

Universidade de Brasília - UnB Faculdade UnB Gama - FGA Engenharia Automotiva

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

Autor: Marcus Vinícius Rocha Guerra Orientador: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

> Brasília, DF 2016



Marcus Vinícius Rocha Guerra

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Automotiva).

Universidade de Brasília - UnB Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

Brasília, DF 2016

Marcus Vinícius Rocha Guerra

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas/ Marcus Vinícius Rocha Guerra. – Brasília, DF, 2016-100 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dra. Carla Tatiana Mota Anflor

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - Un
B Faculdade Un
B Gama - FGA , 2016. $\,$

1. Feixe de molas. 2. Chassi. I. Dra. Carla Tatiana Mota Anflor. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

CDU 02:141:005.6

Marcus Vinícius Rocha Guerra

Desenvolvimento e Análise de um Projeto de Feixe de Molas

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotivada Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Automotiva).

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 05 de dezembro de 2016:

Dra. Carla Tatiana Mota Anflor Orientador

Dra. Maura Angélica Milfont Shzu Convidado 1

> Dra. Suzana Moreira Ávila Convidado 2

> > Brasília, DF 2016

Agradecimentos

Queria inicialmente agradecer a Deus pela oportunidade que me concedeu em concluir meu curso de engenharia automotiva, me protegendo e me abençoando em todos os momentos de dificuldades vividos durante toda a graduação.

Queria agradecer também à minha família pelo apoio, dedicação e ajuda, especialmente ao meu pai Josué Guerra e minha mãe Hermenízia Oliveira, que não mediram esforços para que esse sonho fosse realizado.

Agradeço ao Grupo de Mecânica Experimental e Computacional (GMEC), o qual fiz parte, e que me deu todo o suporte físico e acadêmico, que garantiu a realização desse trabalho, especialmente à minha orientadora, Prof^a Dra. Carla Tatiana Mota Anflor, que me ajudou e me deu auxílio durante todos os momentos de dificuldades. Ao Laboratório de Materiais da Faculdade do Gama (FGA) pertencente à Universidade de Brasília (UnB), sem o qual não seria possível a realização dos experimentos demandados na concepção do estudo. E por fim à todos os professores e colegas que me ajudaram: Prof. Dr. Rhander Viana, Prof. Dr. Rodrigo Arbey Muñoz Meneses e Prof. Dr. Volker Steier.

Resumo

O objetivo deste trabalho consiste em desenvolver e analisar um projeto de um feixe de molas e seu acoplamento a um chassi de veículo de grande porte. Neste sentido os esforços estão concentrados na melhora do desempenho deste sistema fundamentadas nas análises estática, modal e de fadiga. O projeto será concebido em plataforma CAD/Catia, simulando uma estrutura real e as análises serão avaliadas via o Método dos Elementos Finitos (MEF). A partir da verificação dos campos de tensões e deformações da estrutura será possível propor alterações a fim de que o projeto atenda aos critérios de falha. Após as análises via MEF, serão efetuadas as mesmas análises em uma estrutura real de veículo de grande porte, a fim de comparar e garantir que as tensões e deformações analisadas no primeiro momento sejam semelhantes as que o veículo realmente suporta.

Palavras-chaves: Elementos Finitos, Feixe de Molas, Análise Modal, Análise Estática, Fadiga, Chassi.

Abstract

The objective of this work is to develop and analyze a design of a leaf spring and its coupling to a large vehicle chassis. In this sense, the efforts are focused on improving the performance of this system based on static analysis, modal and fatigue. The project will be designed in CAD / Catia platform, simulating a real structure and analysis will be evaluated via the Finite Element Method (FEM). From the verification of stress fields and deformations of the structure will be possible to propose changes to the project meets the criteria of failure. After analysis by FEM, the same analyzes are performed on a real structure large vehicle, in order to compare and to ensure that the stresses and strains analyzed in the first instance are similar to those actually supports the vehicle.

Key-words: Finity Elements, Leaf Spring, Modal Analysis, Static Analysis, Fatigue, Chassi.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Chassi Escada. FortalBus	29
Figura 2 – Chassi Monobloco. BH-exotics	30
Figura 3 – Chassi tubular. 4x4 brasil	30
Figura 4 – Tipos de Acoplamento do Feixe de Molas. 4x4brasil	32
Figura 5 – Feixe de molas. rassini-NHK	33
Figura 6 – Critério do cisalhamento máximo	36
Figura 7 – Critério de von Mises	37
Figura 8 – Comparativo entre os critérios de cisalhamento máximo e critério de	
von Mises \ldots	38
Figura 9 – Diagrama S-N	41
Figura 10 – Ciclo de fadiga de onda senoidal	42
Figura 11 – Tensão alternada-Tensão média	44
Figura 12 – Critérios de falha	45
Figura 13 – Condição de contato \ldots	52
Figura 14 – condição de penetração entre dois componentes $\ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots$	53
Figura 15 – Tipos de Contatos	55
Figura 16 – Interface de problemas de contato	56
Figura 17 – Dois corpos em contato	58
Figura 18 – Corte com serra fita	62
Figura 19 – Corte da amostra	63
Figura 20 – Embutimento \ldots	63
Figura 21 – Lixamento	64
Figura 22 – Polimento	65
Figura 23 – Análises do MEV	65
Figura 24 – Medida 1 do MEV	66
Figura 25 – Medida 2 do MEV	66
Figura 26 – Medida 3 do MEV \ldots	67
Figura 27 – Medida 4 do MEV	67
Figura 28 – Medida 4 do MEV	68
Figura 29 – Resultados da Metalografia	70
Figura 30 – Ensaio de dureza	72
Figura 31 – Corpo de prova na máquina de tração	74
Figura 32 – Gráfico tensão x deformação	75
Figura 33 – Determinação da Tensão de Escoamento	76
Figura 34 – Tensão de escoamento utilizando E=207GPa	77
Figura 35 – Comparação entre as retas	77

Figura 36 – Corpos de prova após o rompimento $\dots \dots \dots$
Figura 37 – CAD do Chassi \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots 81
Figura 38 – Chassi discretizado em elementos $\ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots $ 82
Figura 39 – Tensão de von Mises para flexo-torção
Figura 40 – Deslocamento total do chassi em análise estática 83
Figura 41 – Modos de vibração livres
Figura 42 – Modos de vibração do chassi apoi ado
Figura 43 – Coeficiente de segurança do Chassi
Figura 44 – Número de Ciclos para fadiga do chassi \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots 87
Figura 45 – CAD do feixe de molas $\ldots \ldots $ 88
Figura 46 – Malha do feixe de molas
Figura 47 – Condições de contorno $\ldots \ldots $ 89
Figura 48 – Tensão de von Mises para o feixe de molas
Figura 49 – Modos de vibração do feixe de molas \hdots
Figura 50 – CAD dos feixes de molas acoplado ao chassi \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots $.$ 92
Figura 51 – Malha do conjunto chassi e feixe de molas \ldots
Figura 52 – Tensão equivalente de von Mises do conjunto feixe de molas e chassi $.~.~93$
Figura 53 – Coeficiente de segurança do conjunto \ldots
Figura 54 – Modos de vibração dos feixes acoplados ao chassi $\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$ 95

Lista de tabelas

Tabela 1 –	Estimativa da composição química do aço	79
Tabela 2 $\ -$	Tabela de classificação dos aços	79
Tabela 3 –	Propriedades Mecânicas do Material	80
Tabela 4 –	Tabela de valores considerando os erros	80
Tabela 5 –	Frequências naturais do chassi sob condição livre	84
Tabela 6 –	Frequências naturais do chassi apoiado nas quatro rodas $\ . \ . \ . \ .$	85
Tabela 7 $$ –	Frequências naturais do feixe de molas	90
Tabela 8 –	Frequências naturais dos feixes de molas acoplados ao chassi	94

Lista de abreviaturas e siglas

CAD	Desenho assistido por computador
MEF	Método dos elementos finitos
FEM	Finity element method
SUV	Sport utility vehicle
S-N	tensão \times Número de ciclos
$\sigma_a - \sigma_m$	Diagrama tensão alternante \times Tensão média
CAE	Computer-Aided Engineering
MEV	Microscopia Eletrônica de Varredura
DIC	Método de Correlação de Imagem Digital

Lista de símbolos

σ_e	Tensão de escoamento
$ au_{m cuta x}$	Tensão de cisalhamento máxima
$\sigma_{m ta x}$	Tensão máxima
σ_{min}	Tensão mínima
σ_a	Tensão principal a
σ_b	Tensão principal b
u_d	Energia de distorção por unidade de volume
G	Módulo de elasticidade transversal
$(u_d)_e$	Energia de distorção mínima
M	Massa
K	Rigidez
ω	Frequência natural de vibração
heta	Ângulo de fase
S_{ut}	Tensão de resistência à tração
S_f	Tensão de resistência à fadiga
N	Número de ciclos para vida em fadiga
R	Razão de tensão
$F_{m \acute{a} x}$	Força máxima
F_{min}	Força mínima
F_a	Força alternante
σ_m	Tensão média
σ_a	Tensão alternante
S_e	Limite de resistência à fadiga

S_y	Resistência ao escoamento
n	Fator de segurança
$W_i(\mathbf{x},\mathbf{y})$	Deslocamento elástico normal
$P(\mathbf{x}',\mathbf{y}')$	Pressão distribuída
A	Área
E_i	Módulo de Young
v_i	Coeficiente de Poisson
W_1	Deslocamento elástico 1
W_2	Deslocamento elástico 2
Z_1	Direção 1
Z_2	Direção 2
δ	Abordagem relativa
t_t	Tração na direção tangencial
t_n	Tração na direção normal
u_t	Deslocamento na direção tangencial
u_n	Deslocamento na direção normal
Δu_t	Deslocamento relativo na direção tangencial
Δu_n	Deslocamento relativo na direção normal
μ	Coeficiente de fricção de Coulomb

Sumário

	Introdução	23
1	OBJETIVOS	25
1.1	Objetivos Específicos	25
1.1.1	Concepção do feixe de molas	25
1.1.2	Concepção do chassi	25
1.1.3	Acoplamento do feixe de molas ao chassi	25
1.2	METODOLOGIA	26
2	ASPECTOS GERAIS	27
2.1	Revisão bibliográfica	27
2.2	Chassi	29
2.2.1	Chassi tipo Escada	29
2.2.2	Chassi Monobloco	30
2.2.3	Chassi Tubular	30
2.3	Feixe de molas	31
3	ANÁLISES	35
3.1	Análise Estática	35
3.1.1	Teoria de Cisalhamento Máximo	35
3.1.2	Critério de von Mises	36
3.2	Análise Modal	38
3.3	Análise de Fadiga	39
3.3.1	Método tensão-vida	40
3.3.2	Efeitos da tensão média e flutuantes na vida em fadiga	42
3.4	Análise numérica computacional	46
3.4.1	Preparação da Análise	48
3.4.1.1	Criação do sistema de análise	48
3.4.1.2	Definição de dados de engenharia	48
3.4.1.3	Definição dos tipos de contatos	48
3.4.1.4	Aplicação da malha	49
3.4.1.5	Aplicação de cargas e suportes	49
3.4.1.6	Resolução	49
3.4.1.7	Revisão de resultados	50
4	Ο PROBLEMA DE CONTATO	51

4.1	TRATAMENTO NUMÉRICO DOS CONTATOS	51
4.2	DESCRIÇÃO GERAL DOS PROBLEMAS DE CONTATO	53
4.2.1	Contato do tipo " <i>Bonded</i> "	54
4.2.2	Contato do tipo " <i>Frictionless</i> "	54
4.2.3	Contato do tipo " <i>Frictional</i> "	54
4.2.4	Contato do tipo " <i>No separation</i> "	55
4.2.5	Contato do tipo " <i>Rough</i> "	55
4.2.6	Contato Hertziano	56
4.3	CONDIÇÕES DAS REGIÕES DE CONTORNO	58
4.3.1	Modo de separação	58
4.3.2	Modo de contato	59
5	CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL	61
5.1	Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV)	62
5.1.1	Etapas de Preparação	62
5.1.1.1	Corte	62
5.1.1.2	Embutimento	63
5.1.1.3	Lixamento	64
5.1.1.4	Polimento	64
5.1.2	Resultados do MEV	65
5.1.2.1	Análise do MEV	66
5.2	Metalografia	69
5.3	Ensaio de Dureza	71
5.4	Ensaio de Tração e Método de Correlação de Imagem Digital (DIC)	73
5.4.1	Resultados	74
5.4.1.1	Módulo de Young E [GPa]	75
5.4.1.2	Tensão de Escoamento [MPa]	76
5.4.1.3	Resistência à Tração e Tensão de Ruptura	77
5.4.1.4	Coeficiente de Poisson	78
5.4.2	Análise do Material e Suas Propriedades Mecânicas	79
6	ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL	81
6.1	Análises do Chassi	81
6.1.1	Análise estática	82
6.1.2	Análise Modal	83
6.1.3	Análise de fadiga	86
6.2	Análises do Feixe de molas	88
6.2.1	Análise Estática	89
6.2.2	Análise Modal	90
6.3	Análise do Feixe de Molas Acoplado ao Chassi	91

6.3.1	Análise Estática	92
6.3.2	Análise Modal	94
7 7.1	CONCLUSÃO	97 98
	REFERÊNCIAS	99

Introdução

Ao longo da história, a humanidade sempre buscou novas invenções que pudessem melhorar a forma de se viver, e dentre essas invenções o veículo hoje aparece como uma das mais importantes. Antes do surgimento do veículo, as pessoas se locomoviam por cavalos, carruagens e carroças, porém esses eram meios de transporte lentos. Na busca por uma maior simplicidade e maior velocidade nos meios de transporte, e com a ajuda da revolução industrial, a engenharia desenvolveu meios de transporte movidos à combustão, como os automotores e o trem. Hoje sabemos que o desenvolvimento de um projeto de um automóvel requer o conhecimento de vários sistemas que o compõem, como por exemplo, o sistema de direção, o sistema de propulsão, o sistema de direção, dentre outros, e praticamente todos esses sistemas estão fixados ao chassi.(GUERRA et al., 2015)

Outro sistema importante na concepção dos veículos é o sistema de suspensão o qual contém um conjunto de peças que trabalham em constante movimento e tem por objetivo absorver e acompanhar as saliências oriundas das estradas, de modo a oferecer desempenho, conforto e estabilidade ao automóvel. Esse sistema é composto basicamente por amortecedores e molas. As molas tem por objetivo absorver as imperfeições das estradas e os amortecedores tem por objetivo atenuar o trabalho das molas.

Existem vários tipos de molas: feixe de molas ou a molas a ar, que são mais utilizadas em veículos de grande porte; mola helicoidal, usada tanto na suspensão traseira como dianteira; e mista - helicoidal na suspensão dianteira e feixe na suspensão traseira.

Os feixes de mola são mais utilizados em veículos de grande porte, como caminhões, ônibus, caminhonetes ou SUV's. O uso do feixe de molas nesse tipo de veículo se faz por serem tipos de veículos mais solicitados, ou seja, são veículos que tem por objetivo carregar grandes massas, e para isso é necessário a utilização de um sistema de suspensão que tenha maior rigidez, e o feixe de molas fornece essa rigidez necessária.

1 Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver e analisar um projeto de feixe de molas para uma caminhonete modelo L200 ano 2001 e fazer o seu acoplamento ao chassi do mesmo veículo. Para isso, é preciso validar tanto o projeto do feixe de molas como do chassi. Essa validação será desenvolvida a partir de três tipos de análises: estática, modal e de fadiga. O projeto será desenvolvido em CAD e analisado via Elementos Finitos.

