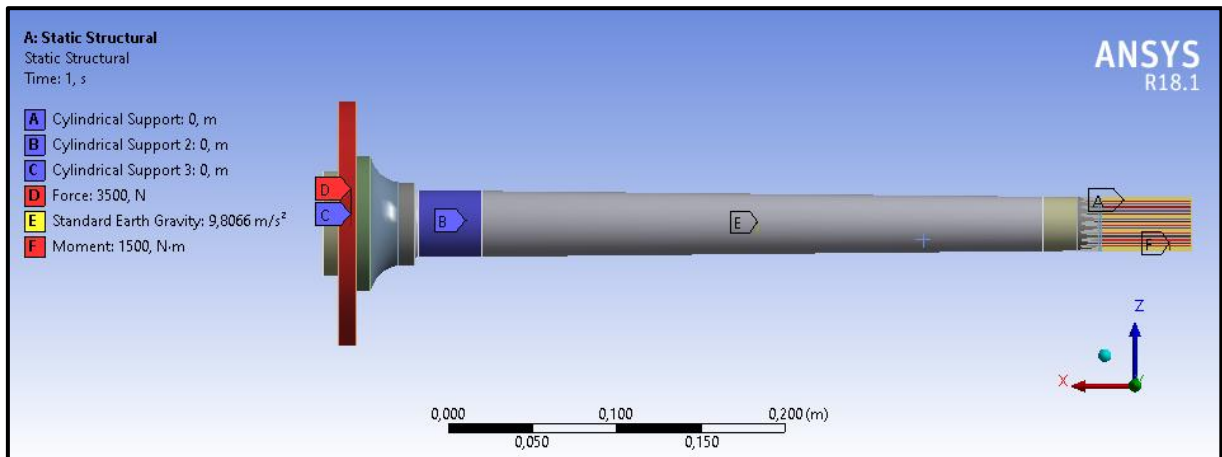


Fonte: Autora (2020).

4.4 CARGAS ATUANTES E CONDIÇÕES DE CONTORNO

Na Figura 28 estão representas as condições de contorno e as cargas atuantes no semieixo.

Figura 28 – Condições de contorno e carga atuantes



Fonte: Autora (2020).

As condições de contorno são destacadas pelas letras A, B e C. De modo que, as condições “A” e “B” são determinadas como um suporte cilíndrico, que possuem movimentos fixos ao longo dos sentidos radial e axial, e movimento livre ao longo do sentido tangencial. O suporte cilíndrico “A” representa o acoplamento do estriado no diferencial e o suporte cilíndrico “B” representa o alojamento do rolamento. Já a condição “C”, também determinada com um suporte cilíndrico, possui movimentos livres ao longo dos sentidos radial e axial, e movimento fixo ao longo do sentido tangencial, representado a fixação da flange na roda do veículo.

As cargas atuantes são destacadas pelas letras D, E e F. De maneira que a força “D” é a força peso atuando na roda, a letra “E” é a aceleração da gravidade, indicando o sentido de utilização do semieixo e o momento “F” é o momento tursor recebido do diferencial, no qual seu valor foi determinado em teste de dinamômetro e acrescentado 10% para considerar uma pior condição. Os seus respectivos valores encontram-se na Tabela 6.

