

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DAS ETAPAS DE ANÁLISE E
OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DE UMA MANGA DE EIXO**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

BEHNO KLAVA

FLORIANÓPOLIS, MARÇO DE 2003

Behno Klava

DESENVOLVIMENTO DAS ETAPAS DE ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DE UMA MANGA DE EIXO

Esta dissertação foi julgada e aprovada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, março de 2003.

Prof. José A. Bellini da Cunha Neto, Dr.

Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc.

Orientador

Prof. Edison da Rosa, Dr.

Prof. Lauro Cesar Nicolazzi, Dr.

Co-Orientador

Prof. André Ogliari, Dr. Eng.

Prof. José Carlos Pereira, Dr.

“Quem é como o sábio? e quem sabe a interpretação das coisas? A sabedoria do homem faz brilhar o seu rosto, e com ela a dureza do seu rosto se transforma.” Eclesiastes 8:1

Agradecimentos

- Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, pela oportunidade de realização deste trabalho;
- Aos meus familiares, especialmente minha mãe, Dalila Capistrano Klava, pelo incentivo e compreensão nos momentos de ausência;
- Aos colegas de mestrado, em especial aos amigos Cristiano Ramos Boff e Marcele Leão da Fonseca pelo companheirismo durante todo o desenvolvimento;
- À Tupy Fundições Ltda. na pessoa do Sr. Pedro Ventrella Duran, pela oportunidade e incentivo para realização deste trabalho;
- Aos meus orientadores, Eduardo Alberto Fancello e Lauro Cesar Nicolazzi, por proporcionar e incentivar a busca constante de conhecimento e aperfeiçoamento científico;
- Às demais pessoas, **sempre importantes**, que, de alguma forma, contribuíram para a conclusão deste trabalho.

Sumário

Agradecimentos	iv
Sumário	v
Lista de Figuras	vii
Lista de Tabelas	xi
Simbologia	xii
Resumo	xiv
Abstract	xv
1 Introdução e Objetivos	1
1.1 Metodologia de Projeto de Sistemas.....	3
1.1.1 Etapas de Análise de Componentes	6
2 Análise Informacional	9
2.1 Manga de Eixo	9
2.2 Sistemas de Controle Veicular	11
2.2.1 Sistema de Suspensão.....	11
2.2.2 Sistema de Direção	12
2.2.3 Sistema de Freio	14
2.2.4 Sistema de Transmissão	15
2.3 Modelos de Manga de Eixo.....	15
2.3.1 Processos de Fabricação	19
2.3.2 Revisão de trabalhos publicados.....	22
2.4 Materiais.....	29
3 Análise Conceitual	32
3.1 Análise Funcional.....	33

3.2 Análise Energética	35
3.3 Regiões Funcionais.....	36
3.4 Análise dos Modos de Falha e seus Efeitos (FMEA)	42
3.4.1 Critérios de Falha	45
4 Análise Estrutural	49
4.1 Análise Geométrica	50
4.2 Caracterização da Análise	54
4.3 Determinação dos Carregamentos	54
4.3.1 Peso Próprio.....	55
4.3.2 Curva.....	56
4.3.3 Frenagem	58
4.4 Modelos de Análise.....	61
4.4.1 Modelos Numéricos.....	62
4.5 Análise dos Resultados.....	66
4.5.1 Resultados – Peso Próprio.....	67
4.5.2 Resultados – Curva	73
4.5.3 Resultados – Frenagem	77
5 Otimização.....	80
5.1 Otimização Estrutural.....	80
5.2 Otimização da Manga de Eixo	85
5.2.1 Definição das variáveis de projeto.....	85
5.2.2 Função objetivo e restrições.....	86
5.2.3 Modelo de otimização.....	87
5.3 Resultados	88
5.3.1 Modelo Otimizado X Modelo Original	92
5.3.1.1 Peso Próprio	93
5.3.1.2 Curva	95
5.3.1.3 Frenagem	97
6 Conclusão	100
6.1 Proposição para novos trabalhos.....	101
7 Referência Bibliográfica.....	102

Lista de Figuras

Figura 1 – Metodologia de projetos para sistemas modulares (MARIBONDO [1]).....	4
Figura 2 – Etapas de análise dentro do processo de projeto.	7
Figura 3 – Análise Informacional.....	9
Figura 4 – Manga de eixo montada.....	10
Figura 5 – Manga de eixo no sistema de suspensão McPherson.....	12
Figura 6 – Sistema de direção tipo pinhão/cremalheira (GILLESPIE [2]).....	13
Figura 7 – Braço de direção sobre a manga de eixo.....	13
Figura 8 – Sistema de freio montado sobre a manga de eixo.	14
Figura 9 – Sistema de transmissão sobre a manga de eixo.....	15
Figura 10 – Manga de eixo modelo 1.....	16
Figura 11 – Manga de eixo modelo 2.....	16
Figura 12 – Manga de eixo modelo 3.....	17
Figura 13 – Manga de eixo modelo 4.....	17
Figura 14 – Manga de eixo modelo 5.....	17
Figura 15 – Manga de eixo modelo 6.....	18
Figura 16 – Manga de eixo modelo 7.....	18
Figura 17 – Processo de forjamento de uma manga de eixo [28].....	19
Figura 18 – Processo de fundição de um modelo de manga de eixo.....	20
Figura 19 – Processo de "thixoforming" (KOPP et all [6]).	21
Figura 20 – Comparação da região 1a para a montagem em duas mangas de eixo.	22
Figura 21 – Modelo de elementos finitos usado na análise de tensões de uma manga de eixo por ILZÖFER et all [9].	23
Figura 22 – Distribuição de tensões inicial do modelo de ILZÖFER et al [9] para o estado de carga LINHA RETA.....	24
Figura 23 – Distribuição de tensões inicial do modelo de ILZÖFER et al [9] para o estado de carga CURVA.	25

Figura 24 – Distribuição de tensões inicial do modelo de ILZÖFER et al [9] para o estado de carga FRENAGEM.	25
Figura 25 – Modelo de manga de eixo [10].	26
Figura 26 – Modelo dos componentes da suspensão [11].	28
Figura 27 – Comparação da distribuição de tensões para dois modelos [11].	28
Figura 28 – Gráfico de um ensaio de tração em um corpo de prova produzido pela Tupy Fundições Ltda. de GGG 42.	31
Figura 29 – Análise Conceitual.	32
Figura 30 – Função global da manga de eixo.	34
Figura 31 – Primeiro desdobramento funcional da manga de eixo.	34
Figura 32 – Estrutura funcional de uma manga de eixo.	35
Figura 33 – Ação energética sobre a manga de eixo.	36
Figura 34 – Regiões funcionais na manga de eixo.	37
Figura 35 – Caracterização de <i>feature</i> para a região 1.	38
Figura 36 – Dimensões de dois perfis de viga.	41
Figura 37 – Tensões de Von Mises cíclicas.	47
Figura 38 – Tensões Máximas Principais cíclicas.	47
Figura 39 – Diagrama de Goodman-Modificado.	48
Figura 40 – Desenvolvimento da etapa de Análise Estrutural.	49
Figura 41 – Evolução da concepção do modelo geométrico da manga de eixo.	51
Figura 42 – Modelo geométrico da manga de eixo montado.	52
Figura 43 – Montagem dos sistemas de controle veicular sobre a manga de eixo. ...	53
Figura 44 – Forças agindo sobre o eixo dianteiro de um veículo devido ao peso próprio.	55
Figura 45 – Forças agindo sobre o eixo dianteiro de um veículo quando este faz curva.	56
Figura 46 – Forças agindo sobre a manga de eixo quando o veículo faz curva.	57
Figura 47 – Forças atuantes de um veículo em movimento.	60
Figura 48 – Ação das forças sobre a manga de eixo durante a frenagem de um veículo.	61
Figura 49 – Elementos rígidos.	62
Figura 50 – Esquema do modelo de elementos finitos.	63
Figura 51 – Detalhes dos elementos da manga de eixo seus vínculos com elementos rígidos.	63

Figura 52 – Visualização do aspecto deformado da manga de eixo devido ao carregamento de peso próprio.	67
Figura 53 – Visualização do estado de tensões na região 1 para o carregamento peso próprio.	68
Figura 54 – Diagrama de Goodman-Modificado para a região 1 com carregamento de peso próprio.	70
Figura 55 – Tensão tratativa máxima agindo durante o carregamento de peso próprio.	71
Figura 56 – Visualização do estado de tensões na região 2 para o carregamento de peso próprio.	72
Figura 57 – Diagrama de Goodman-Modificado para a região 2 com carregamento de peso próprio.	73
Figura 58 – Visualização do aspecto deformado da manga de eixo devido ao carregamento de de curva.	74
Figura 59 – Visualização do estado de tensões sobre a região 3 para o carregamento de curva.	74
Figura 60 – Refinamento sobre a região crítica para o modelo de curva.	75
Figura 61 – Tensões mínimas de fadiga para o carregamento de curva.	75
Figura 62 – Diagrama de Goodman-Modificado para curva.....	76
Figura 63 – Visualização do aspecto deformado da manga de eixo devido ao carregamento de frenagem.	77
Figura 64 – Visualização do estado de tensões sobre a região 4 para o carregamento de frenagem.	78
Figura 65 – Refinamento local para o modelo de frenagem.....	78
Figura 66 – Gráfico relacionando os parâmetros de otimização.	82
Figura 67 – Variáveis geométricas da <i>feature</i> na região 1.....	85
Figura 68 – Modelo de otimização da manga de eixo.....	87
Figura 69 – Evolução da massa ao longo das iterações no processo de otimização.	89
Figura 70 – Evolução da variáveis de projeto ao longo das iterações.....	90
Figura 71 – Convergência do limite de tensão durante a otimização.....	91
Figura 72 – Comparação visual entre a geometria inicial e final obtida no processo de otimização.	91

Figura 73 – Modelo final otimizado da manga de eixo com visualização de regiões usinadas.....	92
Figura 74 – Refinamentos locais sobre o modelo otimizado.	93
Figura 75 – Visualização do estado de tensões na região 1 para o carregamento de peso próprio após a otimização.....	94
Figura 76 – Diagrama de Goodman-Modificado para a região 1 com carregamento de peso próprio após a otimização.....	95
Figura 77 – Tensões para o carregamento de curva sobre o modelo otimizado.....	96
Figura 78 – Tensões mínimas na análise de fadiga sobre o modelo otimizado para o carregamento de curva.	96
Figura 79 – Diagrama de Goodman modificado para o modelo otimizado sobre o carregamento de curva.	97
Figura 80 – Tensões para o carregamento de frenagem sobre o modelo otimizado.	98
Figura 81 – Tensões mínimas para análise de fadiga sobre o modelo otimizado para o carregamento de frenagem.	98
Figura 82 – Diagrama de Goodman Modificado para o modelo otimizado sobre o carregamento de frenagem.	99

Lista de Tabelas

Tabela 1. Estados de carga de um modelo de manga de eixo por ILZÖFER et all [9].	23
Tabela 2. Propriedades do Ferro Fundido Nodular classe GGG 42.....	30
Tabela 3. Matriz de concepções locais.	38
Tabela 4. Modos de falha estruturais independentes do tempo.	43
Tabela 5. Modos de falha estruturais dependentes do tempo.....	43
Tabela 6. Abordagem funcional no FMEA.....	45
Tabela 7. Princípios de solução selecionados para a etapa de análise estrutural. ...	50
Tabela 8. Restrições sobre o modelo numérico.	64
Tabela 9. Valores dos parâmetros de carregamento.	65
Tabela 10. Carregamentos aplicados.....	66
Tabela 11. Valores de tensão para região 1.	68
Tabela 12. Coeficientes da equação para determinação do fator de correção devido ao acabamento superficial. (Norton [22]).	69
Tabela 13. Valores de tensão para região de tração máxima – Peso Próprio.	71
Tabela 14. Valores de tensão para região 2.	72
Tabela 15. Valores de tensão para região 3.	76
Tabela 16. Valores de tensão para região 4.	79
Tabela 17. Valores de referência para as variáveis geométricas.	85
Tabela 18. Forças utilizadas para a condição de contorno na otimização.	88
Tabela 19. Sensibilidade com relação a massa	88
Tabela 21. Evolução da massa ao longo das iterações.	89
Tabela 22. Evolução das variáveis de projeto ao longo das iterações.	90
Tabela 22. Valores de tensão para região 1 – Peso Próprio/ Otimizado.....	94
Tabela 23. Valores de tensão para região 3 – Curva/ Otimizado.	95
Tabela 24. Valores de tensão para região 4 – Frenagem/ Otimizado.	97

Simbologia

ν	-----	Coeficiente de Poisson;
η	-----	Rendimento mecânico;
α	graus	Ângulo de inclinação do terreno;
μ	-----	Coeficiente de atrito;
∇	-----	Gradiente;
$f(x)$	-----	Função objetivo de otimização;
σ'	[MPa]	Tensão equivalente de Von Mises;
σ'_F	[MPa]	Limite de fadiga corrigido;
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	[MPa]	Tensões principais;
σ_a	[MPa]	Tensão alternante de fadiga;
σ_E	[MPa]	Limite de escoamento;
σ_F	[MPa]	Limite de fadiga;
σ_m	[MPa]	Tensão média de fadiga;
σ_{max}	[MPa]	Tensão máxima de fadiga;
σ_{min}	[MPa]	Tensão mínima de fadiga;
σ_R	[MPa]	Limite de ruptura à tração;
a	[m/s ²]	Desaceleração de frenagem;
a_I	[m]	Distância do CG ao eixo dianteiro;
a_{II}	[m]	Distância do CG ao eixo traseiro;
E	[GPa]	Módulo de Elasticidade;
E_1	[mm]	Variável de otimização para espessura 1 do perfil U;
E_2	[mm]	Variável de otimização para espessura 2 do perfil U;
f	-----	Coeficiente de atrito de rolamento;
F_a	[N]	Força de atrito;
F_{CI}	[N]	Força centrífuga no eixo dianteiro;
F_{FI}	[N]	Força de frenagem no eixo dianteiro;

F_{FII}	[N]	Força de frenagem no eixo traseiro;
F_{IA}	[N]	Força de reação devido a curva no eixo dianteiro lado A;
F_{IB}	[N]	Força de reação devido a curva no eixo dianteiro lado B;
F_M	[N]	Força equivalente do momento de frenagem sobre o caliper;
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade;
G	[N]	Peso do veículo;
G_I	[N]	Peso sobre o eixo dianteiro;
$g_k(x)$	-----	k-ésima restrição de desigualdade;
h	[m]	Altura do centro de gravidade;
H	[mm]	Variável de otimização para altura do perfil do perfil U;
$h_j(x)$	-----	j-ésima restrição de igualdade;
k_{sup}	-----	Fator de correção devido ao acabamento superficial;
l	[m]	Distância entre eixos;
L	[mm]	Variável de otimização para largura do perfil U;
m	[kg]	Massa do veículo;
N_f	-----	Fator de segurança para vida infinita em fadiga.
P_e	[W]	Potência efetiva do motor;
P_p	[W]	Potência perdida na transmissão;
Q_A	[N]	Resistência aerodinâmica;
Q_I	[N]	Resistência de inércia;
Q_R	[N]	Resistência ao rolamento;
Q_{RI}	[N]	Resistência ao rolamento do eixo dianteiro;
Q_{RII}	[N]	Resistência ao rolamento do eixo traseiro;
Q_S	[N]	Resistência ao aclave;
Raio	[m]	Raio da roda;
R_I	[N]	Reação das rodas no eixo dianteiro;
R_{IA}	[N]	Reação da roda no eixo dianteiro lado A;
R_{IB}	[N]	Reação da roda no eixo dianteiro lado B;
R_{II}	[N]	Reação das rodas no eixo traseiro;
S_g	-----	Fator de segurança;
t_l	[m]	Bitola do eixo dianteiro
x	[%]	Razão entre a carga do eixo traseiro e o peso total do veículo;
x	-----	Vetor de variáveis de projeto em otimização;

Resumo

O desenvolvimento tecnológico e a busca constante por sistemas cada vez mais confiáveis, com peso e custos menores, vem sendo a principal preocupação no projeto de sistemas e componentes estruturais. A determinação e adoção de uma metodologia para obtenção de componentes estruturais otimizados é o foco neste trabalho. São abordados questões relativas a metodologia de projeto de sistemas, sendo apresentadas as etapas de análise de componentes estruturais associadas a cada fase do desenvolvimento do projeto. No desdobramento das etapas são abordadas as ferramentas de análise na obtenção de melhores concepções para o componente. Desta forma, é enfatizada a importância da utilização de métodos numéricos na avaliação e obtenção das concepções propostas. Dentre os métodos numéricos, a utilização dos conceitos de otimização estrutural, junto ao método dos elementos finitos, conduz a determinação da melhor geometria para uma dada aplicação. A aplicação destas ferramentas junto às etapas de análise visa minimizar o tempo de desenvolvimento e os custos na concepção de um componente estrutural. O componente estrutural em estudo neste trabalho é a *manga de eixo*, a qual apresenta interface relacionada aos quatro sistemas responsáveis pelo controle dos movimentos veiculares: sistema de suspensão, sistema de direção, sistema de freio e sistema de transmissão. O material empregado na análise é o ferro fundido nodular ferrítico, utilizado no processo de fabricação de tal componente. Assim, ao término do trabalho é obtido uma manga de eixo dimensionada através da observação das etapas de análise e com geometria adequada aos estados de carga aplicados em um processo de otimização estrutural.

Palavras chaves: metodologia de análise; otimização estrutural; manga de eixo.

Abstract

The technological development and the constant search for more trustworthy systems, with lesser weight and costs, becomes the main concern in the design of systems and structural components. The determination and adoption of a methodological procedure for attainment of optimized structural components are the aim of this study. Relative questions are studied in the design methodology of systems, being presented the stages of structural analysis in components associate to each phase of the design development. In the unfolding of the stages the tools of analysis are studied in the attainment of better conceptions for the component. By this way, it is emphasized the importance of the numerical methods use in the evaluation and attainment for the conceptions proposals. Amongst the numerical methods, the use of the concepts of structural optimization together with the finite elements method, leads the determination of the best geometry for one given application. The application of these tools together for the analysis stages proposals aims to minimize the development time and the costs in the conception of a structural component. The structural component in study is the steering knuckle, which presents interface related to the four responsible systems for the movements control in a vehicle: suspension system, steering system, brake system and transmission system. The material used in the analysis is the nodular casting iron, that is used in the process of the component manufacture. Thus in the end of the analysis is gotten a steering knuckle dimensioned through the use of the analysis stages and with adequate geometry to the applied load states in a process of structural optimization.

Key words: *Analysis methodology; structural optimization; steering knuckle.*

1 Introdução e Objetivos

Com a indústria automotiva entrando em seu segundo século de existência, a pressão para minimizar o tempo de desenvolvimento de novos produtos, ou melhoria da qualidade de produtos já existentes, vem aumentando consideravelmente. A garantia das características estruturais relacionadas a segurança e minimização dos custos de produção, assim como a diminuição do peso visando melhor performance dos veículos, são avanços tecnológicos fundamentais exigidos pelos fatores associados as questões ambientais e de competitividade automotiva atuais.

Dentre os projetos de componentes automotivos, os relacionados a segurança requerem cuidados e níveis de aprofundamento analítico mais detalhados. Estes componentes são em geral responsáveis pelo funcionamento adequado de sistemas que proporcionam o controle veicular e a integridade física do motorista.

A elaboração adequada e metodológica, da análise e projeto de tais componentes, faz com que a busca de resultados satisfatórios, para atender as necessidades identificadas, torne-se mais rápida e eficiente.

Diante destas considerações, pode-se identificar, no projeto de componentes automotivos, que a utilização de uma metodologia de projeto, englobando questões relacionadas a garantia estrutural e dimensionamento otimizado, tem importância significativa para a convergência de soluções adequadas, visando menores custos para desenvolvimento e execução.

Neste trabalho os conceitos clássicos de **Metodologia de Projeto, Análise Estrutural e Otimização Estrutural** são utilizados na elaboração, análise e investigação do processo de projeto de um componente estrutural automotivo.

A integração de tais conceitos conduz a um processo ótimo para organização e elaboração das concepções de componentes estruturais otimizados. É de fundamental importância para o desenvolvimento e integração de tais conceitos o estudo de caso sobre componentes estruturais conhecidos, propiciando amadurecimento teórico no desenvolvimento do processo e na busca por soluções melhores.

Todo o componente estrutural que sofre a ação de um carregamento é vinculado, ou dependente, de restrições dimensionais ou funcionais relacionadas aos sistemas aos quais estes fazem parte. No processo de projeto de tais sistemas, após a determinação das suas configurações, dá-se início ao dimensionamento de seus componentes. Como o dimensionamento de tais componentes decorre do processo ou metodologia de projeto adotados para elaborar o sistema, a visualização da análise e dimensionamento de componentes neste contexto, confere um controle maior e integrado em todas as fases de desenvolvimento apresentadas.

Devido a importância fundamental no funcionamento dos sistemas relacionados ao controle dos movimentos veiculares, optou-se neste trabalho pelo estudo do componente estrutural conhecido como **Manga de Eixo** ou **Munhão de Suspensão**.

Ao longo do trabalho é apresentado em detalhes o desdobramento das fases de projeto de sistemas e enquadrado as etapas de desenvolvimento da concepção ótima do componente estrutural em estudo. Sendo assim, o principal objetivo deste trabalho é sistematizar e documentar o processo de desenvolvimento de uma concepção geométrica ótima para um componente estrutural, fazendo-se a devida referência com o projeto do sistema ao qual este faz parte.

1.1 Metodologia de Projeto de Sistemas

Na obtenção de qualquer produto, um fator que contribui para a rapidez de seu desenvolvimento adequado é o encadeamento lógico das atividades durante seu processo de projeto. Diversas metodologias vêm sendo aplicadas e propostas na obtenção de novos produtos ou melhoria de produtos já existentes. Neste trabalho os conceitos associados a utilização de metodologias de projeto são focados na questão da análise e dimensionamento de componentes estruturais.

A análise e dimensionamento de componentes estruturais geralmente está associado ao projeto dos sistemas aos quais este faz parte. Esta visão possibilita estabelecer restrições dimensionais e funcionais que servem de apoio para as interfaces de montagem existentes no componente. Sabendo-se destas características, cabe salientar que o entendimento do modo como são geradas as concepções de tais sistemas é de fundamental importância para a caracterização dos critérios de projeto associados ao componente estrutural.

A metodologia de projeto de sistemas modulares, proposta por MARIBONDO [1], apresenta claramente as fases no desenvolvimento e projeto de sistemas. A idéia de modularidade é associada ao arranjo físico estabelecido em um sistema, onde cada função local é atendida por um módulo. Para ilustrar as fases no desenvolvimento e projeto de sistemas modulares, na Figura 1 é apresentada a proposta estabelecida por MARIBONDO. As quatro fases apresentadas nesta metodologia não necessariamente são independentes entre si. É apresentado, no esquema, um processo iterativo em virtude do banco de dados ser alimentado continuamente e servir de base para todas as fases do processo, até que estas atendam ao que foi estabelecido através do levantamento das necessidades do usuário.

As fases desta metodologia são descritas por MATOS [8] da seguinte forma:

- a) Projeto informacional: é o *esclarecimento da tarefa* definida por PAHL & BEITZ (citado por MATOS [8]), onde são realizados os estudos iniciais do universo em que o projeto está inserido. Esta fase define as especificações do projeto que consistem nas características que o produto deve possuir e as expectativas que deve suprir;

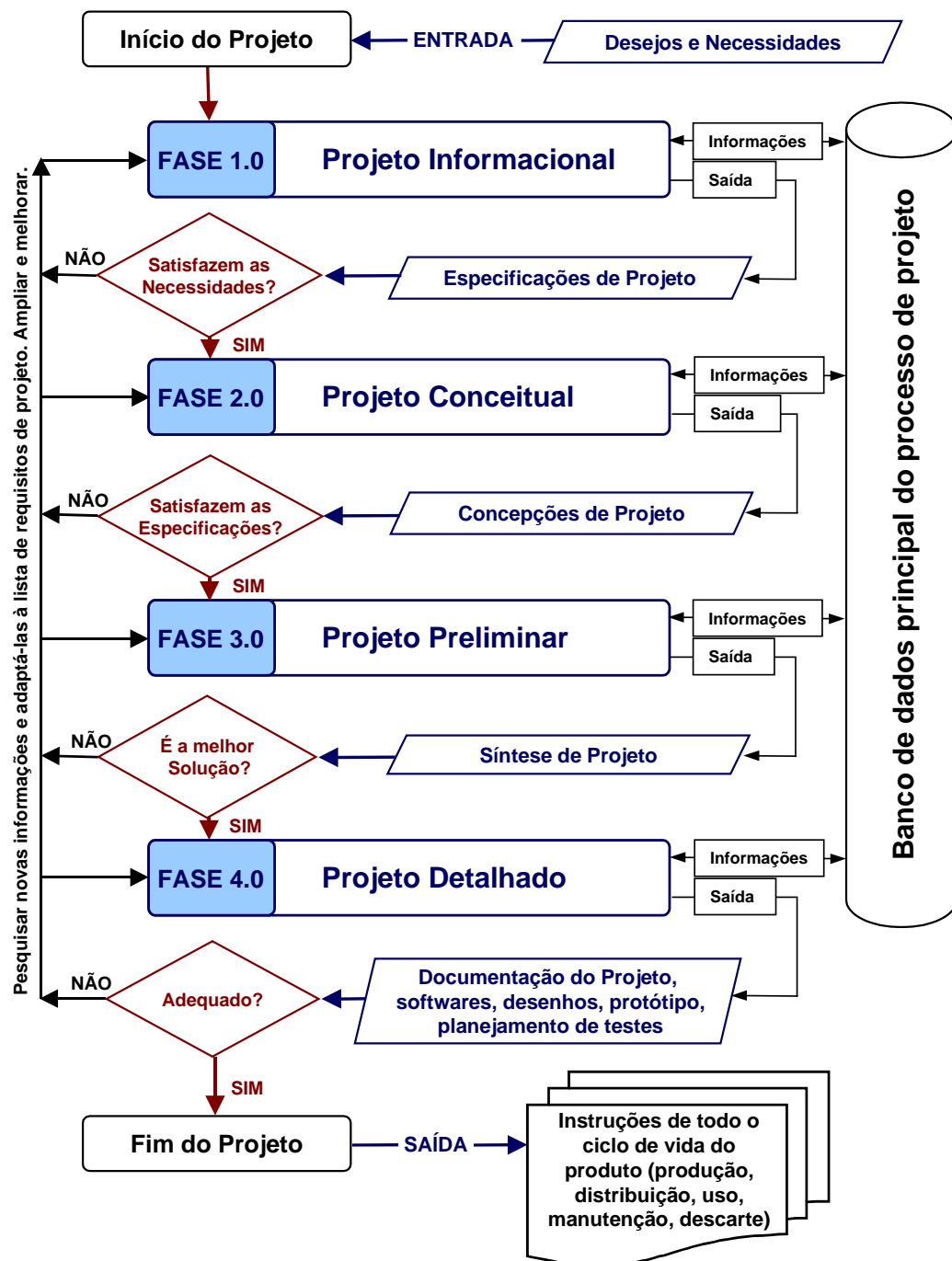


Figura 1 – Metodologia de projetos para sistemas modulares (MARIBONDO [1]).

- b) Projeto conceitual: nesta fase são selecionadas as concepções de solução para o projeto. É identificada a função total do sistema e desdobrada em subfunções. Princípios de solução são associados a cada subfunção. A partir da combinação dos princípios de solução propostos são selecionadas as concepções julgadas como potenciais para atender melhor a função total identificada inicialmente.

- c) Projeto preliminar: objetiva a seleção da melhor concepção de projeto, o que é realizado após estudos e análises de ordem de grandeza. A solução escolhida é submetida a exames mais detalhados, nos quais são realizados, segundo BACK (citado por MATOS [8]), estudos de síntese e de tolerâncias. BLANCHARD & FABRICKY (citados por MATOS [8]) sugerem a alocação dos requisitos globais através das subfunções desdobradas na análise funcional, para então realizar análises de otimização e viabilidade, visando refinar e estruturar as concepções de solução, para então sintetizar a escolha da melhor concepção de projeto. A fase é concluída pela síntese detalhada do sistema;
- d) Projeto detalhado: consiste no desenvolvimento dos resultados obtidos na fase preliminar, com detalhamento de todas as características do produto, tais como: performance, forma, materiais, resistência. Esta fase é concluída com a determinação das especificações finais para a produção/construção do sistema e pela construção de um protótipo para testes.

Os conceitos de Metodologia de Projeto de Sistemas acima descritos, podem ser aplicados para obter concepções dos subsistemas de máquinas e equipamentos, tais como:

- Acionamento;
- Controle;
- Propulsão;
- Estrutural; etc.

Desta mesma forma, em tais subsistemas os componentes atuantes também podem ser desenvolvidos mediante a utilização de uma metodologia semelhante, porém focada na preocupação da avaliação dos esforços que atuam de forma direta sobre os componentes dos sistemas e subsistemas. O conceito empregado nesta metodologia, voltada a componentes, está intimamente ligado ao conceito de análise, que é definido como a seguir:

a.ná.li.se sf (gr *ánálisis*) – Decomposição ou separação de um todo, quer seja uma substância material, quer seja um produto do pensamento, em seus

elementos constituintes [16]. Decomposição de um todo em partes; exame de cada parte de um todo; processo filosófico por meio do qual se vai dos efeitos às causas, do particular ao geral, do simples ao composto [17].

Considera-se que, de forma geral, um sistema mecânico é composto por componentes estruturais que, em conjunto, atendem aos requisitos de projeto. Portanto, segundo as definições apresentadas, o exame de cada componente que faz parte do sistema é tido como sua **análise**. Por isso, neste trabalho convencionou-se chamar o procedimento de desenvolvimento de um componente estrutural através do termo **etapas de análise de componentes**.

Concluindo, as etapas de análise de componentes que são utilizadas neste trabalho têm por objetivo mapear o encadeamento lógico gerado, muitas vezes intuitivamente, no dimensionamento e avaliação de componentes estruturais. No tópico a seguir é descrito em que contexto se enquadra a análise e o relacionamento de suas etapas com as fases da metodologia de projeto de sistemas.

1.1.1 Etapas de Análise de Componentes

O desenvolvimento das etapas de análise sobre o componente segue o esquema apresentado na Figura 2. Nesta se pode visualizar o enquadramento junto as fases de projeto de sistemas apresentado anteriormente. A preocupação com este relacionamento entre as etapas de análise de componentes e o projeto de sistemas, vem ressaltar a observação, durante todo o desenvolvimento, dos vínculos primários e restrições existentes entre ambos para que não ocorra falha no funcionamento, tanto do sistema como do componente.