1.1 Objetivos Específicos

1.1.1 Concepção do feixe de molas

- Caracterização do material utilizado no feixe de molas;
- Modelagem via CAD do feixe de molas;
- Análise estática do feixe de molas;
- Análise modal do feixe de molas;
- Análise de fadiga do feixe de molas;

1.1.2 Concepção do chassi

- Modelagem via CAD de um chassi do tipo escada de veículo de grande porte;
- Análise modal do chassi;
- Análise estática do chassi;
- Análise de fadiga do chassi;

1.1.3 Acoplamento do feixe de molas ao chassi

- Acoplamento via CAD dos projetos de feixe de molas e do chassi;
- Análise estática do projeto completo
- Análise modal do projeto completo

1.2 METODOLOGIA

Os passos seguidos para o desenvolvimento do presente trabalho foram realizados levando em consideração os objetivos gerais e específicos.

Inicialmente foi preciso realizar uma pesquisa detalhada acerca dos artigos científicos que tratavam de assuntos relacionados a projetos de feixe de molas, de chassi e do trabalho em conjunto dos dois componentes. Essas pesquisas auxiliaram na obtenção de conhecimentos mais abrangentes acerca do assunto. A partir dessas pesquisas foi possível identificar os tipos de análises que devem ser feitas para a concepção de um bom projeto, os tipos de materiais que são impostos aos projetos, além de identificar os tipos de problemas encontrados na concepção de todo o projeto, desde análises computacionais até análises experimentais. A partir desse passo foi possível identificar materiais de estudos que tinham por objetivo falar a respeito dos problemas e das variáveis de projetos que eram necesssárias para o desenvolvimento do presente trabalho.

O passo seguinte foi definir o escopo do trabalho, tendo em vista as variáveis de projeto encontrados nos artigos científicos e nos materiais de estudos utilizados para a realização das análises. Para o trabalho em questão, primeiramente foi desenvolvido e analisado um projeto de feixe de molas seguindo o modelo de caminhonete Mitisubishi L200 com ano de fabricação 2001. Esse projeto foi desenvolvido levando em consideração o a caracterização do material feita a partir de amostras obtidas diretamente do feixe de molas de tal veículo. A partir dos dados encontrados na caracterização do material, foi possível realizar uma análise numérica computacional de forma correta, levando em consideração os fatores reais de trabalho do veículo.

2 Aspectos Gerais

O desenvolvimento da indústria automobilística tem impulsionado o desenvolvimento de cada subsistema dos automóveis, com o objetivo de melhorar a sua eficiência. Dentre os sistemas existentes, o sistema de suspensão possui o objetivo de absorver as imperfeições das estradas de modo que não transfira todos os impactos aos ocupantes dos veículos e de garantir que o automóvel tenha estabilidade. Esse sistema é formado basicamente pelas molas ou feixe de molas, amortecedores, pneus e rodas e são acoplados ao chassi, que também possui como função garantir a estabilidade e absorver as imperfeições das estradas.

A validação de um projeto, seja do feixe de molas ou do chassi, é feita seguindo uma série de passos, onde há, primeiramente, a concepção do projeto. Em um segundo momento é feito um esboço do projeto via CAD. Em um terceiro momento o projeto é analisado via método dos elementos finitos, onde o mesmo é analisado por meio de programas computacionais que simulam a realidade do trabalho de cada projeto, levando em consideração as forças e tensões aplicadas aos componentes e como o seus materiais resistem. Em um quarto momento, há a construção do projeto e assim são feitas as análises experimentais e se aprovado, o projeto segue para a comercialização. Dentre as análises feitas para a validação do projeto encontram-se as análises estáticas, modal e de fadiga.

2.1 Revisão bibliográfica

O desenvolvimento do trabalho contou com uma pesquisa detalhada acerca do assunto abordado, onde foi preciso encontrar artigos científicos e materiais de qualidade para a conclusão do projeto.

Em BEER; JOHNSTON,2012 são apresentadas duas teorias para prever a ruptura de um material dúctil submetido a um estado multiaxial de tensões: A teoria de Cisalhamento Máximo ou Critério de Escoamento de Tresca, critério que leva em consideração o fato de que quando há um deslizamento do material ao longo de superfícies oblíquas ocorre um escoamento do material ; Teoria da Energia de Distorção Máxima, Critério de von Mises e H. Hencky, critério que se baseia na determinação da energia de distorção de certo material, ou seja, a energia necessária para fazer o material mudar a sua forma.

Em SURESH,1998 é apresentado os critério de falha por fadiga, dando um maior enfoque para as condições de falhas, considerando os tipos de materiais, e o modo como as tensões são aplicadas ao componente estrutural.

ROSA, 2002, faz uma descrição detalhada das falhas por fadiga, onde implementa

os tipos de critérios utilizados para prever falhas por fadiga advindas de tensões alternantes e médias.

Em CHANDRA et al., 2012, foi modelado um chassi de veículo de grande porte e, em seguida o chassi foi analisado com três materiais compósitos diferentes. A aplicação desses materiais tinham como objetivo reduzir a massa total do chassi. O projeto foi validado a partir da aplicação de uma carga vertical em três travesas diferentes, onde foi possível medir a deflecção e a tensão resultante.

FURTADO, 2013 é feito um estudo de um chassi de veículo automotivo, onde foi realizado a análise modal com o objetivo de identificar as características de vibração de um chassi, além de suas frequências naturais; análise estática, afim de qualificar a estrutura quanto ao tipo de carregamento que o mesmo pode suportar.

KUMAR; VIJAYARAGAN,2007 descreve as análises estáticas e de fadiga para feixes de molas feitos de aços e de materiais compósitos utilizando o critério de falha em vida. Neste trabalho foram obtidas as dimensões e características de um feixe de molas de um veículo comercial, foi feito um desenho em CAD do projeto que posteriormente foi analisado via elementos finitos com o auxílio do software ANSYS 7.1 afim de comparar os resultados da análise computacional com os resultados da análise experimental. Em tal comparação, é possível inferir as vantagens da utilização do feixe de molas de materiais compósitos, como a redução de massa e a capacidade de carga semelhante ao feixe de molas convencionais, feitos de aço. Com a realização da análise experimental foi possível inferir os resultados das análises analíticas, e assim foi possível predizer o resultado de tal análise. A partir dos resultados obtidos foi possível verificar uma grande vantagem na utilização do feixe de molas de materiais compósitos em relação aos feixes tradicionais, como a redução de 68,15% na massa e redução de tensão de 67,35% nas tensões aplicadas ao feixe.

BAVISKAR et al.,2013 efetuou um trabalho semelhante ao de KUMAR; VIJAYA-RAGAN,2007 realizando análises de fadiga em um feixe de molas de materiais compósitos. Um diferencial deste trabalho foram as análises realizadas no que tange a performance do feixe de molas em regime de trabalho. As análises de tal feixe de molas também foram realizadas via método dos elementos finitos (MEF) com a ajuda do software ANSYS e obteve resultados semelhantes, como a redução de massa e um bom desempenho de tal feixe de molas composto de materiais compósitos. BAVISKAR et al.,2013 também falou das falhas que um feixe de molas pode sofrer, e para isso fez uma análise dos elementos químicos que podem contaminar o feixe de molas, como o cálcio, o alumínio e o silício. Em um projeto de feixe de molas é extremamente difícil saber quanto de material que pode contaminar o feixe e para isso foi realizada uma análise de raio X, onde pode comprovar a existência de microtrincas na estrutura assim como determinar os componentes que contaminaram o feixe de molas de aço estrutural 5160. SHARMA et al., 2014, fizeram um estudo sobre um material compósito para implementação em feixes de mola. Em tal artigo também foi possível identificar as vantagens da utilização do feixe de molas, como a distribuição de tensões ao longo do chassi, assim como a obtenção de rigidez necessária para as suspensões de veículo de grande porte.

2.2 Chassi

Segundo CHANDRA et al., 2012, o chassi automotivo é o esqueleto sobre o qual várias partes mecânicas, como motor, eixos, freios, sistema de direção, dentre outros são fixados e isso o faz o componente mais significante em um automóvel. Neste sentido o chassi é o elemento que dá rigidez, flexibilidade e estabilidade ao veículo sob diferentes condições. Os chassis automotivos geralmente são feitos de aço estrutural, mas atualmente outros materiais também estão sendo utilizados em sua manufatura, como alumínio ou compósitos plásticos. O chassi automotivo também é um componente importante no sentido de manter a rigidez ao longo de todo o veículo, de forma que o mesmo se mantenha rígido e com uma flexibilidade adequada, além de garantir baixos níveis de ruído e vibração. Dentre os diferentes tipos de chassi estão o chassi tipo escada, chassi monobloco e chassi tubular.

2.2.1 Chassi tipo Escada

O chassi tipo escada é uma das formas mais antigas utilizadas no ramo automotivo e é basicamente formado por duas longarinas ligadas por travessas. Esse tipo de chassi já foi mais utilizado nos automóveis em geral, mas atualmente estão mais empregados em veículos de grande porte, como caminhões, ônibus, SUV's e caminhonetes. (FURTADO, 2013)



Figura 1 – Chassi Escada. FortalBus

2.2.2 Chassi Monobloco

O chassi monobloco é atualmente o mais utilizado nos veículos e é composto por uma estrutura metálica única, soldada e prensada, muito eficiente na proteção contra impactos. Por ser uma estrutura única, a própria carroceria já é integrada ao chassi, dessa forma, o mesmo define a forma geral do veículo. A fabricação desse tipo de chassi requer altos custos computacionais e ferramentais e por esse motivo a produção desse tipo de chassi se tornou viável apenas após a introdução da produção robotizada. (FURTADO, 2013)



Figura 2 - Chassi Monobloco. BH-exotics

2.2.3 Chassi Tubular

Esse tipo de chassi possui sua estrutura treliçada, composto por tubos circulares com pequenos diâmetros posicionados em pontos estratégicos. Por possuir tal estrutura, os tubos são submetidos essencialmente a esforços normais, o que garante maior rigidez e maior resistência à flexão quando submetido a diversos tipos de carregamentos externos. Geralmente são utilizados em veículos de competições. (FURTADO, 2013)



Figura 3 - Chassi tubular. 4x4brasil

2.3 Feixe de molas

Dentre os sistemas que compõem o automóvel existe a suspensão, que tem por objetivo garantir estabilidade, conforto e segurança para os seus ocupantes. Entre os componentes da suspensão existem as molas ou feixe de molas, responsáveis por absorver os impactos e oscilações provenientes das imperfeições das pistas. Há uma série de tipos de molas, sendo que a rigidez é uma de suas principais características por determinar a força e a flexibilidade que tal mola poderá suportar. Veículos de grande porte geralmente utilizam feixes de molas, constituídos basicamente por barras denominadas lâminas ou folhas unidas por um pino em sua parte central. Tais feixes trabalham sob esforço de flexo-torção onde a flexão é o esforço predominante. (KOTHARI, 2014)

O feixe de mola é uma forma simples de molas utilizadas geralmente em veículos de grande porte e é uma das formas mais antigas utilizadas desde a era medieval. O feixe tem a forma de arco delgado, seção transversal retangular e geralmente tem seu material composto por aço. No centro do arco existe a localização para a fixação de um eixo enquanto as extremidades possuem orifícios para a fixação do feixe no chassi do veículo.Para veículos de grande porte, os feixes de molas são formados por diversos feixes empilhados uns sobre os outros em diferentes camadas, muitas das vezes são progressivamente mais curtos do topo até a extremidade inferior. Amortecedores frequentemente são fixados sobre esses feixes para atenuar as vibrações geradas quando os feixes são excitados, mas as fricções provenientes dos seus deslocamentos também geram um efeito de amortecimento. Tais atritos não são bem controlados o que causa um desconforto em seu funcionamento. Por esse motivo, algumas fabricantes preferem utilizar feixes formados por apenas uma lâmina. (SHARMA et al., 2014)

O feixe de mola pode ter suas duas extremidades acopladas diretamente à estrutura veicular, assim como uma de suas extremidades pode ser acoplada ao chassi por meio de uma haste, um braço oscilante curto, chamado de jumelo. Tal braço aumenta a tendência do feixe se alongar quando o mesmo é solicitado sob o efeito de compressão em sua extremidade inferior e também possui como objetivo suavizar a ação do feixe de molas. (KOTHARI, 2014)





(a) Feixe de molas acoplado diretamente ao Chassi

(b) Feixe de molas acoplado ao jumelo

Figura 4 – Tipos de Acoplamento do Feixe de Molas. 4x4brasil

O emprego do feixe de molas era muito comum nos automóveis europeus e japoneses e após a década de 70 começou a ser empregado nos carros americanos quando começou a surgir os veículos de tração dianteira e os projetos utilizando molas helicoidais ficaram mais complicados de serem empregados. Atualmente, os feixes de molas são mais utilizados em veículos comerciais pesados como vans, caminhões, ônibus e SUV's. Os feixes nos veículos pesados possuem a vantagem de distribuir a carga amplamente sobre o chassi do veículo enquanto as molas helicoidais distribuem as cargas para pontos singulares. Diferente das molas helicoidais, os feixes de molas são mais utilizados nos eixos traseiros eliminando o acoplamento da barra estabilizadora, assim pode-se simplificar o custo e o peso no eixo traseiro. A maior vantagem do feixe de mola em relação à mola helicoidal é que as extremidades do feixe de molas são acopladas em diferentes pontos do chassi, o que causa uma distribuição das tensões sobre o chassi. (SHARMA et al., 2014)

A implementação mais moderna e mais utilizada é o feixe de molas parabólico. Esse projeto é caracterizado por poucos feixes que possuem várias espessuras desde o centro até as extremidades seguindo a curva parabólica. Nesse projeto, como as fricções internas dos feixes são indesejadas existem espaçadores responsáveis por evitar que haja contatos ao longo de todo feixe, logo as fricções entre os feixes são gerados apenas nas extremidades e no centro, onde há um eixo conectado. (KONG et al., 2013)

Há uma série de vantagens na utilização do feixe, como a economia de peso, porém, a principal vantagem dos feixe de mola parabólico é a excelente flexibilidade que se traduz em qualidade de passeio do veículo se aproximando dos efeitos gerados pelas molas helicoidais. As características dos feixes de molas parabólicos são melhores em relação ao conforto por não serem tão "duras" como os tradicionais feixes de mola o que torna viável a sua utilização, principalmente, em ônibus, pois esse meio de transporte funciona exclusivamente para transporte de pessoas e tais feixes podem garantir um maior conforto. (KONG et al., 2013) Outra função dos feixes de mola é a de localizar o eixo de transmissão das rodas. Essa função auxilia o trabalho do eixo, pois não permite que o mesmo se movimente de forma translacional.



Figura 5 – Feixe de molas. rassini-NHK
3 Análises

3.1 Análise Estática

Análise estática estrutural é utilizada para determinar os deslocamentos, tensões, deformações e forças em uma determinada estrutura causada por cargas que não sofrem significativas influências dos efeitos gerados pela inércia e pelo amortecimento. As condições de cargas e respostas são estáveis, isto é, assumem-se cargas e respostas variando de forma lentamente com respeito ao tempo. Após a determinação dessas magnitudes, devese estabelecer um limite superior para o estado de tensão que defina a falha do material. (ANSYS, 2015)

Segundo BEER; JOHNSTON,2012 se o material for dúctil, geralmente a falha será especificada pelo início do escoamento; se o material for frágil, ela será especificada pela fratura. Na engenharia utilizam-se quatro teorias para prever a ruptura de um material submetido a um estado multiaxial de tensões: A teoria de Cisalhamento Máximo; Critério de von Misesy; Teoria da Tensão Normal Máxima; e Critério de Falha de Mohr; sendo as duas primeiras teorias para materiais dúcteis e as duas últimas teorias para materiais frágeis.