Tabela 6 – Cargas atuantes

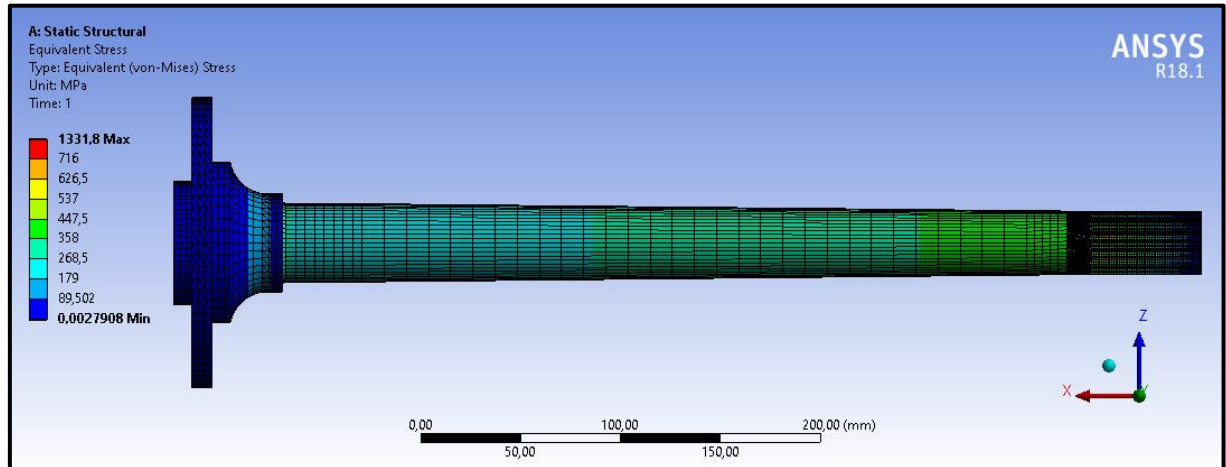
Força peso, D (N)	3.500
Aceleração da gravidade, E (m/s ²)	9,8066
Torque, F (Nm)	1.500

Fonte: Autora (2020).

4.5 RESULTADOS ANÁLISE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Ao analisar os resultados foi verificado que as tensões equivalentes de Von Mises ultrapassam a tensão máxima em alguns pontos, conforme Figura 29.

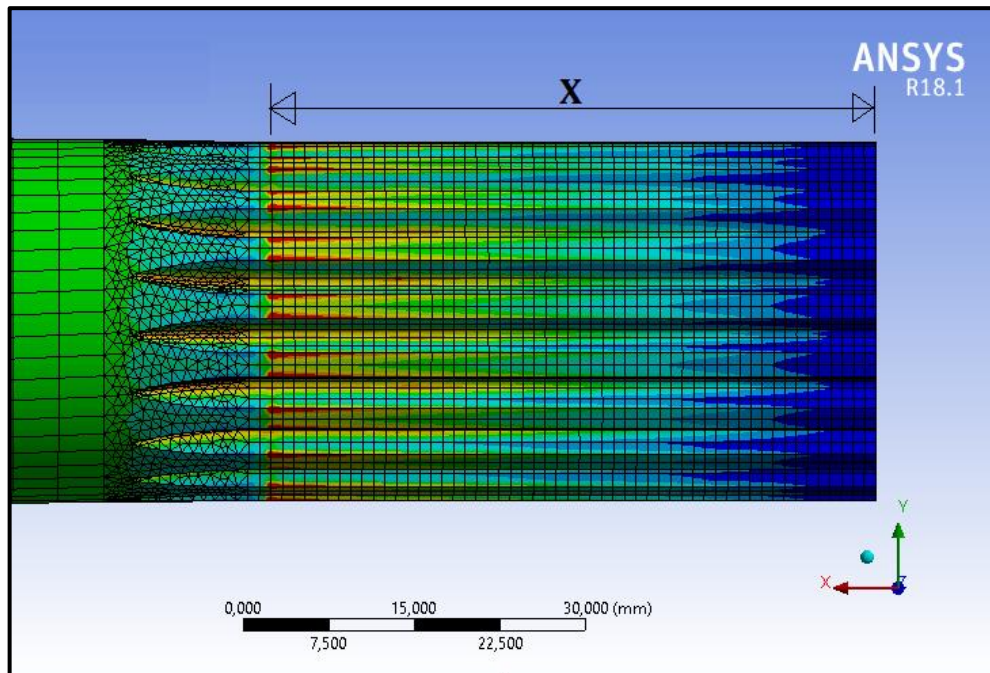
Figura 29 – Tensões equivalentes de Von Mises



Fonte: Autora (2020).