As etapas são apresentadas resumidamente neste tópico e com maior detalhamento nos próximos capítulos.

A etapa de **Análise Informacional** apresenta a determinação dos aspectos gerais do componente e sua atuação junto a um sistema. Todos os dados relevantes ao funcionamento do componente devem ser avaliados. Características de montagem, trabalhos publicados e históricos de falha associados a este componente, quando existentes, são de fundamental importância para a validação da análise.

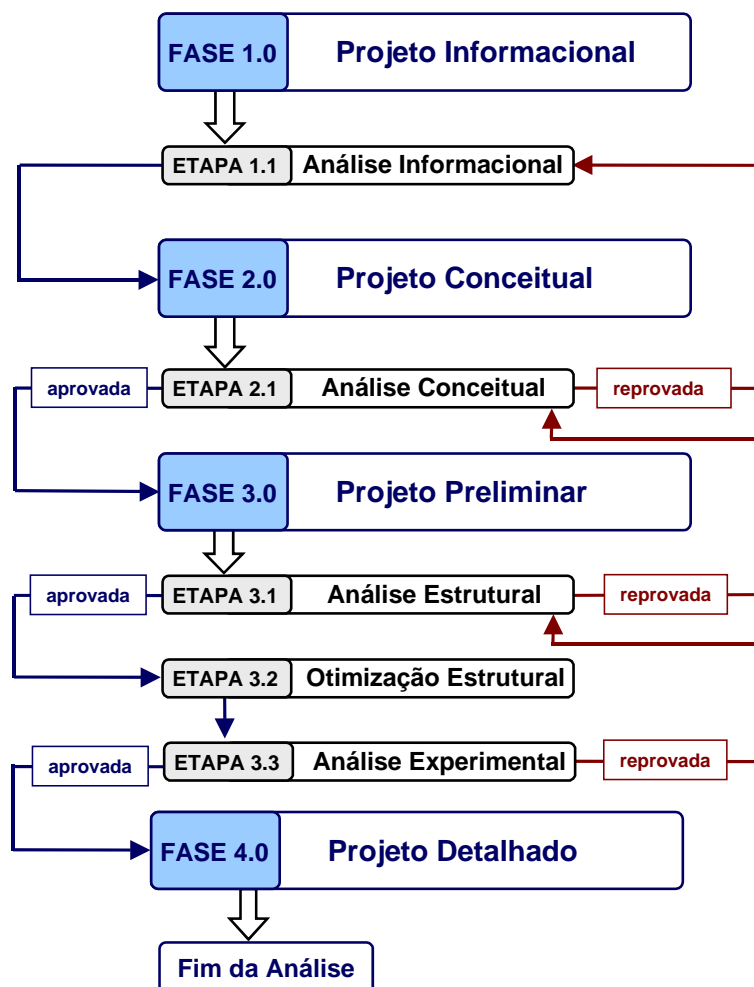


Figura 2 – Etapas de análise dentro do processo de projeto.

A etapa de **Análise Conceitual** consiste no desdobramento dos fundamentos teóricos que determinam o funcionamento do componente estrutural. Faz parte desta etapa a *análise funcional*, que conduz ao esclarecimento da funcionalidade do componente e, desta forma, reflete na visualização esquemática dos esforços que agem sobre este. Isto é feito com auxílio do estudo das linhas de fluxo energético que passam através do mesmo. Para cada *função local*, que representa qual função deve ser atendida para garantir a integridade do componente em uma região específica do mesmo, são apresentados princípios de solução que combinados atendem a *função global* pré-estabelecida. Ainda na determinação dos princípios de solução para as funções locais, é apresentado o conceito de “*features*”, que representa as formas geométricas primárias associadas aos mesmos. Um princípio de solução pode ser o conjunto de várias *features* ou em alguns casos a própria *feature*. Diversas concepções são geradas e avaliadas qualitativamente do ponto de

vista construtivo e estrutural, determinando qual deve ser a utilizada na próxima etapa de análise. Ainda nesta etapa são determinados os critérios de falha baseados na *Análise dos Modos de Falha e seus Efeitos* (FMEA) do componente.

Diante da concepção global pré-estabelecida, são fornecidas dimensões ao componente, produzindo uma geometria inicial. A partir destes dados quantitativos, é possível realizar a **Análise Estrutural** mediante o uso de modelos matemáticos e/ou numéricos que representam o comportamento do componente estrutural. Nesta etapa são também definidos os carregamentos e as restrições dos graus de liberdade a serem impostas sobre o modelo. Hipóteses relativas a cada modelo são discutidas e apresentadas.

Sendo aprovado o modelo geométrico proposto e ainda dentro da fase de Projeto Preliminar, a etapa seguinte é um estudo para melhoria dimensional de tal geometria. A etapa é chamada de **Otimização Estrutural** e nesta são determinadas as funções objetivo (ou o que se pretende melhorar) e as condições que devem ser satisfeitas, conhecidas como funções de restrição.

A etapa para validação da análise do componente de um sistema é a **Análise Experimental**, esta deve confirmar, através de procedimentos experimentais, os resultados obtidos numericamente. A conclusão desta etapa com êxito resulta em um componente estrutural geometricamente otimizado e que atende a todos os requisitos estabelecidos previamente.

Os desdobramentos de cada uma das etapas, propostas para análise de componentes estruturais, são apresentados no estudo de caso realizado sobre o componente estrutural manga de eixo. Desta forma ao longo do texto são focados a preocupação com a obtenção de informações relativas ao componente, funcionalidade, determinação de possíveis concepções, dimensionamento e otimização. A escolha pela manga de eixo se deve a esta atuar na interface dos quatro sistemas responsáveis pelo controle dos movimentos veiculares e ter sua importância diretamente relacionada a segurança e integridade física do veículo e de seus ocupantes. A descrição e familiarização com os termos técnicos associados a este componente são descritos nos próximos capítulos.

2 Análise Informacional

O processo de análise de um componente deve abranger etapas iniciais que apresentem informações relevantes ao seu comportamento, sendo esta a etapa de análise informacional. Esta etapa é de fundamental importância para a implementação da análise. Na Figura 3 é apresentado um desdobramento para a busca de informações para o componente manga de eixo.

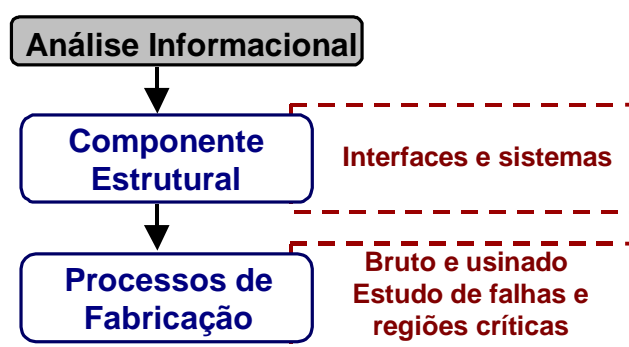


Figura 3 – Análise Informacional.

No caso do primeiro desdobramento mostrado na Figura 3, busca-se obter informações sobre interfaces de montagem para a manga de eixo e sua influência sobre os sistemas de suspensão, direção, transmissão e freio. Tendo-se definidas as informações iniciais o passo seguinte é a obtenção de informações relevantes aos processos de fabricação utilizados, caracterizando regiões críticas segundo a escolha e adoção de um ou outro processo.

2.1 Manga de Eixo

A manga de eixo é um componente estrutural amplamente utilizado no projeto de veículos automotores. O seu conceito está associado a capacidade de reunir, em uma mesma região, os quatro sistemas responsáveis pelo controle dos movimentos veiculares. Estes são os sistemas de suspensão, de direção, de freio e de transmissão. Na Figura 4 se tem a manga de eixo montada nos sistemas descritos.

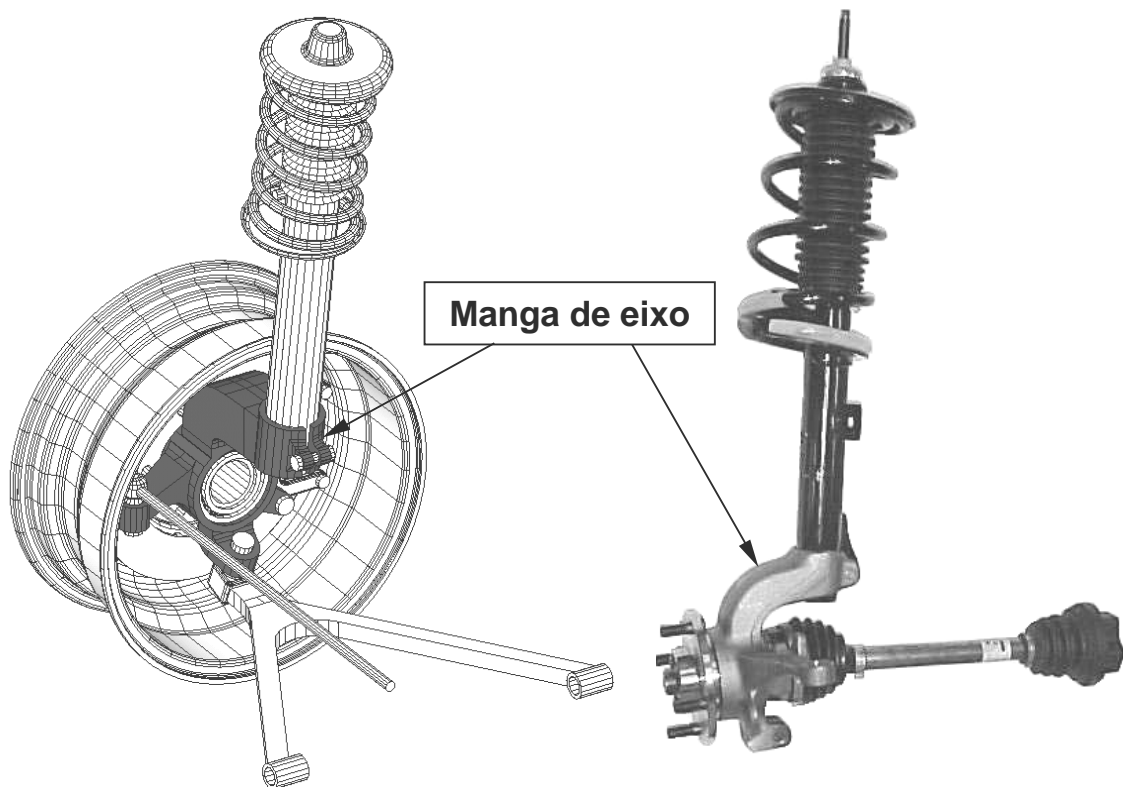


Figura 4 – Manga de eixo montada.

O sistema de suspensão está associado à capacidade de absorção de movimentos aleatórios produzidos pelas irregularidades do terreno e sustentação do veículo, o sistema de direção proporciona o controle direcional do veículo e os sistemas de freio e transmissão são associados ao controle dos movimentos de translação ou velocidade do veículo.

Os quatro sistemas convergem para atuarem sobre a interface de contato pneu/solo, necessitando uma solução de arranjo físico espacial numa mesma região, que é a manga de eixo.

Para melhor ilustrar em que contexto se encontra o componente, apresenta-se a seguir uma breve discussão do funcionamento de cada sistema e sua relação direta na interface com a manga de eixo.

2.2 Sistemas de Controle Veicular

2.2.1 Sistema de Suspensão

Em geral os sistemas de suspensão são divididos em dois grupos, a saber: suspensões de eixo rígido e suspensões independentes. O foco deste trabalho está dirigido a sistemas de suspensões independentes, mais especificamente ao sistema de suspensão McPherson.

As principais vantagens de sistemas de suspensões independentes, segundo REIMPELL & STOLL [3], são:

- ✓ Pequeno espaço ocupado;
- ✓ Uma possível alteração cinemática, ou elastocinemática, do ângulo de convergência, quando o veículo move-se para frente;
- ✓ Maior facilidade de dirigibilidade;
- ✓ Baixo peso;
- ✓ Rodas com ações independentes.

As duas últimas características são importantes para manter o controle direcional do veículo, especialmente quando este está realizando curvas em terrenos de superfície acidentada [3].

A suspensão McPherson, mostrada na Figura 5, consiste em um membro telescópico constituído por uma mola, um amortecedor que fica no interior da mola e que é ligado rigidamente a roda na sua extremidade inferior através da manga de eixo. A mola é suportada por dois pratos, um inferior e outro superior, que por sua vez estão soldados a um tubo onde se aloja o amortecedor. A fixação da extremidade superior do conjunto é feita através de um apoio flexível à carroçaria (topo de suspensão), sendo que a extremidade inferior é sustentada por um sistema articulado (conhecido como balança ou braço de controle inferior) que suporta as forças laterais e longitudinais que atuam no sistema. Estas forças são transmitidas a manga de eixo através dos componentes da suspensão.

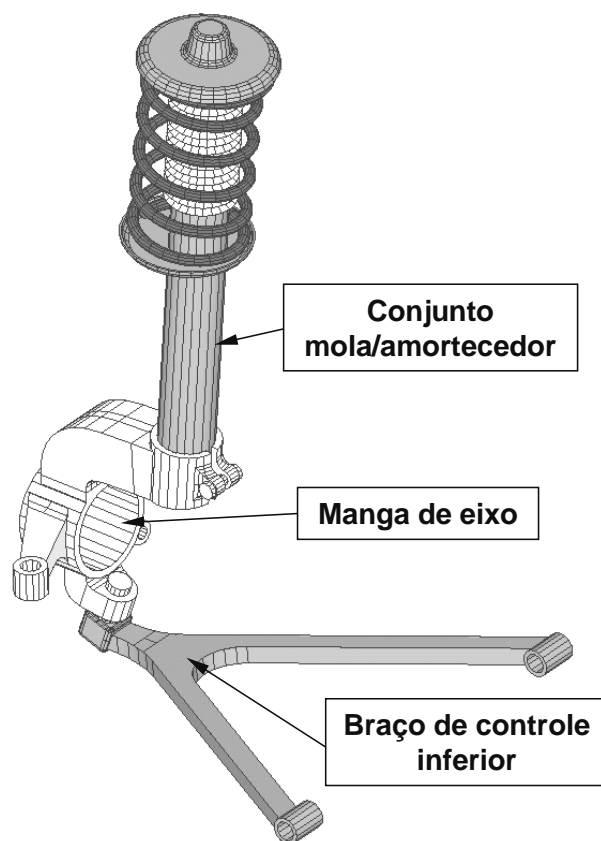


Figura 5 – Manga de eixo no sistema de suspensão McPherson.

Este tipo de suspensão, segundo GILLESPIE [2], apresenta um número menor de partes para montagem e possui a capacidade de distribuir os carregamentos de suspensão em uma área mais abrangente do corpo estrutural do veículo.

2.2.2 Sistema de Direção

A função de um sistema de direção é acionar as rodas direcionais, sob o comando do motorista, no controle da trajetória do veículo. Em vista disso, os carregamentos que atuam em um sistema de direção são produzidos na interface de contato das rodas do veículo com o solo (GILLESPIE [2]).

Na Figura 6 apresenta-se um sistema de direção típico onde a transmissão ocorre através de um sistema pinhão/cremalheira. O movimento de giro no volante é transformado em movimento de translação e é transmitido através da barra de direção para o acoplamento com a manga de eixo. Na manga de eixo o sistema de

direção encontra a principal interface de controle direcional do veículo. Nesta interface o movimento de translação da barra de direção, é transformado em movimento rotacional de esterçamento das rodas.

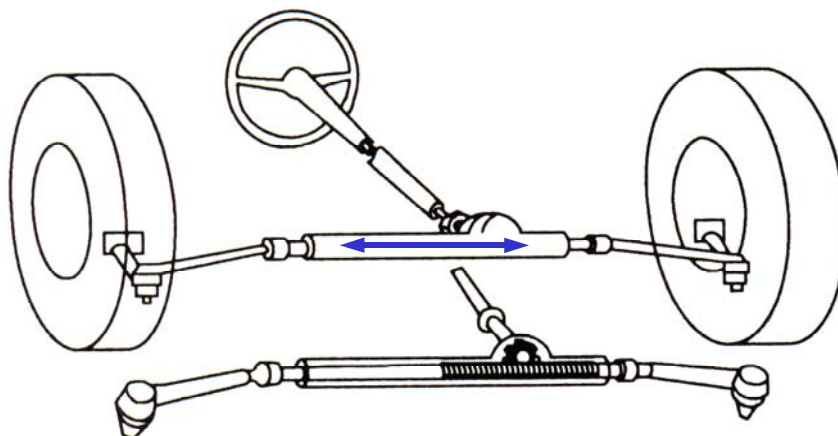


Figura 6 – Sistema de direção tipo pinhão/cremalheira (GILLESPIE [2]).

A montagem do sistema de direção sobre a manga de eixo é feita através de uma junta esférica universal, proporcionando a atuação livre da força produtora do momento de giro sobre o eixo vertical da manga de eixo, como ilustrado na Figura 7.

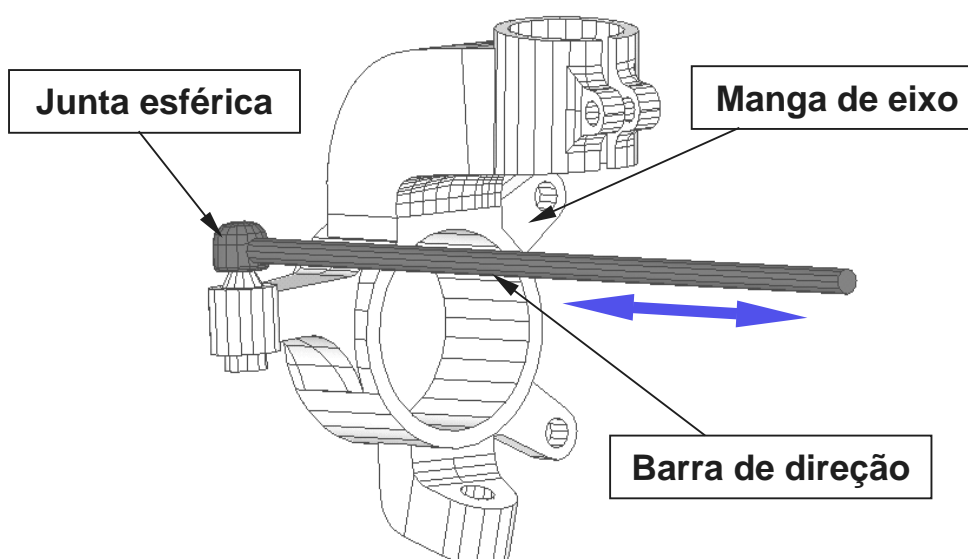


Figura 7 – Braço de direção sobre a manga de eixo.

2.2.3 Sistema de Freio

A função de qualquer sistema de freio é, além de reduzir a velocidade do veículo, fazer com que o mesmo possa ser conduzido adequadamente até um estado estacionário e garantir que este permaneça no mesmo (AUTOMOTIVE HANDBOOK [5]).

O conceito de sistema de freio adotado na análise da manga de eixo, neste trabalho, é de disco de freio. O sistema é acionado através de um êmbolo situado no “caliper”, ou pinça, que faz friccionar a pastilha de freio contra o disco de freio.

Na Figura 8 é ilustrada a localização do sistema de freio dianteiro sobre a manga de eixo. A manga de eixo proporciona que o sistema de freio frontal possa ser posicionado diretamente sobre a ação do movimento de rotação da roda do veículo. Sendo assim, o controle da frenagem é efetuado através de forças de atrito induzidas pela pinça sobre o disco de freio, que está rigidamente fixado a roda do veículo.

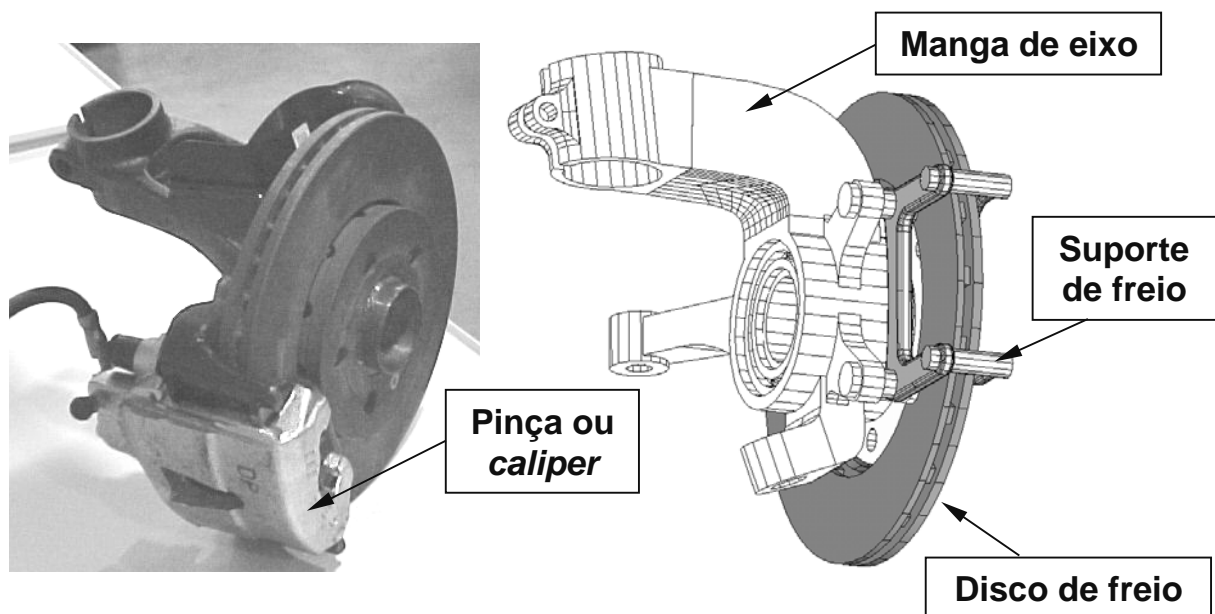


Figura 8 – Sistema de freio montado sobre a manga de eixo.

2.2.4 Sistema de Transmissão

O sistema de transmissão consiste em um conjunto composto por eixos, engrenagens, embreagem, acoplamentos, etc, que visam permitir que a energia produzida pelo motor seja estendida para toda a faixa de utilização do veículo. A potência gerada no motor é conduzida até a roda passando pela manga de eixo, que suporta a junta homocinética. Na Figura 9 é mostrada a junta homocinética e o cubo de roda montados sobre a manga de eixo.

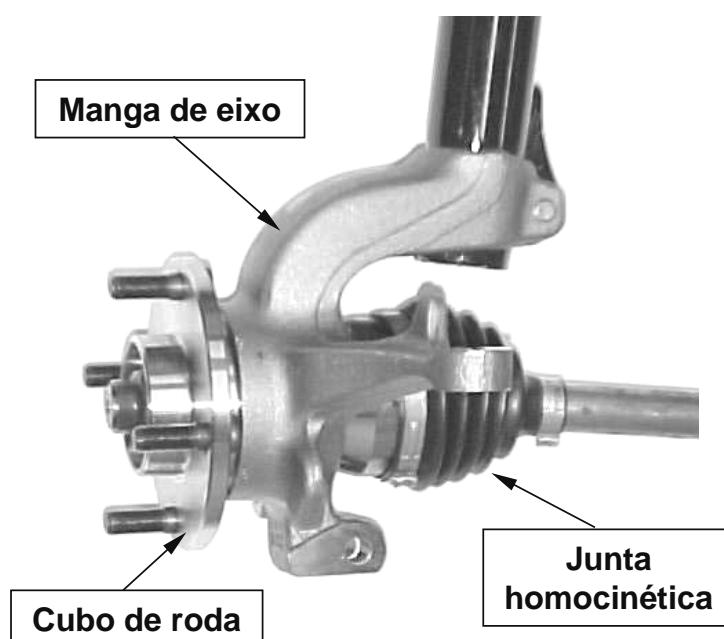


Figura 9 – Sistema de transmissão sobre a manga de eixo.

2.3 Modelos de Manga de Eixo

Existem inúmeros modelos de manga de eixo. Isto acontece em virtude de seu projeto ser dependente do projeto dos sistemas de suspensão, direção, freio e transmissão do veículo. Neste tópico são apresentadas diversas mangas de eixo que ilustram o conceito de adaptabilidade deste componente. Para facilitar o entendimento do que é apresentado a seguir, as mangas de eixo mostradas nas Figuras 10 a 16 são divididas em regiões as quais são acopladas aos seguintes sistemas:

1. Sistema de suspensão

Braço do amortecedor é acoplado na região 1a;

Suporte do braço de controle inferior é acoplado na região 1b;

2. Sistema de direção

Braço da barra de direção ou braço de direção é acoplado na região 2;

3. Sistema de freio

Suporte de freio é acoplado na região 3; e

4. Sistema de transmissão

Alojamento do rolamento é acoplado na região 4.

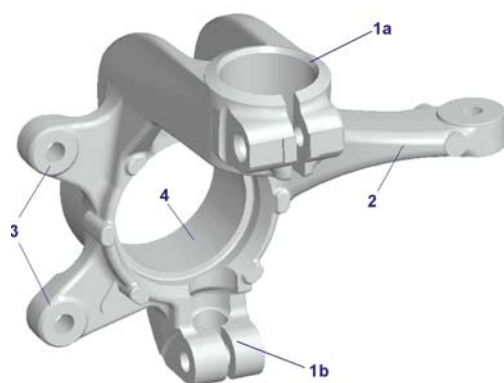


Figura 10 – Manga de eixo modelo 1.

Em um modelo de manga de eixo para veículos de médio porte, representado na Figura 10, vê-se que, na região **1a**, o alojamento do amortecedor apresenta opção de montagem por interferência, com ajuste através de parafuso. Este tipo de acoplamento tem sua justificativa na garantia de montagem adequada do amortecedor, diminuindo o número de elementos de junta e, portanto simplificando a tarefa, bem como diminuindo o tempo e o erro do processo de montagem.

O modelo apresentado na Figura 11 ilustra uma manga de eixo na qual o acoplamento com o amortecedor, região 1a, difere do modelo de manga apresentado anteriormente. Nesta é utilizado um elemento de ligação na interface amortecedor/manga para acoplamento através de parafusos. Nas demais regiões observam-se relativa semelhança com o modelo anterior sendo somente alterada a forma da manga.

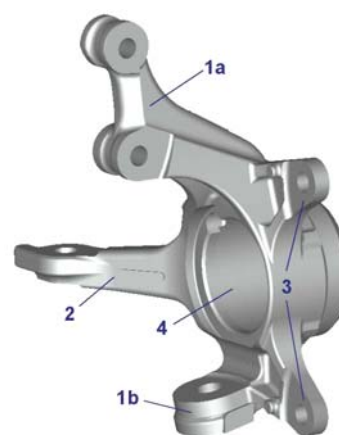


Figura 11 – Manga de eixo modelo 2.

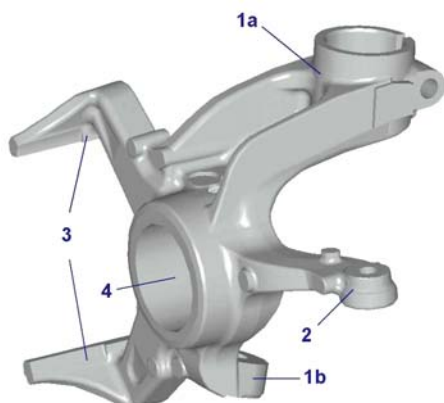


Figura 12 – Manga de eixo modelo 3.

Na Figura 13 se apresenta uma manga de eixo com configuração semelhante a manga apresentada na Figura 11. Na região 4 a montagem do cubo de roda é feita com o auxílio de parafusos, enquanto que nas anteriores isto é feita através de interferência. Esta manga é fabricada em alumínio, sendo as anteriores em ferro fundido nodular. A peça, em relação as anteriores, tem maiores dimensões para garantir níveis de rigidez adequados em virtude das características estruturais do material empregado.

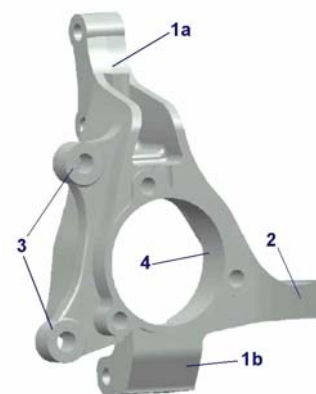


Figura 13 – Manga de eixo modelo 4.

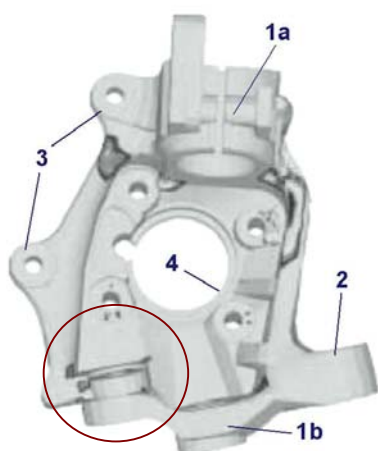


Figura 14 – Manga de eixo modelo 5.

Na Figura 12 está representada uma manga de eixo com alojamento do amortecedor semelhante a apresentada na Figura 10. Porém, verifica-se que na região 3 (suporte de freio) esta incorpora um dos elementos da pinça, ou caliper, o que não se verifica nos modelos apresentados anteriormente.

Na manga de eixo do modelo 5, apresentada na Figura 14, verifica-se que na região indicada com um círculo existe um alojamento para a montagem da barra estabilizadora. Esta configuração de manga de eixo pode ser adotada mediante a elaboração e projeto adequados do sistema de suspensão. Observa-se ainda que as demais regiões apresentadas possuem semelhança com as regiões apresentadas nos modelos anteriores.

A manga de eixo mostrada na Figura 15 apresenta uma característica distinta na região 1 comparativamente às anteriores. Nesta verifica-se que a altura do braço que corresponde a montagem do sistema de direção é posto acima da região 1a. Mais uma vez esta característica se justifica devido ao projeto do sistema de direção. Desta forma se torna mais ainda evidente a característica de adaptabilidade de tal componente.

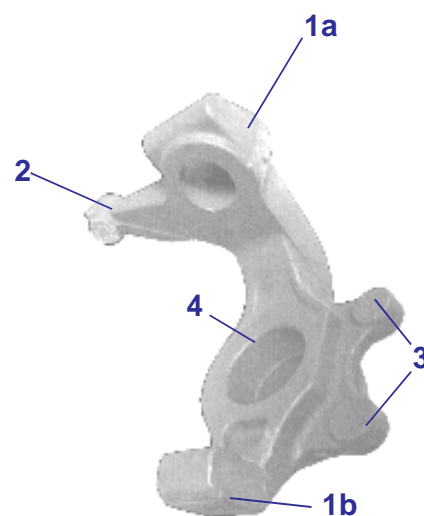


Figura 15 – Manga de eixo modelo 6.