3.1.1 Teoria de Cisalhamento Máximo

O presente critério leva em consideração o fato de que quando há um deslizamento do material ao longo de superfícies oblíquas ocorre um escoamento do material. Tais deslizamentos ocorrem, principalmente, devido a tensões de cisalhamento. Por esse critério, o elemento estrutural é seguro até o ponto onde a tensão de cisalhamento em um corpo de prova não excede a tensão de cisalhamento máxima suportada pelo material. A tensão de cisalhamento máxima, no caso de carga axial centrada, é igual à metade do valor da tensão normal correspondente. Logo, a tensão de cisalhamento máxima em um corpo de prova submetido ao ensaio de tração é $\frac{1}{2}\sigma_e$ no instante em que o material inicia o escoamento. Para o estado plano de tensão, o valor de $\tau_{máx}$ da tensão de cisalhamento é igual a $\frac{1}{2} |\sigma_{máx} - \sigma_{min}|$ se a tensão máxima é positiva e a tensão mínima é negativa. Desse modo, se as tensões principais tem o mesmo sinal, o critério da máxima tensão de cisalhamento leva a:

$$|\sigma_{\alpha}| < \sigma_e \qquad |\sigma_b| < \sigma_e \tag{3.1}$$

Se as tensões principais têm sinais contrários, o critério da máxima tensão de

cisalhamento leva a:

$$|\sigma_a - \sigma_b| = \sigma_e \tag{3.2}$$

O gráfico a seguir demonstra a relação entre as tensões principais:



Figura 6 – Critério do cisalhamento máximo

Qualquer estado de tensão será dado no presente gráfico com o par de coordenadas (σ_a, σ_b) , que representam as tensões principais do estado de tensão. O elemento estrutural estará em condições seguras se o par de tensões principais permanecer na área dentro do presente gráfico, se o par cair em um ponto fora da área, a estrutura se romperá por escoamento. (BEER; JOHNSTON, 2012)

3.1.2 Critério de von Mises

O presente critério se baseia na determinação da energia de distorção de certo material, isso quer dizer, a energia necessária para fazer o material mudar a sua forma. Por esse critério, certa estrutura estará em condições de segurança se o maior valor da energia de distorção por unidade de volume permanecer menor que o valor da energia de distorção por unidade de volume necessária para causar o escoamento de um corpo de prova do mesmo material submetido ao ensaio de tração. A energia de distorção por unidade de volume em um material isotrópico em estado plano de tensão é dado por:

$$u_d = \frac{d}{6G} (\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2) \tag{3.3}$$

sendo que σ_a e σ_b são as tensões principais e G é o modulo de elasticidade transversal. Para que um corpo de prova submetido a tração comece a escoar $\sigma_a = \sigma_b$, logo pela "Eq. (3.3)" é possível inferir que a energia de distorção mínima para o corpo de prova sofrer o escoamento é dado pela seguinte equação:

$$(u_d)_e = \frac{\sigma_e^2}{6G} \tag{3.4}$$

Assim, o critério da máxima energia de distorção indica que o elemento estrutural estará em condições seguras a partir da seguinte consideração:

$$\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 < \sigma_e^2 \tag{3.5}$$

Tal consideração indica que o ponto de coordenadas (σ_a, σ_b) deve permanecer na área delimitada pelo gráfico seguinte:



Figura 7 – Critério de von Mises

Analisando o comportamento dos dois critérios, a partir dos seus respectivos gráficos, é possível verificar que o critério da máxima tensão de cisalhamento é mais conservador que o critério da máxima energia de distorção. Esse fato também é evidenciado a partir das equações que regem cada critério, onde o par ordenado de tensões em que o elemento estrutural se encontra em condições seguras tem um intervalo de espaço menor no critério da máxima tensão de cisalhamento. (BEER; JOHNSTON, 2012)



Figura 8 - Comparativo entre os critérios de cisalhamento máximo e critério de von Mises

3.2 Análise Modal

A análise modal determina as características de vibração (frequências naturais e modos) de uma estrutura ou de um componente da máquina. Ela também pode servir como um ponto de partida para o outro tipo de análise, como a análise dinâmica mais pormenorizada, tal como uma análise transiente dinâmico, análise harmônica, ou análise de espectro. As frequências naturais e modos de vibração são parâmetros importantes na concepção de uma estrutura para as condições de carga dinâmica. A análise modal é realizada considerando que não há o efeito do amortecimento na estrutura, logo a estrutura fica submetida a vibrações livres. A equação que rege tal análise é descrita abaixo: (ANSYS, 2015)

$$Mx'' + Kx = 0 \tag{3.6}$$

A solução da equação acima é harmônica e tem como resultado:

$$x(t) = x(\omega)\sin(\omega t + \theta)$$
(3.7)

Derivando duas vezes a equação acima e substituindo na equação "Eq. (3.6)" encontra-se um sistema de equações lineares homogênas. Os autovalores da solução representam as frequências naturais de vibração do sistema e a partir dessas frequências naturais é possível identificar os modos de vibração da estrutura. (RAO, 2009)

$$||K - \omega^2 M||x(\omega) = 0 \tag{3.8}$$

$$\|K - \omega^2 M\| = 0 \tag{3.9}$$

A partir da análise da equação "Eq.(3.8)"é possível identificar que as características de vibração de um componente estrutural, as frequências naturais e os modos de vibração, dependem basicamente da massa e rigidez. Com a obtenção das frequências naturais é possível identificar os modos ou as frequências de excitação que são indesejáveis ao sistema, ou que devem ser evitados. Essas frequências de excitação podem ocasionar ao componente estrutural um fenômeno denominado ressonância, onde as amplitudes de deslocamentos de vibração são excessivos o que pode ocasionar falhas estruturais ou até o colapso do sistema.(RAO, 2009)

Logo, ao realizar a concepção de algum projeto de engenharia, é extremamente necessário conhecer as frequências naturais de vibração assim como as características dos carregamentos variáveis no tempo a fim de evitar comportamentos indesejáveis na estrutura quando solicitada. As formas de evitar que a estrutura trabalhe sob o efeito da ressonância é modificar o tipo de excitação que o componente está submetido ou alterar as características de massa ou rigidez, através de mudanças geométricas.(MOURA, 2010)

3.3 Análise de Fadiga

A análise de fadiga é realizada com o objetivo de prever falhas estruturais causadas pela ação de cargas ou tensões repetidas, variáveis, alternantes ou flutuantes, que são impostas aos componentes estruturais em um longo período de tempo e com um grande número de ciclos. Geralmente, essas cargas ou tensões possuem valores baixos, na maioria dos casos inferiores a resistência máxima que o material resiste ou até inferior a tensão de escoamento do material. As falhas por fadiga são extremamente perigosas por não darem avisos prévios, como ocorre em falhas por carregamento estático, e em muitos casos é muito difícil de se prever por causa das condições impostas aos componentes estruturais. (SHIGLEY, 2011)

A falha por fadiga tem aparência semelhante a uma fratura frágil, uma vez que as superfícies de fratura são planas e perpendiculares ao eixo de tensão, com ausência de estricção. Contudo, diferente das falhas provenientes do carregamento estático, a falha por fadiga se desenvolve em diferentes estágios. A progressão da falha por fadiga pode ser classificado pelos seguintes estágios:

• Mudanças microestruturais que causam nucleação de danos permanentes.

- Surgimento de microtrincas
- Progressão das falhas de microtrincas para macrotrincas, formando superfícies de fratura tal qual platôs paralelos, separados por sulcos paralelos. Os platôs geralmente são lisos e normais na direção de máxima tensão de tração. Essas superfícies podem ter bandas onduladas escuras e claras, conhecidas como marcas de praia ou marcas de concha de ostras.
- Instabilidade estrutural ou fratura completa

As condições para a nucleação dos microdefeitos e a taxa de avanço das trincas são fortemente influenciadas por uma ampla gama de fatores mecânicos, microestruturais e ambientais. As trincas se iniciam, geralmente, em uma descontinuidade no material em que a tensão cíclica é máxima. Essas descontinuidades podem surgir em razão de:

- Mudanças na seção transversal do componente estrutural, como chavetas, furos, etc. que geram concentradores de tensões.
- Elementos deslizantes e rolantes, como mancais, engrenagens e camos.
- Descuido com a localização de marcas de identificação, marcas de ferramentas, riscos e rebarbas.
- Composição e processamento do próprio material.

Várias condições que podem acelerar o início de trincas incluem tensões residuais de tração, temperaturas elevadas, ciclagem térmica, meio corrosivo e ciclagem de alta frequência. (SURESH, 1998)

Existem três tipos principais de métodos, que são utilizados em análise de projetos para predizer quando um componente de máquina carregado ciclicamente falhará por fadiga num período de tempo: método tensão-vida, método deformação-vida e o método da mecânica de fratura linear elástica. Tais métodos tentam predizer a vida, em número de ciclos até ocorrência de falha para um nível especificado de carregamento. Vida abaixo de 10^3 ciclos é classificada como fadiga de baixo ciclo, enquanto a fadiga de alto ciclo ocorre para ciclos maiores que 10^6 . (SHIGLEY, 2011)

3.3.1 Método tensão-vida

A determinação da resistência à fadiga de um material requer um número grande de testes por causa da natureza estatística da fadiga. Para ensaio de viga rotativa, onde é analisado o método tensão-vida, aplica-se uma carga constante de flexão e em seguida registra-se o número de ciclos que o componente estrutural suporta até que ocorra a falha. Esse teste é feito variando-se a carga de flexão sobre o componente estrutural, onde os primeiros testes possuem cargas próximas à resistência máxima do material e segue com a diminuição dos valores de cargas. Em todos os casos é preciso registrar o número de ciclos que o componente estrutural suporta até que ocorra a falha. Os resultados são traçados em um diagrama S-N.(SHIGLEY, 2011)



Para metais ferrosos e ligas o gráfico se torna uma linha horizontal após o material ser tensionado por certo número de ciclos. Para esses materiais, existe um ponto no gráfico onde, não importa o quão grande seja o número de ciclos, o material não irá falhar por fadiga. Esse ponto é chamado de limite de resistência à fadiga. No caso dos metais não ferrosos não existe um ponto onde a curva S-N se torne horizontal, logo não existe um limite de resistência à fadiga. Uma vez que não há limite de resistência à fadiga, normalmente a resistência à fadiga é reportada a um número específico de ciclos, algo em torno de $N = 5.10^8$ ciclos de tensão reversa. (SHIGLEY, 2011)

A partir da análise do gráfico S-N é possível identificar a região de vida finita, onde o material irá falhar quando alcançar certo número de ciclos e a região de vida infinita, onde o material não irá falhar com o aumento do número de ciclos, isso no caso das ligas metálicas e metais ferrosos.(SHIGLEY, 2011)

O método de tensão-vida é o procedimento menos preciso, especialmente para aplicações de baixa ciclagem. Contudo, é o mais tradicional, com muitos dados disponíveis publicados. É o de mais fácil implementação para uma ampla gama de aplicações de projeto e representa aplicações de alta ciclagem adequadamente. (SURESH, 1998)

3.3.2 Efeitos da tensão média e flutuantes na vida em fadiga

Os conceitos apresentados sobre método de tensão-vida são referentes a aplicação das cargas no modo totalmente reverso (Fully reversed). Essa abordagem leva em consideração o fato de que as cargas aplicadas sobre o componente estrutural tem uma variação máxima em relação à tração e compressão. No entanto, ciclos de tensão totalmente revertida, com tensão média igual a zero, nem sempre possuem grandes aplicações. Já quando a tensão média atua em conjunto com tensões alternantes a resistência à fadiga se torna prejudicada. A figura a seguir mostra, esquematicamente, um ciclo de fadiga de onda senoidal onde a tensão média é diferente de zero.(SURESH, 1998)



Figura 10 – Ciclo de fadiga de onda senoidal

A tensão média geralmente é caracterizada levando em consideração a razão de tensão R, onde se o valor de R for igual a -1 o ciclo possui tensão totalmente revertida, se for igual a zero possui fadiga de tensão zero, e se R for igual a 1 possui carregamento estático. (SURESH, 1998)

Devido à natureza rotativa de algumas máquinas, as tensões flutuantes geralmente tomam a forma de ondas senoidais. Contudo, em algumas aplicações irregulares, padrões periódicos exibem um máximo e um único mínimo de força e a forma da onda não é importante, porém esses picos são. Logo, a caracterização do padrão de ciclo de força pode ser determinado a partir de $F_{máx}$ e F_{min} assim como a variação da força acima e abaixo de uma linha de base. Componentes estáveis e alternantes podem ser obtidas a partir das forças máximas e mínimas: (SHIGLEY, 2011)

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \tag{3.11}$$

$$F_a = \left| \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{min}}{2} \right| \tag{3.12}$$

Onde F_m é a componente média estável da variação da força, e F_a é a amplitude da componente alternante de força.

A tensão estável, ou estática, existe devido a aplicação de uma carga fixa ou précarga à peça, ou é usualmente independente da porção variante da carga. Essa tensão estável pode ter qualquer valor entre a tensão mínima e a tensão máxima. (SHIGLEY, 2011)

A partir da análise da "Fig.(3.3.1)" as seguintes relações podem ser determinadas:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{min}}{2} \qquad \sigma_a = \left|\frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}}{2}\right| \tag{3.13}$$

Em análises práticas para fadiga, o projetista precisa tomar alguns cuidados quanto a aplicação da componente estável de tensão. Se essa tensão for aplicada de forma alta, irá surgir escoamentos locais que por consequência produzem deformações plásticas e deformações enrijecentes. Tal fato provoca o surgimento de nucleação de trinca por fadiga e modifica as propriedades do material, como a tensão última e a tensão de escoamento. Logo, é preciso controlar bem o conceito, o material, a condição de uso e a geometria de tal modo que nenhuma deformação plástica ocorra. (ROSA, 2002)

Como já mencionando anteriormente, quando uma tensão média não nula atua em conjunto a uma tensão alternante a resistência à fadiga do material se torna prejudicada. Este efeito é representado por meio de diagramas onde a tensão média aplicada e a tensão alternante são parâmetros. Com o objetivo de demonstrar os dados experimentais sobre o efeito de tensão média sobre a resistência à fadiga, vários tipos de diagramas são utilizados. Esses diagramas levam em consideração o tipo de coordenada utilizada, ou seja, quais variáveis são consideradas sobre os dois eixos de coordenadas ou quais diferentes tensões que definem o ciclo de carregamento. Dos vários tipos de diagramas existentes, todos apresentam curvas onde a vida para fadiga é uma constante, ou seja, são curvas que representam as várias combinações de tensões alternantes e médias e que levam a uma mesma vida, sendo assim chamados de diagramas de vida constante. Uma forma de apresentar os resultados do efeito de uma tensão média, não nula, sobre a resistência à fadiga é usando um sistema de coordenadas de tensão média-alternante. Estes são os diagramas mais simples, onde o efeito da tensão média é marcado pela redução da tensão alternante e vice-versa. O ponto de partida está baseado nas propriedades mecânicas estáticas do material, como tensão de escoamento ou tensão última. Primeiramente é preciso determinar a curva S-N da peça ou componente e, logo em seguida, é possível determinar o diagrama $\sigma_a - \sigma_m$ para a peça. (ROSA, 2002)



Figura 11 – Tensão alternada-Tensão média

Após a obtenção do diagrama S-N o próximo passo é a estimativa do diagrama $\sigma_a - \sigma_m$. Isto é feito considerando que em tal diagrama existem dois pontos de fácil obtenção. Um ponto é, para uma dada vida N, a amplitude da tensão alternante que leva à falha, com a tensão média igual a zero, que é o valor obtido da curva S-N do componente estrutural, na vida de N ciclos. O outro ponto característico é obtido considerando um limite para a tensão média, em que a componente alternante do carregamento é zero. Neste caso a tensão média identifica-se com a tensão máxima, o que corresponde a uma carga estática.