Isto ocorreu em áreas onde existe a influência da condição de contorno de suporte cilíndrico e aplicação do torque. Na Figura 30, o comprimento "X" está delimitando a região onde estas condições foram aplicadas. Outro fator que pode ter acentuado os picos de tensões, foi a geometria ser aproximação de geometria real, no qual há raios da saída da ferramenta de usinagem no estriado. No restante do semieixo, as tensões se mantem abaixo do limite de escoamento do material.

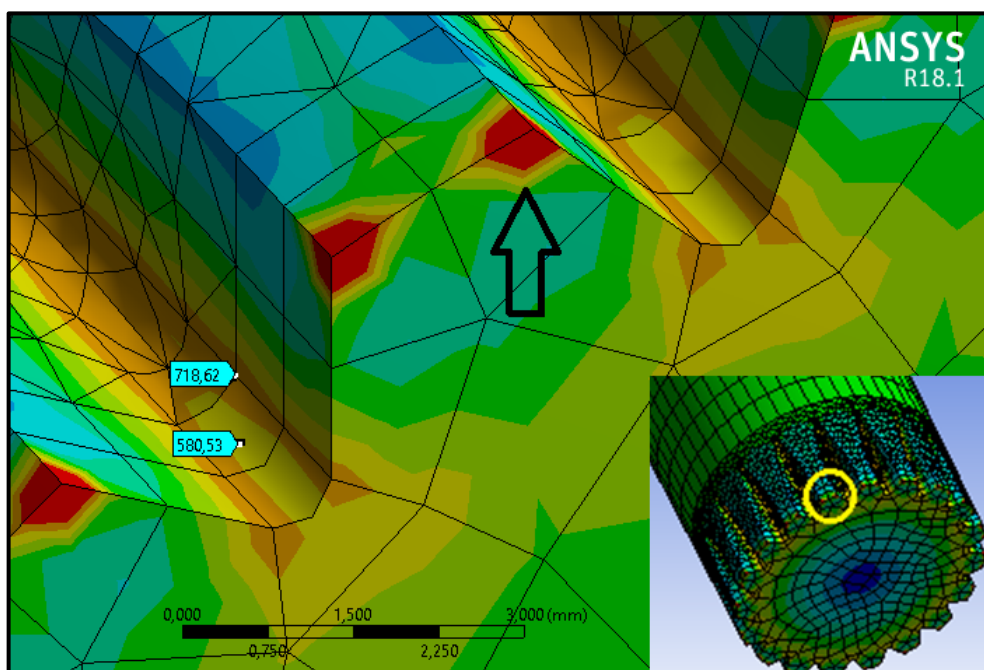
Figura 30 – Área com maiores tensões



Fonte: Autora (2020).

Ao realizar um corte na seção transversal do estriado, conforme Figura 31, foi possível analisar o gradiente de tensões, assim verificando que os picos de tensões, indicado por seta, são localizados, dentro de um mesmo elemento. Deste modo serão considerados neste estudo como problemas matemáticos de singularidade.

Figura 31 – Corte seção transversal no estriado



Fonte: Autora (2020).

4.6 DADOS DE ENTRADA *FE-SAFE*

Para iniciar a análise de fadiga foi importado o arquivo *Ansys RST (*.rst)* para o *Fe-safe*. Neste arquivo estão contidas as informações de tensões e deformações associadas a cada nó do modelo. Estas foram utilizadas para o cálculo da vida de fadiga em cada nó usando uma análise ciclo a ciclo.

Apesar do *Fe-safe* ter uma ampla biblioteca de dados dos materiais mais usuais, foi necessário criar uma aproximação do material, usando os dados do ensaio de tração e as propriedades cíclicas calculadas na Tabela 7, a partir das Equações 14 a 18.

Tabela 7 – Propriedades cíclicas do aço SAE 4340 com dureza entre 36 e 38 HRc

Coeficiente de resistência a fadiga, σ'_f (MPa)	1394
Expoente de resistência a fadiga, b	-0,071
Coeficiente de ductilidade por fadiga, ϵ'_f	0,14
Expoente de ductilidade por fadiga, c	-0,5
Expoente de encruamento cíclico, n'	0,14
Coeficiente de resistência cíclica, K' (MPa)	1839,7

Fonte: Autora (2020).