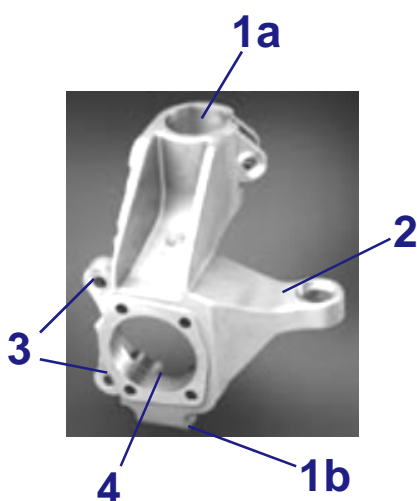


Figura 16 – Manga de eixo modelo 7.

Na Figura 16 se apresenta outra concepção de manga de eixo em alumínio. Assim como as demais mangas de eixo feitas em alumínio, nota-se diferenças geométricas na região 4, devido a utilização dos alojamentos de parafuso. Além de se notar que a geometria é aparentemente mais robusta devido as características de rigidez do alumínio.

Observando os diferentes tipos de manga de eixo apresentados, pode-se notar que o projeto e desenvolvimento deste componente são dependentes, principalmente, do projeto dos sistemas com os quais possui interface, do material e do processo de fabricação utilizado. Nos modelos apresentados nas Figuras 13, 14 e 16, por exemplo, é evidente a mudança geométrica devido à utilização de alumínio. O braço de momento produzido sobre a região 1a, nestes modelos, é menor se comparado com os modelos feitos em ferro fundido ou mesmo em aço forjado. Outra característica observada é quanto a montagem do sistema de transmissão sobre a manga de eixo, pode-se notar que a região 4 apresenta furos

adicionais para fixação por meio de parafusos, já nas concepções em ferro fundido e aço forjado esta montagem é em geral realizada por interferência e anel elástico. Estas características se devem principalmente as diferenças das propriedades existentes entre ambos os materiais.

2.3.1 Processos de Fabricação

A medida que a industria automotiva evolui, os processos de fabricação são constantemente aperfeiçoados e novos processos são desenvolvidos visando menores custos e melhorias de qualidade. Cabe ao projetista optar pela utilização destas tecnologias, sendo a concepção do componente estrutural mais uma vez suscetível a esta escolha. Neste item são ilustrados e discutidos os principais processos de fabricação utilizados na obtenção da manga de eixo, assim como inovações utilizadas em novos desenvolvimentos.

Os processos de fundição e forjamento são geralmente os utilizados para a fabricação da manga de eixo.

No processo de forjamento, o aço é conformado em uma série de matrizes até adquirir a forma adequada da peça. Na Figura 17 é ilustrada esta seqüência, mostrando diferentes etapas do processo de forjamento para uma manga de eixo.

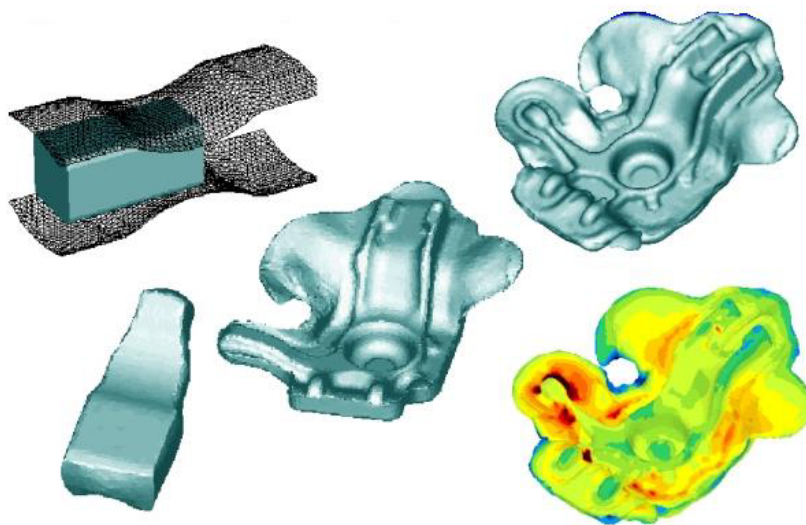


Figura 17 – Processo de forjamento de uma manga de eixo [28].

No processo de fundição, o ferro fundido é vazado em um molde sob condições controladas de temperatura e vazão, fluindo pelos canais de alimentação até as regiões de solidificação, tendo como auxílio regiões de massalotes, ou câmaras de armazenamento de metal, para auxiliar na solidificação adequada da peça. Na Figura 18 é mostrado o sistema de alimentação, massalotes e quatro mangas de eixo fundidas em um mesmo molde.

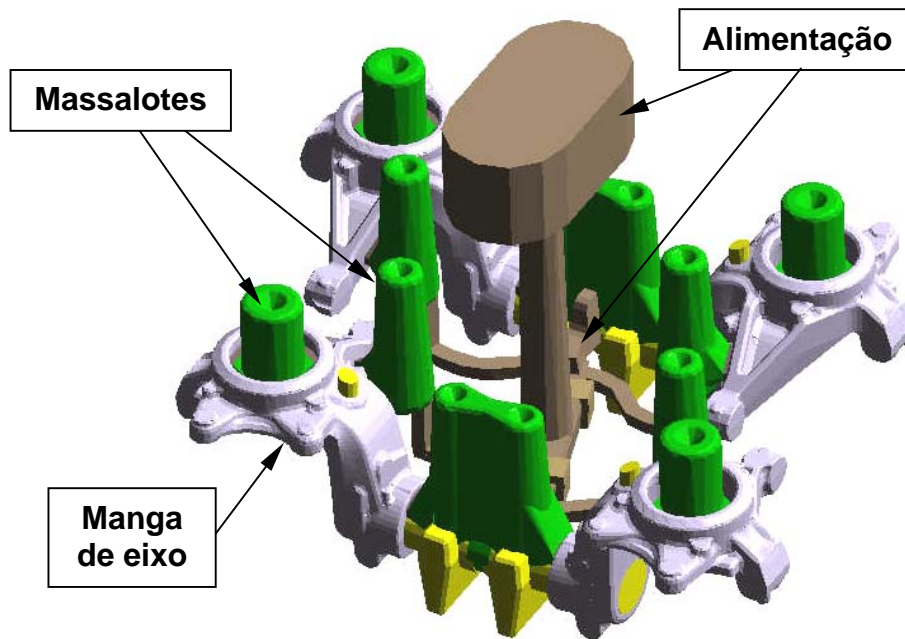


Figura 18 – Processo de fundição de um modelo de manga de eixo.

Um processo que vem sendo utilizado na obtenção de peças automotivas de alumínio é o processo conhecido como “*thixoforming*” (KOPP et all [6]). Resumidamente, este processo consiste na injeção, em uma matriz, do material no estado semi-sólido (FUGANTI et all [7]) para obtenção da forma adequada da peça. Na Figura 19 pode-se observar um esquema representativo do processo de “*thixoforming*”.

Observa-se a divisão em três etapas na tecnologia de “*thixoforming*”: obtenção e condicionamento da matéria-prima, aquecimento por indução para obtenção do estado semi-sólido e conformação ou injeção na matriz (KOPP et all [6]). Este processo é utilizado para forjamento, fundição e extrusão de alumínio.

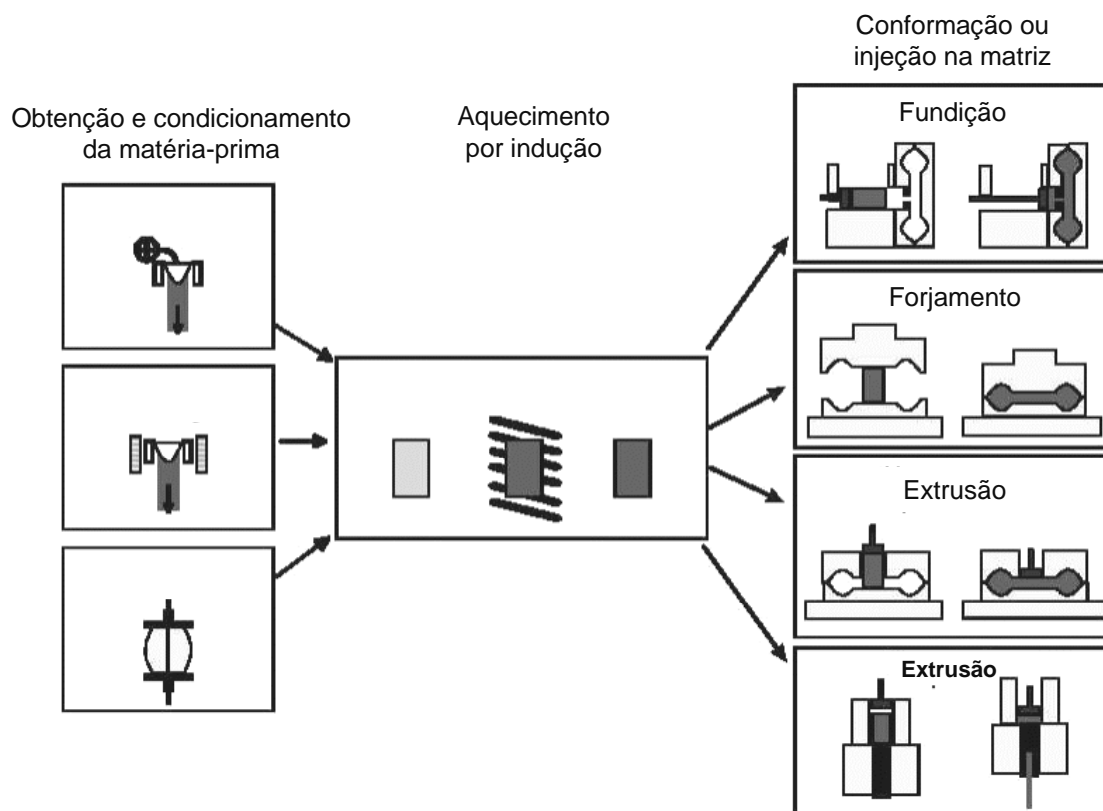


Figura 19 – Processo de "thixoforming" (KOPP et all [6]).

Após os processos citados anteriormente a manga de eixo deve passar ainda por outra etapa para a obtenção de suas dimensões adequadas. Desta forma executa-se a usinagem de tal componente, o que consiste em retida de material de regiões estratégicas, geralmente relacionadas às interfaces de montagem. Para cada região identificada na manga de eixo existe uma característica a ser observada mediante tolerâncias dimensionais. Para as regiões 1a e 1b, ou regiões relacionadas ao sistema de suspensão diretamente, a montagem em geral é feita através de interferência. Em algumas mangas de eixo costuma-se ter ainda o auxílio de parafusos para garantir a montagem adequada. Na Figura 20 **b** se pode observar uma manga de eixo com essas características de montagem. Em outras mangas de eixo a montagem na região 1a é feita somente pela utilização de parafuso, como é o caso da manga de eixo apresenta na Figura 20 **a**.

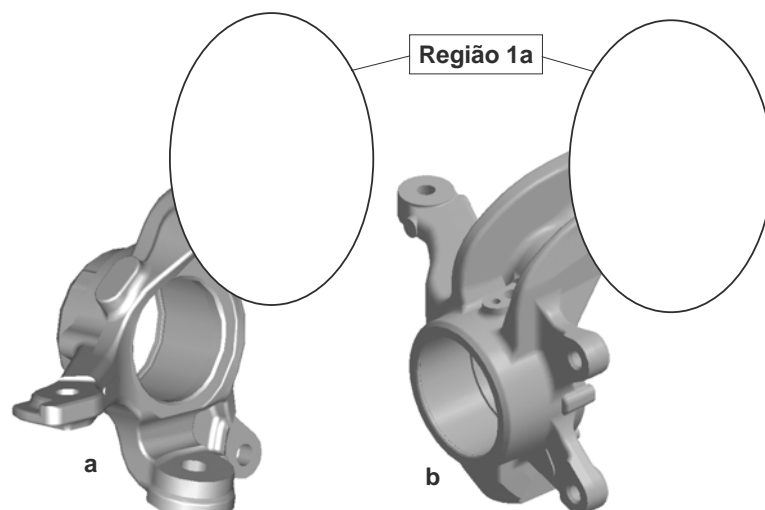


Figura 20 – Comparação da região 1a para a montagem em duas mangas de eixo.

Estes processos têm contribuído para o desenvolvimento e obtenção de componentes estruturais cada vez mais confiáveis e fiéis às suas concepções otimizadas. De fato, as questões relacionadas à otimização destes componentes vêm sendo estimuladas mediante a utilização de métodos numéricos concernentes a tecnologia CAE (*Computer Aided Engineering*). Diversos estudos sobre a utilização desta tecnologia como ferramenta na fase de concepção de componentes estruturais é apresentado atualmente nos mais diversos artigos. No tópico a seguir são avaliados alguns destes artigos que apresentam discussões sobre análise em mangas de eixo.

2.3.2 Revisão de trabalhos publicados

Os carregamentos que atuam sobre a manga de eixo decorrem, principalmente, de situações caracterizadas como transientes nos veículos em movimento. Estas situações são, em geral, produzidas pela frenagem, veículo realizando curva e situações de impacto laterais e frontais. Conseqüentemente, o dimensionamento deste componente deve levar em consideração a fadiga, pois os carregamentos são cíclicos ao longo de sua vida útil.

ILZÖFER et all [9] considera três situações de carregamento ou estados de carga atuando sobre a manga de eixo. A primeira situação corresponde ao veículo andando em linha reta, a segunda corresponde ao veículo realizando uma curva e a terceira à situação de frenagem. Para a análise de tensões da manga de eixo os

autores elaboraram um modelo de elementos finitos utilizando elementos hexaédricos com aproximadamente 22000 graus de liberdade (Figura 21).

A vinculação do modelo apresentado por ILZÖFER et all [9] consiste em restringir o seguintes deslocamentos:

- acoplamento da barra de direção: plano x-y
- acoplamento do suporte ou bandeja inferior de suspensão: plano x-y
- acoplamento do amortecedor com utilização de elementos rígidos representando o comportamento nesta região: Fixo nas três direções.

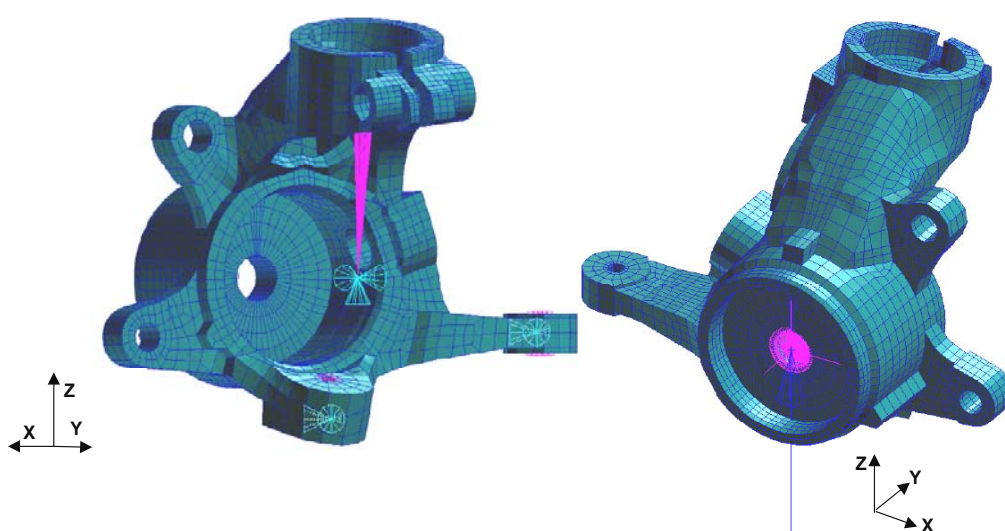


Figura 21 – Modelo de elementos finitos usado na análise de tensões de uma manga de eixo por ILZÖFER et all [9].

Na Tabela 1 apresentam-se os valores de carregamento utilizados para a análise de tensões.

Tabela 1. Estados de carga de um modelo de manga de eixo por ILZÖFER et all [9].

Estado de carga		LINHA RETA	CURVA	FRENAGEM
Forças e momentos agindo sobre o eixo da roda	Força em x	-----	-----	4800 N
	Força em y	-----	4800 N	-----
	Força em z	3000 N	4800 N	4800 N
	Momento em x	-----	1877000 N.mm	-----
Forças atuando nos suportes da pinça	Força circunferencial	-----	-----	10280 N sobre cada junta do sistema de freio

O material utilizado para a análise é o ferro fundido nodular BS2789 grade 800, com módulo de elasticidade $E = 162 \text{ GPa}$ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$.

A distribuição de tensões para o estado de carga LINHA RETA é apresentado na Figura 22, para curva na Figura 23 e para frenagem na Figura 24. Os picos de tensão para o segundo e terceiro casos são altos se comparado ao primeiro. Em caráter ilustrativo, a partir dos dados da referência [9], os valores das tensões equivalentes nos pontos críticos de cada modelo analisado, segundo a utilização da teoria de Von Mises, são:

- ✓ **Linha reta:** 150 MPa
- ✓ **Curva:** 500 MPa
- ✓ **Frenagem:** 850 MPa

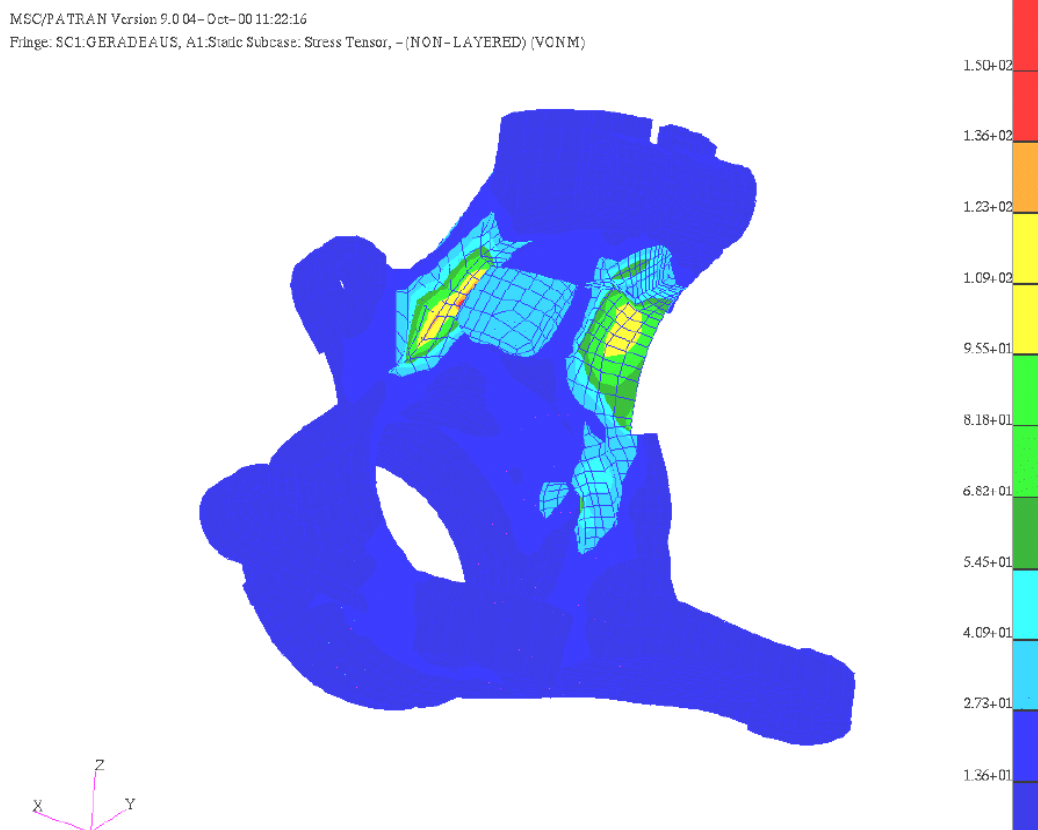


Figura 22 – Distribuição de tensões inicial do modelo de ILZÖFER et al [9] para o estado de carga LINHA RETA.

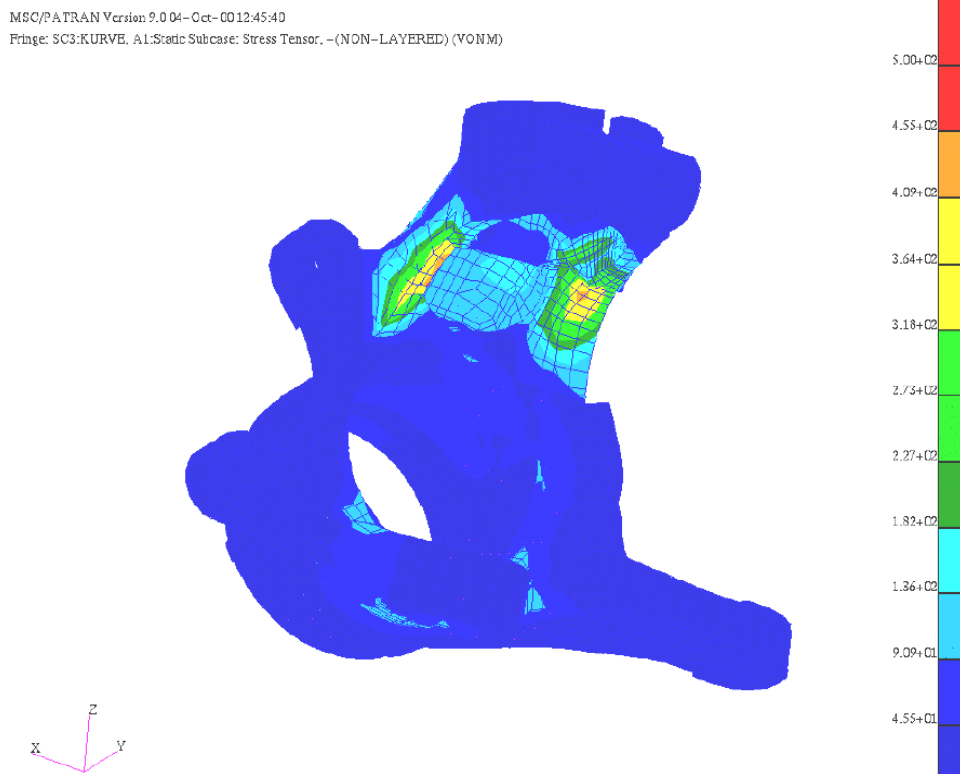


Figura 23 – Distribuição de tensões inicial do modelo de ILZÖFER et al [9] para o estado de carga CURVA.

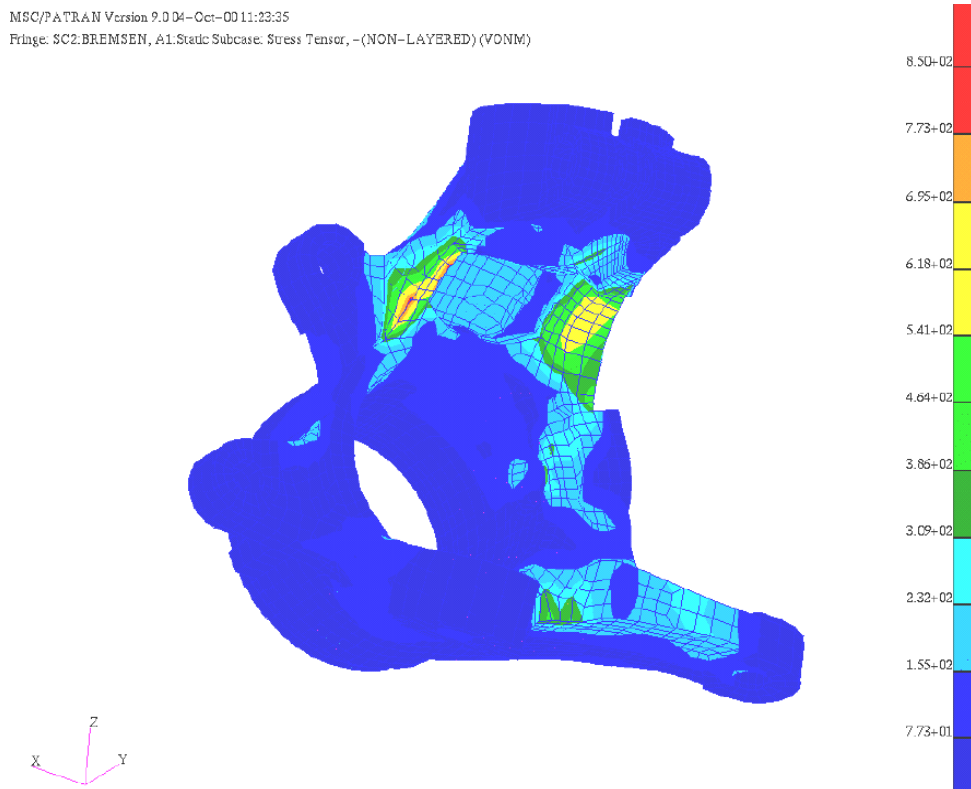


Figura 24 – Distribuição de tensões inicial do modelo de ILZÖFER et al [9] para o estado de carga FRENAGEM.

No artigo apresentado por GERKEN et all [10] a análise considerou os seguintes casos de carregamento dinâmico:

1. Frenagem brusca (fadiga com baixa freqüência)
2. Frenagem devido à reação ou reflexo (fadiga com alta freqüência)
3. Curva com raio tendendo a zero (fadiga com baixa freqüência)
4. Curva normal (fadiga com alta freqüência)
5. Braço de direção (fadiga com alta freqüência)
6. Buraco (fadiga com baixa freqüência)

O artigo não apresenta detalhes do modelo nem resultados numéricos. O foco deste artigo é sobre o processo de fabricação da manga de eixo através de fundição de alumínio. Na Figura 25 se tem a representação do modelo de elementos finitos utilizado para a análise. Apesar de faltarem informações quanto ao modelo, valores e resultados, este artigo fornece uma idéia dos estados de carga ao qual a manga de eixo pode estar submetida quanto a fadiga. Pode-se observar a intenção em separar carregamentos que ocorrem com baixa ou alta freqüência na análise de fadiga.

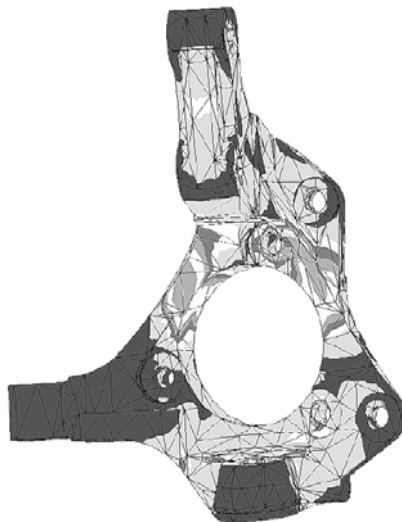


Figura 25 – Modelo de manga de eixo [10].

Outro artigo que apresenta referência quanto aos estados de carga que atuam sobre a manga de eixo é apresentado por KRISHNA et al [11]. Neste artigo são considerados cinco estados de carga:

1. Carregamento vertical sobre a ponta de eixo e momento de frenagem;
2. Carregamento vertical e lateral aplicados sobre a ponta de eixo;
3. Somente carregamento vertical;
4. Evento de impacto de frenagem, onde o braço de direção na manga é girado até um ângulo de 22,5 graus e ocorre a ação de uma força vertical sobre a ponta de eixo.
5. Carregamento vertical sem a ação do amortecedor.

No artigo apresentado por KRISHNA et al [11] o alvo é estudar os efeitos de flexibilidade dos componentes de suspensão sobre a ação das forças atuantes em um veículo. Primeiramente um modelo de elementos finitos quase-estático é elaborado e posteriormente um modelo flexível, na montagem do sistema, é avaliado para grandes deslocamentos. Estes dois modelos são comparados entre si com o intuito de se determinar o grau de confiabilidade de ambos. Apesar da manga de eixo apresentada não ser de um sistema de suspensão McPherson e sim de um sistema de suspensão de barras paralelas (Figura 26), as condições de carregamento são semelhantes as que agem em todo e qualquer sistema de suspensão. Na avaliação dos resultados, os autores concluíram que os valores de tensão encontrados coincidem tanto em local quanto em valores numéricos. Desta forma se comprova que um modelo quase-estático pode substituir um elaborado para grandes deslocamentos, em componentes do sistema de suspensão, conduzindo a resultados satisfatórios. Na Figura 26 é mostrada a montagem dos modelos utilizados para efetuar a análise e na Figura 27 são mostrados os resultados apresentados em ambos.

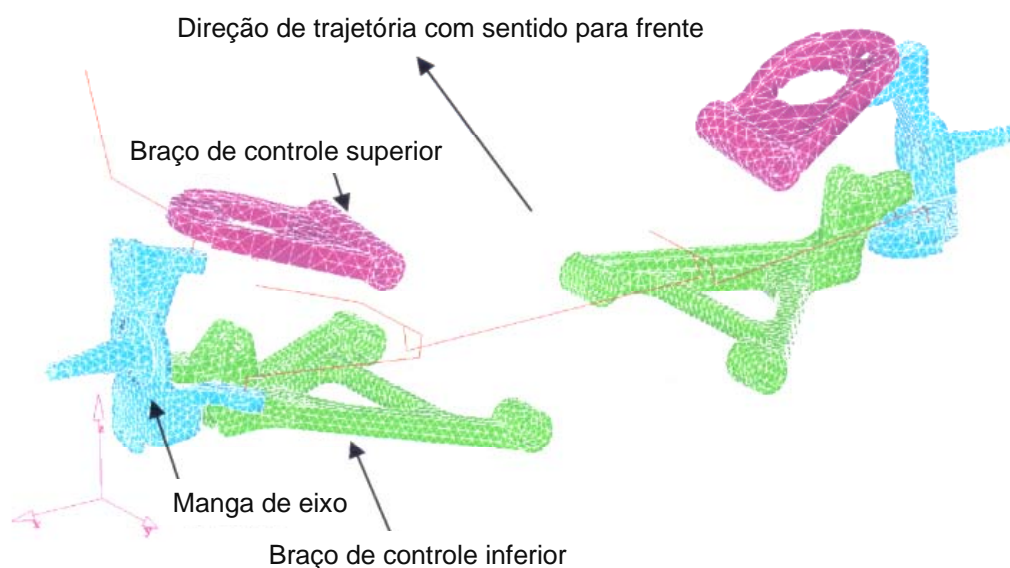


Figura 26 – Modelo dos componentes da suspensão [11].