Os dados dos ensaios respeitam os dois pontos extremos, mas os pontos intermediários podem se distribuir das mais diversas formas, dependendo do material, da geometria da peça, das condições de carregamento e outros fatores. Na falta de maiores informações, pode-se, por exemplo, utilizar uma reta unindo os dois pontos como uma forma de estimar a curva. Existem vários critérios para definir a curva $\sigma_a - \sigma_m$, dependendo de como é definido o modo de falha para carga estática do componente, e, portanto, como é limitada a resistência para este modo de falha. Este limite pode ser a tensão limite de escoamento, a tensão limite de resistência ou então a tensão última. A escolha do tipo de tensão depende da aplicação a qual a peça será submetida ou a maneira que as tensões são tratadas, como por exemplo, tensões locais, no ponto crítico ou como tensões nominais na seção crítica.

Algumas análises de fadiga requer uma concentração de esforços não só no ponto crítico, como por exemplo um ponto onde o limite de escoamento tenha sido atingido.

O fato de a tensão limite de escoamento tenha sido atingida, ou mesmo excedida, não compromete o componente pois a deformação plástico passa a ser localizada em um ponto ou em uma região pequena próxima ao ponto crítico, onde há concentração de tensão (princípio de Saint-Venant).Logo, alguns critérios adotam como limite para a tensão média não só a tensão de escoamento, mas também a tensão limite de resistência ou mesmo a tensão última. A escolha do critério adotado depende da aplicação que o componente está submetido, mas de forma geral pode-se dizer que o uso da tensão última tem aplicação quando o critério de falha estática adotado é a ruptura do material, já que esta é a tensão que realmente caracteriza o ponto de falha no ensaio de tração. A tensão limite de resistência é definida pelo ponto de máxima carga, mas que não significa a resistência mecânica do material, e sim o início da instabilidade plástica no ensaio de tração. O processo de interpolação adotado entre a tensão média nula e a tensão alternante nula deve acompanhar a tendência dos dados experimentais. Alguns critérios que definem o gráfico da tensão média pela tensão alternante são ilustrados conforme a figura "Fig.(12)". (ROSA, 2002)



Figura 12 – Critérios de falha

Tal gráfico é construído com o propósito de análise e projeto. O ponto de vista inicial expresso em um diagrama de tensão alternante por tensão média é que de fato exista um lugar geométrico que divida as combinações seguras de combinações inseguras da tensão alternante e da tensão média. O limite de resistência à fadiga (S_e) , já corrigido pelos fatores de Marin (fatores modificadores do limite de resistência à fadiga), é marcado na ordenada. A resistência ao escoamento (S_y) também é marcado na ordenada e serve para lembrar que o escoamento de primeiro ciclo é o critério de falha, ao invés da fadiga. (SHIGLEY, 2011)

Cinco critérios de falha estão diagramados na "Fig.(3.3.2)": Soderberg, Goodman modificado, Gerber, ASME-elíptico e o escoamento. A linha de carga é definida como r

e o ponto A representa um ponto limitante com uma resistência alternante e resistência média. As Equações que regem cada critério estão descritas abaixo:

• Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = \frac{1}{n} \tag{3.14}$$

• Goodman modificada

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \tag{3.15}$$

• Gerber

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \tag{3.16}$$

• ASME-elíptico

$$\left(\frac{n\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{n\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \tag{3.17}$$

A equação de projeto para escoamento de primeiro ciclo de Langer é:

$$\sigma_a - \sigma_m = \frac{S_y}{n} \tag{3.18}$$

Em todas as equações n representa o fator de segurança.

Existem duas maneiras de se realizar uma análise típica de fadiga. Um método é utilizar as equações de algum critério supondo que a fadiga ocorre primeiro para determinar n ou a magnitude, dependendo da tarefa. Em seguida, realiza-se uma análise estática e, se a falha estática governar, então a análise é repetida usando a equação de Langer. O outro método consiste em determinar a linha de carga (r) e em seguida estabelecer o critério que a linha de carga intercepta primeiro, utilizando a equação correspondente. (SHIGLEY, 2011)

3.4 Análise numérica computacional

A análise numérica computacional consiste em uma aplicação que pode executar uma variação de simulações de engenharia, incluindo a determinação de tensões, a resposta de um modelo a vibrações, dentre outras aplicações que um modelo de projeto pode estar submetido. Uma simulação típica consiste em desenvolver o modelo e aplicar as condições de contorno para o trabalho, resolver o problema a partir dessas condições e então analisar os detalhes das respostas.(ANSYS, 2015)

Em aplicações mecânicas, como análise estática ou análise de fadiga, é preciso seguir alguns passos para a simulação, onde são definidos as condições de contorno e o tipo de resposta que o usuário deseja para o modelo simulado. A expansão do objetivo pode mostrar os detalhes associados ao modelo e então pode ser usado as ferramentas correspondentes e tabelas de especificações para executar a simulação.(ANSYS, 2015)

Os tópicos abaixo demonstram os passos de como executar uma análise numérica computacional de simulação:

- Aplicação da interface
- Escolha do tipo de análise
- Determinação das especificações geométricas
- Configuração dos tipos de contatos
- Determinação das configurações de análises
- Determinação da configuração de condições de contorno
- Utilização dos resultados
- Entendimento dos resultados obtidos

Em uma simulação de análise estática estrutural ou análise de fadiga pode-se determinar os deslocamentos, as tensões e deformações e forças no componente estrutural causados por cargas aplicadas que não induz inércia significativa e não possui efeitos de amortecimento. Carregamentos constantes e condições de respostas são assumidos, logo as cargas e as respostas estruturais são assumidos de acordo com uma variação pequena em relação ao tempo. Os tipos de cargas que podem ser aplicadas na análise estática estrutural são:

- Forças e pressões externas
- Forças inerciais de estados estacionários, como a gravidade
- Deslocamentos impostos
- Temperaturas

A análise estática pode ter comportamento linear e não-linear. As análises que possuem comportamentos não-lineares são obtidas quando o componente estrutural sai do regime elástico e entra no regime plástico, quando sofre a ação de esforços de enrijecimento, quando possui folga nos elementos de contatos, quando possui hiperelasticidade, dentre outras condições.(ANSYS, 2015)

3.4.1 Preparação da Análise

Para que uma análise numérica computacional tenha bons resultados é preciso seguir certos passos para que o resultado da simulação seja satisfatório. Tais passos estão listados a seguir e foram consultados na documentação do Ansys 16.0.

3.4.1.1 Criação do sistema de análise

Existe uma série de tipos de análises que pode ser aplicada na simulação estrutural. A escolha do tipo depende da resposta que se deseja encontrar para o componente estrutural estudado. Cada análise é representada por um sistema que pode incluir um componente individual assim como uma associação de geometrias e propriedades do modelo. A maioria das simulações são representadas por sistemas independentes, contudo, pode existir um tipo de análises por transferência de dados onde os resultados são usados como base para outro tipo de estudo. Como exemplo de tal aplicação, pode-se utilizar os dados de resposta de uma simulação estática estrutural e transferir para uma análise transiente estrutural.

3.4.1.2 Definição de dados de engenharia

Em uma análise estática estrutural é preciso definir as propriedades dos materiais utilizados nos componentes estruturais. Essas propriedades definirão se o material possui comportamento linear ou não-linear, se será isotrópico ou ortotrópico, e se será sensível a uma variação de temperatura.

3.4.1.3 Definição dos tipos de contatos

As condições de contatos são criadas quando uma montagem de um componente estrutural é importada de um ambiente exterior e o ambiente de simulação detecta quando dois ou mais corpos separados se tocam, ou seja, são mutuamente tangentes. Esses corpos em contato podem transmitir forças normais e tangenciais de fricção, podem permanecer juntos e também podem se separar, além de não poderem ter uma penetração entre ambos. As superfícies que ficam livres para se separar ou se afastar possuem um status de nãolinearidade, logo, a rigidez do sistema depende do estado de contato entre os componentes estruturais.

Em análise numérica experimental é preciso levar em consideração a existência desses contatos quando houver, afim de especificar a melhor característica que se aplica para tal modelo de simulação. Essas características dependem de como os componentes estruturais estarão atuando, isso quer dizer, da forma como os componentes estruturais se relacionam entre si. Esse tipo de relacionamento pode acontecer de forma simples, quando um corpo apenas está em contato com outro corpo e não há nenhuma outra interação entre eles, mas também pode haver aplicações mais complicadas, quando dois ou mais corpos deslizam uns sobre os outros e, nesse caso, é preciso informar ao programa de análise numérica o tipo de deslizamento e o tipo de aplicação.

O problema de resolução dos tipos de contatos será detalhado de forma mais clara no capítulo seguinte.

3.4.1.4 Aplicação da malha

A aplicação da malha é o processo onde os componentes estruturais serão discretizados, ou seja, divididos em elementos e nós. Essa malha criada ao longo de toda a geometria é usada para representar, matematicamente, as rigidezes e distribuição de massa ao longo da estrutura.

A malha pode ser aplicada automaticamente na solução da análise, porém, quase sempre a malha é criada anteriormente, onde o usuário pode determinar o tipo de elemento de malha além da qualidade. O tamanho do elemento padrão é determinado com base no número de fatores, incluindo o tamanho total do modelo, as proximidades de outras topologias, a curvatura do corpo, e pela complexidade dos fatores. Se necessário, também é possível ajustar o tamanho da malha, tanto em pontos isolados como ao longo de toda a estrutura. Esse ajuste permite obter melhores resultados na análise aplicada.

3.4.1.5 Aplicação de cargas e suportes

Para a realização de uma boa análise numérica é preciso definir as condições de contorno onde é definido o tipo de carregamento e suportes que todo o componente estrutural estará submetido. Em quase todas as análises haverá algum tipo de suporte restringindo os movimentos, mas também existem suportes que permitem o corpo movimentar de alguma forma e restringindo de outras formas. Um exemplo de tal aplicação é quando o corpo pode rotacionar mas não pode ter movimento de translação.

Já a aplicação das cargas depende do tipo de análise que o usuário pretende operar. Em análises modais, onde o objetivo é determinar as frequências naturais de vibração do sistema, não é permitido ao usuário aplicar cargas ou deslocamentos em longo de toda a estrutura. Já na maioria dos outros casos o usuário pode ou deve adicionar carregamentos ao longo do componente estrutural. Esses carregamentos são determinados com o tipo de aplicação que se deseja obter.

3.4.1.6 Resolução

A resolução das análises é a última etapa para o pré-processamento dos dados das simulações. Dependendo do tipo de simulação, como análises não-lineares ou transientes, necessita-se de um custo computacional muito alto, logo requer tempos significativos para que tais simulações sejam concluídas.

Os programas recentes de simulações computacionais permitem que o usuário tenha acesso a ferramentas que demonstrem em tempo real o status da análise, onde é possível ver os dados de saída da resolução, gráficos monitorando critério de convergência para problemas não-lineares e diagnósticos de possíveis dificuldades para convergência. Adicionalmente, o usuário pode verificar em tempo real alguns resultados, como deslocamentos, variação de temperaturas ou o comportamento das regiões de contatos no progresso da solução.

3.4.1.7 Revisão de resultados

Os tipos de análises determinam os resultados disponíveis para o usuário examinar após a solução. Como exemplo, em um análise estática estrutural o usuário pode interpretar o comportamento do componente estrutural quanto as tensões de von Mises, ou a magnitude dos deslocamentos sofridos com a aplicação de cargas, além de em outros tipos de análises poder, por exemplo, determinar a variação de temperatura que um corpo sofre.

4 O problema de contato

Uma classe importante de problemas da mecânica estrutural lida com as análises de tensões de corpos em contato. O problema de contato ocorre quando pelo menos dois corpos não unidos mecanicamente se tocam sem se tornarem fixos rigidamente. Na maior parte dos casos, grandes concentrações de tensões são desenvolvidos nas áreas de contato. Tal fato, junto com a presença de atrito e desgaste, causa a iniciação de trincas e, consequentemente, falhas por fadiga. Assim, a análise de corpos elásticos em contato é uma preocupação comum na engenharia prática, o que leva a incluir esses efeitos de fricções em análises. O problema de contato pode ser encontrado, por exemplo, entre os feixes de mola ou entre os suportes do chassi com as longarinas. (KARAMI, 1989)

As soluções analíticas existentes sobre problemas de contato são produtos de uma análise matemática altamente sofisticada que tem por objetivo idealizar as configurações do modelo. Infelizmente a aplicabilidade dessas soluções em engenharia é altamente limitada e depende da qualidade da geometria real e das condições de cargas impostas no modelo em questão. Levando esses fatos em consideração, é comum, em grandes situações reais, não encontrar as soluções exatas para a representação do modelo. (KARAMI, 1989)

4.1 TRATAMENTO NUMÉRICO DOS CONTATOS

Devido às limitações e o fato de que em grande parte das aplicações para o problema de contato o método analítico não existir, houve a necessidade da criação de um método numérico simples a fim de determinar as tensões de contato. Com o rápido desenvolvimento dos computadores digitais foi possível desenvolver vários métodos numéricos com o objetivo de solucionar esse problema. Um desses métodos é baseado no pressuposto de que a resposta da tensão para o deslocamento em cada corpo em contato é igual a de um half-space, ou um corpo plano com deformação elástica.(KARAMI, 1989)

$$W_i(x,y) = \frac{1-v_i}{E_i} \int \frac{P(x',y')dx'dy'}{[(x-x')^2 + (y-y')^2]^{\frac{1}{2}}}, (i=1,2)$$
(4.1)

Onde W_i é o deslocamento elástico normal ao plano do corpo i, P(x', y') é a pressão distribuída, A é a área onde atua a pressão distribuída, e E_i e v_i são os módulos de Young e o coeficiente de Poisson, respectivamente.(KARAMI, 1989)

Além disso, ao aplicar a imposições de restrições geométricas quando os pontos M e N na "Fig.(4.1)"são postos em contato, a relação seguida pode ser escrita entre suas separações e deslocamentos na área de contato:

$$W_1 + W_2 + Z_1 + Z_2 = \delta \tag{4.2}$$



Figura 13 – Condição de contato

onde W_1 e W_2 são os deslocamentos elásticos nas direções Z_1 e Z_2 e δ é a abordagem relativa.