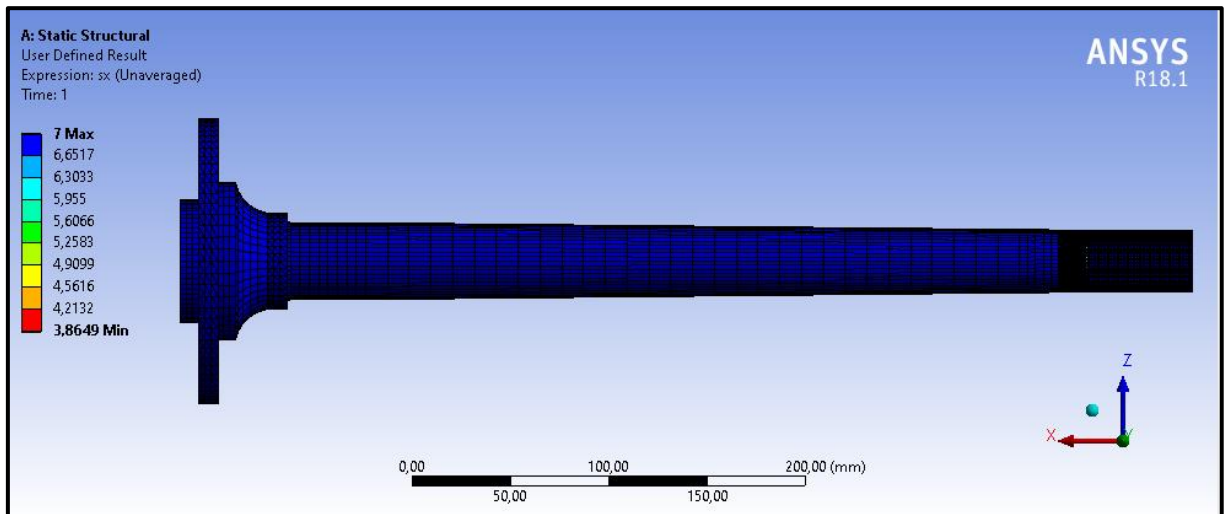
Em seguida as configurações dos carregamentos foram ajustadas no *Fe-safe*, de modo que o bloco de carregamento foi definido como elastoplástico e os pares de tensões e deformação, já importadas da análise pelo método de elementos finitos, foram acrescentados ao bloco.

A análise foi executada pelo método de plano crítico, fazendo uso do modelo de Brown-Miller, cujo critério de dano a fadiga é baseado em deformação e também utilizando o critério de Morrow para correção da tensão média.

4.7 RESULTADOS DA ANÁLISE DE FADIGA

A Figura 32 apresenta os resultados da análise de fadiga considerando o número de ciclos calculados na escala Log_{10} necessários para atingir a falha.