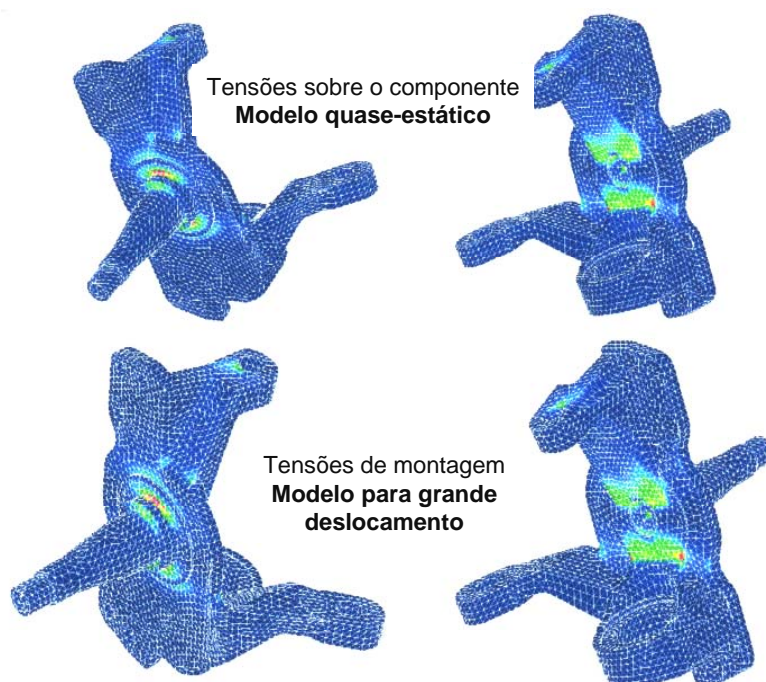


Figura 27 – Comparação da distribuição de tensões para dois modelos [11].

As diferentes abordagens quanto a origem das solicitações que agem sobre a manga de eixo convergem para o mesmo ponto: as solicitações são cíclicas e decorrem do movimento aleatório do veículo em movimento. Um estudo sobre a ação das forças de inércia veicular, atrito na interface pneu/solo e forças de resistência ao movimento, contribuem para a elaboração adequada de um modelo

matemático do comportamento do veículo em situações de transição. Caracterizando as forças de reação sobre a interface pneu/solo e transportando estas até a manga de eixo, obtêm-se os esforços atuantes sobre este componente.

2.4 Materiais

Dentre os processos discutidos para fabricação da manga de eixo anteriormente, o aprofundamento proposto neste trabalho é sobre os aspectos estruturais das mangas de eixo que utilizam o ferro fundido como material. A utilização do ferro fundido se justifica devido a este ser um material barato e com boas propriedades mecânicas. Em geral as mangas de eixo de ferro fundido utilizam o ferro fundido nodular como base.

A composição química do ferro fundido é essencialmente a mesma para todos os tipos. Cada um contém aproximadamente 94 % de ferro, 5 a 6 % de carbono, baixa quantidade de elementos de liga e alguns elementos residuais (MENDES [4]). As diferenças significativas nas propriedades mecânicas entre eles são explicadas pela morfologia da grafita (DAWSON et all [24]). Uma comparação pode ser feita entre o ferro fundido cinzento e o ferro fundido nodular, diferenciando principalmente suas propriedades físicas e mecânicas. Esta comparação é feita com o intuito de situar o ferro fundido nodular dentro do contexto do processo de fundição de ferro fundido. É tido que o ferro fundido é um material relativamente frágil, porém para o ferro fundido nodular essa afirmação se torna errônea, isto em virtude do mesmo apresentar um patamar de escoamento bem definido.

O ferro fundido cinzento apresenta, como característica estrutural dominante, carbono livre na forma de grafita lamelar, isto é, veios de grafita, numa matriz metálica, em geral, perlítica-ferrítica. São as lamelas de grafita que conferem a essas ligas propriedades tais como de: excelente usinabilidade, elevada capacidade de amortecimento de vibrações, uma boa resistência ao desgaste por atrito metal-metal (MATERIAS PARA MÁQUINAS-FERRAMENTAS [25]) e uma boa condutibilidade térmica.

O ferro fundido nodular apresenta carbono livre na forma de nódulos. Esse tipo de grafita provoca notáveis melhorias nas propriedades mecânicas mantendo-se, de certo modo, as vantagens conferidas pela presença da grafita. Os ferros fundidos nodulares caracterizam-se pelas elevadas resistências à tração e à fadiga,

alto módulo de elasticidade, elevadas tenacidade e ductilidade, e baixa condutibilidade térmica em comparação com o ferro fundido cinzento (MATERIAS PARA MÁQUINAS-FERRAMENTAS [25]). É devido a essas propriedades que este tipo de ferro fundido é o utilizado na fabricação da manga de eixo, visto que a mesma sofre a ação de esforços repetitivos, ou cíclicos, e muitas vezes provocados por impacto. A utilização de um material barato, com boa tenacidade e resistência a fadiga é essencial para a obtenção de um componente estrutural que atenda aos requisitos de custo e confiabilidade estabelecidos.

Dentre os tipos de ferro fundidos nodulares o ferro fundido nodular ferrítico (FNF) é mais bem empregado para as mangas de eixo (BRZOSTEK [29]). As propriedades de tenacidade para as aplicações em componentes responsáveis na segurança, como é o caso da manga de eixo, podem ser obtidas com matrizes predominantemente ferríticas.

A ocorrência de deformações plásticas antes que ocorra falha por ruptura é uma característica desejada para a manga de eixo. Isto em virtude dos sistemas de controle dos movimentos veiculares estarem intimamente ligados a mesma. A falha caracterizada por fratura de tal componente pode trazer conseqüências graves ao veículo e mesmo para o condutor. Desta forma a manga de eixo se caracteriza como um componente altamente comprometido com a segurança.

O ferro fundido nodular ferrítico, empregado para o estudo em questão, foi escolhido baseado no fato de ser o material mais utilizado atualmente pela maior parte das montadoras de veículos. A norma utilizada para a classificação de tal material é a DIN 1693 sendo o GGG 42 a classe escolhida. Esta classe de ferro fundido nodular apresenta as características relacionadas na Tabela 2.

Tabela 2. Propriedades do Ferro Fundido Nodular classe GGG 42.

Propriedades GGG 42	
Limite de resistência a tração (σ_R)	420 MPa
Limite de escoamento (σ_E)	280 MPa
Alongamento	12 %
Limite de Fadiga (σ_F)	207 MPa
Módulo de Elasticidade (E)	168,9 GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,30

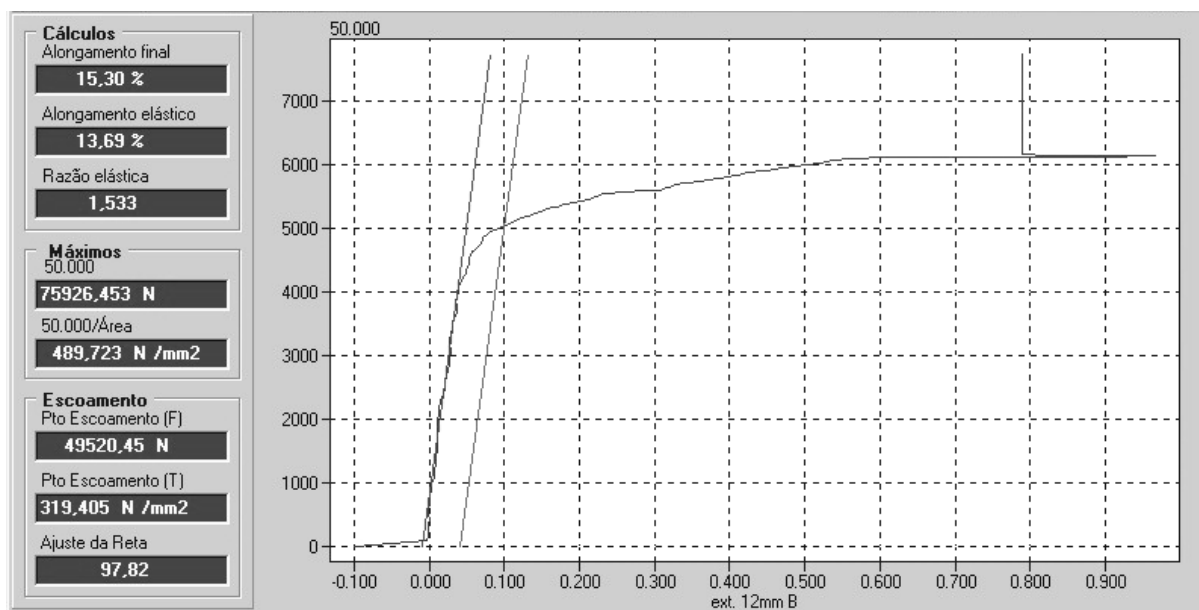


Figura 28 – Gráfico de um ensaio de tração em um corpo de prova produzido pela Tupy Fundições Ltda. de GGG 42.

O gráfico mostrado na Figura 28 apresenta, através de um ensaio de tração em um corpo de prova produzido pela Tupy Fundições Ltda., resultados semelhantes aos apresentados na Tabela 2. Neste caso, verificou-se valores mais altos do que os nominais, no entanto não muito diferentes. Para a situação de projeto e análise os valores nominais são tomados como referência.

Observando-se todas as informações adquiridas na etapa de *Análise Informacional*, no dimensionamento adequado da manga de eixo deve-se prever carregamentos que atuam ciclicamente, portanto com previsão de análise de fadiga, e de materiais que suportem as flutuações do estado de carregamento, bem como absorção de cargas com amplitude superiores ao carregamento comum, ou seja, materiais com tenacidade adequada.

3 Análise Conceitual

A concepção de um componente estrutural depende em geral da concepção do sistema ou dos sistemas aos quais este irá integrar. As funções que estes sistemas cumprem devem ser garantidas pela integridade física dos componentes estruturais do conjunto. A etapa de análise conceitual de um componente estabelece parâmetros que, sendo observados, auxiliam no desenvolvimento de concepções adequadas. Para esta etapa o processo utilizado é apresentado na Figura 29.

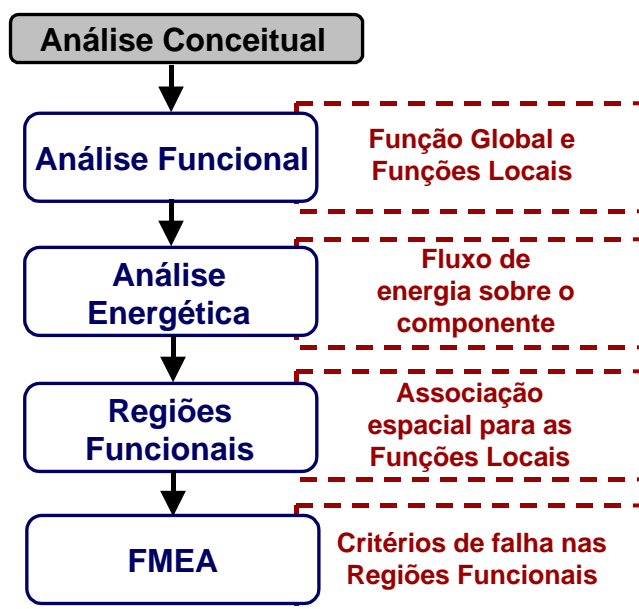


Figura 29 – Análise Conceitual.

A Análise Funcional é a primeira tarefa a ser realizada no desdobramento do fluxograma da etapa de Análise Conceitual. Após identificadas as funções locais que combinadas atendem a função global para o componente, faz-se a identificação do fluxo energético através de uma Análise Energética, que apresenta o levantamento das ações que resultam em esforços sobre o componente. Regiões funcionais são caracterizadas como as regiões onde estes esforços atuam e portanto são identificadas a partir das entradas, sobre o componente, no fluxograma de energia. A associação dos princípios de solução das regiões funcionais com o uso de uma

matriz de concepções que auxilia, através de parâmetros qualitativos, na escolha da melhor concepção global para o componente. Cada região funcional está sujeita a um modo de falha cuja determinação feita com o auxílio de conceitos da Análise dos Modos de Falha e seus Efeitos (FMEA). Ao finalizar esta etapa da análise, devem ser obtidos a concepção global e os parâmetros de avaliação para a etapa posterior, quando dimensões geométricas são incorporadas ao modelo.

3.1 Análise Funcional

No projeto de um sistema ou no desenvolvimento de um produto, uma forma de tornar claro o entendimento de seu comportamento é a estruturação adequada da funcionalidade do objeto em estudo. Para isto, identificam-se características funcionais que auxiliam à determinação dos princípios de solução, a serem empregados na concepção global adotada posteriormente.

A função principal, ou *função global*, após identificada é desdobrada em uma *estrutura de funções*. A estrutura de funções dá origem as *funções locais*, ou subfunções, que estabelecem o comportamento dividido em regiões para o objeto de estudo, neste caso um componente estrutural. As funções, que determinam o comportamento de um componente, transformam sinais de entrada, gerados pelos agentes externos atuantes, em sinais de saída desejáveis para o funcionamento correto do mesmo.

A manga de eixo possui diversas características de funcionalidade que devem ser observadas durante seu projeto. A principal característica, ou *função global*, a ser cumprida pela manga de eixo é **suportar** os **sistemas** de controle dos movimentos veiculares.

Determinada a função global, pode-se classificar os sinais de entrada para a manga de eixo em dois tipos: através da atuação do **usuário** do veículo e do **meio** (contato pneu/solo) no qual ele está em movimentação. O primeiro atuador é o responsável direto pelo acionamento dos sistemas de transmissão, de freio e de direção do veículo. O segundo está relacionado diretamente ao acionamento do sistema de suspensão.

Os sinais de entrada são processados pela função global "*Suportar Sistemas*" e geram sinais de saída correspondentes a mesma, ou seja, **Sistemas Estáveis**

para proporcionar o controle dos movimentos veiculares na interface com a manga de eixo. Na Figura 30 mostra-se o fluxograma da função global com suas respectivas entradas e saídas.

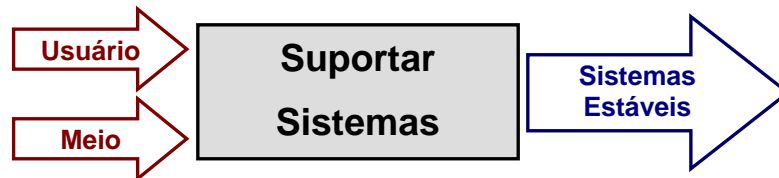


Figura 30 – Função global da manga de eixo.

A função global é realizada por uma ação combinada de funções locais. A estrutura de funções locais pode ser desenvolvida através de funções que atuam tanto em paralelo como em série. No caso em estudo, para **suportar os sistemas** que controlam os movimentos do veículo associados à manga de eixo, deve-se ter a garantia estrutural de montagem e restrições geométricas adequadas para o funcionamento a cada sistema atuante no gerenciamento destes movimentos. Avaliando-se estas características determinaram-se duas funções locais em série que devem ser satisfeitas para que a manga de eixo atenda a função global estabelecida:

1. **Permitir Acoplamento** correspondente ao sistema e
2. **Permitir Acionamento** apropriado quando requerido.

Na Figura 31 se pode observar o primeiro desdobramento da função global.

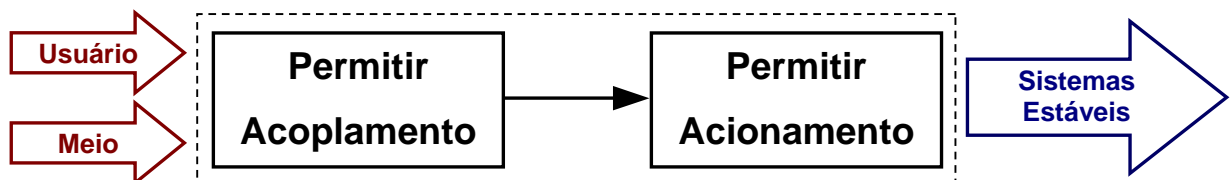


Figura 31 – Primeiro desdobramento funcional da manga de eixo.

As duas funções locais arranjadas em série garantem que para haver o acionamento de qualquer sistema atuante é necessário que este esteja, primeiro, devidamente acoplado a manga de eixo. Ainda dividem-se as funções locais em

subfunções que têm relação direta com os sistemas ligados a manga de eixo, ou seja, sistemas de direção, suspensão, freio e transmissão do veículo. Os sinais de entrada e saída podem ser representados através de balanço energético. Considerando assim, parte da energia que entra no sistema é processada e transformada pelas subfunções, ou seja, é absorvida no processo, e outra parte é dissipada. A dissipação parcial da energia de entrada deve-se substancialmente a fatores externos como, por exemplo, o atrito existente entre os elementos de acoplamento.

Na Figura 32 é apresentada a proposta de estrutura funcional de uma manga de eixo.

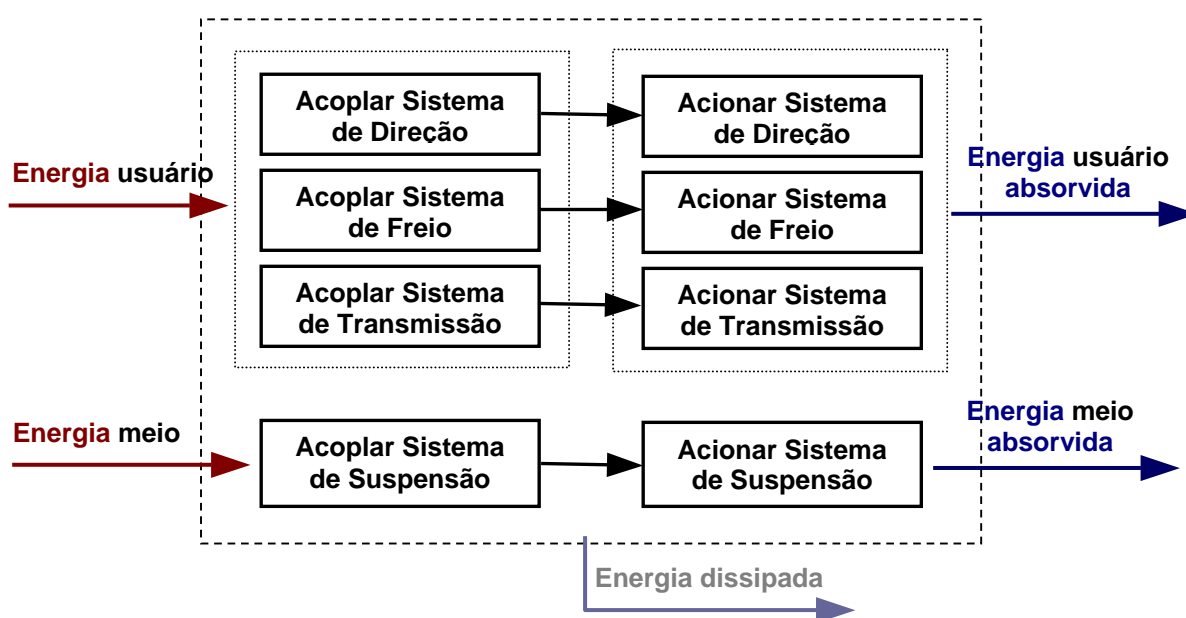


Figura 32 – Estrutura funcional de uma manga de eixo.

3.2 Análise Energética

No desdobramento da estrutura funcional pode-se observar a ação de linhas de energia, ou o caminho percorrido no processamento dos sinais que se estendem ao longo do fluxograma funcional. Essas linhas de energia são responsáveis pela transferência de forças e momentos à manga de eixo. O estudo adequado do desenvolvimento das linhas de energia auxilia na elaboração do modelo que melhor representa o comportamento real da manga de eixo.

A *energia usuário* está associada aos sistemas de direção (**D**), freio (**F**) e transmissão (**T**). O acionamento desses sistemas é traduzido em mudança de trajetória, frenagem e aceleração no veículo, os quais têm sua ação final localizada na interface pneu/solo. Nesta interface tem-se a entrada, no fluxograma funcional, do sinal proporcionado pelas características do terreno (**meio**), que age sobre o sistema de suspensão (**S**). Portanto, os esforços que agem sobre a manga de eixo são diretamente relacionados às ações locais dos sistemas e indiretamente às reações sobre o terreno.

Na Figura 33, está representada a idealização da influência do fluxo de energia, no cumprimento da função global estabelecida pela manga de eixo.

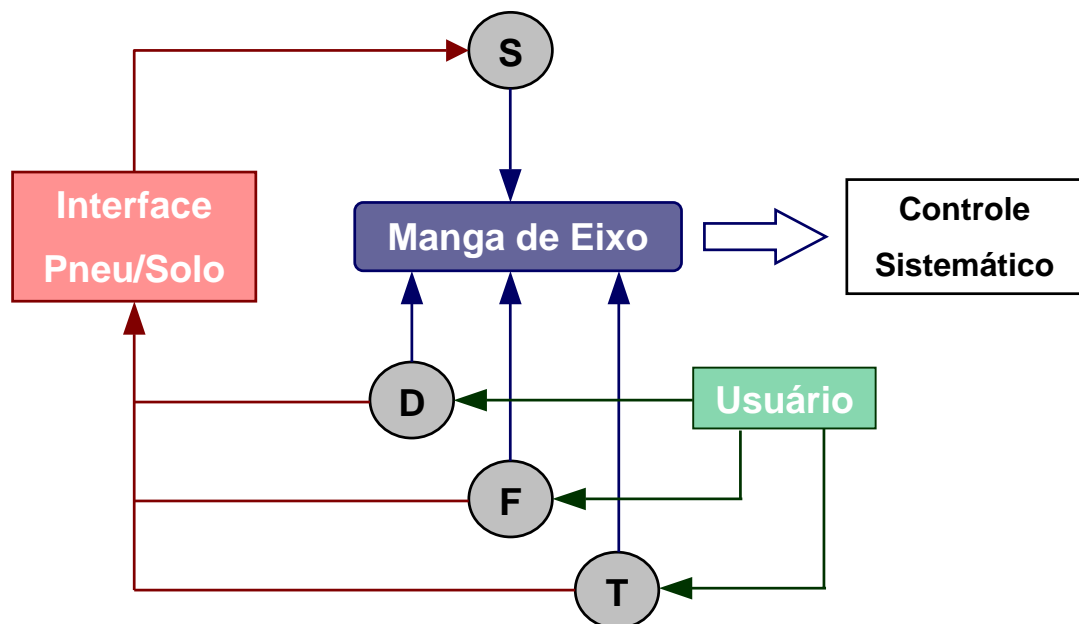


Figura 33 – Ação energética sobre a manga de eixo.

3.3 Regiões Funcionais

Em mangas de eixo utilizadas nas suspensões McPherson, podem ser identificadas cinco regiões que atendem as funções locais apresentadas. Estas são listadas a seguir e visualizadas na Figura 34:

- Regiões 1a e 1b, associadas as funções locais que atendem ao sistema de suspensão.
- Região 2, referente ao cumprimento da função local para o sistema de direção.
- Região 3, apresentando uma solução geométrica para atender a função local do sistema de freio.
- Região 4, apresentando a função local que atende ao sistema de transmissão.

Os esforços gerados em cada região funcional definem o estado de tensões que age sobre a manga de eixo. Assim, os critérios de projeto que serão utilizados na elaboração da concepção global da manga de eixo estão ligados as regiões funcionais e ao atendimento das respectivas funções locais.

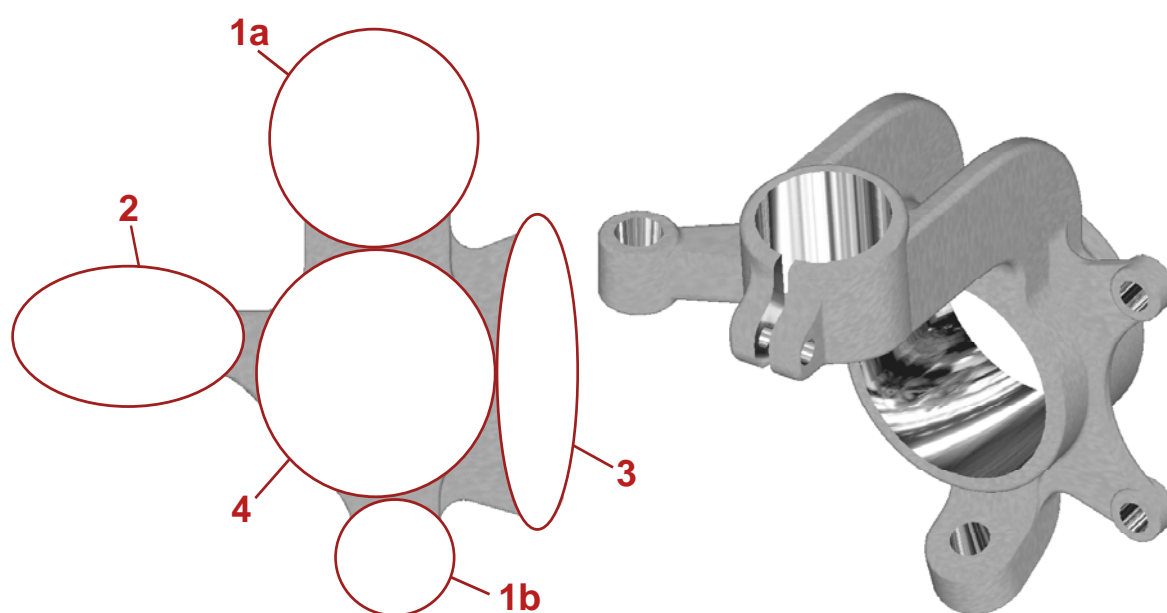


Figura 34 – Regiões funcionais na manga de eixo.

A divisão em regiões funcionais conduz a elaboração de concepções específicas para atender cada função local. Desta forma, pode-se elaborar uma *matriz de concepções locais*, cujas diferentes combinações geram *concepções globais*.

A *matriz de concepções locais*, ver Tabela 3, é uma matriz morfológica, citada por DA ROSA et al [18] como uma das técnicas mais utilizadas para estimular a

criatividade e busca de princípios de solução para sistemas e produtos. Nesta matriz enumeram-se os princípios de solução idealizados para atender cada região funcional. Estas regiões funcionais são associadas ao cumprimento das funções locais. A combinação dos princípios de solução para cada região funcional conduz a obtenção de concepções globais que atendem a função global pré-definida.

Ainda na determinação dos princípios de solução para as regiões funcionais, é apresentado o conceito de “*features*”, que representam as formas geométricas primárias associadas aos mesmos. Um princípio de solução pode ser o conjunto de várias *features*, ou em alguns casos, a própria *feature*.

Para se utilizar a matriz de concepções não é necessário chegar ao nível de detalhamento na forma de *features* para cada região funcional. Como ilustrado na Tabela 3, a preocupação na busca por princípios de solução para quatro das cinco regiões funcionais é apresentado sem a divisão em *features*. Entretanto para a região 1, uma *feature* é apresentada como fazendo parte do princípio de solução. Este desdobramento maior é desejável quando se pretende utilizar o conceito de parametrização, ou controle dos parâmetros geométricos. No caso da manga de eixo, optou-se pelo destaque dado a *feature* que representa o perfil utilizado para compor o princípio de solução da região 1a. Isto é feito, pois as variáveis geométricas que são utilizadas como parâmetros da otimização da manga de eixo, apresentada no capítulo 5, são decorrentes desta *feature*.

Na Figura 35 pode-se observar a *feature* de perfil da região 1a destacada, em uma manga de eixo genérica, nesta ilustração é utilizado como exemplo de *feature* um perfil em U.

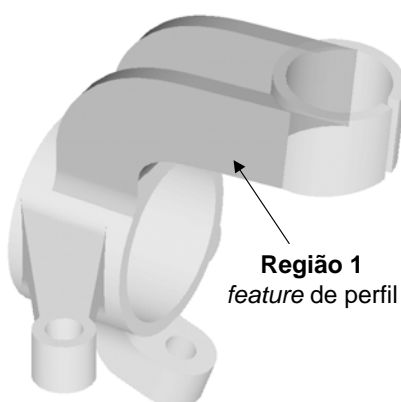
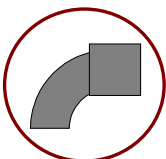

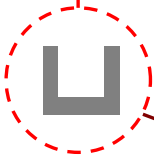





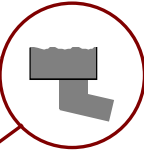

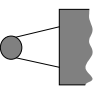
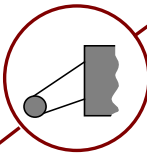
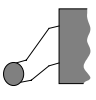
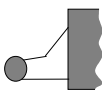
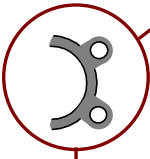

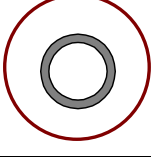
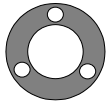


Figura 35 – Caracterização de *feature* para a região 1.

Tabela 3. Matriz de concepções locais.

Regiões Funcionais		Concepções Locais			
		A	B	C	D
Variáveis	1a				
	Feature de Perfil				
	1b				
	2				
	3				
	4				

No estudo de concepções locais alternativas para as regiões funcionais da manga de eixo (Tabela 3) foram propostos dois princípios de solução para a região 1a, quatro para as regiões 1b e 2 e duas para regiões 3 e 4. Na região 3 optou-se por apenas dois princípios de solução, em virtude desta região ser dependente da concepção do sistema de freio. Na região 4 também se propôs apenas dois princípios de solução para o alojamento do conjunto cubo/rolamento (ver modelos das mangas de eixo de alumínio ilustradas na etapa de análise informacional).

Os princípios de solução propostos na Tabela 3 para as regiões funcionais, decorrem da identificação de soluções já existentes para os tipos de manga de eixo utilizados em suspensões McPherson. Assim, para a região 1a existem duas opções vinculadas ao conceito de alojamento do amortecedor. Na região 1b as quatro propostas não variam muito entre si; o que diferencia uma de outra é o tipo de

acoplamento a ser utilizado na interface com o braço inferior da suspensão, por exemplo, na proposta A a solução é semelhante ao modelo 1 de manga de eixo, apresentado na Figura 10 e na proposta C é semelhante ao modelo 2, mostrado na Figura 11. Na região 2 os princípios de solução propostos ilustram as variações geométricas para o braço de direção e são semelhantes as soluções apresentadas nos modelos de manga de eixo discutidos na etapa de análise informacional. Para a região 3 o acoplamento da pinça, ou caliper, é ilustrado em dois princípios de solução, sendo a proposta A semelhante a solução mostrada no modelo 1, Figura 10, e a proposta B semelhante ao modelo 3, mostrado na Figura 12. Finalizando, na região 4 os princípios de solução são dependentes do acoplamento do sistema de transmissão e também podem ser identificados nos modelos de manga de eixo apresentados na etapa de análise informacional.

Estabelecidas as concepções locais, diferentes *concepções globais* para a manga de eixo podem ser obtidas. A qualificação e classificação das concepções globais são avaliadas nesta etapa através de uma *análise estrutural qualitativa*.