As "Eq. (4.1)" e "Eq. (4.2)" podem ser combinadas, resultando em:

$$k \int \frac{P(x',y')}{[(x-x')+(y-y')]^{\frac{1}{2}}} + Z_1 + Z_2 = \delta$$
(4.3)

onde:

$$k = \frac{1 - v_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - v_2^2}{\pi E_2} \tag{4.4}$$

A área esperada para o contato é então dividida em segmentos retangulares e a pressão ao longo de cada segmento j é assumido como sendo constante. A distribuição de pressão variável também pode ser assumida. A "Eq.(4.1)"agora pode ser escrita como um sistema de equações lineares algébricas em termos do segmento de pressão \bar{P}_j :

$$\sum_{j=1}^{n} \bar{P}_j f_{ij} = d_i \tag{4.5}$$

Onde:

$$d_i = \delta - Z_{1_i} - Z_{2_i} \tag{4.6}$$

 \overline{P}_j é a pressão média ao longo do segmento j, enquanto n é o número total de segmentos. f_{ij} é o coeficiente que representa a deflecção do segmento i devido a pressão distribuída ao longo de j. (KARAMI, 1989)

Resolvendo o sistema de equações lineares, a solução da distribuição de pressão de contato é alcançada. No entanto, essa resolução é complicada e para isso é recomendado, sempre que possível, a utilização de algum método numérico de controle. (KARAMI, 1989)

Fisicamente não é possível haver uma interpenetração entre dois corpos, logo, ao realizar uma análise numérica é preciso levar em consideração tal fator, a fim de evitar que dois corpos diferentes se sobressaiam entre eles. Para isso, quando a aplicação prevê essa interpenetração é estabelecido uma condição de compatibilidade de contatos. O fato da pressão de contato dentro da área analisada, e também que as superfícies não interagem fora da área de contato, fornece a extensão da distribuição de pressão. (ANSYS, 2015)



Figura 14 – condição de penetração entre dois componentes

4.2 DESCRIÇÃO GERAL DOS PROBLEMAS DE CONTATO

Quando dois ou mais corpos não se juntam mecanicamente e se tocam sem se tornarem rigidamente ligados, significa que estão em contato. Esses corpos podem estabelecer contato através de pontos, ao longo de linhas ou superfícies, ou até mesmo uma combinação desses fatores, o que se define região de contato. Essa região de contato transmite forças de um corpo para outro por meio de tensões normais compressivas e tensões tangenciais de cisalhamento devido ao atrito presente em alguns casos. Enquanto o estado inicial de contatos é determinado pelos fatores de geometria dos corpos, a extensão do contato geralmente muda quando os corpos são deformados pela aplicação de cargas ou outras fontes de tensão.(KARAMI, 1989)

O problema de contato é um tipo especial de problemas elásticos porque certas condições de contorno são apresentadas sobre algumas regiões que não são especificada explicitamente, mas a extensão das que são determinadas como parte da solução do problema se fazem pela utilização de condições como, por exemplo, a espessura fina da tensão no limite da região. Isso faz a solução dos problemas de contato ser um procedimento interativo, e desde que a área de contato não seja conhecida, um método incremental pode ser desenvolvido para achar o grau de carga para todo aumento ou diminuição da área de contato até que se alcance a carga total externa ou a área final do contato correspondida. O problema é não-linear em virtude das variáveis de área do contato.(KARAMI, 1989)

No estudo do fenômeno do contato, este pode ser do tipo Unido (*Bonded*), Sem Fricção (*Frictionless*), Com Fricção (*Frictional*), Sem Separação (*No Separate*) ou do tipo Áspero (*Rough*).

4.2.1 Contato do tipo "Bonded "

Em análises numéricas esse é o tipo padrão aplicado para as regiões de contato (superfícies, sólidos, linhas, faces). Neste tipo, as regiões de contato permanecem ligadas, ou seja, não é permitido haver deslizamento ou separação entre as faces ou bordas. Esse tipo de contato permite soluções lineares desde que o comprimento ou a área de contato não mude durante a aplicação de cargas. Se o contato for determinado por um modelo matemático, vários gaps serão fechados e as penetrações entre os corpos serão ignoradas.(ANSYS, 2015)

4.2.2 Contato do tipo "Frictionless"

Esse tipo de contato é encontrado quando não há atrito entre dois ou mais corpos diferentes em contato. Isso quer dizer que, entre esses corpos, só há tensões normais de compressão. Para os pontos ao longo do contato, a continuidade é estabilizada na direção normal, o que permite que haja deslocamento apenas nas direções tangenciais de contato. Contatos entre superfícies bem lubrificadas pode ser modelados sem fricção, logo o problema é resolvido para tensões normais e deslocamentos para ambos os corpos.

4.2.3 Contato do tipo "Frictional"

O contato do tipo com fricção é encontrado quando há atrito entre dois ou mais corpos diferentes em contato e é um dos tipos mais encontrados na prática. A presença de atrito permite o desenvolvimento, entre os limites de interface, de tensões de cisalhamento assim como tensões normais.(KARAMI, 1989)

Os contatos com fricção têm comportamento tanto estático como dinâmico. No tipo estático os pontos nas superfícies permanecem juntos e ambos são estabilizados na direção normal e tangencial. O comportamento dinâmico é caracterizado pela tensão de fricção. O máximo valor da tensão de contato é encontrado quando a tensão normal compressiva é multiplicada pelo coeficiente de fricção, ou coeficiente de Coulomb, μ . Quando esse coeficiente tem o valor igual a zero significa que o contato pode ser modelado como sendo frictionless, ou seja, sem atrito. No comportamento dinâmico, deslizamentos relativos ocorrem de forma contínua apenas na direção normal ao longo de toda a região de contato.(KARAMI, 1989)

4.2.4 Contato do tipo "No separation"

Essa configuração de contato é similar ao caso do contato unido. Em tal aplicação, as superfícies em contato dos corpos não podem se separar, logo permanecem juntas, se movendo apenas em direções tangenciais. Esse tipo de contato pode ser aplicado apenas a faces (em corpos sólidos) ou arestas (em placas com dimensão 2D). (ANSYS, 2015)

4.2.5 Contato do tipo "Rough"

Similar a configuração do tipo sem atrito, este modelo de contato não permite a ocorrência de deslizamentos entre as superfícies em contato, ou seja, simula comportamentos onde há altos coeficientes de fricção nas direções tangenciais, e permite deslocamentos apenas nas direções normais das superfícies em contato dos corpos. Essa aplicação se torna útil para fechar gaps ou espaçamentos existentes entre os corpos em contato.(ANSYS, 2015)



Figura 15 – Tipos de Contatos

4.2.6 Contato Hertziano

Problemas de tensões de contato elásticos é classificado como Hertziano quando satisfazem as cinco condições a seguir:

1. Os corpos são homogêneos, isotrópicos, obedecem a lei de Hooke e são submetidas a pequenas deformações e rotações (Teoria Linear de Aplicações Elásticas)

2. As superfícies em contato não tem atrito

3. As dimensões das partes deformadas permanecem pequenas em comparação com as superfícies principais não deformadas.

4. As deformações são relacionadas com as tensões nas zonas de contato como previstas na teoria linear da elasticidade para parte dos espaços.

5. As superfícies em contato são contínuas e pode ser representadas por polinômios de segundo grau antes da deformação

As tensões de contato pode sem classificadas como:

- Não conforme Se a condição 3 for satisfeita
- Conforme Se a condição 3 for violada

A partir dessa discussão, vários problemas de contato podem ser reconhecidos de forma geral conforme a "Fig(16)"







Figura 16 – Interface de problemas de contato

As porções dos limites esperados para entrar em contato é resultado das cargas aplicadas. Essas porções podem ser divididas em:

• Região de separação: a parte da região entre os corpos onde os limites de corpo não estão em contato ou, se estavam previamente em contato, se separaram como resultado da aplicação de cargas.

- Região de contato: a porção da região do corpo onde seus limites entraram em contato ou permaneceram em contato após a aplicação das cargas. Dependendo se há ou não atrito, a região de contato pode ser subdivido em frictional ou frictionless.
- Contato com fricção: se houver fricção, a magnitude de tração tangencial não pode exceder certo limite que depende do tipo de fricção. Baseado no estado de tensão ao longo da região de fricção, isso pode ser divido em "*stick region*"- porção da região de contato onde a magnitude da força tangencial é menor que o valor limite durante a fricção e em "*Slip region*"- onde a magnitude da força tangencial atingiu o valor permitido durante a fricção. Nesse caso, o coeficiente de Coulomb é assumido, e então, essa região é chamada de região de contato de Coulomb.
- Contato sem fricção: se a fricção não estiver presente, movimento tangenciais relativos entre duas faces poderá ocorrer de forma livre. Consequentemente, haverá região de contato do tipo frictionless, chamado de slip frictionless region, em que é a parte de contato onde o atrito é zero e, então, não há tensões tangenciais.

4.3 CONDIÇÕES DAS REGIÕES DE CONTORNO

Além das condições de equilíbrio, a relação tensão-deformação e as condições de contorno necessárias para todos os problemas de análise de tensões, os problemas de contato requerem algumas condições de contorno especiais ao longo da região de interface.(KARAMI, 1989)

Ao considerar dois corpos em contato "Fig.(17)", levando em consideração materiais lineares elásticos e deslocamentos e deformações pequenos, é assumido que há forças de fricção presentes na superfície de contato seguindo o critério do tipo Coulomb para a fricção, de modo que que qualquer deslizamento entre os pontos em contato permaneça ao longo da direção tangencial. Para dada carga, as superfícies de contato entre os corpos deverão ter comportamentos iguais a um dos quatro modos de comportamento listados a seguir:



Figura 17 – Dois corpos em contato

4.3.1 Modo de separação

As trações individuais nos pares $a \in b$ são zero, e existe deslocamentos relativos limitados tanto na direção x como na y.

$$t_t^a = t_t^b = t_n^a = t_n^b = 0 (4.7)$$

$$\Delta u_n^{ab}, \Delta u_t^{ab} \tag{4.8}$$

Onde a variação dos deslocamentos na direção normal e tangencial pode assumir valores positivos, negativos ou zero. Os subíndices n e t representam as direções normais e tangenciais, respectivamente.(KARAMI, 1989)

4.3.2 Modo de contato

Os modos "Stick", deslizamento do tipo Coulomb e deslizamentos (frictionless) são todos contatos em que a resultante das trações normais nos pares de nós sempre será igual a zero e a diferença entre os deslocamentos relativos normais também terá valor igual a zero (a continuidade é estabelecida al longo da interface no sentido normal). Logo, as seguintes relações são mantidas entre as trações normais e os deslocamentos no par de nós, a e b:

$$t_n^a + t_n^b = 0 \tag{4.9}$$

$$u_n^a - u_n^b = 0 \qquad \Delta u_n^{ab} = 0 \tag{4.10}$$

Deve ser mencionado aqui que as tensões normais individuais de contato nos pontos a e b sempre serão menores que zero, o que significa que os pontos estarão em condições de compressão. Contudo, recordando que tração é igual a tensão vezes a normal no ponto ou:

$$t_i = \sigma_{ij} \times n_j \tag{4.11}$$

As trações normais individuais podem assumir valores positivos ou negativos. Para diferentes modos de contato, diferentes relações existem entre a tração tangencial e os deslocamentos para os pontos a e b supondo que eles estejam em contato.(KARAMI, 1989)

• Modo stick

A resultante das trações é igual a zero e a resultante dos deslocamentos relativos tangenciais é zero (a continuidade é estabelecida na direção tangencial).(KARAMI, 1989)

$$t_t^a + t_t^b = 0 (4.12)$$

$$u_t^a + u_t^b = 0 \qquad \Delta u_t^{ab} = 0 \tag{4.13}$$

• Modo de deslizamento Coulomb

Para um dado par de pontos a e b em modo de deslizamento Coulomb, a tração tangencial é restrita pelo magnitude da tração normal no ponto multiplicado pelo coeficiente de fricção Coulomb, μ :

$$t_t^a = \pm \mu t_n^a \qquad t_t^b = \pm \mu t_n^b \tag{4.14}$$

A resultante da tração tangencial assume o valor zero:

$$t_t^a + t_t^b = 0 (4.15)$$

Aqui, a diferença entre os deslocamentos tangenciais não é zero, e o par de nós a e b é livre para deslizar ao longo uns sobre os outros na direção tangencial. A diferença de deslocamentos tangenciais pode assumir valor positivo, negativo ou zero.(KARAMI, 1989)

• Modo de deslizamento Frictionless

O presente modo é similar ao modo de deslizamento Coulomb, exceto que o valor do coeficiente de atrito é zero. Tal fato leva a:

$$t_t^a + t_t^b = 0 (4.16)$$

Além disso, a diferença entre os deslocamentos dos pontos pode assumir valores positivos, negativos ou zero.(KARAMI, 1989)

5 Caracterização do material

A ciência dos materiais é um importante ramo de estudo que tem por objetivo determinar as correlações existentes entre as estruturas e propriedades mecânicas dos materiais. seguindo a mesma linha de correlação, a engenharia dos materiais determina os projetos para produzir um pré-determinado conjunto de propriedades para os materiais com as várias estruturas disponíveis. Por esse motivo é importante saber como as estruturas, sejam microscópicas ou macroscópicas, determinam os tipos de propriedades que o material terá. (CALLISTER, 2016)

Nesse ponto, a estrutura de um material é a correlação do arranjo dos componentes internos. Ela pode ser observada desde o nível subatômico, com a relação dos elétrons e núcleo, até o nível macroscópico, que pode ser observado a olho nú. Já as propriedades são características de um material em termos do tipo e magnitude de resposta a um específico estímulo. essas definições de propriedades são feitas, geralmente, independentes da forma e tamanho do material. Existem vários tipos de propriedades dos materiais, como: mecânica, elétrica, magnética, ótica e deteriorativa, onde, para cada propriedades existe um tipo específico de estimulo capaz de provocar diferentes respostas. No caso do presente trabalho, as propriedades mecânicas devem ser observadas, de modo a analisar o tipo de resposta que o feixe de molas deve ter ao sofrer a ação de uma força ou deslocamento externo. Geralmente a aplicação desses tipos de cargas provocam uma certa deformação no componente estrutural, mas o mesmo deve ser capaz de suportar as cargas em um regime seguro de trabalho. (CALLISTER, 2016)

Dentro dessa proposta, é preciso caracterizar o material adequado para ser utilizado nos feixes de mola, de forma a obter dados adequados para a realizção de uma análise numérica computacional adequada do feixe de molas a ser desenvolvido. Foram realizados alguns experimentos e ensaios, utilizando amostras obtidas diretamente de um feixe de molas de uma caminhonete Mitsubishi L200 ano 2001 no sentido de determinar as características e propriedades mecânicas do material. Inicialmente era esperado como material um aço liga com médio teor de carbono por ser um tipo de material vastamente usado nos projetos de molas automotivas, além de possuir características semelhantes às necessárias para tal aplicação, como uma tensão de escoamento e ductilidade adequadas. Para a caracterização das propriedades mecânicas deste material foram realizados os ensaios de Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV), Metalografia, durezas Rockwell C e Brinell, e tração assistido pelo Método de Correlação de Imagem Digital (CID).

5.1 Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV)

A técnica do MEV é utilizada para caracterizar os materiais metálicos, obtendo informações quanto a morfologia, constituição química e distribuição de fases presente, inclusões e trincas, discordâncias, além de outras informações relevantes, como identificar o tipo de processo de fabricação utilizado no produto final. Ela requer uma preparação adequada da amostra, retirando a umidade e as sujeiras, afim de garantir a reprodução e confiabilidade da investigação.

Para a amostra obtida do feixe de molas, o MEV teve como objetivo identificar a composição química presente no material, de forma a saber o tipo de liga predominante na peça.

5.1.1 Etapas de Preparação

As etapas para a preparação da amostra do feixe de molas para a microscopia eletrônica de varredura foram o corte, embutimento, lixamento, polimento e limpeza.

5.1.1.1 Corte

A partir de uma Lâmina do feixe de molas, foi utilizado a serra-fita para retirar um pedaço do material. Posteriormente, esse pedaço foi cortado em pequenas amostras afim de obter o tamanho adequado para ser introduzido no recipiente do MEV. Nos dois cortes, tendo como objetivo impedir o superaquecimento das amostras e a consequente modificação da estrutura interna do material, foram utilizados líquidos de arrefecimento.



(a) Feixe de molas acoplado à máquina (b) Feixe de molas sendo cortado de corte

Figura 18 – Corte com serra fita



Figura 19 – Corte da amostra

5.1.1.2 Embutimento

Para amostras pequenas, é necessário fixa-las para facilitar a preparação e auxiliar no manuseio durante as etapas de lixamento e polimento. A amostra obtida do feixe de molas foi embutida em uma resina de cura rápida.