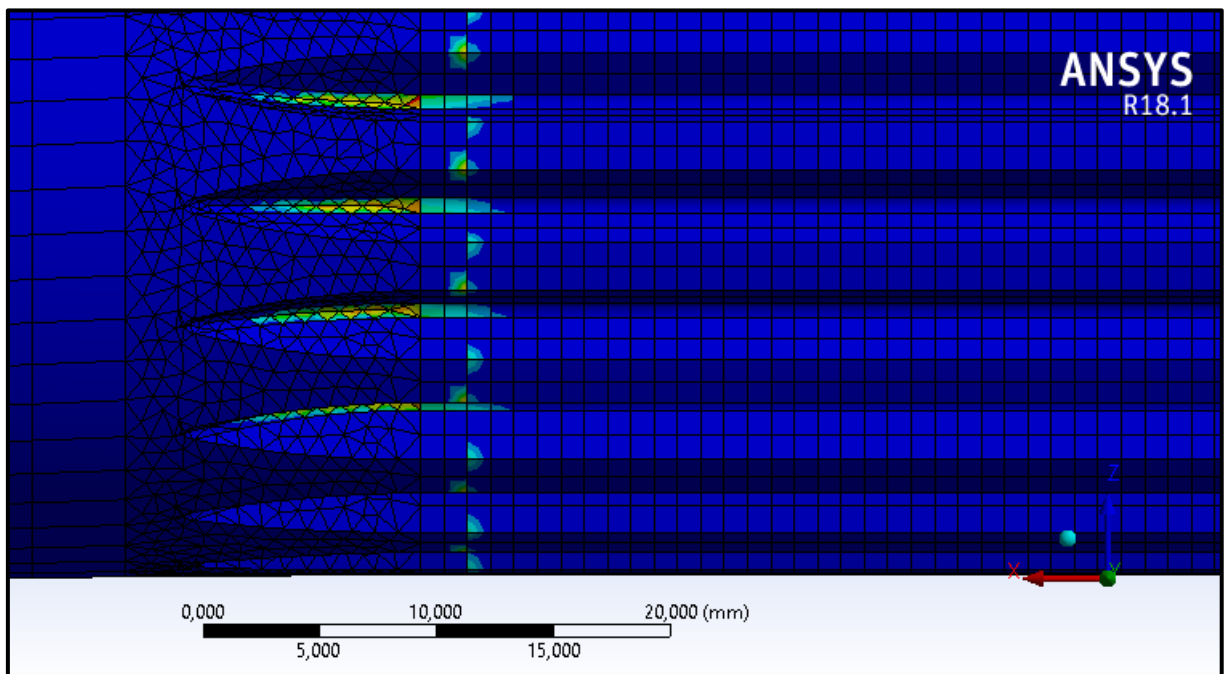
Figura 32 – Estimativa de vida em ciclo na escala Log_{10}



Fonte: Autora (2020).

Na Figura 33 está ampliada a área onde ocorrem os pontos mais críticos para a vida em fadiga. Sendo eles na região do entalhe, local onde é representada a saída da ferramenta de usinagem.

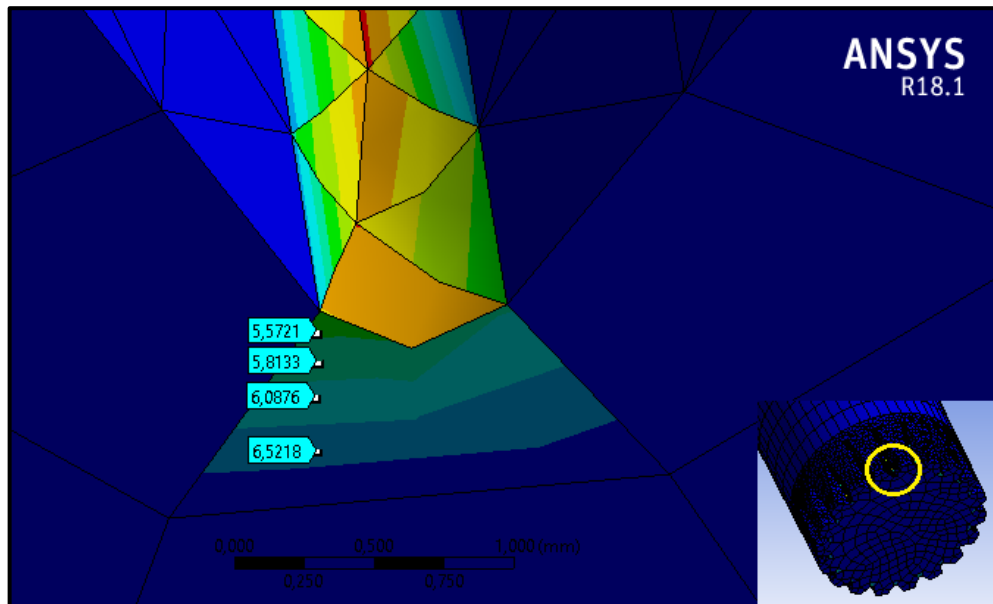
Figura 33 – Ampliação dos pontos mais críticos para a vida em fadiga



Fonte: Autora (2020).