Diferentes critérios são usado para analisar as concepções. Por se tratar de uma avaliação qualitativa, em geral, se faz uso da experiência do projetista. Neste caso considera-se a facilidade de fabricação e uma avaliação de desempenho estrutural.

Para a *feature* estudada na região 1a, a característica estrutural escolhida para avaliação é o momento de inércia da seção transversal. Optou-se por esta característica pois se tratando de uma viga curta, o momento de inércia define a resistência e rigidez do componente. Adimensionalizando dois dos perfis que podem ser identificados na Tabela 3, por exemplo o perfil U e o perfil T, sabe-se que o perfil U apresenta um momento de inércia maior que o perfil T. Na Figura 36 são apresentadas as dimensões para os perfis, os quais têm área da seção transversal iguais para que se possa proceder a comparação dos momentos de inércia:

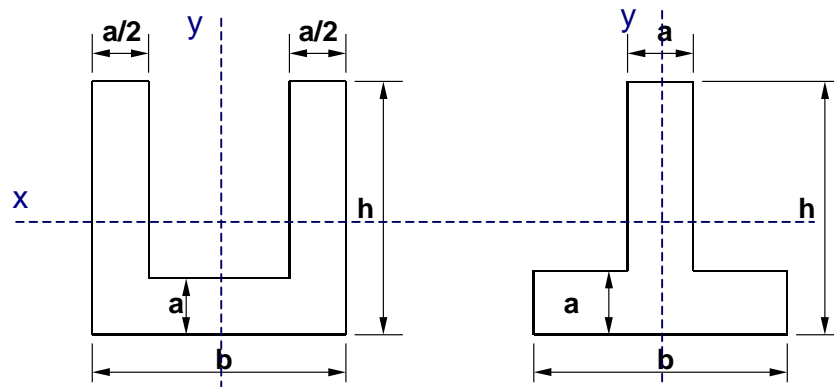


Figura 36 – Dimensões de dois perfis de viga.

$$I_{Ux} = \frac{bh^3 - (b - 2(a/2))(h - a)^3}{12} \quad (1)$$

$$I_{Tx} = \frac{bh^3 - (b - a)(h - a)^3}{12} \quad (2)$$

$$I_{Uy} = \frac{b^3h - (b - 2(a/2))^3(h - a)}{12} \quad (3)$$

$$I_{Ty} = \frac{ab^3 + (h - a)a^3}{12} \quad (4)$$

Na comparação dos momentos de inércia em x verifica-se que ambos possuem o mesmo valor, no entanto para y o momento de inércia da seção U é maior do que a da sessão T. Sendo assim:

$$I_U > I_T$$

Conclui-se portanto, que o perfil U é preferível na escolha da concepção da manga de eixo.

Um perfil que apresenta melhores resultados quanto a esse critério é o perfil quadrado, mostrado como princípio de solução D na Tabela 3, no entanto, observando os critérios construtivos, a opção de perfil U é mais viável e econômica.

Desta mesma forma, os demais princípios de solução relacionados as regiões, ou grupos funcionais, foram avaliados quanto a facilidade de construção e custo de montagem final. Pode-se observar na Tabela 3 a combinação estabelecida, em destaque, para se efetuar o processo de otimização estrutural em etapa posterior.

3.4 Análise dos Modos de Falha e seus Efeitos (FMEA)

A divisão em regiões funcionais torna a análise mais objetiva, facilitando a definição dos critérios de falha associados as mesmas. Os critérios de falha estão intimamente ligados a investigação dos modos de falha que podem ocorrer nas regiões funcionais do componente estrutural. A forma mais utilizada no estudo dos possíveis modos de falha é o FMEA.

O FMEA é um método qualitativo que estuda os possíveis modos de falha dos componentes, sistemas, projetos e processos e os seus respectivos efeitos. Segundo YUJI [12], o modo de falha é a expressão utilizada para caracterizar o mecanismo ou processo de falha. O efeito ou consequência é a maneira como o modo de falha se manifesta.

Os modos de falha que ocorrem em um componente estrutural podem ser divididos em modos de falha independentes do tempo ou modos de falha dependentes do tempo.

Para o projeto e análise de componentes estruturais os modos de falha a serem avaliados, ainda divididos em dependentes e independentes do tempo são os seguintes [20], [21], [13]:

- Independentes do tempo: Fratura (dúctil e frágil); Plastificação generalizada; deformação elástica excessiva ou rigidez insuficiente.
- Dependentes do tempo: Fratura progressiva ou fadiga.

Nas tabelas 4 e 5 são apresentados os conceitos dos modos de falha que devem ser levados em consideração na etapa de análise estrutural de um componente.

Tabela 4. Modos de falha estruturais independentes do tempo.

Modos de falha independentes do tempo	
1 – Fratura Dúctil	Corpos policristalinos de metais muito dúcteis podem se deformar plasticamente até que a seção transversal fique reduzida a um ponto. Já para a ruptura sob tração, de metais moderadamente dúcteis, a deformação plástica produz uma redução na seção transversal, provocando um estado triaxial de tensão no interior do material. Esta triaxialidade diminui a capacidade de deformação plástica e a ruptura pode processar-se por um mecanismo de nucleação de vazios, em torno de impurezas, no centro do material [13].
2 – Fratura Frágil	Uma ruptura metalurgicamente frágil é caracterizada pela separação das duas porções do material segundo um plano perpendicular à tensão de tração, sendo este um plano atômico da rede cristalina. Este é o chamado mecanismo de ruptura por clivagem, sendo controlado pelas tensões de tração que agem perpendicularmente ao plano cristalográfico de clivagem. Quando esta tensão ultrapassa um valor crítico tem início o processo de ruptura [13].
3 – Plastificação generalizada	É uma deformação inelástica de uma determinada porção, ou região ampla de um componente estrutural, distinguindo-se esta de uma deformação localizada em uma região pequena. Quando o carregamento atinge o valor de escoamento do material do componente, ocorrem deformações tais que quando a carga é retirada o plano cristalino encontra-se ainda distorcido [21].
4 – Deformação elástica excessiva	Em muitas situações práticas as tensões que se desenvolvem no material são relativamente baixas, não levando o material a nenhum modo de falha que comprometa a sua resistência mecânica. No entanto a peça ou estrutura pode vir a falhar por uma flexibilidade excessiva, onde os deslocamentos passam a ser muito grandes, acima de um máximo admissível [13].

Tabela 5. Modos de falha estruturais dependentes do tempo.

Modos de falha dependentes do tempo	
5 – Fadiga	A fadiga é uma redução gradual da capacidade de carga do componente, pela ruptura lenta do material, consequência do avanço quase infinitesimal das fissuras que se formam no seu interior. Este crescimento ocorre para cada flutuação do estado de tensões [13].

A manga de eixo é um componente atuante em função de quatro sistemas e por isso os modos de falha associados a este componente estão relacionados ao funcionamento conjunto destes sistemas. A análise funcional discutida anteriormente

apresenta as funções locais estabelecidas para cada região funcional da manga de eixo. Na Tabela 6 pode-se visualizar, num primeiro desdobramento, quais seriam os modos de falha para cada função. Nesta tabela é verificada a falha para que a função local não seja atendida, esta avaliação é conhecida como abordagem funcional (YUJI [12]). Um aprofundamento dos modos de falha em termos estruturais determina quais são os critérios de falha que devem ser adotados para a análise estrutural do componente em estudo. A abordagem estrutural neste caso é feita com foco no “por que” da falha, como por exemplo, a ruptura ou deformação que ocasionam a interrupção do funcionamento do sistema. A ação dos carregamentos sobre cada região funcional, o estabelecimento do processo e dos materiais utilizados para a fabricação do componente ajudam na investigação dos modos de falha estruturais em cada região. Neste trabalho a determinação dos modos de falha estruturais a que a manga de eixo está submetida, decorre do processo de análise estrutural.

Como apresentado durante etapa anterior, a manga de eixo sofre a ação de carregamentos cíclicos, além de carregamentos devido a impacto, ou sobrecarga excessiva. O carregamento cíclico leva a condição de falha devido a fadiga ou deformação plástica progressiva. O material da manga de eixo é, em geral, um material com características dúcteis, desta forma, quando ocorre uma sobrecarga indevida sobre o componente, este pode falhar devido a deformação generalizada ou devido a ruptura dúctil. Conclui-se, através desta discussão, que os modos de falha estruturais associados a manga de eixo são ruptura ou deformação. Desta forma as avaliações devem ser feitas observando as propriedades mecânicas do material escolhido para a manga de eixo, ou seja, seus limite de ruptura, escoamento e fadiga.

Tabela 6. Abordagem funcional no FMEA.

Região Funcional	Função Local	Modo de Falha Funcional
1a	Acoplar sistema de suspensão	Acoplamento inadequado do sistema de suspensão
	Acionar sistema de suspensão	Acionamento inadequado do sistema de suspensão
1b	Acoplar sistema de suspensão	Acoplamento inadequado do sistema de suspensão
	Acionar sistema de suspensão	Acionamento inadequado do sistema de suspensão
2	Acoplar sistema de direção	Acoplamento inadequado do sistema de direção
	Acionar sistema de direção	Acionamento inadequado do sistema de direção
3	Acoplar sistema de freio	Acoplamento inadequado do sistema de freio
	Acionar sistema de freio	Acionamento inadequado do sistema de freio
4	Acoplar sistema de transmissão	Acoplamento inadequado do sistema de transmissão
	Acionar sistema de transmissão	Acionamento inadequado do sistema de transmissão

Pode-se observar na Tabela 6 que as cinco regiões funcionais da manga de eixo estão sujeitas aos modos de falha discutidos.

No item a seguir são apresentados os critérios de falha para avaliar os resultados das solicitações sobre a manga de eixo.

3.4.1 Critérios de Falha

O julgamento do nível de tensões, a que um componente estrutural é submetido, é feito mediante a determinação dos critérios de falha, elaborados a partir dos modos de falha estruturais apresentados durante o FMEA. No caso da manga de eixo estabeleceu-se que os modos de falha estruturais para cada região funcional se encaixam em um dos apresentados nas Tabela 4 e Tabela 5.

Para materiais dúcteis os critérios mais adequados, utilizados na determinação dos valores de tensão em uma superfície ou região com estado tridimensional de tensões, são os estabelecidos pelas teorias da Máxima Energia de Distorção (Von Mises) ou Máxima Tensão Cisalhante (Tresca). Ambas as teorias podem ser utilizadas como critério de falha no caso de carregamento estático sobre

materiais dúcteis, no entanto, segundo NORTON [22], a teoria da máxima energia de distorção, ou Von Mises, apresenta resultados mais aproximados dos encontrados em testes experimentais. Por isso é adotado como referência a teoria de Von Mises para o critério de falha no estudo do comportamento dúctil do ferro fundido nodular ferrítico empregado na análise da manga de eixo. Além disso, segundo BORESI et al [21] o critério de Tresca é mais conservativo, indicando que o escoamento inicia com um valor menor de tensão comparativamente com a teoria de Von Mises.

A teoria de Von Mises estabelece que o escoamento inicia quando a densidade de energia de distorção em um ponto se iguala a energia de distorção gerada em um estado uniaxial trativo, ou compressivo, de tensões. A tensão equivalente de Von Mises é dada por:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 - \sigma_2 \cdot \sigma_3 - \sigma_1 \cdot \sigma_3} \quad (5)$$

Enquanto que o critério de falha de Von Mises é:

$$f(\sigma) = \sigma' - \sigma_E \quad (6)$$

onde σ_E é a tensão de escoamento do material, encontrada através de um ensaio de tração.

Outra forma de relacionar σ' com a tensão de escoamento σ_E está dado pelo fator de segurança S_g :

$$S_g = \frac{\sigma_E}{\sigma'} \quad (7)$$

Se $S_g \geq 1$ o ponto sofre um estado de tensão dentro do limite elástico.

Os processo de fadiga podem ser classificados em processo de fadiga a baixo ciclo e fadiga a alto ciclo. No denominado processo de fadiga a baixo ciclo, os ciclos de tensão são suficientemente elevados para causar níveis de plastificação apreciáveis. O regime de fadiga a alto ciclo se caracteriza por apresentar ciclos de tensão num valor, de forma tal que as tensões aparentes (macroscópicas) se mantêm com valores inferiores ao escoamento. Não obstante, em escala microscópica, plastificações localizadas ocorrem acarretando no processo de nucleação de trincas.

Admitindo que o tipo de solicitações na manga de eixo para operação normal do veículo classifica o tipo de fadiga induzida como de alto ciclo, JUVINALL[23] propõe para avaliar o comportamento de um material dúctil sobre carregamento cíclico, a utilização de valores de tensão alternante representados a partir da teoria de Von Mises e valores de tensão média representados através da teoria da máxima tensão principal.

Enquanto as tensões alternantes (cisalhamento) são as responsáveis pela nucleação de trincas, as tensões médias (normais, principais) são as responsáveis pela abertura e propagação destas.

O critério pode ser resumido no seguinte:

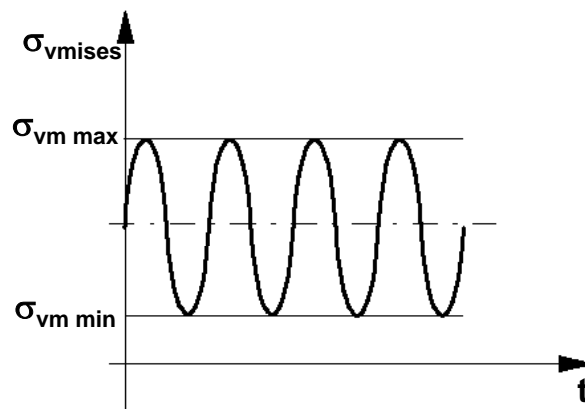


Figura 37 – Tensões de Von Mises cíclicas.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{vm\max} - \sigma_{vm\min}}{2} \quad (8)$$

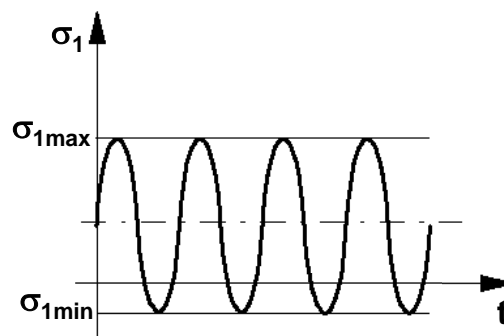


Figura 38 – Tensões Máximas Principais cíclicas.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{1\max} + \sigma_{1\min}}{2} \quad (9)$$

Obtidos os valores de σ_m e σ_a estes devem ser comparados com os limites de tensão de fadiga do material.

O diagrama de Goodman-Modificado fornece estes limites em função da tensão limite de escoamento (σ_E), limite de fadiga (σ_F) com tensão média nula e tensão de ruptura (σ_R) (NORTON [22]):

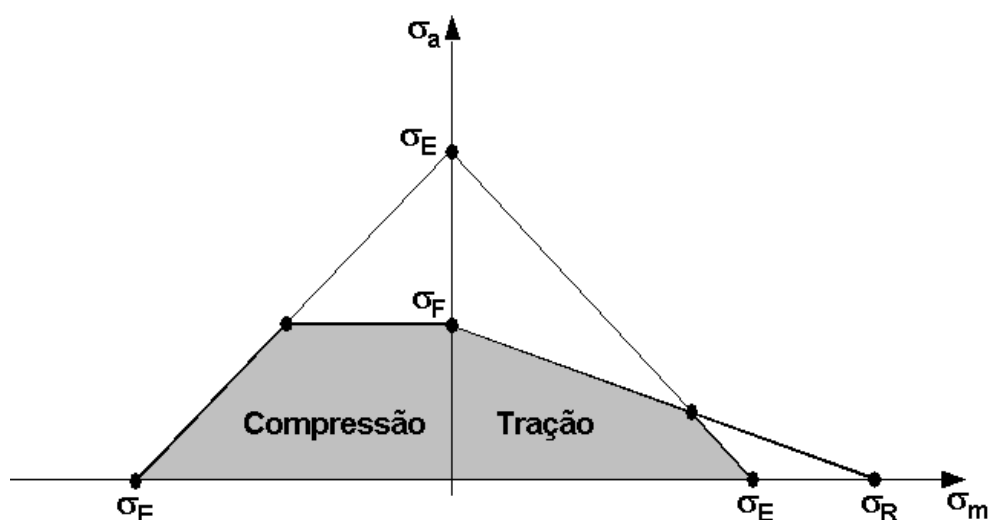


Figura 39 – Diagrama de Goodman-Modificado.

Finalmente é possível definir o número de ciclos necessário para a vida útil do componente. Deve-se considerar que as situações de carregamento testadas normalmente são condições extremas que raramente ocorrem com grande frequência na prática. Seguindo esta idéia, componentes estruturais veiculares, submetidos a cargas cíclicas, freqüentemente possuem um número de finito de ciclos quando da realização de testes, sejam eles simulações via computador ou experimentos. Esta situação conduz ao projeto de fadiga para vida finita segundo apresentado por FUCHS & STEPHENS [26].

O número de ciclos ao qual a manga de eixo deve suportar é estabelecido através de procedimentos experimentais, o que não é o foco neste trabalho. A avaliação quanto a fadiga é feita a partir da determinação dos fatores de segurança associados a cada situação de carregamento. Para fatores de segurança abaixo de um (1) deve ser determinado o número de ciclos estimado para a falha, ou seja, vida finita.

4 Análise Estrutural

O desenvolvimento da etapa de análise estrutural abrange desde a determinação do material e processo de fabricação a serem utilizados, até ao dimensionamento e validação numérica da geometria proposta. O esquema apresentado na Figura 40 ilustra o fluxograma utilizado para realizar tal etapa.

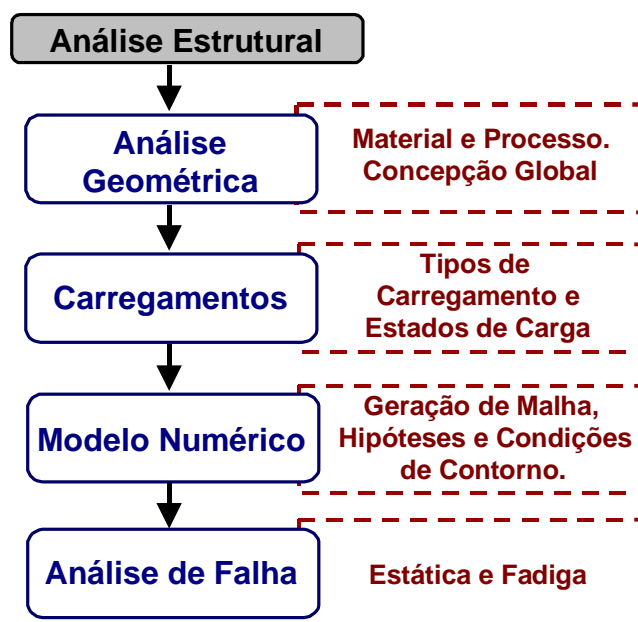


Figura 40 – Desenvolvimento da etapa de Análise Estrutural.

A análise inicia com o dimensionamento prévio da geometria do componente em estudo. Esta geometria obedece aos princípios funcionais estabelecidos para cada região funcional durante a etapa de análise conceitual. Definida a geometria, determina-se os carregamentos associados a esta no conjunto montado. Estes carregamentos são avaliados para situações de cargas transientes que ocorrem durante a condução do veículo. A seguir, estabelecidos a geometria e os carregamentos, é elaborado um modelo numérico que represente o comportamento estrutural do componente. Para tanto se utilizam ferramentas de análise numérica, tais como o método dos elementos finitos, e como resultado se obtém os valores de tensões, deslocamentos e deformações gerados pela ação dos carregamentos

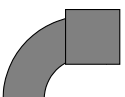

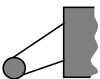



sobre a manga de eixo. Os valores de tensões, deslocamentos e deformações são avaliados através dos critérios de falha estabelecidos na etapa anterior.

Ao término desta etapa os valores dos resultados não devem ultrapassar os limites estabelecidos, sendo o modelo geométrico utilizado, nesta etapa, a concepção inicial da etapa seguinte de otimização estrutural.

4.1 Análise Geométrica

O modelo geométrico apresentado neste trabalho é uma representação generalizada da concepção típica de uma manga de eixo. Para a concepção de tal modelo, foram utilizados como base os princípios de solução selecionados da matriz de concepções, apresentada na etapa anterior. Conforme Tabela 7 abaixo, é possível visualizar as cinco regiões funcionais com seus respectivos princípios de solução pré-selecionados.

Tabela 7. Princípios de solução selecionados para a etapa de análise estrutural.

Região Funcional	1a	1b	2	3	4
Princípio de Solução					
Feature					

Diante da escolha dos princípios de solução alguns critérios de montagem foram observados para a elaboração do modelo geométrico a ser utilizado na análise estrutural.

Existem quatro sistemas vinculados à manga de eixo, portanto, o projeto de tais sistemas é fundamental para a determinação dos pontos espaciais onde a manga de eixo deve ser posicionada.

Na região 1a (Figura 34 e Tabela 7) o acoplamento com o amortecedor deve ser feito através de interferência e ajuste mediante parafuso, garantindo a pressão de contato exigida para não ocorrer escorregamento devido ao trabalho

desenvolvido pelo amortecedor. Na região 1b ((Figura 34 e Tabela 7) o acoplamento deve ser feito através de interferência, e ajustado também por meio de parafuso, sendo a região de contato cônica. Esta alternativa de ajuste cônico é uma solução relativamente simples e eficaz para a montagem da bandeja inferior sobre a manga de eixo. O mesmo tipo de interface de montagem é adotado sobre a região 2, sendo que as dimensões na mesma são determinadas pelo acoplamento. Na região 3 a montagem do suporte de caliper induz um carregamento, devido ao torque, sobre os dois braços. Neste último caso a transmissão dos esforços se dá apenas por atrito entre as superfícies do *caliper* da manga aparafusados entre si. Na região 4 a montagem é feita somente através de interferência, podendo ser utilizado anel elástico para garantir a permanência do rolamento montado nesta região.

O desenvolvimento e a elaboração do modelo geométrico da concepção da manga de eixo, podem ser acompanhados na Figura 41.

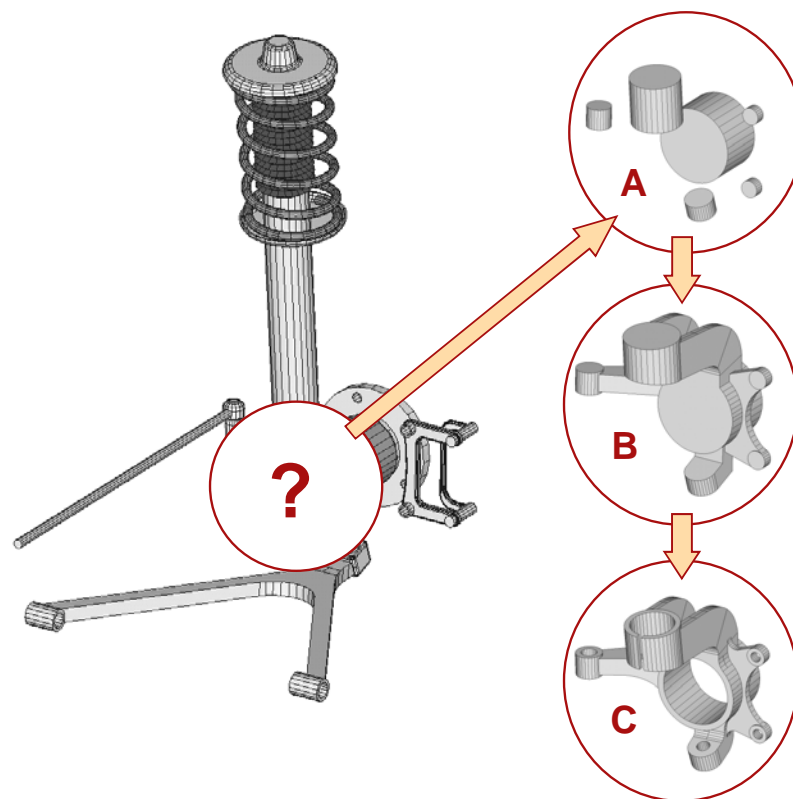


Figura 41 – Evolução da concepção do modelo geométrico da manga de eixo.

Na Figura 38 os sistemas de suspensão, direção, transmissão e freio são ilustrados em conjunto, onde há um espaço a ser preenchido pela manga de eixo. Na Figura 41 **A** são apresentadas as regiões, em destaque, que fazem a interface

com os sistemas de controle veicular. Para se ligar estas regiões adotou-se os princípios funcionais selecionados anteriormente e o resultado inicial é apresentado na Figura 41 **B**. Na concepção da geometria final, Figura 41 **C**, são incluídos no modelo os furos de montagem e raios de concordância macros da manga de eixo.

No modelo geométrico elaborado não se teve a preocupação em representar ângulos de saída, raios de arredondamento e linhas de divisão de molde. Essas características do processo de fabricação por fundição, não influenciam diretamente a elaboração de um modelo geométrico para vias de cálculo estrutural, no entanto a observância destas é fundamental para a obtenção de um modelo fabricável. Na Figura 42 a seguir, apresenta-se o modelo geométrico da manga de eixo montado no conjunto dos quatro sistemas de controle veicular.



Figura 42 – Modelo geométrico da manga de eixo montado.

A forma como é montada a manga de eixo influencia na determinação das condições de contorno a serem impostas sobre o modelo de elementos finitos. Na Figura 43 é apresentada a montagem da manga de eixo e a denominação dos componentes estruturais que atuam na interface da mesma.

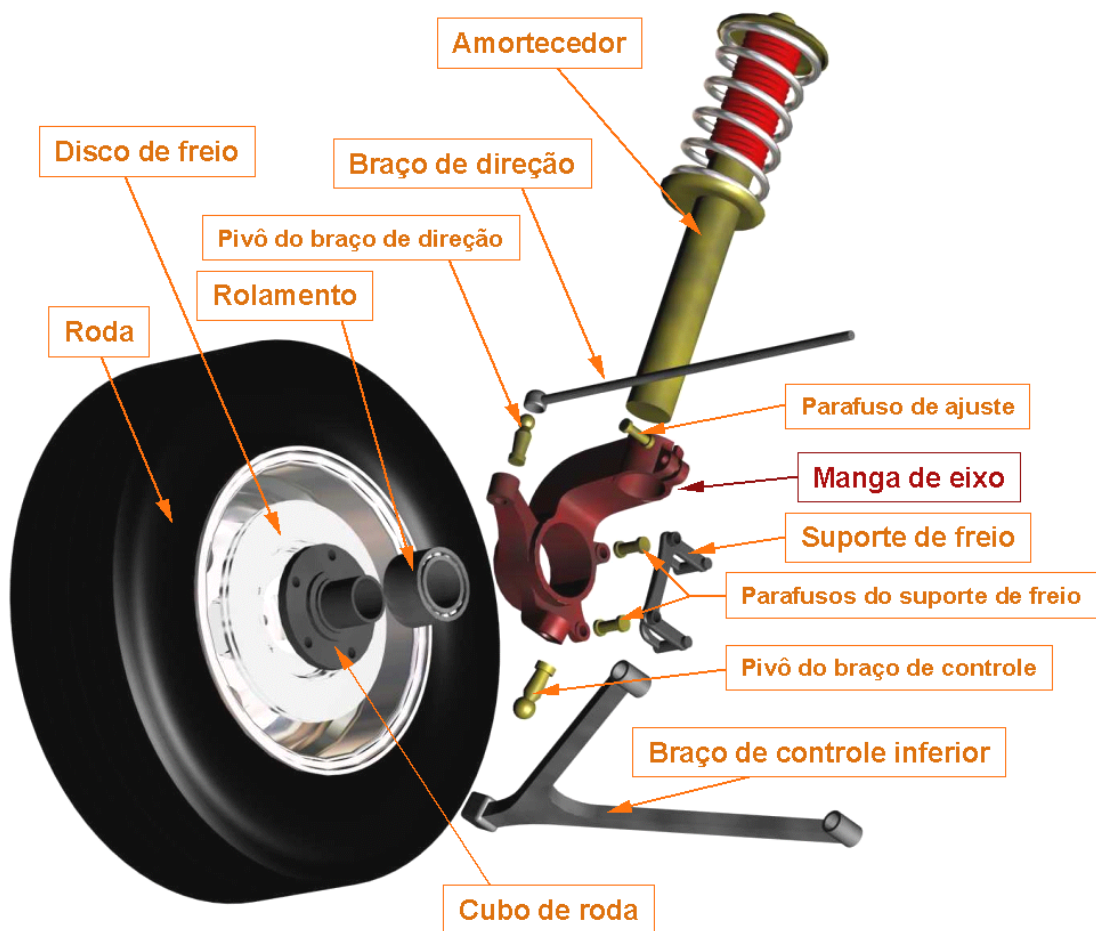


Figura 43 – Montagem dos sistemas de controle veicular sobre a manga de eixo.

O modelo de elementos finitos, baseado na geometria apresentada, é discutido logo após a determinação do tipo de análise a ser desenvolvida e a determinação dos carregamentos atuantes, isto é feito pois a determinação do tipo de elemento a ser utilizado é dependente do tipo de análise desejado bem como dos carregamento atuantes, que são apresentadas nos tópicos a seguir.

4.2 Caracterização da Análise

No caso específico do componente em estudo, devido aos índices de rigidez e valores de tensão esperados inferiores ao limite de escoamento do material o tipo de análise proposto é a linear estática.

A análise de carregamentos cíclicos é considerada através dos resultados de tensões obtidos na análise estática. Estes valores são avaliados quanto a fadiga e conduzem a valores de tensão média e tensão alternante que são avaliados através do diagrama de Goodman-Modificado.

4.3 Determinação dos Carregamentos

Os carregamentos atuantes foram classificados em três categorias, ou estados de carga. São eles: peso próprio, curva e frenagem. Os carregamentos são considerados cíclicos devido a situação de frenagem e curva além da ação contínua do peso próprio sobre o conjunto, caracterizando uma carregamento inicial não nulo.

A seguir é inicialmente apresentada a forma macro do carregamento atuante no veículo e posteriormente é focalizado o que ocorre sobre o componente estrutural manga de eixo.

São considerados como hipótese simplificativas no estudo dos carregamentos atuantes sobre a manga de eixo, o uso de valores nulos para os ângulos de geometria da suspensão como câmber, caster e divergência, ou convergência.

4.3.1 Peso Próprio

A ação do peso do veículo ocorre sobre o seu centro de gravidade (CG). Segundo NICOLAZZI [19], a carga sobre o eixo dianteiro de um veículo no plano é dada por:

$$G_I = m \cdot (1 - x) \cdot g \quad (10)$$

Onde:

m – massa total do veículo;

g – aceleração da gravidade;

x – é a razão entre a carga normal do eixo traseiro e o peso total do veículo (é obtido experimentalmente).