(a) Amostra

Embutidora

Amostra embutida

63

Figura 20 – Embutimento

5.1.1.3 Lixamento

A "Fig.(21)"ilustra a etapa do lixamento, onde foram utilizadas lixas de carbeto de silício devido à eficiência na remoção de materiais metálicos aliado ao baixo custo. Os materiais metálicos em geral são difíceis de lixar, exigindo cuidado na escolha da sequência granulométrica do abrasivo. Dessa forma, a sequência de grãos escolhida foi: 240, 320, 400, 800, 1200 e 2400. O lixamento foi realizado com fluxo constante de água com o intuito de remover prováveis detritos abrasivos e evitando a incorporação de partículas indesejáveis na amostra. A direção de lixamento foi alternada em 90° de acordo com a troca da lixa.



Figura 21 – Lixamento

5.1.1.4 Polimento

O polimento é imprescindível para a eliminação das marcas deixadas pelas lixas. Durante esta fase, foram utilizados discos rotativos recobertos com pano impregnado de abrasivo, e a amostra era então pressionada sobre o pano em posições aleatórias.

Para o polimento foi escolhido como abrasivo a alumina em suspensão aquosa lubrificada com óleo. Dessa forma foi garantido à amostra uma abrasão lenta, homogênea e gradual, evitando danos e modificações na amostra. Ao final do polimento, a mesma foi lavada com jatos de água e mergulhada em acetona. O procedimento realizado está ilustrado conforme a "Fig.(22)".



Pano com alumina

Amostra polida

Figura 22 – Polimento

5.1.2 Resultados do MEV

Como mencionado anteriormente, o MEV foi feito tendo como objetivo identificar a composição e a porcentagem de cada elemento químico presente nos feixe de molas estudado, onde o material esperado era um aço liga com médio teor de carbono.

A amostra foi então colocada no recipiente do MEV, e após estabelecer a condição de vácuo a mesma foi examinada. A imagem utilizada para a realização do MEV está representada na "Fig.(23)".



Figura 23 – Análises do MEV

Em um primeiro momento, toda a área demarcada na "Fig. 23(a) "foi estudada e em seguida os pontos destacados na "Fig. 23(b)". Os resultados obtidos em cada análise foram os seguintes:

5.1.2.1 Análise do MEV

Os resultados da composição química para a área retangular ilustrada na "Fig.23(a)"está representado conforme a "Fig.(24)". Na sequência, as "Fig.(25)", "Fig.(26)", "Fig.(27)"e "Fig.(28)"ilustram os respectivos resultados da composição química para os pontos 2, 3, 4 e 5 apresentados na "Fig. 23 (b)".



Figura 24 – Medida 1 do MEV





Figura 25 – Medida 2 do MEV



Figura 26 – Medida 3 do MEV



Figura 27 – Medida 4 do MEV



Medida 5

Figura 28 – Medida 4 do MEV

Avaliando os resultados obtidos no MEV é possível verificar o Ferro (Fe) como elemento principal, além do Carbono (C), Silício (Si) e Cromo (Cr). Um fato importante para determinar o tipo de aço nos feixe de molas é a porcentagem de carbono presente. É curioso verificar que em todas as análises essa porcentagem teve valores superiores a 2,59% o que nos leva a concluir que o material não é um aço, e sim um ferro fundido. No entanto, não é seguro concluir que o material utilizado nos feixes de mola é o ferro fundido pois são mais frágeis que aços o que garante menor ductilidade. Na maioria dos casos, os aços são um tipo de material menos frágeis que os ferros fundidos, o que pode conferir uma maior característica de resiliência, que é a capacidade do material absorver energia quando é deformado elasticamente. Por esses fatos, o experimento de MEV se mostrou satisfatório para observar os elementos de liga presente no material do feixe de molas, assim como as suas porcentagens em massa, mas não foi confiável para o carbono porque foram encontradas altas porcentagens de carbono na amostra estudada.

5.2 Metalografia

Em estudos de materiais é desejável verificar os elementos estruturais e defeitos que possam influenciar nas propriedades dos mesmos. Essas análises são importantes para assegurar que associações entre as propriedades e estrutura estão bem entendidas e para prever as propriedades dos materiais uma vez que estas correlações já tenham sido estabelecidas. Várias técnicas são usadas em tais investigações, dentre elas se destaca o estudo metalográfico, onde as superfícies dos metais são examinadas com a ajuda de um microscópio, seja ele ótico ou eletrônico.

Foi realizado um estudo metalográfico da superfície de uma amostra obtida diretamente do feixe de molas com o auxílio de um microscópio eletrônico. Esse estudo teve como objetivo identificar os detalhes microestruturais presentes na amostra. Para isso, a amostra teve uma preparação semelhante à utilizada no ensaio do MEV, isto é, corte, embutimento, lixamento e polimento, para obter um acabamento liso e especular. As lixas seguiram a mesma sequência granulométrica: 240, 320, 400, 800, 1200 e 2400, alterando a direção de lixamento em 90° de acordo com a mudança de lixa e com fluxo constante de água. O polimento também foi feito com alumina em suspensão aquosa lubrificada com óleo, assim foi eliminado as marcas e riscos vindos do processo de lixamento. Ao fim de todo polimento, a superfície da amostra foi submetida a um procedimento chamado ataque, onde a mesma foi imergida em um reagente químico, um ácido chamado Nital, por aproximadamente 10 segundos tendo por objetivo revelar a microestrutura interna do material. As imagens do experimento são mostradas de acordo com a "Fig.(29)".



Figura 29 – Resultados da Metalografia

Analisando as imagens da "Fig.(29)"identifica-se que a microestrutura é bifásica, constituída de uma pequena fração volumétrica de ferrita e um volume majoritário de martensita. Esse tipo de microestrutura foi revelado a partir do ataque químico com nital, onde a fase fase escura da microestrutura é a martensita e a fase clara é a perlita. A martensita é responsável por garantir uma maior dureza e resistência a peça, logo, se torna, também, mais frágil e menos dúctil. Essa maior dureza é garantida porque os átomos de carbonos intersticiais impedem o movimento de discordâncias e, assim, há poucos sistemas de escorregamento. A martensita, geralmente, se faz presente em peças que sofreram o tratamento térmico de têmpera. Esse tratamento térmico consiste em aquecer a peça até a temperatura de eutetóide e, em seguida, resfriá-la de forma brusca em algum meio, seja ele água, ar ou óleo. As peças que sofrem o tratamento da têmpera,
geralmente passam por outro tratamento térmico chamado de revenimento, que consiste em aquecer novamente a peça, porém à temperatura inferior de eutetóide, e em seguida deixar a mesma resfriar de forma lenta e gradual. Esse segundo tratamento térmico é responsável por aliviar as tensões internas geradas no tratamento da têmpera. Por causa do revenimento, a martensita formada é chamada de martensita revenida, que tem por propriedades dureza e resistência semelhante a martensita, porém garante uma maior ductilidade e tenacidade.

5.3 Ensaio de Dureza

A dureza é uma importante propriedade mecânica que tem por objetivo medir a resistência de um material à deformação plástica local. Ela consiste em forçar um pequeno penetrador contra a superfície do material a ser testado, sob condições controladas de carga e de taxa de aplicação. A medição é feita pela associação entre profundidade resultante e a um número de dureza.

O ensaio de dureza é amplamente utilizado pelas suas características como a simplicidade de execução, o que o torna atrativo pelo custo acessível e por ser não destrutivo, além da possibilidade de estimar outras propriedades mecânicas, como a resistência à tração. O experimento de dureza foi realizado com um durômetro Durotwin-D Plus digital da marca Mitutoyo presente no laboratório de materiais da Faculdade do Gama (FGA) da Universidade de Brasília (UnB), onde foi utilizado dois sistemas de medição: Rockwell C e Brinell. A amostra utilizada sofreu uma preparação tendo como objetivo reduzir as imperfeições superficiais para garantir valores mais precisos de dureza. Os processos de preparação da amostra envolveram corte, lixamento e polimento. Não houve a etapa do embutimento tendo em vista que a amostra fica submersa na resina, o que poderia prejudicar o ensaio de dureza.

No ensaio de dureza Rockwell C o penetrador é constituído de diamante e tem o formato cônico. O número de dureza foi determinado pela diferença na profundidade de penetração resultante da aplicação de uma pré-carga seguida por uma carga maior, com intensidade de 150 kg. O índice de dureza foi obtido diretamente da máquina com valor de 38,7HRC.

O ensaio de dureza Brinell foi realizado de uma forma diferente à dureza Rockwell C. O penetrador de dureza Brinell é constituído também de diamente, porém tem o forma de uma esfera com diâmetro de 2, 5mm. O ensaio de dureza teve seu início com a aplicação de uma pré-carga, com intensidade 10kgf, sobre a amostra do material. O passo seguinte foi a aplicação da carga total com a alta intensidade de 187, 5kgf, por esperar uma grande resistência mecânica do material. Após a aplicação da carga, a amostra foi levada à um microscópio eletrônico para medir o diâmetro da marca resultante em duas direções perpendiculares. Esses diâmetros tiveram os valores de 0,767mm e 0,770mm e a média aritmética, de 0,768mm, foi inserida na equação $0,102F/D^2$ com o intuito de obter a relação de dureza Brinell, que teve um valor aproximado de 30. Essa relação foi utilizada posteriormente, junto à média dos diâmetros, na tabela de determinação de dureza Brinell, onde o valor encontrado foi HB = 395, conforme apresentado na tabela abaixo:

Uma característica importante da dureza Brinell é a possibilidade de estimar outras propriedades mecânicas da amostra. Dentre essas propriedades está a resitência à tração, que pode ser calculada conforme a Eq.(5.1):

$$S_{ut} = 3,45 \times HB \tag{5.1}$$

onde S_{ut} é a resitência à tração suportada pelo material em $MPa \in HB$ é a dureza Brinell. A resistência à tração (S_{ut}) resultante da Eq.(5.1) teve um valor de 1362, 75MPa.

Tendo como base os experimentos realizados anteriormente, MEV e metalografia, já era esperado que o material utilizado nos feixes de molas possuísse altas resistências mecânicas, fato que pode ser comprovado com a realização dos ensaios de dureza. Esses resultados se tornaram importante por dar a possibilidade de estimar as medidas necessárias para o corpo de prova utilizado no ensaio de tração. Essas medidas foram determinadas levando em consideração a resistência à tração encontrada no ensaio de dureza, ou seja, a área de seção transversal foi calculada para que a máquina de tração aplicasse uma força adequada para superar a resistência à tração encontrada no ensaio de dureza.



(a) Durômetro

Amostra sendo pressionada

Figura 30 – Ensaio de dureza

5.4 Ensaio de Tração e Método de Correlação de Imagem Digital (DIC)

O ensaio de tração padrão consiste na aplicação de um esforço de tração em um corpo de prova até que o mesmo alcane a ruptura. Durante a realização do ensaio, é feito a medição da variação do comprimento como função da carga, e a partir desses dois parâmetros é possível identificar as características mecânicas do material. Esse tipo de ensaio é realizado em corpos de prova com características e dimensões, possibilitando a comparação de resultados e a reprodução dos mesmos ensaios. Dentre as propriedades mecânicas obtidas em tal ensaio, destacam-se o módulo de elasticidade (módulo de Young), a tensão de escoamento, a resistência à tração, dentre outros.

O ensaio de tração do presente trabalho foi realizado a partir de corpos de prova obtidos através de corte à plasma diretamente do feixe de molas da L200, onde as suas dimensões tentaram se aproximar ao máximo das dimensões pré-determinadas pela norma ASTM E8/E8M-09 que trata ensaios de tração. É importante salientar que pela alta resistência do material e pelo formato dos feixes de mola, as dimensões e características resultantes nos corpos de prova não foram totalmente fiéis à norma, e, ainda devido ao corte à plasma, os corpos de prova tiveram defeitos superficiais, o que resultou em erros experimentais inerentes ao processo. A área de seção transversal e o comprimento de referência foram registrados antes de o teste ser iniciado, tendo como valores 67,0908 mm^2 e 171 mm, respectivamente. Os corpos de prova foram então fixados na máquina de tração do laboratório de materiais da FGA, uma INSTRON 8801 com célula de carga de 100 kN, e lentamente carregado em tração, com velocidade de 5 mm/min, enquanto as cargas eram registradas.

Para medir a deformação resultante durante o ensaio nos corpos de prova foi utilizado o método de correlação de imagem digital (DIC), que consiste em medir campos cinemáticos (deslocamentos e deformações) a partir da comparação de imagens em instantes diferentes do ensaio. Para a realização desse tipo de teste, foi necessário cumprir algumas etapas fundamentais, como: a preparação do corpo de prova, o registro das imagens superficiais do corpo de prova antes e em diferentes instantes ao longo do ensaio de tração, e o processamento das imagens obtidas a partir de um programa computacional com algoritmos de correlação de imagens.

A preparação dos corpos de teste consistiu em aplicar uma camada de pintura em toda a superfície dos corpos de prova na cor branca, e então marcar pequenos pontos, de forma aleatória, na cor preta ao longo da superfície que seria analisada. Esses pequenos pontos pretos formaram um aspecto de textura, que tinha como pré-requisito ser suficiente para indicar um número de pontos unitários e suas localizações precisas em cada imagem, assim, foi possível medir o campo de deslocamento através do DIC.



Figura 31 – Corpo de prova na máquina de tração

Durante o ensaio de tração, uma câmera digital de alta resolução foi ligada a um sistema de aquisição adequado, com memória de armazenamento e placa de vídeo suficientes para digitalizarem as imagens geradas pela câmera. Após o registro das imagens, o programa computacional de correlação de imagem foi responsável por realizar o processamento dos campos de deformação e assim obter a deformação total resultante no ensaio de tração. Tendo os valores de tensão, registrados pela máquina de tração, e as deformações, registradas pelo DIC, foi construído o gráfico de tensão × deformação para o material, o que deu a possibilidade de estimar de forma mais precisa as características do material.

5.4.1 Resultados

O ensaio de tração associado ao DIC tinha como objetivo obter as características mecânicas do material utilizado no feixe de molas, ou seja, estimar os valores do módulo de elasticidade, tensão de escoamento, resistência à tração, tensão de ruptura e coeficiente de Poisson. Essas propriedades foram identificadas pelo gráfico de tensão × deformação resultante do ensaio, onde os valores de tensão resultantes da máquina de tração (INS-TRON 8801) foram associados ao campo de deformação na direção y registrados pelo DIC. A utilização do DIC foi importante pois permitiu identificar um campo de deformação maior que o resultado obtido pela INSTRON, logo os resultados tiveram maior precisão. A associação da tensão com a deformação foi realizada tendo como parâmetro os tempos



registrados na máquina de tração e no DIC.

Figura 32 – Gráfico tensão x deformação

5.4.1.1 Módulo de Young E [GPa]

O módulo de Young ou módulo de elasticidade é a propriedade mecânica responsável por determinar a rigidez de um material sólido. Ele se torna um parâmetro mecânico importante pois está associado a outras propriedades mecânicas, como a tensão de escoamento. É um propriedade intrínseca dos materiais, dependendo da composição química, microestrutura e defeitos, que pode ser obtido pela Lei de Hook, ou seja, pela razão entre a tensão (σ) sofrida pelo material e sua deformação (ϵ) correspondente durante a fase elástica.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \tag{5.2}$$

A determinação do módulo de Young foi feita a partir da análise do gráfico de tensão x deformação. Foi identificado a fase elástica presente no gráfico, e então dividiuse cada valor da tensão pela correspondente deformação e, ao final, definiu-se o módulo de elasticidade do material como a média aritmética de todos os valores calculados. O resultado encontrado foi de aproximadamente 193,03 GPa. É importante salientar que, segundo SHIGLEY (2011), todo aço, independente do teor de carbono, dos elementos de liga e dos tratamentos térmicos sofridos, possui módulo de elasticidade de 207 GPa. Esse valor não foi encontrado devido aos erros associados à realização do experimento. Pórem, levando em consideração as condições para a realização do ensaio, o valor encontrado de módulo de Young obteve um erro menor a 10% do valor esperado e por isso o valor encontrado mostrou-se satisfatório.