Já na Figura 34 tem-se a uma seção de corte transversal ao entalhe do estriado, nela é perceptível que o gradiente de falha em fadiga é superficial, não atingindo 1 mm de penetração no semieixo.

Figura 34 – Seção de corte transversal no estriado



Fonte: Autora (2020).

Estas mesmas regiões não foram consideradas na análise pelo método de elementos finitos. Mas devido a importação dos dados para o *Fe-safe* não foi possível despreza-las previamente.

Deste modo, os pontos considerados críticos podem ser desconsiderados e o semieixo pode ser admitido como tendo sua vida infinita.

5 CONCLUSÕES

O objetivo principal deste trabalho foi realizar uma análise de durabilidade de um semieixo de um automóvel de passeio preparado/modificado para competição. A avaliação foi realizada com base na metodologia de estimativa de vida à fadiga baseada no método de vida sob deformação. Os esforços nominais sobre o semieixo foram determinados com o auxílio de um dinamômetro, deste modo foi possível ponderar a diferença entre os esforços de um veículo original e um veículo modificado.

Com a realização da análise estrutural pelo método de elementos finitos, utilizando o *software Ansys*, foi possível verificar que apesar das tensões equivalentes de Von Mises se mostrarem altas na parte do estriado, ultrapassando a tensão máxima do material. As mesmas podem ser desconsideradas, pois após um corte na seção transversal no estriado, foi constatado serem picos de tensões, concentradas em locais próximos as condições de contorno estabelecidas e também pelo estriado ser uma aproximação da geometria real.

Os resultados da análise de fadiga, utilizando o *software Fe-safe*, mostraram-se coerentes devido a análise estrutura já realizada. Os pontos onde ocorreram menores estimativas de vida, foram desconsiderados devido ao baixo gradiente de penetração. Deste modo, o semieixo foi classificado com vida infinita.

Neste trabalho, a análise elastoplástica foi realizada devido às elevadas cargas aplicadas. Realizar uma análise considerando a plasticidade do material é de suma importância, tanto para a análise estrutura, quanto para a análise de fadiga. Por meio dela, é possível determinar a carga limite que a peça é capaz de suportar e ter uma melhor previsão da vida em fadiga, assim dando uma maior confiabilidade à análise.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- a) Aprimoramento da geometria, compreendendo que há regiões superdimensionadas.
- b) Avaliar a necessidade de tratamento térmico no material SAE 4340, para esta aplicação.
- c) Avaliar possibilidade da utilização do material SAE 1045, como alternativa para redução de custos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASI, Osman. Fatigue failure of a rear axle shaft of an automobile. **Engineering Failure Analysis**, [S.L.], v. 13, n. 8, p. 1293-1302, dez. 2006. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2005.10.006>.

ASM Handbook. **Fatigue and fracture**. United States Of America: ASM International Handbook Committee, 1996.

ASM Handbook. **Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys**. United States Of America: ASM International Handbook Committee, 1990.

BANNANTINE, Julie A. **Fundamentals of metal fatigue analysis**. New Jersey: Prentice Hall, 1990.

BAYRAKCEKEN, H.; TASGETIREN, S.; YAVUZ, İ. Two cases of failure in the power transmission system on vehicles: a universal joint yoke and a drive shaft. : A universal joint yoke and a drive shaft. **Engineering Failure Analysis**, [s.l.], v. 14, n. 4, p. 716-724, jun. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2006.03.003>.

BHAGORIA, Palak; JOHN, Siju Tom; PATANGIA, Palash; PUROHIT, Rajesh. Failure Analysis of the Axle Shaft of an Automobile. **Materials Today: Proceedings**, [s.l.], v. 4, n. 4, p. 5398-5407, 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matpr.2017.05.051>.

BUDYNAS, Richard G. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2016.

CENTER PEÇAS FABBRI. **O que é e como funciona o eixo cardan?** 2017. Disponível em: <https://cpfabri.com.br/o-que-e-e-como-funciona-o-eixo-cardan/>. Acesso em: 07 abr. 2020.