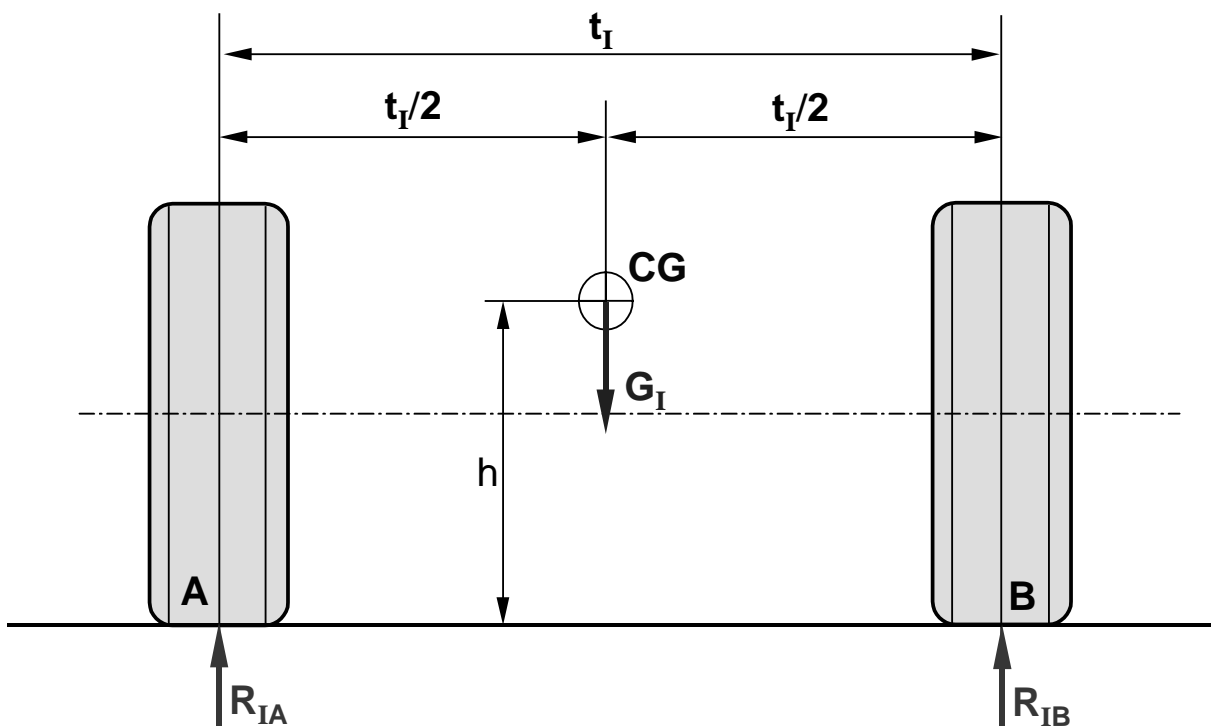


Figura 44 – Forças agindo sobre o eixo dianteiro de um veículo devido ao peso próprio.

Considerando que o carro seja simétrico (Figura 44), as reações sobre as rodas do eixo dianteiro são dadas por:

$$R_{IB} = R_{IA} = \frac{G_I}{2} \quad (11)$$

4.3.2 Curva

Um veículo (Figura 45) fazendo uma curva com um determinado raio “ ρ ” a uma velocidade v , fica submetido a uma aceleração centrípeta dada por [19]:

$$a_c = \frac{v^2}{\rho} \quad (12)$$

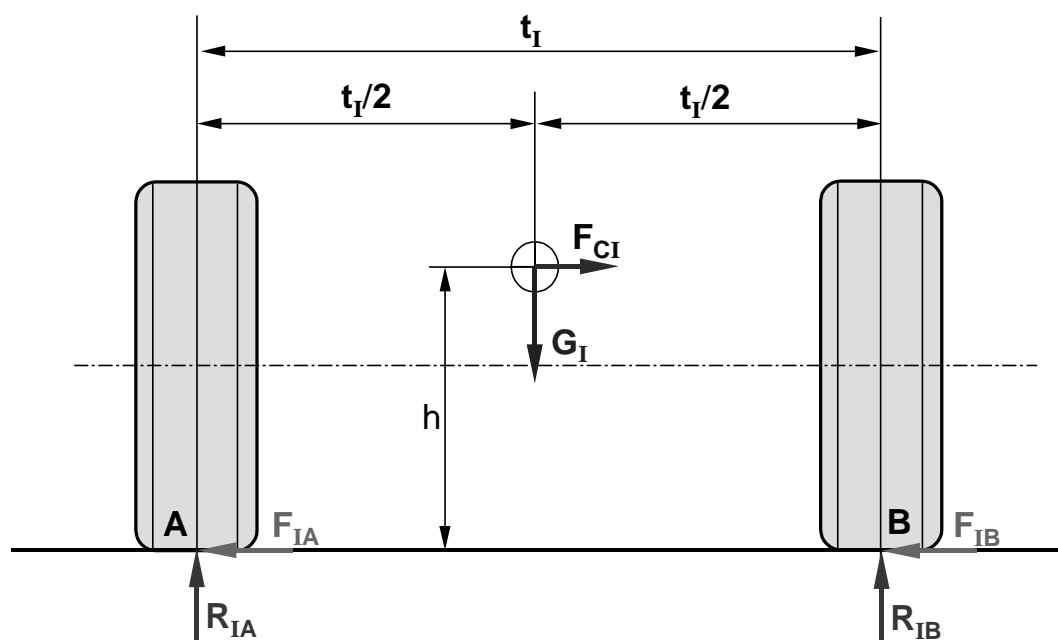


Figura 45 – Forças agindo sobre o eixo dianteiro de um veículo quando este faz curva.

Devido a esta aceleração, as reações normais das rodas dianteiras do veículo ficam alteradas em relação ao formulado no item anterior. Também, para que o veículo fique em equilíbrio são necessários, na região de contato, as forças de atrito. Não considerando a influência das suspensões, a parcela de força centrífuga que o eixo absorve é:

$$F_{Ci} = m \cdot (1 - x) \cdot a_c \quad (13)$$

Onde:

x – razão entre a carga normal do eixo traseiro e o peso total do veículo;

m – massa total do veículo.

Do equilíbrio de momento sobre o ponto A é obtida a seguinte equações:

$$R_{IB} \cdot t_1 - m \cdot (1-x) \cdot g \cdot \frac{t_1}{2} - m \cdot (1-x) \cdot a_c \cdot h = 0 \quad (14)$$

A qual, com algum desenvolvimento [19], resulta em:

$$R_{IB} = \frac{m \cdot g \cdot (1-x) \cdot \left(\frac{t_1}{2} + \mu \cdot h \right)}{t_1} \quad (15)$$

Onde:

m – massa total do veículo;

g – aceleração da gravidade;

x – razão entre a carga normal do eixo traseiro e o peso total do veículo;

t_1 – bitola do eixo dianteiro;

h – altura do centro de gravidade do veículo;

μ - coeficiente de atrito pneu/solo.

A força transversal que a roda mais carregada é submetida é dada por:

$$F_{IB} = R_{IB} \cdot \mu \quad (16)$$

As forças que agem sobre a manga de eixo na situação do veículo realizando curva são dadas por R_{IB} e F_{IB} e podem ser melhor visualizadas na Figura 46.

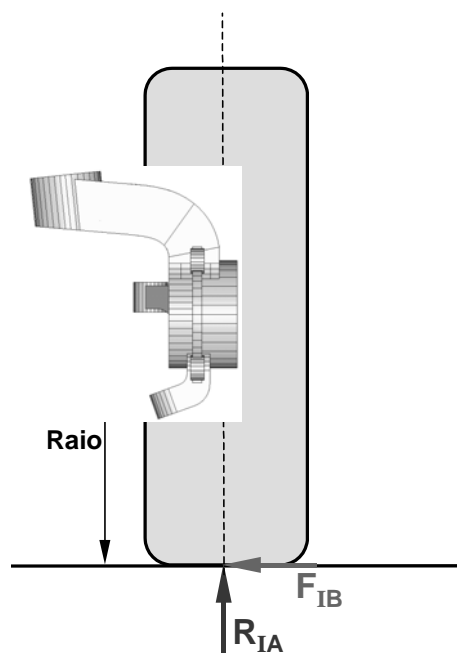


Figura 46 – Forças agindo sobre a manga de eixo quando o veículo faz curva.

Vale salientar que neste modelo o efeito das molas, estabilizador e giro da carroceria foram negligenciados, o que, em curvas de raios longos e velocidades médias, é uma hipótese aceitável.

4.3.3 Frenagem

Nos veículos em movimento, além do peso [19], atuam as seguintes forças que se opõem ao movimento:

- Resistência de rolamento “ Q_R ”;
- Resistência de inércia “ Q_I ”;
- Resistência de aclone “ Q_S ”;
- Resistência aerodinâmica “ Q_A ”;
- Resistência mecânica “ Q_M ”.

A resistência de rolamento (Q_R), devido as perdas que ocorrem nos pneus, atua na região de contato pneu/solo. Segundo NICOLAZZI [19], é dada por:

$$Q_R = f \cdot G \quad (17)$$

Onde:

f – coeficiente de atrito de rolamento;

G – peso do veículo.

A resistência de inércia (Q_I) e a de aclone (Q_S) são forças de corpo e agem no centro de gravidade do veículo. A primeira delas é causada por aceleração ou desaceleração na direção do movimento do veículo e a segunda é uma projeção do peso do veículo na direção do seu deslocamento em pista com aclone. Segundo NICOLAZZI [19], são dadas por:

$$Q_I = m \cdot a \quad (18)$$

$$Q_S = G \cdot \text{sen } \alpha \quad (19)$$

Onde:

a – aceleração do veículo;

m – massa do veículo;

G – peso total;

α - ângulo de aclone da pista.

A resistência aerodinâmica (Q_A) causada pelo fluxo de ar sobre o veículo, é dada por:

$$Q_A = c_x \cdot A \cdot q \quad (20)$$

Onde:

c_x – coeficiente de arrasto aerodinâmico;

A – área projetada da carroceria;

q – pressão dinâmica.

Esta resistência atua no centro de pressão da carroceria do veículo que, por simplificação, será considerado coincidente [19] com o centro de gravidade do veículo.

A resistência mecânica (Q_M) é causada por perdas na transmissão. Segundo NICOLAZZI [19], ela é causada por atrito interno. Esta resistência é dada por:

$$P_p = (1 - \eta) \cdot P_e \quad (21)$$

Onde:

P_p – potência perdida na transmissão;

η – rendimento mecânico;

P_e – potência efetiva do motor.

Esta resistência age diretamente na potência do veículo e não afeta as forças que atuam sobre as rodas, as quais são de particular interesse nesse trabalho.

Além dessas forças, atua na região de contato dos pneus do veículo com o solo as forças de atrito. Estas forças de atrito [19] durante as operações de aceleração são denominadas de força motriz F_m e nas frenagens de força de frenagem F_F .

Na Figura 47 é apresentado o modelo de um veículo em operação de frenagem, podendo ser observado que a resistência de rolamento (Q_R), bem como a força de frenagem (F_F), foram divididas para os eixos dianteiro e traseiro.

Com este modelo se pode calcular as reações dos pneus ao solo. Como se está analisando a manga de eixo dianteira, determina-se apenas a reação referente a este. Assim, do equilíbrio de momentos em torno do ponto de contato do pneu traseiro com o solo se tem:

$$R_1 = \frac{1}{l} [G \cdot \cos \alpha \cdot a_{II} + Q_1 \cdot h - (Q_A + Q_S) \cdot h] \quad (22)$$

Enquanto que a força de frenagem é dada por:

$$F_{FI} = \mu \cdot R_I \quad (23)$$

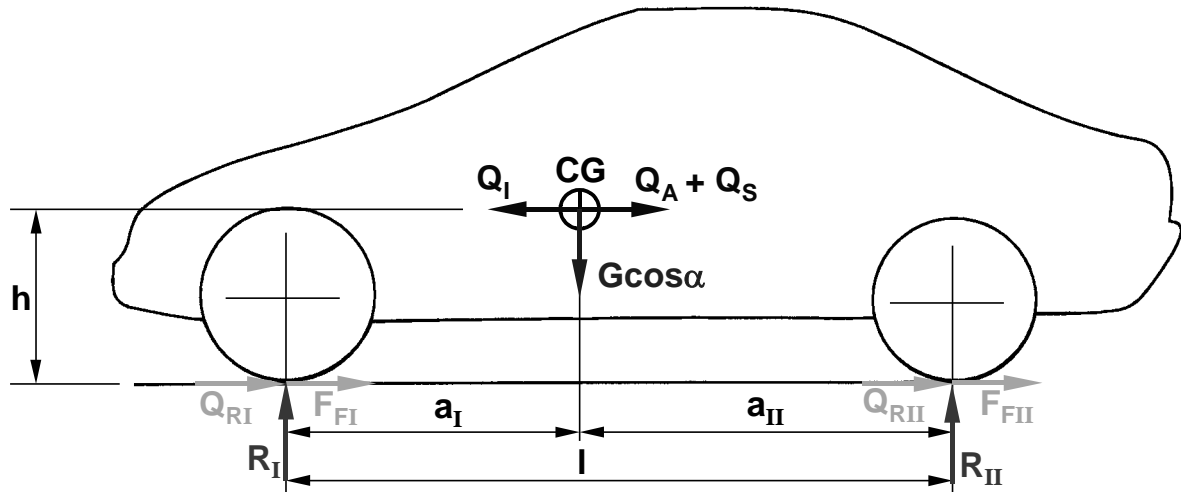


Figura 47 – Forças atuantes de um veículo em movimento.

Considerando que o veículo está se deslocando em terreno plano, tem-se

$$F_{FI} = \frac{\mu}{l} [a_{II} \cdot G + h(Q_I - Q_A)] \quad (24)$$

Negligenciando a resistência aerodinâmica (situação mais crítica) e considerando as relações:

$$Q_I = m \cdot a \text{ e}$$

$$a = \mu \cdot g$$

Pode-se escrever que

$$F_{FI} = \frac{\mu \cdot G}{l} [a_{II} + h \cdot \mu] \quad (25)$$

Com estas grandezas definidas, as forças que atuam sobre a manga de eixo, durante a frenagem, são apresentadas na Figura 48, onde F_M é a força que age sobre o *caliper*.

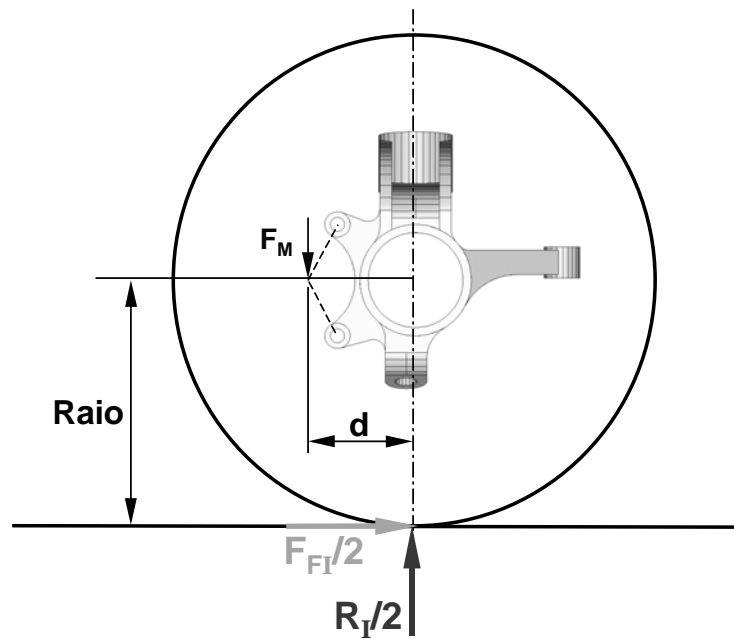


Figura 48 – Ação das forças sobre a manga de eixo durante a frenagem de um veículo.

Sendo assim a força F_M é dada por:

$$F_M = \frac{F_{FI} \cdot \text{Raio}}{2 \cdot d} \quad (26)$$

Onde:

F_{FI} – força de frenagem do eixo dianteiro;

Raio – raio dinâmico da roda [19];

d – raio médio do disco de freio.

4.4 Modelos de Análise

Como foi comentado nos capítulos anteriores, o método dos elementos finitos é uma versátil ferramenta para análise de estruturas de geometria e carregamentos complexos. Mas a qualidade dos resultados depende da qualidade da discretização. Sendo assim, desenvolveu-se um modelo bastante refinado que será descrito nos itens subsequentes.

4.4.1 Modelos Numéricos

Na elaboração do modelo de elementos finitos da manga de eixo foram utilizados elementos sólidos, tipo tetraedros de segunda ordem. Este tipo de elemento é utilizado pois a peça é de geometria arbitrária e complexa, assim como os carregamentos. A descrição geométrica e a geração de malha é realizada no software I-DEAS. Para simular a vinculação da peça com o resto da suspensão são utilizados elementos rígidos, cujo comportamento pode ser interpretado como o de vigas de rigidez infinita. Os nós dos elementos rígido possuem graus de liberdade translacionais (u_x , u_y , u_z) da mesma forma que os nós de elementos sólidos. Dois tipos de elementos rígidos foram utilizados para o modelo, ambos podem ser visualizados na Figura 49. O primeiro (a) representa um elemento rígido multiponto, onde, através de um nó central, a ligação pode ser feita entre este e inúmeros outros nós, o segundo (b) representa um elemento rígido simples, onde a ligação é feita somente entre dois nós.

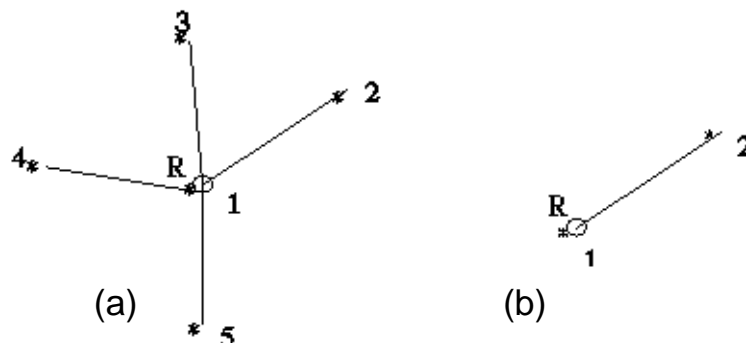


Figura 49 – Elementos rígidos.

Na Figura 50 é mostrado o modelo de elementos finitos utilizado. A manga é completamente caracterizada através de elementos sólidos. Um conjunto de elementos rígidos simula o conjunto mola/amortecedor enquanto outro simula o sistema eixo/roda. Vínculos similares são utilizados para caracterizar a barra de direção e o *caliper* de freio.

A inclusão de elementos rígidos, simulando as vinculações da peça em estudo com o sistema, permite gerar o conjunto de esforços atuantes na manga de

eixo através da aplicação dos esforços de operação na roda, obtidos mediante os modelos para caracterização dos carregamentos já apresentados.

Um detalhamento do modelo do conjunto é exposto na Figura 51. Este modelo possui 11168 elementos, sendo 11159 sólidos tetraédricos de segunda ordem, 9 elementos rígidos e 21565 nós.

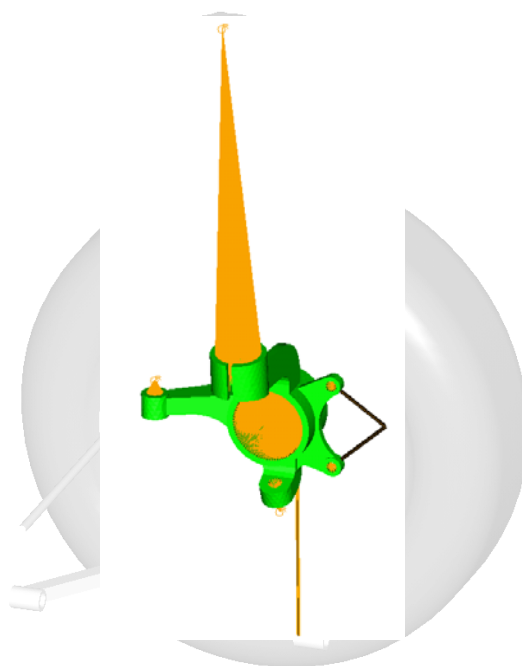


Figura 50 – Esquema do modelo de elementos finitos.

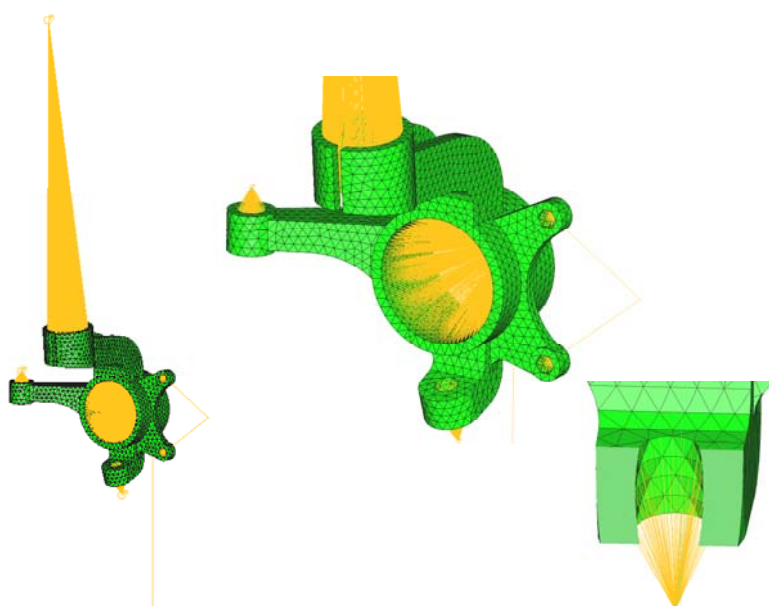
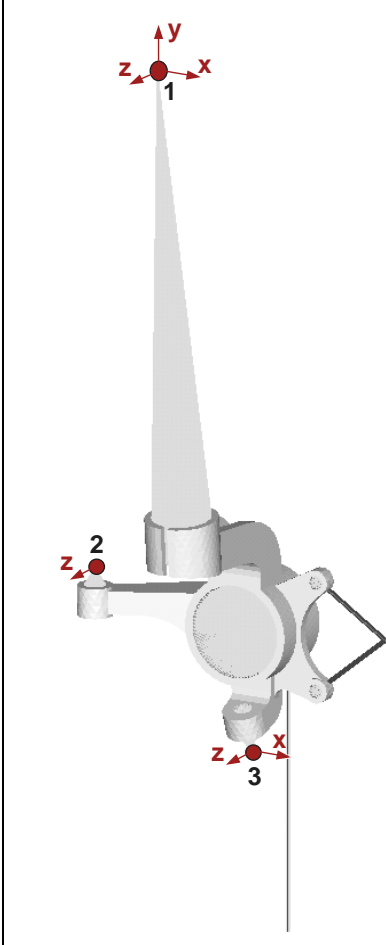


Figura 51 – Detalhes dos elementos da manga de eixo seus vínculos com elementos rígidos.

Para determinar as condições de contorno que atuam sobre o modelo de elementos finitos, são analisadas as condições de vínculo que atuam sobre a estrutura real. O amortecedor é fixado junto ao chassi do veículo por uma junta esférica no ponto 1 (Tabela 8), o que proporciona com que todos os graus de liberdade relacionados a rotação estejam livres neste ponto. No ponto 2, junto à manga de eixo, o pivô do braço de direção é considerado sem deslocamento em z. No ponto 3 o pivô do braço de controle inferior tem restrições de deslocamento linear nas direções x e z tendo todos os demais graus de liberdade livres, caracterizando assim a montagem nesta região. São identificados, portanto três pontos onde atuam as restrições sobre os graus de liberdade na caracterização das condições de contorno sobre o modelo. Na Tabela 8 estão resumidas as considerações feitas.

Tabela 8. Restrições sobre o modelo numérico.

	Ponto 1
	Deslocamento em x – Fixo
	Deslocamento em y – Fixo
	Deslocamento em z – Fixo
	Rotação em x – Livre
	Rotação em y – Livre
	Rotação em z – Livre
	Ponto 2
	Deslocamento em x – Livre
	Deslocamento em y – Livre
	Deslocamento em z – Fixo
	Rotação em x – Livre
	Rotação em y – Livre
	Rotação em z – Livre
	Ponto 3
Deslocamento em x – Fixo	
Deslocamento em y – Livre	
Deslocamento em z – Fixo	
Rotação em x – Livre	
Rotação em y – Livre	
Rotação em z – Livre	

As condições de contorno definidas para os pontos 1, 2 e 3 são utilizadas para as três situações de carregamentos discutidas anteriormente, ou seja, frenagem, curva e peso normal do veículo. A direção, sentido e amplitude dos carregamentos são baseadas nas formulas apresentadas no item 4.3, listadas resumidamente a seguir:

Peso próprio

$$R_{IB} = R_{IA} = \frac{m \cdot (1-x) \cdot g}{2} \quad (11)$$

Curva

$$R_{IB} = \frac{m \cdot g \cdot (1-x) \cdot \left(\frac{t_l}{2} + \mu \cdot h\right)}{t_l} \quad (15)$$

$$F_{BI} = R_{BI} \cdot \mu \quad (16)$$

Frenagem

$$R_l = \frac{m \cdot g}{l} [a_{II} + h \cdot \mu] \quad (22)$$

$$F_{Fl} = R_l \cdot \mu \quad (25)$$

$$F_M = \frac{F_{Fl} \cdot \text{Raio}}{2 \cdot d} \quad (26)$$

Os valores dos parâmetros utilizados nas equações acima, para o cálculo dos esforços, foram arbitrados e baseados em parâmetros reais e são apresentados na Tabela 9.

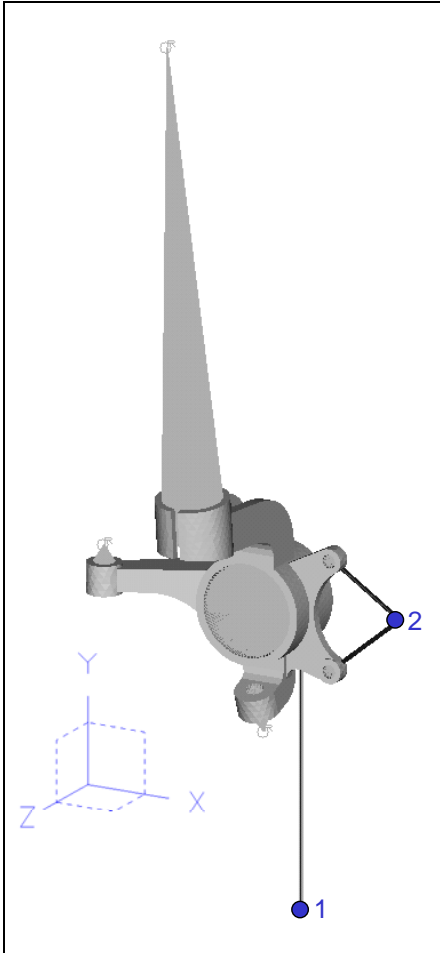
Tabela 9. Valores dos parâmetros de carregamento.

Parâmetros de carregamento	
m = 1000 kg	x = 0,6
g = 9,81 m/s² ≈ 10 m/s²	Raio = 282,8 mm
a_{II} = 1423,8 mm	d = 120,83 mm
l = 2373 mm	μ = 0,9
h = 600 mm	t_l = 1300 mm

Para caracterizar as solicitações sobre a manga de eixo, foi considerado que as forças agem no contato pneu/solo para as situações de peso próprio e de curva, enquanto que para frenagem, além da ação de força nesta interface. Ocorre também

solicitação de reação do *caliper* na manga. A figura apresentada na Tabela 10 ilustra estes dois pontos que representam as regiões de aplicação de forças no modelo numérico bem como os valores de forças utilizados para cada situação de carregamento.

Tabela 10. Carregamentos aplicados.

	Situação de carregamento
	Peso próprio
	Ponto 1 $X = 0$ $Y = 3000 \text{ N}$ $Z = 0$
	Curva
	Ponto 1 $X = 0$ $Y = 5387,9 \text{ N}$ $Z = 4849,6 \text{ N}$
	Frenagem
	Ponto 1 $X = 0$ $Y = 4137,8 \text{ N}$ $Z = 0$
	Ponto 2 $X = 0$ $Y = -8716 \text{ N}$ $Z = 0$

4.5 Análise dos Resultados

Os resultados apresentados nesta seção são avaliados segundo os critérios de falha estabelecidos no item 3.4.1. Sendo assim cada situação de carregamento tem os seus pontos críticos avaliados a partir do nível de tensão gerados pelos dos carregamentos anteriormente apresentados.

As dimensões iniciais de projeto foram definidas sem nenhuma avaliação prévia, outra que adequação às dimensões de peças equivalentes disponíveis.

As tensões representadas nesta seção serão:

1. Tensão de Von Mises. Este valor será necessário para comparar com o limite de escoamento do material e como medida das tensões cisalhantes no cálculo das tensões alternantes no processo de fadiga;
2. Tensões Principais (σ_1 , σ_2 , σ_3). Estes valores, embora desprovidos da informação quanto as suas direções de atuação fornecem subsídios para uma razoável compreensão do estado de tensão do ponto considerado. O valor de σ_1 será usado também no cálculo de σ_m no processo de fadiga.

4.5.1 Resultados – Peso Próprio

Na Figura 52 se apresenta o aspecto deformado do modelo de elementos finitos sob a ação do carregamento de peso próprio, sendo esta figura apenas ilustrativa, já que os deslocamentos que a peça sofre, foram ampliados para uma melhor visualização.