5.4.1.2 Tensão de Escoamento [MPa]

Tensão de escoamento é o ponto máximo que o material suporta ainda no regime elástico de deformação, ou seja, é o limite onde o material segue a lei de Hooke.

Analisando o gráfico de tensão × deformação apresentado na "Fig.(32)" não é possível identificar o ponto exato onde o material sofreu grandes deformações com acréscimos pequenos de tensão, o que corresponde à plastificação do material, de tal forma, que não fica visível o ponto correspondente a tensão de escoamento do material. Para a determinação da tensão de escoamento, foi utilizado o método do desvio, que consiste em desenhar uma reta com o início desviado em 0,2% da referência original do gráfico e com a mesma inclinação registrada pelo módulo de elasticidade. O ponto onde a reta desenhada cruza o gráfico de tensão × deformação é considerada a tensão de escoamento do material e teve valor o valor aproximado de 990MPa. Tal método está demonstrado segundo a "Fig. (33)".



Figura 33 – Determinação da Tensão de Escoamento

Se considerarmos a inclinação da reta igual a 207 GPa, que é o valor do módulo de elasticidade para qualquer aço, a reta traçada teria uma inclinação maior, conforme retratado pelo gráfico da "Fig. (34)", e então a tensão de escoamento assumiria um valor aproximado de 912MPa.



Figura 34 – Tensão de escoamento utilizando E=207GPa

Ao comparar a reta correspondente ao módulo de elasticidade de 193,03GPa e a reta correspondente ao módulo de elasticidade de 207GPa, fica nítido a pequena diferença resultante entre as duas tensões de escoamento, menor que 9%. Dessa forma, será considerado a tensão de escoamento correspondente ao módulo de elasticidade encontrado para o material, onde a tensão de escoamento tem o valor de 990MPa.



Figura 35 – Comparação entre as retas

5.4.1.3 Resistência à Tração e Tensão de Ruptura

A resistência à tração, ou resistência máxima (S_{ut}) , corresponde a máxima tensão atingida no ensaio de tração. Para o material estudado, a resistência à tração foi registrada com um valor de 1.146, 51*MPa*. Já a tensão de ruptura corresponde ao último valor registrado durante o ensaio de tração, ou seja, corresponde à tensão no qual a peça fraturou. No caso do material analisado, essa tensão obteve valor um pouco menor que a resistência à tração, 1.139, 16MPa.



Figura 36 – Corpos de prova após o rompimento

A "Fig. (36) "mostra os corpos de prova após o ensaio de tração, onde é possível identificar os locais onde as fraturas ocorreram. Esses locais foram responsáveis pela localização da fratura pois tinham alguns defeitos superficiais, o que resultaram em uma área de seção transversal menor que ao resto do corpo de prova. É importante salientar, que esses pontos de fratura estão localizados na área útil dos corpos de prova, o que garante a segurança dos resultados.

5.4.1.4 Coeficiente de Poisson

O coeficiente de Poisson representa a razão entre a deformação transversal e a deformação longitudinal na direção da aplicação do esforço, sendo determinado conforme a Eq.(5.3)

$$\nu = -\frac{\epsilon_x}{\epsilon_y} \tag{5.3}$$

Durante o ensaio de tração, o material sofreu uma pequena deformação transversal com relação a deformação longitudinal, o qual era aplicado a carga de tração. O DIC foi responsável por medir as deformações em diferentes espaços de tempo. Em cada intervalo de tempo foi calculado um valor de deformação na direção y e na direção x. Esses valores de deformações foram responsáveis por cálculos pontuais do coeficiente de Poisson, e, a média desses valores resultaram no coeficiente de Poisson do material, que foi registrado em 0,31.

5.4.2 Análise do Material e Suas Propriedades Mecânicas

A caracterização do material foi realizada com o objetivo de determinar o aço utilizado nos feixes de mola da caminhonete Mitisubishi L200 ano 2001, assim como suas características microestruturais afim de estimar as propriedades mecânicas do material. Dessa forma, os ensaios realizados via MEV foram necessários para revelar os elementos de liga, suas porcentagens em massa, enquanto que a metalografia foi responsável por revelar os tratamentos térmicos sofridos pelo componente estrutural, a têmpera e o revenimento.

A "Tab.(1) "mostra a composição química presente no material analisado e, a partir da porcentagem dos elementos químicos em massa, estima-se um aço carbono baixa liga, em que o Cromo (Cr) é o principal elemento de liga. Essa composição química possibilita analisar a tabela de normalização AISI/SAE do aço, e, assim aferir, de forma mais precisa, a família o tipo do aço estudado.

Composição	Quími	ica do	aço	
Elementos químicos	Fe	С	Si	Cr
Massa $[\%]$	$95,\!69$	$3,\!12$	$0,\!28$	$0,\!93$

Tabela 1 – Estimativa da composição química do aço

Com o auxílio da "Tab. (2) "infere-se que o aço utilizado no feixe de molas é do tipo 51xx, já que a porcentagem de Cromo teve valor de 0,93%, logo encontra-se no intervalo estipulado pela tabela. Os coeficientes xx da nomenclatura do aço representam a porcentagem, em massa, de carbono presente no material. Devido a falta de precisão para o carbono no ensaio do MEV, esses coeficientes não puderam ser revelados.

Sistema de Codificação AISI/SAE

SAE	AISI	Tipo de Aço
10xx	C10xx	Aços-carbono comuns
11xx	C11xx	Aços de usinagem (ou corte) fácil, com alto S
13xx	13xx	Aços-manganês com 1,75% de Mn
23xx	23xx	Aços-níquel com 3,5% de Ni
25xx	25xx	Aços-níquel com 5% de Ni
31xx	31xx	Aços-níquel-cromo com $1,25\%$ de Ni e $0,65\%$ de Cr
33xx	33xx	Aços-níquel-cromo com $3,5\%$ de Ni e $1,55\%$ de cromo
40xx	40xx	Aços-molibdênio com $0,25\%$ de Mo
41xx	41xx	Aços-cromo-molibdênio com $0,50\%$ ou $0,90\%$ de Cr e $0,12\%$ de Mo
43xx	43xx	Aços-níquel-cromo-molibdênio com 1,80% de Ni, 0,50% ou 0,80% de Cr e 0,25% de Mo
46xx	46xx	Aços-níquel-molibdênio com 1,55% ou 1,805% de Ni
47xx	47xx	Aços-níquel-cromo-molibdênio com $1,05\%$ de Ni, $0,45\%$ de Cr e $0,20\%$ de Mo
48xx	48xx	Aços-níquel-molibdênio com $3,5\%$ de Ni e $0,25\%$ de Mo
50xx	50xx	Aços-cromo com $0,28\%$ a $0,65\%$ de Cr
51xx	51xx	Aços-cromo com $0,80\%$ a $1,05\%$ de Cr
61xx	61xx	Aços-cromo-vanádio com 0,80% ou 0,95% de Cr e 0,10% ou 0,15% de Va
86xx	86xx	Aços-níquel-cromo-molibdênio com baixos teores de Ni, Cr e Mo
87xx	87xx	idem
92xx	92xx	Aços-silício-manganês com 2,0% de Si e 0,85% de Mn
93xx	93xx	Aços-níquel-cromo-molibdênio com 3,5% de Ni, 1,2% de Cr e 0,12% de Mo
98xx	98xx	Aços-níquel-cromo-molibdênio com $1,05\%$ de Ni, $0,80\%$ de Cr e $0,25\%$ de Mo
50Bxx	50xx	Aços-cromo-boro com baixo teor de Cr e no mínimo $0,0005\%$ de B
94Bxx	94xx	Aços-níquel-cromo-molibdênio com baixos teores de Ni, Cr, e, no mínimo, 0,0005% de B

Tabela 2 – Tabela de classificação dos aços

Os ensaio de dureza e de tração assitido pelo DIC foram utilizados para estimar as propriedades mecânicas, e assim, revelar o tipo de comportamente predominante para o material. Os valores de resistência estimados, tensão de escoamento, resistência à tração, tensão de ruptura e módulo de elasticidade, demonstram como característica um material resiliente. Tal comportamento foi comprovado pelo grande regime elástico registrado durante o ensaio de tração, onde a tensão de escoamento encontrada obteve um alto valor. Ao mesmo tempo, os valores de resistência à tração e tensão de ruptura obtiveram valores muito próximos à tensão de escoamento, o que demonstra que o corpo de prova teve um pequeno regime plástico. Todas essas características são garantidas pela escolha dos elementos de liga utilizado, assim como os processos de tratamento térmico que o material sofreu.

	Propriedades	Mecânicas	do	Aço	51xx
--	--------------	-----------	----	-----	------

Módulo de Young E	$193,03 \ \mathrm{GPa}$
Tensão de Escoamento σ_e	990 MPa
Resistência à Tração S_{ut}	$1.146,51 { m MPa}$
Tensão de Ruptura	$1.139,16 { m MPa}$
Coeficiente de Poisson ν	0,31
Dureza Rockwell C HRC	38,7
Dureza Brinell HB	395

Tabela 3 – Propriedades Mecânicas do Material

É importante ressaltar que alguns erros ocorreram no decorrer dos experimentos, causados não por negligência, mas sim inerentes ao processo. Esses erros foram os aleatórios, causados pelos operadores e que foram quase eliminados com o aperfeiçoamento dos ensaios, e os erros sistemáticos, causados devido às imprecisões dos instrumentos, como ocorreu com a porcentagem de carbono do MEV. Devido a esse fato, foi necessário traçar a faixa de erro de resultado obtido, afim de comprovar a precisão dos dados adquiridos.

Os dados da "Tab. (4) "demonstram a qualidade em relação aos resultados das medidas de cada equipamento utilizado. Pelas baixas porcentagens de erros, fica claro que os equipamentos eram adequados para a realização do experimento, onde os maiores valores foram registrados em medidas calculadas após os testes, onde houve propagação de erros dos parâmetros. Dessa forma, os ensaios realizados na caracterização do material se mostraram satisfeitos na concepção do projeto.

Resultado das p	oropriedades	mecânicas
-----------------	--------------	-----------

Grandeza medida	resultado	Porcentagem do erro
Área de seção transversal dos corpos de prova [mm]	$67,09 \pm 3,34$	5%
Deformação máxima longitudinal dos corpos de prova [mm]	$0,013 \pm 0,0004$	3%
Força máxima aplicada em tração [KN]	$76,38 \pm 0,19$	0,20%
Tensão de Escoamento [MPa]	$990 \pm 137,75$	13,91%
Resistência à Tração [MPa]	$1.146{,}51 \pm 137{,}75$	12,01%
Tensão de Ruptura [MPa]	$1.139,16 \pm 137,75$	12,09%
Coeficiente de Poisson	$0{,}31\pm0{,}03$	3,12%

Tabela 4 – Tabela de valores considerando os erros

6 Análise Numérica Computacional

A análise numérica computacional é realizada tendo como objetivo simular as várias aplicações da engenharia, de forma que se torna possível determinar as respostas das cargas e deslocamentos impostos em condições reais de trabalho. Dessa forma, o presente trabalho contou com algumas simulações no chassi e no feixe de molas desenvolvidos afim de garantir que os mesmos possam ter condições seguras de trabalho. Essas simualções foram feitas no chassi e no feixe de molas isoladamente e posteriormente no conjunto acoplado. Para isso contou-se com uma workstation utilizando um processador Intel Core i7 e memória instalada (RAM) de 64,0 GB levando em consideração o alto custo computacional utilizado nesses tipos de análises.

6.1 Análises do Chassi

O projeto do chassi foi desenvolvido em CAD, seguindo o modelo do chassi da caminhonete Mitisubishi L200 com ano de fabricação de 2001, conforme exibido na "Fig.(37)" e posteriormente analisado sob três critérios: Anáise estática, modal e fadiga. O material empregado foi aço estrutural ASME BVP com uma densidade de $7850Kg/m^3$, resistência máxima a tração de 460MPa, resistência ao escoamento de 250MPa, módulo de elasticidade de 200GPa e coeficiente de Poisson de 0, 3. O chassi ficou com uma massa de 86, 17Kg, volume de $109, 77m^3$, comprimento de 4, 58m, largura de 1, 29m e altura de 0, 63m. (GUERRA et al., 2015)



Figura 37 – CAD do Chassi

Em análises numéricas computacionais pelo Método dos Elementos Finitos (MEF), as geometrias a serem analisadas são discretizadas em elementos, processo pelo qual é chamado de aplicação de malha. No chassi desenvolvido, a malha foi criada utilizando a função de tamanho adaptativa com um centro de relevância grosso, dessa forma, foi gerado elementos tetraédricos do tipo "Solid 187", com comportamento quadrático e é definido por 10 nós, em que cada nó tem três graus de liberdade. A malha final contou com 53.363 nós e 27.262 elementos.



Figura 38 – Chassi discretizado em elementos

6.1.1 Análise estática

A análise estática foi realizada sob a condição de flexo-torção, onde foi imposto uma carga de 19, 4 KN, que corresponde ao peso do veículo, distribuída superficialmente sobre as duas longarinas. Uma condição de contorno de deslocamento nulo na direção x, ye z e rotação livre em y foi imposta sobre os dois apoios em diagonal, de maneira a gerar uma flexo-torção na estrutura. O resultado da análise estática para o carregamento de flexo-torção está apresentado conforme a "Fig.(39)". É importante frisar que a análise em flexo-torção é a condição mais extrema que pode ser aplicado a um veículo, resultando em um coeficiente de segurança menor do que a unidade. Outro fator importante refere-se ao fato de que em uma análise real de flexo-torção, a força aplicada ao veículo será devido apenas ao seu peso próprio. O máximo valor da tensão de escoamento, sob o critério de von Mises, foi de 198, 62 MPa, o que garante a integridade do chassi levando em consideração que o mesmo poderia suportar uma tensão de 250 MPa, correspondente à resistência ao escoamento do material imposto à estrutura. O valor máximo da deformação na análise estática foi de 12,589 mm, o que pode ser considerado um valor baixo devido a severidade das condições de análise. Os resultados da análise estática garantem a integridade desse componente estrutural, o que qualifica o chassi para a análise a ser realizada junto com o projeto de feixe de molas desenvolvido. (GUERRA et al., 2015)



Figura 39 – Tensão de von Mises para flexo-torção



Figura 40 – Deslocamento total do chassi em análise estática

6.1.2 Análise Modal

A análise modal tem o intuito de identificar as frequências naturais do sistema e seus respectivos modos de vibração. Essas informações são importantes para se determinar a qualidade do conforto que o veículo irá proporcionar aos passageiros.

Duas análises modais foram realizadas na estrutura. A primeira análise teve como objetivo identificar as características do chassi. Dessa forma, não houve a aplicação de nenhum tipo de apoio, ou seja, livre. Os dados das frequências naturais e seus respectivos modos estão demonstrados segundo a "Tab.(5)".