COLLINS, Jack A. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma perspectiva de prevenção da falha**. Rio de Janeiro: LTC, 2017

COWELL, J. M. **Development of a practical fatigue analysis methodology for life prediction of rotary-wing aircraft components**. 2006. 132 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Graduate Faculty of North Carolina State University, Raleigh, 2006.

DIAS, Filipe Teixeira. **Método dos Elementos Finitos: Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia**. Lisboa: ETEP, 2010.

GUILHERME, José. **Elementos Finitos – O que é? Quando utilizar? Quais são os benefícios?** 2016. Disponível em: <https://ensur.com.br/elementos-finitos-quais-os-beneficios/>. Acesso em: 10 ago. 2020.

IMA. **Semieixo**. Disponível em: <http://ima.ind.br/semieixo/>. Acesso em: 17 ago. 2020.

IZO, Alexandre. **O que é embreagem**. 2016. Disponível em: <https://revistaautoesporte.globo.com/Noticias/noticia/2016/04/glossario-o-que-e-embreagem.html>. Acesso em: 07 abr. 2020.

LAMEC. Laboratório de Ensaios Mecânicos. Universidade de Caxias do Sul, 2020.

LEE, Yung-Li; PAN, Jwo; HATHAWAY, Richard; BARKEY, Mark. **Fatigue Testing and Analysis**. [S.L]: Elsevier, 2005.

LOGAN, Daryl L. **A First Course in the Finite Element Method**. Stamford: Cengage Learning, 2012.

MEGGIOLARO, M. Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions. **International Journal Of Fatigue**, [s.l.], v. 26, n. 5, p. 463-476, maio 2004. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2003.10.003>.

MINISTÉRIO DA ECONOMIA. **Setor Automotivo**. Disponível em: <http://www.mdic.gov.br/index.php/competitividade-industrial/setor-automotivo>. Acesso em: 16 mar. 2020.

MIRLISENNA, Giuseppe. **Método dos Elementos Finitos: o que é?** 2016. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>. Acesso em: 10 ago. 2020.

MUJAHIDIN, F; ANDOKO. Stress Analysis of Rear Axle Pick-up with Finite Element Method. **Iop Conference Series: Materials Science and Engineering**, [s.l.], v. 494, p. 012028, 29 mar. 2019. IOP Publishing. <http://dx.doi.org/10.1088/1757-899x/494/1/012028>.

NAKATA AUTOMOTIVA. **Entenda tudo que acontece com o sistema de transmissão do seu carro**. 2018. Disponível em: <https://blog.nakata.com.br/entenda-tudo-que-acontece-com-o-sistema-de-transmissao-do-seu-carro/>. Acesso em: 07 abr. 2020.

NAKATA AUTOPEÇAS. **Semieixos podem sofrer desgaste até quebra e comprometer a transmissão do veículo**. Disponível em: <https://www.nakata.com.br/catalogodicastecnicas/dica/semieixos-podem-sofrer-desgaste-at-quebra-e-comprometer-a-transmisso-do-veiculo>. Acesso em: 14 ago. 2020.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013

RAO, Singiresu S. **The Finite Element Method in Engineering**. Cambridge: Elsevier, 2018.

ROSA, Edison da. **Análise de resistência mecânica: mecânica da fratura e fadiga**. Florianópolis: Grante, 2002.

SILVA, Fernando de Azevedo; CHAVES, Carlos Alberto; GUIDI, Erick Siqueira. Análise de falha por fadiga em eixo de transmissão utilizando o método dos elementos finitos. **Exacta**, [s.l.], v. 14, n. 2, p. 207-220, 1 jul. 2016. University Nove de Julho. <http://dx.doi.org/10.5585/exactaep.v14n2.6211>.

STOCK CAR BRASIL. **Década de 1970: A Primeira Temporada**. Disponível em: <https://www.stockcar.com.br/historia>. Acesso em: 16 mar. 2020.

SURESH, Subra. **Fatigue of materials**. New York: Cambridge University Press, 2004.