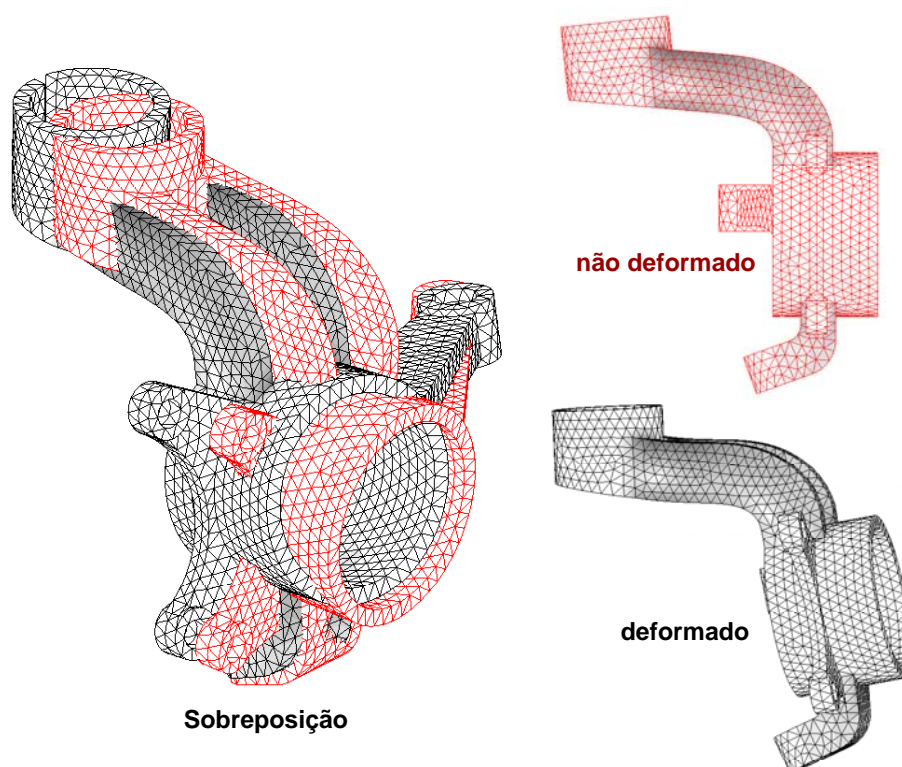


Figura 52 – Visualização do aspecto deformado da manga de eixo devido ao carregamento de peso próprio.

O valor máximo de tensão de Von Mises encontrado é de **65,7 MPa** porém, constata-se, através da avaliação das tensões principais agindo nesta região, que a

tensão principal σ_1 é compressiva (e portanto todas as outras) conforme mostrado na Figura 53. Neste caso, segundo o critério adotado, a tensão média será considerada nula na análise de fadiga.

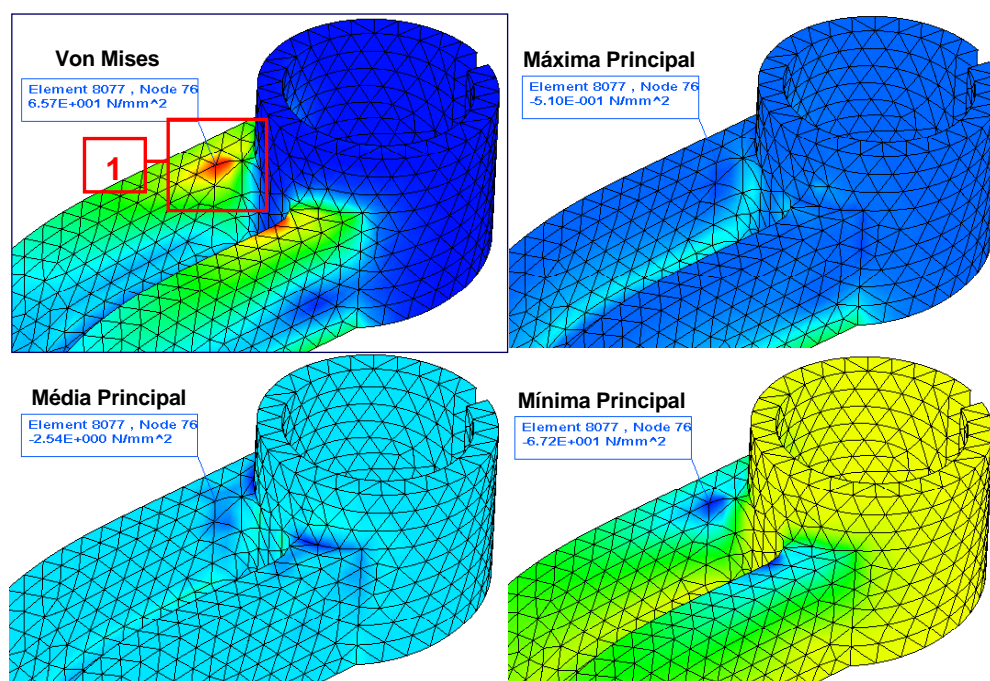


Figura 53 – Visualização do estado de tensões na região 1 para o carregamento peso próprio.

Na Tabela 11 se apresenta os valores de tensão para a região representada na Figura 53:

Tabela 11. Valores de tensão para região 1.

Valores de tensão para região 1	
Von Mises	65,7 MPa
σ_1	-0,51 MPa
σ_2	-2,54 MPa
σ_3	-67,2 MPa
<i>Tensões mínimas (temporais) para fadiga</i>	
Von Mises	0 MPa
σ_1	0 MPa

Para avaliação da fadiga é preciso considerar valores de tensão alternante pela teoria de Von Mises e valores de tensão média através da teoria da Máxima Tensão Principal ou Rankine [23] como exposto no item 3.4.1.

O valor de tensão média é considerada nula para esta situação e a tensão alternante é dada por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{vmmax} - \sigma_{vmmin}}{2} = \frac{65,7 - 0}{2} = 32,85 \text{ MPa}$$

A avaliação da resistência à fadiga é feita com o auxílio do diagrama de Goodman-Modificado, considerando um fator de correção, relacionado ao acabamento superficial da peça. Este fator de correção (k_{sup}) pode ser encontrado através da equação apresentada por Shigley e Mischke, citados por NORTON [22], dado por:

$$k_{sup} = A \cdot (\sigma_R)^b \quad (27)$$

Na equação (27), A e b são coeficientes determinados experimentalmente, σ_R é a tensão de ruptura do material. Na Tabela 12 se apresentam os coeficientes típicos e em destaque os utilizados para o caso em estudo:

Tabela 12. Coeficientes da equação para determinação do fator de correção devido ao acabamento superficial. (Norton [22]).

Coeficientes para valores de tensão em MPa		
Acabamento Superficial	A	b
Polido	1,58	-0,085
Usinado	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado ou em estado bruto	272	-0,995

O limite de fadiga corrigido é dado pela equação a seguir:

$$\sigma'_F = k_{sup} \cdot \sigma_F \quad (28)$$

Onde:

σ_F – tensão limite de fadiga do material;

σ'_F – tensão limite de fadiga corrigido;

k_{sup} – fator de correção devido ao acabamento superficial.

Portanto,

$$\sigma'_F = 138,17 \text{ MPa}$$

Com o diagrama de Goodman-Modificado e o estado de tensões atuante, representado pelo ponto ilustrado na Figura 54, determina-se que o coeficiente de segurança da manga de eixo na região 1 no carregamento de peso próprio é **4,21**. A determinação do fator de segurança é feita conforme a equação (NORTON [22]):

$$N_f = \frac{\sigma'_F \cdot \sigma_R}{\sigma_a \cdot \sigma_R + \sigma_m \cdot \sigma'_F} \quad (29)$$

Onde:

N_f – fator de segurança para fadiga;

σ'_F – tensão limite de fadiga corrigida;

σ_R – tensão limite de ruptura;

σ_a – tensão alternante de fadiga;

σ_m – tensão média de fadiga.

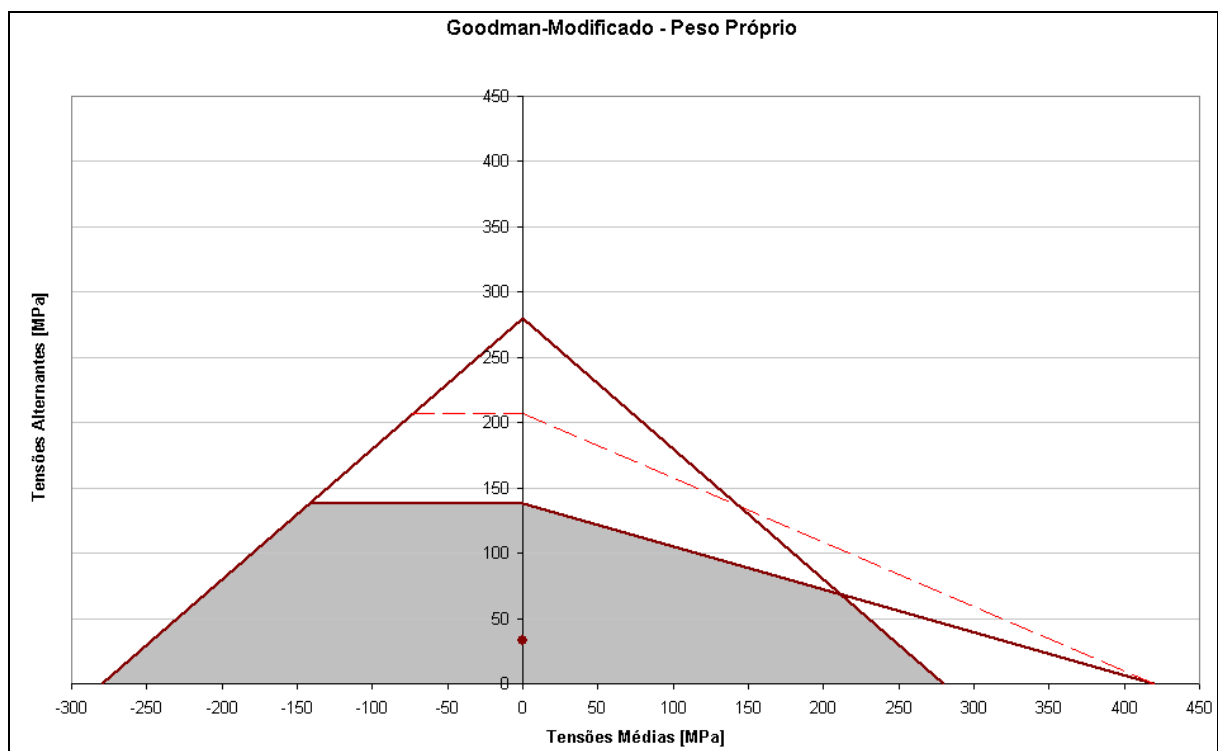


Figura 54 – Diagrama de Goodman-Modificado para a região 1 com carregamento de peso próprio.

Uma outra região, com tensão de Von Mises levemente inferior, possui um estado de tensões com σ_1 trativo máximo, como mostrado na Figura 55 e tem seus valores apresentados na Tabela 13. Porém, o valor de tensão para esta região não

condiz com a realidade sendo somente uma característica do modelo elaborado. Devido ao vínculo com os elementos rígidos, estes provocam tração inexistente, na situação real, onde esta superfície está em contato com o amortecedor. Na situação real a ocorrência das maiores tensões trativas se dá na união entre o alojamento do amortecedor com o perfil em U (região 2 da Figura 56). Os valores de tensão para a região 2 estão relacionados na Tabela 14. Como os valores de tensão são baixos para a região 2 não se teve a preocupação com a representação exata do estado de tensões, sendo que as situações de frenagem e curva são mais significativas do ponto de vista da análise.

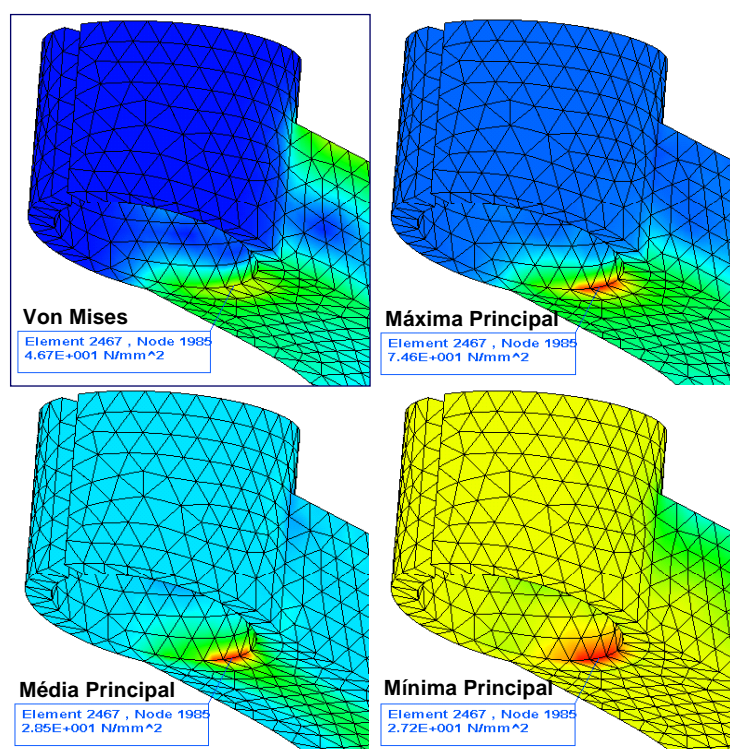


Figura 55 – Tensão trativa máxima agindo durante o carregamento de peso próprio.

Tabela 13. Valores de tensão para região de tração máxima – Peso Próprio.

Valores de tensão para região de tração máxima	
Von Mises	46,7 MPa
σ_1	74,6 MPa
σ_2	28,5 MPa
σ_3	27,2 MPa

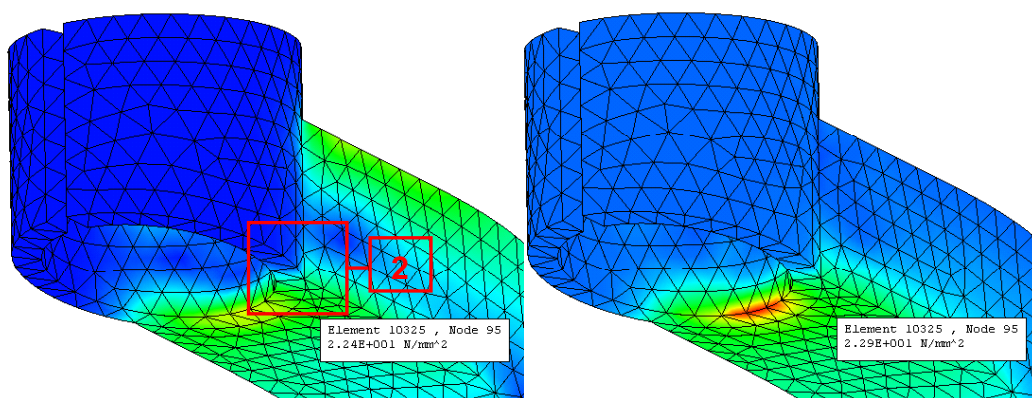


Figura 56 – Visualização do estado de tensões na região 2 para o carregamento de peso próprio.

Tabela 14. Valores de tensão para região 2.

Valores de tensão para região 2	
Von Mises	22,40 MPa
σ_1	22,90 MPa
σ_2	1,02 MPa
σ_3	-0,001 MPa
Tensões mínimas (temporais) para fadiga	
Von Mises	0 MPa
σ_1	0 MPa

Para a região 2 os valores de tensão média e alternante na análise de fadiga são:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{22,90 + 0}{2} = 11,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{22,40 - 0}{2} = 11,20 \text{ MPa}$$

Com o diagrama de Goodman-Modificado e o estado de tensões atuante, representado pelo ponto ilustrado na Figura 57, determina-se o coeficiente de segurança da manga de eixo na região 2 para o carregamento de peso próprio sendo este igual a **9,23**.

Comparando-se as duas regiões avaliadas para o carregamento de peso próprio, constata-se que a região 1 apresenta um fator de segurança menor, sendo esta a região que deve ser observado mais criteriosamente durante a avaliação das tensões no carregamento de peso próprio.

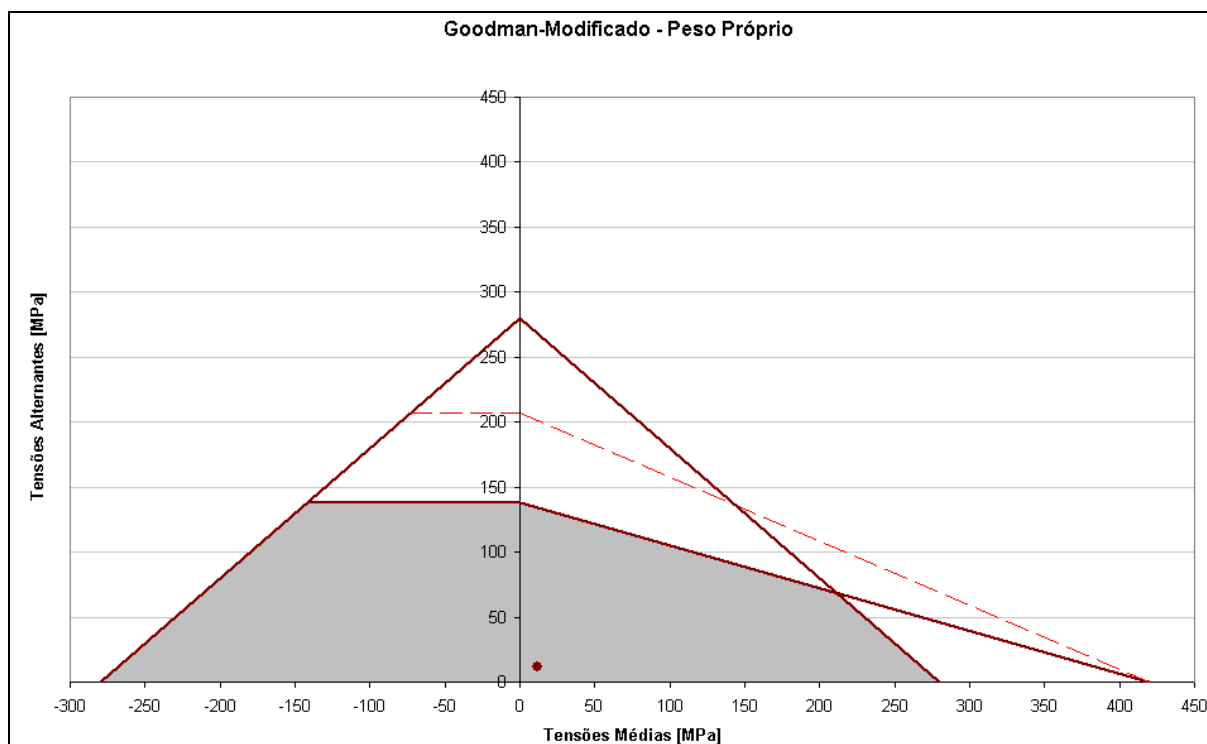


Figura 57 – Diagrama de Goodman-Modificado para a região 2 com carregamento de peso próprio.

4.5.2 Resultados – Curva

Para o segundo tipo de carregamento, ou seja, curva, a manga de eixo com aspecto deformado esta mostrada na Figura 58, vale frisar que os deslocamentos estão ampliados para melhor visualização.

Comparando com os resultados mostrados na Figura 52 com os resultados mostrados na Figura 58, observa-se na maior intensidade destes últimos. Isto era esperado, pois quando o veículo faz uma curva há um carregamento adicional na manga devido a ação da força centrífuga.

No caso do carregamento de curva, a região de máxima tensão trativa coincide com a região de tensão de Von Mises máxima. Na Figura 59 se ilustra a região de interesse na análise.

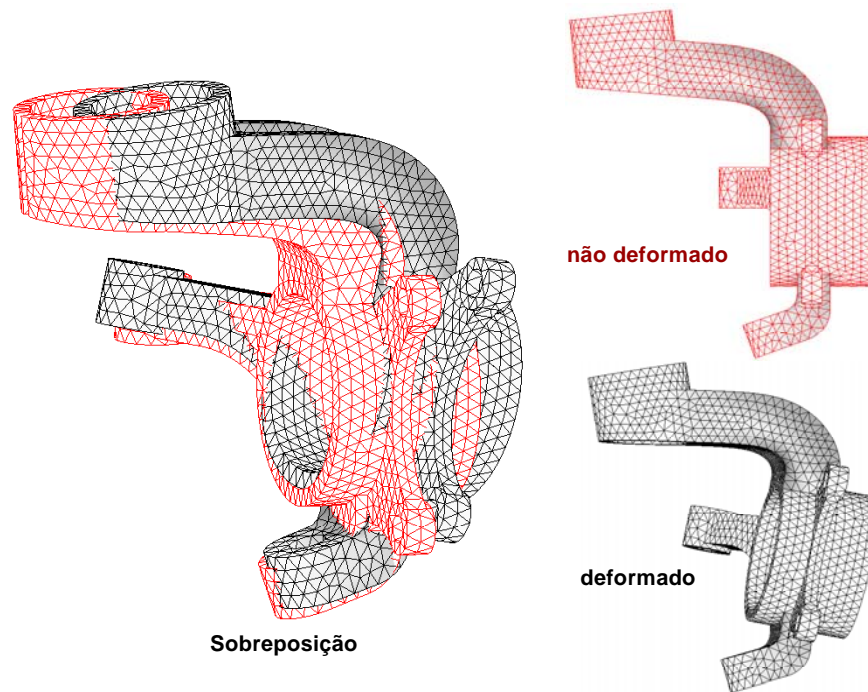


Figura 58 – Visualização do aspecto deformado da manga de eixo devido ao carregamento de curva.

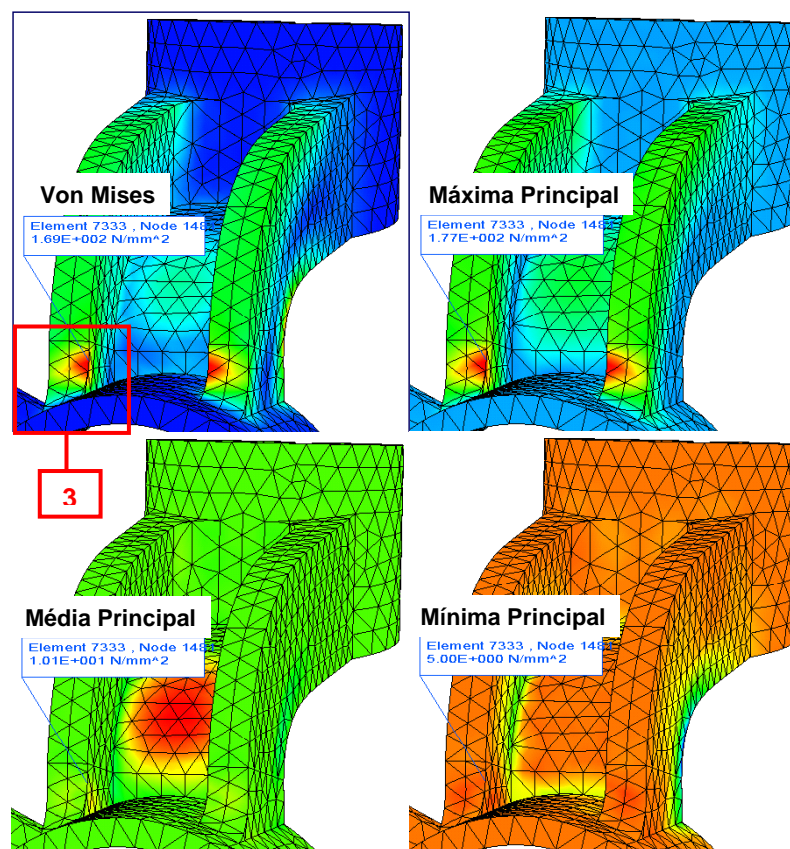


Figura 59 – Visualização do estado de tensões sobre a região 3 para o carregamento de curva.

Um refinamento na região 3, ilustrado na Figura 60, é efetuado para se obter resultados com maior precisão.

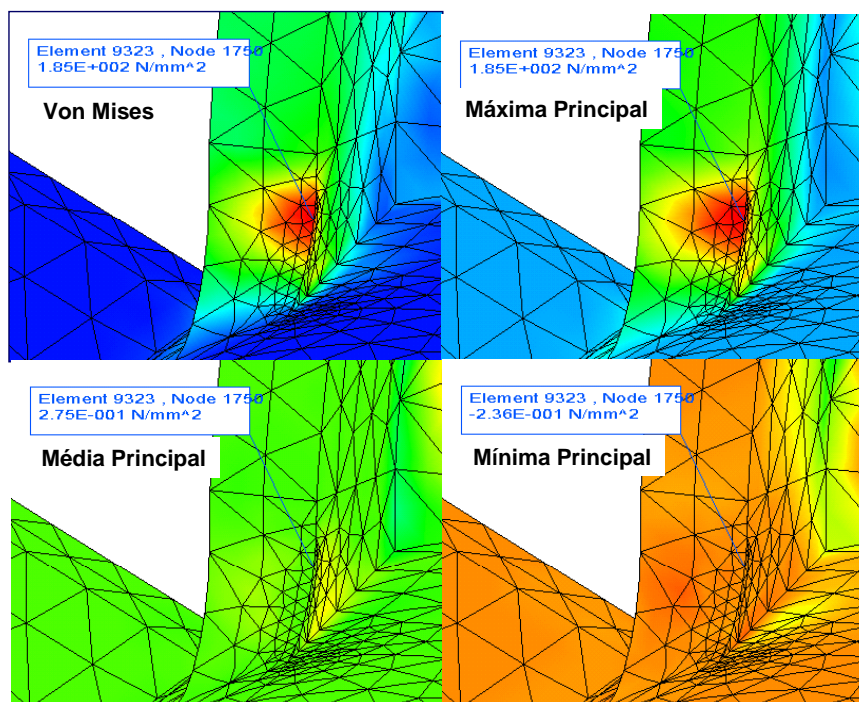


Figura 60 – Refinamento sobre a região crítica para o modelo de curva.

Os valores de tensões média e alternante necessários para a avaliação de fadiga são obtidos tomando os valores de tensão mínima do carregamento de peso próprio do veículo, sendo os valores de tensão máxima já determinados e apresentados na Figura 60. Na Figura 61 são mostrados os valores de tensão na região crítica considerando apenas o carregamento devido ao peso próprio.

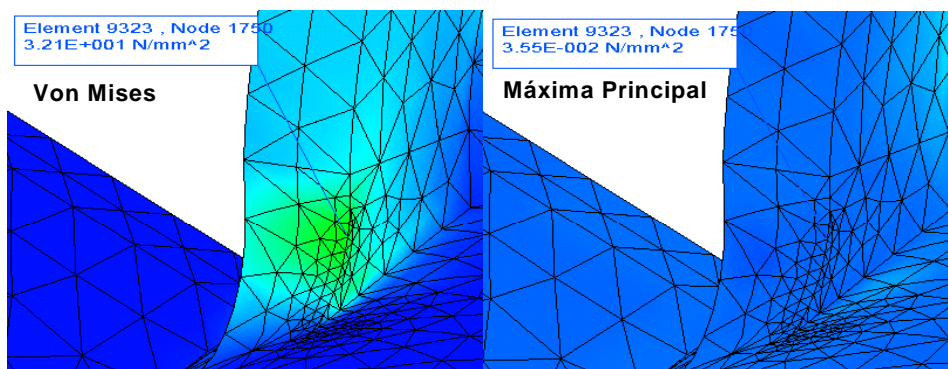


Figura 61 – Tensões mínimas de fadiga para o carregamento de curva.

Resumidamente na Tabela 15 são expostos os valores de tensão encontrados após o refinamento na região estudada.

Tabela 15. Valores de tensão para região 3.

Valores de tensão para região 3	
Von Mises	185 MPa
σ_1	185 MPa
σ_2	0,275 MPa
σ_3	-0,236 MPa
Tensões mínimas (temporais) para fadiga	
Von Mises	32,1 MPa
σ_1	0,035 MPa

A partir destes resultados são obtidos as tensões média e alternante para o estudo de fadiga:

$$\sigma_m = 92,50 \text{ MPa e } \sigma_a = 108,55 \text{ MPa}$$

Com o diagrama de Goodman-Modificado e o estado de tensões atuante na região 3, determina-se que o coeficiente de segurança da manga de eixo para o carregamento de peso próprio é **1,29**.

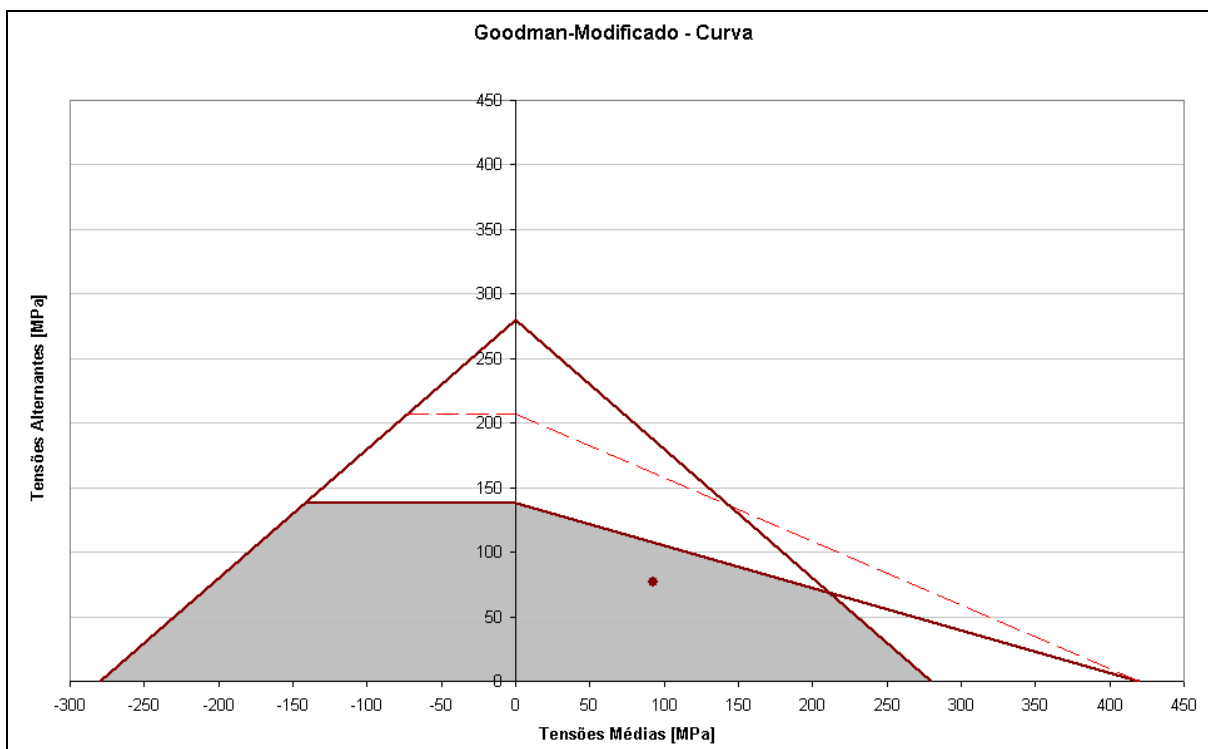


Figura 62 – Diagrama de Goodman-Modificado para curva.

4.5.3 Resultados – Frenagem

Para a situação de frenagem o aspecto deformado da manga de eixo pode ser visualizado na Figura 63. Observando-se esta deformação é possível identificar a ação de uma flexão composta, derivada da ação de momentos em dois eixos. Neste caso os momentos agem sobre o eixo Z, devido ao carregamento aplicado sobre a região de montagem da pinça, e sobre o eixo X, devido a reação agindo sobre o pneu.