Modo de vibração	Frequência Natural (Hz)
1	21,227
2	$25,\!855$
3	37,511
4	49,324
5	$56,\!554$
6	65,718

Tabela 5 – Frequências naturais do chassi sob condição livre



Figura 41 – Modos de vibração livres

Na segunda análise modal foi considerada a condição de contorno que se aproxima da realidade para o trabalho do chassi, ou seja, o mesmo apoiado nas 4 rodas. Os resultados da análise modal demonstram que a estrutura possui distintos comportamentos conforme o tipo de condição de contorno aplicada.Para esta condição de contorno a primeira frequência fundamental foi de 98, 187 Hz, atendendo assim aos critérios de engenharia, o qual estabelece que os chassis automotivos devem ter frequência natural mínima de 50 Hz. (GUERRA et al., 2015)

Modo de vibração	Frequência Natural (Hz)
1	92,187
2	$95,\!111$
3	117,38
4	134,01
5	156, 12
6	173, 91

Tabela6– Frequências naturais do chassi apoi
ado nas quatro rodas



Figura 42 – Modos de vibração do chassi apoiado

6.1.3 Análise de fadiga

Chassis, em geral, estão sujeitos à cargas dinâmicas e cíclicas, o que contribui para um cenário de falha por fadiga da estrutura. Foi realizada uma análise de fadiga, do número de ciclos e coeficiente de segurança, utilizando-se o critério de Gerber para vida em fadiga, com uma carga de 19,4 kN aplicada em modo completamente reverso. Essa carga foi calculada tendo como base o valor da força resultante do próprio peso do veículo. O coeficiente de segurança para vida em fadiga é mostrado na "Fig.(43)", onde valor mínimo foi de 0,65309, resultando assim, a estrutura com vida infinita segundo o critério de Gerber. (GUERRA et al., 2015)



Figura 43 – Coeficiente de segurança do Chassi



Figura 44 – Número de Ciclos para fadiga do chassi

O coeficiente de segurança para vida em fadiga é mostrado na "Fig.(43)", onde valor mínimo foi de 0,65309, que demonstra que o chassi falhará em um ciclo de $1,17 \times 10^5$, conforme a "Fig. (44)". Porém, para vida em fadiga, coeficiente mínimo de segurança do chassi foi registrado no apoio do chassi, e pelo princípio de Saint-Venant, as distribuições de tensões devem ser analisadas em pontos distantes dos apoios e de aplicação de carga, logo, é correto afirmar que o chassi não falhará em fadiga.

6.2 Análises do Feixe de molas

O modelo de feixe de molas foi desenvolvido em CAD, seguindo o modelo de feixe de molas da caminhonete Mitisubishi L200 com ano de fabricação 2001, conforme exibido na "Fig.(45)" e posteriormente analisado sob dois critérios: Análise estática e modal. O material empregado foi o aço mola caracterizado no capítulo 5 com uma densidade de $7850Kg/m^3$, resistência máxima a tração de 1146, 51MPa, resistência ao escoamento de 990MPa, módulo de elasticidade de 193, 03GPa e coeficiente de Poisson de 0, 31. O feixe de molas ficou com uma massa de 13, 115Kg e volume de $1, 67 \times 10^{-3}m^3$. A análise de fadiga não foi realizada, pois não foi viável a realização de ensaios de fadiga. era preciso fazer ensaios de fadiga do material utilizado, o que demandaria muito tempo, logo se tornou inviável para o presente trabalho



Figura 45 – CAD do feixe de molas

A "Fig. (46) "apresenta a malha gerada para as análises do feixe de molas, a qual considerou o elemento de função de curvatura, centro de relevância médio, o que também gerou elementos do tipo Solid 187. A malha resultante teve 505.164 elementos e 862.571 nós. É importante salientar na "Fig. (46) "que é possível ver o casamento perfeito da malha entre os feixes em si, e entre o feixe e o pino.



Figura 46 – Malha do feixe de molas

6.2.1 Análise Estática

A análise estática foi realizada levando em consideração o deslocamento sofrido pelo feixe de mola devido a carga aplicada ao veículo. As condições de contorno impostas foram aplicadas em seus extremos, de forma a simular o acoplamento do feixe ao chassi e ao jumelo. No apoio dianteiro do feixe de molas foi permitido apenas movimento de rotação, pois é a parte acoplada ao chassi. Já em seu apoio traseiro foram permitidos movimentos de rotação e translação por ser o local onde o feixe é acoplado ao jumelo. Em sua zona central foi imposto um deslocamento de 50 mm. Essas condições de contorno estão representados pela "Fig.(47)".



Figura 47 – Condições de contorno

Em relação aos contatos existentes, todos foram definidos como sendo "frictionless", de forma a reduzir o custo computacional e ao mesmo tempo poder simular de maneira mais real como os feixes interagem entre si em regime de trabalho.



Figura 48 – Tensão de von Mises para o feixe de molas

O resultados da máxima tensão equivalente de von Mises foi de 60,211 MPa conforme a "Fig.(48)". Esse valor de tensão garante a integridade do feixe de molas em regime de trabalho, pois o seu material possui uma resistência de escoamento de 990MPa. Por esse resultado também é possível afirmar que o feixe de molas não irá falhar por fadiga, tendo em vista que a tensão equivalente de von Mises tem um valor muito menor que a resistência ao escoamento. No entanto, faz-se necessário a realização da caracterização experimental das curvas de fadiga e a posterior análise numérica.

6.2.2 Análise Modal

A análise modal foi realizada seguindo as mesmas condições de contorno aplicadas na análise de estática, ou seja, foram impostos restrições de movimento iguais nos apoios do feixe, de modo a simular o seu acoplamento ao chassi e ao jumelo. Porém, em análises modais não é permitido a aplicação de cargas e, levando tal fato em consideração, não houve a aplicação de deslocamento na zona central do feixe. As frequências naturais encontradas para o feixe estão listadas conforme a "Tab.(7)".

Modo de vibração	Frequência Natural [Hz]
1	0
2	8,9696
3	25,704
4	$43,\!307$
5	48,329
6	$77,\!606$

Tabela 7 – Frequências naturais do feixe de molas



Figura 49 – Modos de vibração do feixe de molas

6.3 Análise do Feixe de Molas Acoplado ao Chassi

O objetivo final do presente trabalho consiste em analisar o feixe de molas acoplado ao chassi, tendo em vista que essa é uma análise correta de como o conjunto funciona e possibilita identificar como ocorre as distribuições de tensões ao longo do feixe e do chassi. Dessa forma, realizou-se duas análises para a validação do projeto: Estática e Modal. A análise de fadiga não foi realizada pois não havia parâmetros necessários do material utilizado no feixe de molas, como a curva de wöhler, que registra o número de ciclos pela tensão. O CAD do feixe de molas acoplado ao chassi está representado pela "Fig.(50)"



Figura 50 – CAD dos feixes de molas acoplado ao chassi

A aplicação da malha foi feita considerando o elemento de tamanho adaptativo e centro de relevância grosso. Dessa forma, o elemento criado foi também o "Solid 187 ", já detalhado anteriormente. A malha final está representada conforme a "Fig.(51) "e contou com 100.721 elementos e 177.745 nós.



Figura 51 – Malha do conjunto chassi e feixe de molas

6.3.1 Análise Estática

As condições de contorno para a análise estática foram estabelecidas conforme o regime de trabalho do chassi e do feixe de molas, isto é, foi aplicada uma carga 19, 4KN correspondente ao peso do veículo ao longo das longarinas do chassi e um apoio fixo sob os feixes de mola. Dessa forma, foi possível obter a tensão equivalente de von Mises e o coeficiente de segurança do conjunto.



Figura 52 – Tensão equivalente de von Mises do conjunto feixe de molas e chassi

A tensão equivalente de von Mises para a análise estática do conjunto teve como valor máximo 20.110MPa, o que supera a tensão de escoamento do aço mola e também a resistência à tração. No entanto, esse valor foi registrado na junção do feixe de molas com o jumelo, o que representa um ponto de apoio. Por esse motivo, levando em consideração o princípio de Saint-Venant explicado anteriormente, esse valor de tensão deve ser desconsiderado. Ao longo de toda a geometria, os valores equivalentes de tensão de von Mises tiveram valores satisfatórios para a aplicação, conforme mostrado na "Fig.(52)".



Figura 53 – Coeficiente de segurança do conjunto

6.3.2 Análise Modal

A análise modal dos feixes de molas acoplado ao chassi foi feita seguindo as condições de contorno da análise estática, isto é, restringindo os movimentos sob os feixes de mola. Porém, como em análises modais não é possível a aplicação de forças ou deslocamentos, não foi aplicado a carga do veículo. As frequências naturais foram registradas conforme a "Tab.(8)".

Modo de vibração	Frequência Natural [Hz]
1	8,3031
2	$9,\!1716$
3	9,6786
4	$13,\!355$
5	18,205
6	18,559

Tabela 8 – Frequências naturais dos feixes de molas acoplados ao chassi



Figura 54 – Modos de vibração dos feixes acoplados ao chassi

A "Tab. (8) "registra valores baixos para frequências naturais de vibração. Esses valores são explicados por pequenos movimentos de corpos livres que as lâminas do feixe de molas experimentam, conforme retratados pela "Fig. (54)". É importante frisar que em projetos reais de feixes de molas são utilizados braçadeiras que têm como função impedir esse tipo de movimento de corpo rígido. O presente trabalho não considerou essas braçadeiras devido ao alto custo computacional que o projeto requeriu. Dessa forma, os resultados obtidos para a análise modal do conjunto se mostraram satisfatórios.

7 Conclusão

No presente trabalho foi realizada pesquisas em bibliografias afim de aprofundar os conhecimentos acerca das análises necessárias para a validação de projetos de chassi do tipo escada e feixes de mola. A partir dessas revisões bibliográficas foi possível identificar as variáveis de projeto e assim realizar pesquisas no que tangem o conhecimento de análises estáticas, modais e de fadiga. Outra variável importante do projeto foi a pesquisa realizada acerca dos problemas de contatos encontrados em análises numéricas computacionais, onde foi possível identificar os tipos de contatos existentes e o modo como os mesmo se comportam em regime de trabalho.

Definido as variáveis de análises, percebeu-se a necessidade de realizar experimentos para obter as propriedades mecânicas do material utilizado nos feixes de molas. Essas propriedades eram parâmetros fundamentais para que pudesse ser feita a análise numérica computacional de forma eficaz e assim garantir a integridade dos componentes e do estudo.

Os ensaios mecânicas reveleram como material um aço carbono de baixa liga, 51XX, onde o principal elemento de liga é o Cromo (Cr) e que possui como tratamento térmico a têmpera. Esse tratamento térmico é feito para aumentar as resistências dos materiais, o que foi comprovado a partir dos ensaios de dureza e de tração assistidos pelo DIC. Esses experimentos se mostraram eficientes pois as propriedades mecânicas adquiridas satisfizeram as análises numéricas computacionais, onde foi garantido a integridade física e mecânica dos componentes estruturais estudados.

O passo seguinte foi a criação dos CADs do feixe de molas, do chassi e do jumelo, afim de realizar as análises estáticas, modais e de fadiga. Essas análises adotaram condições de contorno que se aproximam ao máximo do regime real de trabalho dos componentes, e foram realizadas aplicando as propriedades mecânicas definidas a partir dos experimentos feitos em amostras adquiridas do feixe de molas. As análises computacionais reveleram que o chassi teve um bom dimensionamento e consegue suportar as cargas advindas das estradas. O feixe de molas possui uma extensa faixa de trabalho, pois a tensão equivalente de von Mises alcançada foi muito inferior a tensão de escoamento que o material suporta, logo, é possível aplicar outros tipos de cargas e com maiores intensidades.

7.1 Sugestões de Continuidade

O desenvolvimento do presente trabalho possibilitou alcançar conhecimentos na área de elementos de máquinas, processo de fabricação, materiais, elementos finitos, além de análise numérica computacional. Seguindo essas linhas de estudos, foi possível obter uma série de características do material, correlacionando a sua microestrutura e os elementos químicos presentes às propriedades mecânicas do material. Porém, alguns dados não puderam ser alcançados, o que abre espaço para novas pesquisas afim de caracterizar de maneira mais fidedigna o material. Essas pesquisas podem ser feitas para:

- Avaliar via microtomografia da microestrutura do material;
- Realizar novos ensaios com o auxílio de microssondas eletrônicas afim de obter, de forma mais precisa, a composição química do material, e definir a porcentagem real de carbono presente;
- Realizar ensaio de fadiga e construir a curva de Wöhler do aço mola;
- Repetir os ensaios de tração utilizando mais corpos de provas com maior qualidade;

Quanto às análises numéricas computacionais, é possível realizar estudos tendo o objetivo de garantir de maneira mais precisa o funcionamento dos elementos estruturais desenvolvidos em condições reais de trabalho. Dessa forma, é possível:

- Realizar análise de fadiga do feixe de molas;
- Definir condições de contatos com atrito;
- Aumentar o refino da malha e observar a sua convergência

Referências

ANSYS, M. H. . Ansys.inc. [S.1.], 2015. Citado 7 vezes nas páginas 35, 38, 46, 47, 53, 54 e 55.

BAVISKAR, C. A. et al. Design and analysis of a leaf spring for automobile suspension system: A review. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 2013. Disponível em: <www.ijetae.com>. Citado na página 28.

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R. *Resistência dos Materiais*. [S.l.]: Pearson Education, 2012. v. 3. Citado 4 vezes nas páginas 27, 35, 36 e 37.

CALLISTER, W. D. *Ciência e Engenharia dos Materiais: Uma Introdução*. [S.l.]: LTC, 2016. v. 9^a Edição. Citado na página 61.

CHANDRA, M. R. et al. Modeling and structural analysis of heavy vehicle chassis made of polymeric composite material by three different cross sections. International Journal of Modern Engineering Research, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 28 e 29.

FURTADO, D. C. Análise estrutural de chassi de veículos automotivos. Universidade de Brasília, Faculdade do Gama, Novembro 2013. Citado 3 vezes nas páginas 28, 29 e 30.

GUERRA, M. V. R. et al. Estudo de um chassi de caminhão. Encontro de Ciência e Tecnologia (ECT), Universidade de Brasília, 2015. Citado 5 vezes nas páginas 23, 81, 83, 84 e 86.

KARAMI, G. A Boundary Element Method for Two-Dimensional Contact Problems.[S.l.]: Springer-Verlag, 1989. v. 1989. Citado 8 vezes nas páginas 51, 52, 53, 54, 55, 58, 59 e 60.

KONG, Y. S. et al. Explicit nonlinear finite element geometric analysis of parabolic leaf springs under various loads. The Scientific World Journal, 2013. Citado na página 32.

KOTHARI, P. A review paper on design and analysis of leaf spring. International Journal of Engineering Research, 2014. Citado na página 31.

KUMAR, M. S.; VIJAYARAGAN, S. Analytical and experimental studies on fatigue life prediction of steel and composite multi-leaf spring for light passenger vehicle using life data analysis. 2007. Disponível em: <<u>https://www.researchgate.net/publication/></u>. Citado na página 28.

MOURA, H. G. de. *Métodos de identificação de forças em sistemas vibroacústicos*. Tese (Doutorado), Universidade Federal de Santa Catarina, 2010. Citado na página 39.

RAO, S. S. Vibrações Mecânicas. [S.l.]: Pearson Education, 2009. v. 4. Citado na página 39.

ROSA, E. da. Análise da Resistência Mecânica (Mecânica da Fratura e Fadiga). Universidade Federal de Santa Catarina: [s.n.], 2002. Citado 3 vezes nas páginas 27, 43 e 45. SHARMA, A. et al. Design and analysis of composite leaf spring – a review. International Journal of Engineering Trends and Technology, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 29, 31 e 32.

SHIGLEY, J. Elementos de Máquinas de Shigley Projeto de Engenharia Mecânica. [S.l.]: Bookman, 2011. v. 8. Citado 8 vezes nas páginas 39, 40, 41, 42, 43, 45, 46 e 75.

SURESH, S. *Fatigue of Materials*. [S.l.]: Cambridge University Press, 1998. v. 2. Citado 4 vezes nas páginas 27, 40, 41 e 42.