Os valores de tensão calculados para esta situação de carregamento são mostrados inicialmente na Figura 64 e posteriormente, com o refinamento local da malha, na Figura 65. Da mesma forma que no modelo de curva o refino foi feito visando obter uma melhor precisão dos resultados.

Verifica-se que os valores de tensão encontrados (Tabela 16) estão acima do limite de resistência a tração do material, ou seja, deve ocorrer falha já para o primeiro ciclo de carregamento, sendo desnecessário o estudo de fadiga.

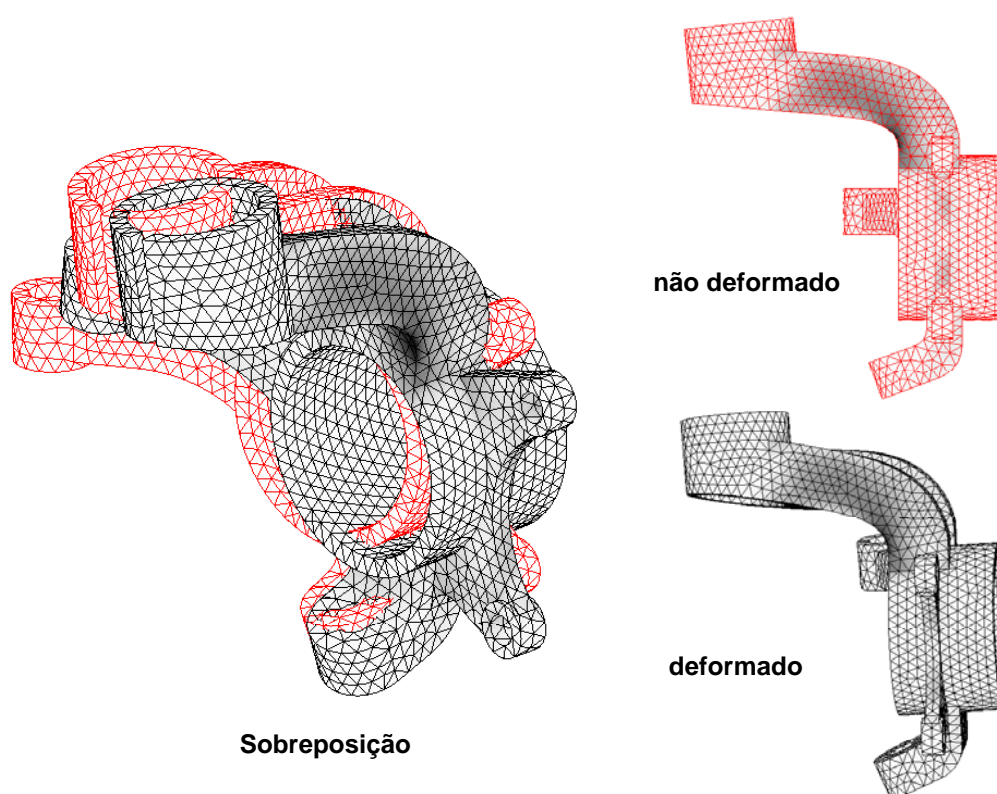


Figura 63 – Visualização do aspecto deformado da manga de eixo devido ao carregamento de frenagem.

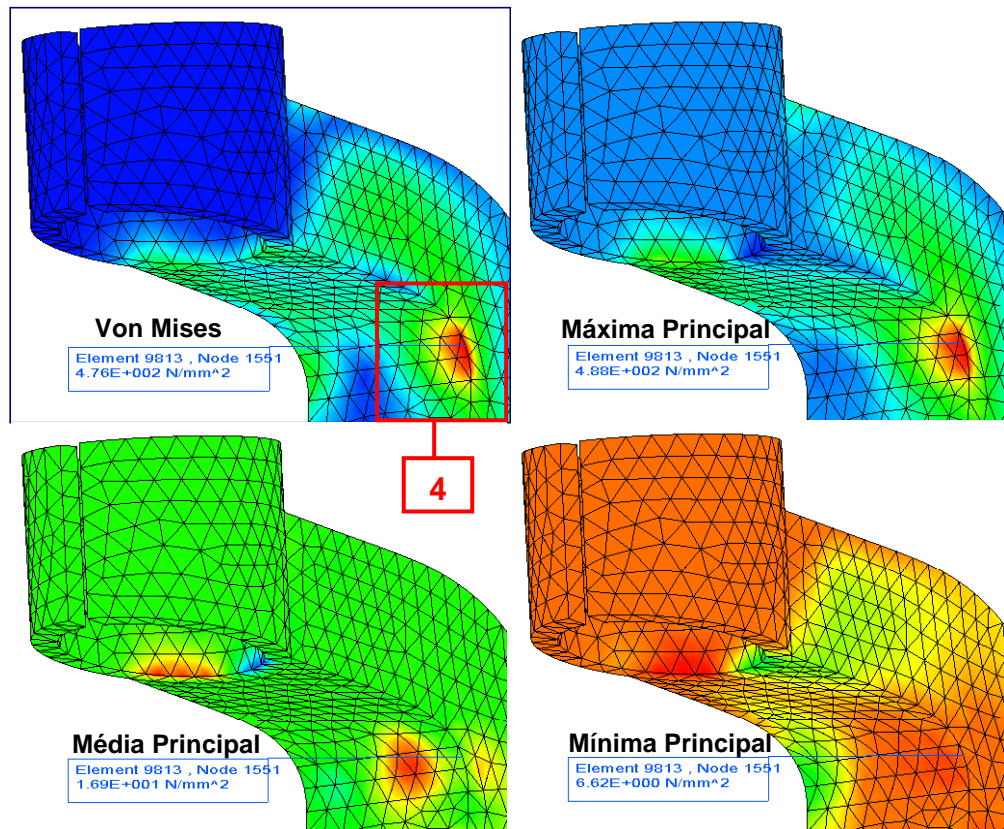


Figura 64 – Visualização do estado de tensões sobre a região 4 para o carregamento de frenagem.

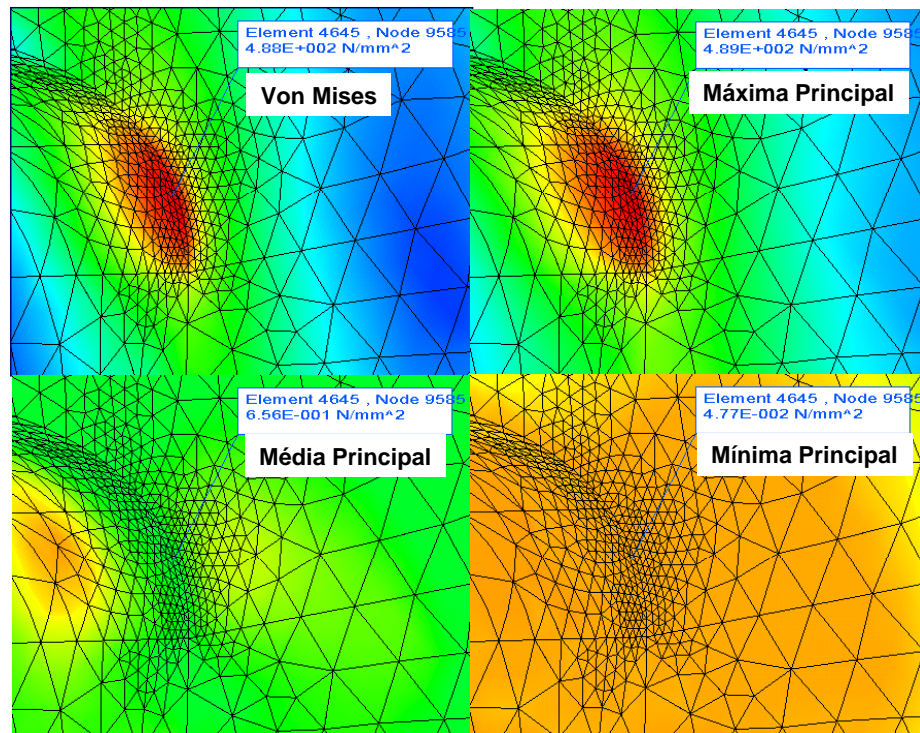


Figura 65 – Refinamento local para o modelo de frenagem.

Tabela 16. Valores de tensão para região 4.

Valores de Tensão para região 4	
Von Mises	488 MPa
σ_1	489 MPa
σ_2	0,656 MPa
σ_3	0,048 MPa

O carregamento de frenagem se mostrou ser o mais severo nesta fase de análise da manga de eixo. Diante desta confirmação, no processo de otimização estrutural este é o carregamento utilizado na determinação da melhor geometria para que não ocorra falha. No capítulo a seguir são apresentados os conceitos de otimização estrutural e a aplicação sobre a manga de eixo.

5 Otimização

5.1 Otimização Estrutural

As mudanças de materiais, buscas por novas concepções e melhorias dos processos de fabricação, visam obter geometria de componentes tais que se aproximem da sua *melhor* forma, ou forma otimizada, para aquele carregamento aplicado. O estudo para obtenção de tal geometria é conhecido como otimização. Todo componente ou sistema mecânico é definido mediante um conjunto de parâmetros denominados variáveis de projeto. Estas quantificam dimensões geométricas, propriedade material, níveis de restrição, etc. Características geométricas tais como seções transversais de viga podem ser descritas como *variáveis de projeto*. Estas podem ser divididas ainda em contínuas ou discretas. As variáveis contínuas podem assumir qualquer valor dentro de um intervalo de um campo determinado, enquanto que as variáveis discretas podem assumir apenas valores prescritos, como é o caso de valores tabelados ou sujeitos a alguma norma.

A escolha adequada das variáveis de projeto no processo de otimização, é de importância fundamental para o êxito do problema. A utilização de um número muito grande de tais variáveis pode resultar em dificuldades numéricas para sua solução.

Especificadas as variáveis de projeto, torna-se possível a análise do comportamento e a elaboração de funções de desempenho que são representações matemáticas de um comportamento a ser estudado. Exemplos de funções de desempenho são massa, deslocamento, tensão, deformação, energia de deformação, etc. É possível verificar que estas funções podem ou não depender de uma solução de um problema de estado, por exemplo um problema de equilíbrio. Ainda exemplificando, dado o conjunto de variáveis de projeto, é possível resolver o problema de equilíbrio do componente frente as solicitações mecânicas e posteriormente calcular a energia de deformação. Outras funções de desempenho, como a massa, independem do problema mecânico de equilíbrio. Na análise desse comportamento podemos dividir as *funções de desempenho* em dois tipos, a saber: *funções objetivo* e *funções de restrição*. Essa classificação pode estar vinculada à

elaboração de um projeto, onde as *funções objetivo* têm por finalidade tornar claro o que se pretende alcançar ou melhorar no projeto, e por sua vez, as *funções de restrição* atuam como requisitos básicos de projeto.

As restrições, por sua vez podem ser classificadas em restrições de igualdade ou desigualdade. Nas primeiras o valor da função deve ser constante (tipicamente igual a zero). Por exemplo, a massa do componente igual a um valor preestabelecido. Nas restrições de desigualdade, o valor da função não deve superar um valor definido. Por exemplo, as tensões em um determinado componente sobre a ação de forças externas não deve superar o valor de tensão de escoamento do material empregado.

O problema de otimização pode ser expresso matematicamente como:

$$\begin{array}{l} \min f(\mathbf{x}) \\ \text{Sujeito a } \left\{ \begin{array}{ll} h_j(\mathbf{x}) = 0 & j= 1 \dots J \\ g_k(\mathbf{x}) \leq 0 & k=1 \dots K \end{array} \right. \end{array}$$

Onde,

\mathbf{x} é vetor de variáveis de projeto;

$f(\mathbf{x})$ é a função objetivo;

$h_j(\mathbf{x})$ é a j -ésima restrição de igualdade;

$g_k(\mathbf{x})$ é a k -ésima restrição de desigualdade;

j é o número de restrições de igualdade; e

k é o número de restrições de desigualdade.

Na Figura 66 é representado esquematicamente um caso com duas variáveis de projeto x_1 e x_2 onde o objetivo é a minimização da massa sujeito a cinco restrições de desigualdade. Quatro delas são limites nas próprias variáveis de projeto e uma delas é a restrição de tensão.

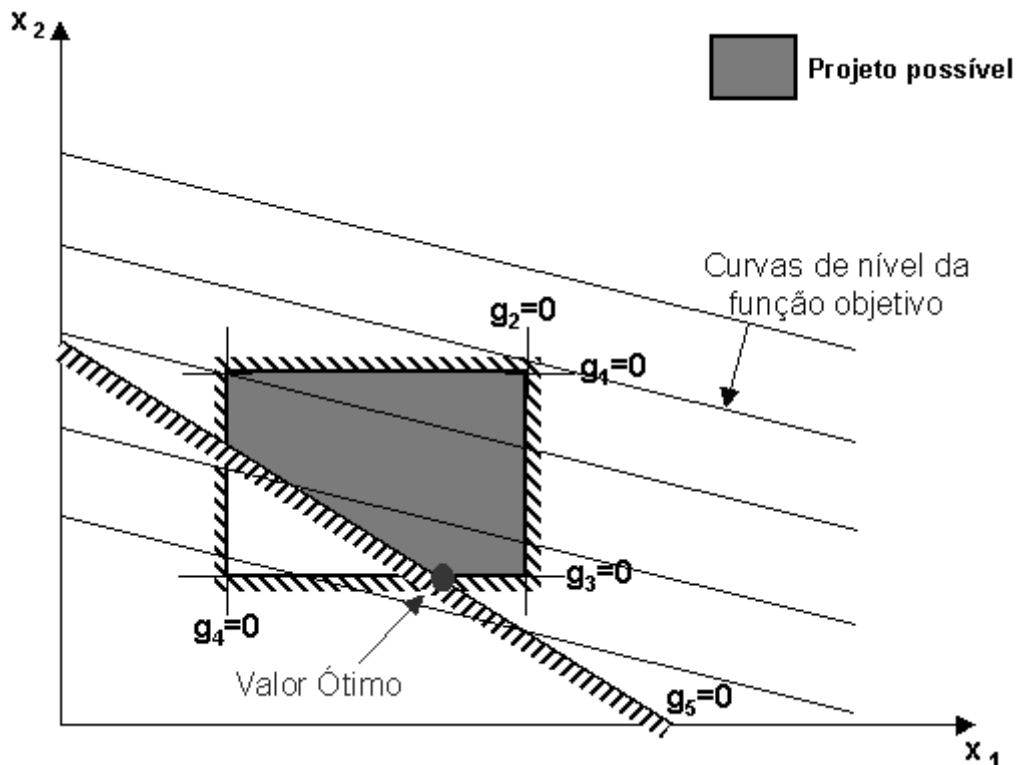


Figura 66 – Gráfico relacionando os parâmetros de otimização.

Assim, o projeto deve obedecer aos seguintes critérios:

- Satisfazer os limites sobre as variáveis de projeto. Na Figura 66 ele deve estar dentro da caixa. As áreas fora desta caixa violam estes limites.
- Satisfazer a restrição de tensão. Neste caso, não deve ultrapassar o limite de tensão preestabelecido. Na Figura 66 o resultado deve estar acima da linha que limita o valor de tensão. As linhas achuradas representam a curva de nível para a qual a restrição é nula.
- A função objetivo, neste caso a massa do componente, representada por curvas de nível paralelas, deve ser minimizada, sem violar os limites especificados para as variáveis de projeto ou a restrição quanto ao valor de tensão. Assim, o ótimo é atingido para o ponto pertencente a curva de menor nível que satisfaz todos os requisitos. A região mais escura do gráfico define os pontos de projeto viáveis, isto é, que satisfazem as restrições. Por isto esta região é chamada região viável ou de projeto.

O estudo da influência que cada parâmetro têm no projeto é chamado de análise de sensibilidade, que não é outra coisa que o cálculo dos gradientes das funções de desempenho. Matematicamente, a análise de sensibilidade corresponde a realizar os cálculos de:

$$\nabla f = \frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}} \quad (30)$$

$$\nabla \mathbf{g}_k = \frac{\partial \mathbf{g}_k}{\partial \mathbf{x}} \quad (31)$$

$$\nabla h_j = \frac{\partial h_j}{\partial \mathbf{x}} \quad (32)$$

A informação dos gradientes, ou da sensibilidade das funções de desempenho, em relação às variações das variáveis de projeto, são fundamentais nos algoritmos de otimização.

Quando se utiliza um método numérico para otimização, como é o caso neste trabalho, uma geometria inicial é selecionada como sendo uma estimativa inicial para o ponto ótimo. Desta forma esta é mudada iterativamente até satisfazer as condições de otimização estabelecidas. Em geral, os métodos numéricos para otimização podem ser representados através da seguinte seqüência (ARORA [15]):

$$\mathbf{x}_i^{(k+1)} = \mathbf{x}_i^{(k)} + \Delta \mathbf{x}_i^{(k)}; \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (33)$$

Na equação, k representa o número de iterações, i o número da variável de projeto, $\mathbf{x}_i^{(0)}$ é o valor inicial de projeto e $\Delta \mathbf{x}_i^{(k)}$ representa uma pequena mudança no projeto atual. A seqüência de projetos prossegue até as condições de otimização serem satisfeitas (convergência), ou um projeto aceitável ser obtido.

A variação $\Delta \mathbf{x}_i^{(k)}$ nas variáveis de projeto pode ser decomposta em duas partes:

$$\Delta \mathbf{x}_i^{(k)} = \alpha_k \mathbf{d}^{(k)} \quad (34)$$

onde $\mathbf{d}^{(k)}$ é uma *direção de procura desejável* para mudança no espaço de projeto e α_k é um escalar positivo chamado de *tamanho de passo* naquela direção (ARORA [15]).

O processo de otimização, mediante métodos numéricos, pode ser resumido em um algoritmo geral apresentado a seguir (ARORA [15]):

Passo 1. Estimar uma geometria inicial. Registrar o número da iteração $k=0$.

Passo 2. Computar uma direção de procura $d^{(k)}$ no espaço de projeto.

Passo 3. Verificar a convergência do algoritmo com algum critério. Se a convergência for alcançada, interrompe-se o processo iterativo. Do contrário, passa-se para o passo seguinte.

Passo 4. Calcular um valor positivo de tamanho de passo α_k .

Passo 5. Calcular a nova geometria como

$$x^{(k+1)} = x^{(k)} + \alpha_{(k)} d^{(k)}$$

Registrar $k=k+1$ e voltar para o passo 2.

O que diferencia um método de otimização de outro são as diferentes formas de se determinar a direção d e o tamanho de passo α .

O algoritmo de otimização implementado no I-DEAS é o método de Lagrangeano Aumentado. Baseado em conceitos de penalização, as restrições são incorporadas na função objetivo como termos penalizantes quando a restrição é violada. Desta forma o problema se transforma em um problema de mínimo sem restrições, resolvido com algoritmos adequados, como gradientes conjugados ou Quase Newton.

Em qualquer um destes casos é preciso o cálculo dos gradientes das funções objetivo e restrições. Para isto o código implementado no I-DEAS utiliza o método de diferenças finitas:

$$\boxed{(\nabla f(x))_i = \frac{f(x + \Delta x_i) - f(x)}{\Delta x_i}} \quad (35)$$

Isto implica um número elevado de análises só para o cálculo de gradientes.

Em tópico subsequente serão identificadas as *variáveis de projeto*, *funções de restrição* e *função objetivo* para o componente estrutural manga de eixo.

5.2 Otimização da Manga de Eixo

O tipo de otimização utilizado para o estudo sobre a manga de eixo é a otimização de forma, neste caso controlado por um conjunto de variáveis de projeto. Como visto a seguir.

5.2.1 Definição das variáveis de projeto

Para a identificação das variáveis de projeto se faz uso do conceito de *feature* discutido anteriormente. No caso da manga de eixo em estudo, optou-se pela *feature* de perfil apresentada na região funcional 1a. Sendo assim as variáveis de projeto são identificadas como sendo as variáveis geométricas da *feature*, conforme apresentado na Figura 67.

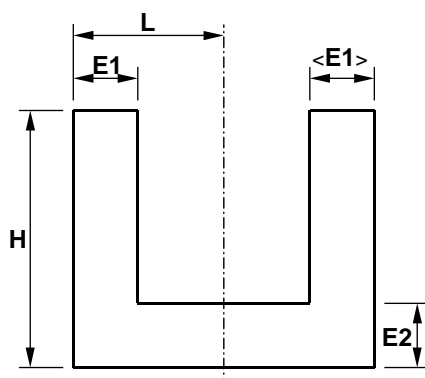


Figura 67 – Variáveis geométricas da *feature* na região 1.

Assim o vetor de projeto é $\mathbf{x} = (E1, E2, L, H)$ sendo que a Tabela 17 apresenta os valores iniciais das variáveis geométricas estudadas e seus limites superiores e inferiores.

Tabela 17. Valores de referência para as variáveis geométricas.

Parâmetro	limite inferior [mm]	valor inicial [mm]	limite superior [mm]
E1	5	10	20
E2	5	10	20
L	20	25	30
H	25	35	45

5.2.2 Função objetivo e restrições

Para o caso da manga de eixo, estabeleceu-se o problema de otimização como a seguir:

$$\begin{aligned} \min f(\mathbf{x}) \\ g(\mathbf{x}) = \sigma_{\text{eq}} - \sigma_{\text{Adm}} \leq 0 \end{aligned}$$

onde,

$\mathbf{x} = (E1, E2, L, H)$; é o vetor de variáveis de projeto.

$f(\mathbf{x}) = V \cdot \rho$, sendo V o volume total e ρ a densidade do material;

A restrição $g(\mathbf{x})$ é dada pela tensão equivalente, que deve ser menor ou igual a tensão admissível. Esta tensão é a tensão limite de escoamento associada a um fator de segurança.

Ou seja, o problema consiste em:

Encontrar os valores de $E1$, $E2$, L e H (\mathbf{X}) que minimize a massa ($f(\mathbf{X})$) da manga de eixo, sujeito a um valor de tensão igual ou inferior a tensão admissível do material ($g(\mathbf{X})$).

O fator de segurança que está embutido no conceito da tensão admissível é utilizado para garantir que os resultados estejam dentro do esperado, isto é, não ocorra falha no componente quando de sua utilização na vida real. O conceito de fator de segurança, segundo NORTON [22], está vinculado a uma medida de incerteza do projetista quanto ao modelo analítico, às teorias de falha e aos dados dos materiais utilizados. Quanto a escolha do fator de segurança alguns valores são recomendados por NORTON [22]. Estes levam em consideração o grau de conhecimento do projetista quanto a testes experimentais que comprovem a veracidade das propriedades dos materiais e do modelo analítico utilizado. Neste trabalho não foram utilizados testes experimentais para esta comprovação, porém tendo-se como hipótese condições semelhantes, foi arbitrado que o valor máximo de tensão admissível para o componente não deve ultrapassar 75% do limite de escoamento do material (280 MPa), ou seja, 210 MPa. Portanto o fator de segurança para a análise pode ser determinado como a seguir:

$$S_g = \frac{\sigma_E}{\sigma_{\text{adm}}} = \frac{280}{210} = 1,33$$

A utilização de um fator de segurança igual a **1,33** se encontra dentro do recomendado por NORTON [22] para as condições ideais de dimensionamento de um componente estrutural.

5.2.3 Modelo de otimização

O foco da otimização é sobre uma determinada região da manga de eixo, por isso foi elaborado um modelo de elementos finitos mais simples para a obtenção dos valores ótimos das variáveis de projeto determinadas. Após a utilização destes valores, volta-se a utilização do modelo de elementos finitos inicial e determina-se o estado de tensões no modelo inteiro da manga de eixo para as três situações de carregamento já comentadas: peso próprio, curva e frenagem.

Na caracterização de novas condições de contorno no modelo de elementos finitos para otimização, foram utilizados os obtidos sobre o modelo inicial. Determinaram-se as reações nas três direções sobre o ponto 1 apresentado na Tabela 8 e fez-se deste o ponto de aplicação do carregamento. Sendo assim tendo-se os valores de reações nas três direções do ponto 1 e restringindo os graus de liberdade em todas as direções no acoplamento do rolamento (região 4 da Figura 34) o estado de tensões na região crítica deve ser o mesmo. Na Figura 68 é ilustrado o modelo de otimização elaborado.

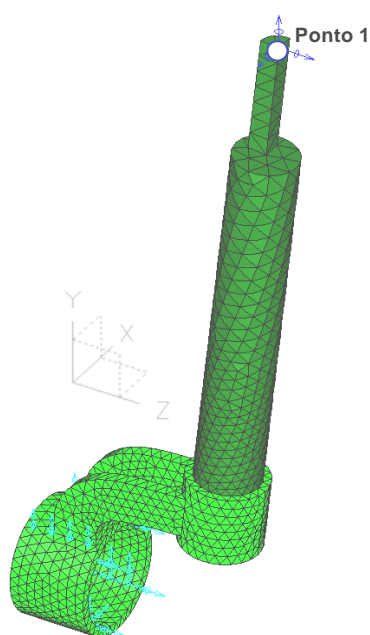


Figura 68 – Modelo de otimização da manga de eixo.

Os valores de força em cada direção do eixo de coordenadas no ponto 1, apresentado na Figura 68, são relacionados na Tabela 18 e caracterizam o carregamento de frenagem para a manga de eixo.

Tabela 18. Forças utilizadas para a condição de contorno na otimização.

Reações sobre o ponto 1	
Direção X	-1680 N
Direção Y	4578 N
Direção Z	469,2 N

Aplicadas as condições de contorno e caracterizado o problema de otimização estrutural, no tópico a seguir são apresentados os resultados encontrados no processo iterativo.

5.3 Resultados

Os valores de sensibilidade em função da massa e da tensão máxima, para cada variável de projeto, estão apresentados na Tabela 19.

Tabela 19. Sensibilidade com relação a massa

Variável de projeto	Sensibilidade – Tensão Máxima	Sensibilidade – Massa
E1	- 4,831397	1,4517653E-05
E2	- 5,489789	3,3711181E-05
L	- 9,737020	3,9453174E-05
H	- 4,761210	3,8756425E-05

Observando-se os resultados de sensibilidade obtidos, constata-se que a variável que tem maior influência no processo de otimização é a largura L. Este resultado está associado ao tipo de deformação apresentado para o carregamento de frenagem já discutido anteriormente, ou seja, a ação de uma flexão composta agindo sobre a região de otimização da manga de eixo. A resistência ao esforço nesta região aumenta principalmente com o aumento da largura do perfil U.

O valor de massa para o modelo de otimização aumentou até a iteração 5 e posteriormente começou a decrescer, porém o valor de massa final ficou acima do valor inicial. Isto ocorreu pois, apesar da função objetivo ser a minimização da massa, para que a restrição de tensão fosse atendida foi necessário adequar os valores das variáveis de projeto à região viável de otimização. Na Tabela 20 são apresentados os valores de massa, para o modelo de otimização, ao longo das iterações e no gráfico, apresentado na Figura 69, pode-se visualizar a evolução destes valores.

Tabela 20. Evolução da massa ao longo das iterações.

Iteração	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Massa [kg]	7,68	7,88	8,13	8,43	8,47	8,40	8,35	8,32	8,36	8,34	8,35

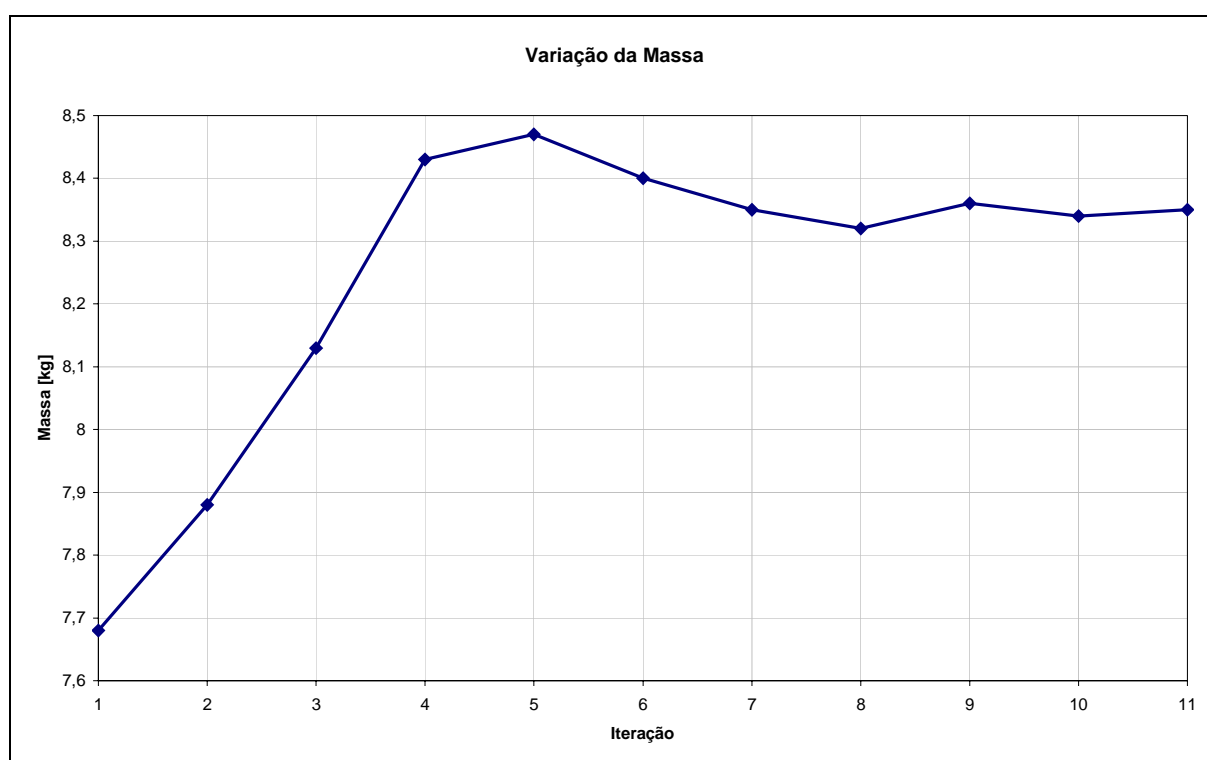


Figura 69 – Evolução da massa ao longo das iterações no processo de otimização.

Para as variáveis de projeto, com o intuito de trazer os seus valores para a região de projeto viável estes valores aumentaram com relação às estimativas iniciais. Na Tabela 21 os valores são listados e na Figura 70 tem-se a evolução gráfica dos mesmos.

Tabela 21. Evolução das variáveis de projeto ao longo das iterações.

Iteração	E1 [mm]	E2 [mm]	L [mm]	H [mm]
1	10,00	10,00	25,00	35,00
2	13,00	11,32	26,44	37,59
3	15,20	13,47	27,91	40,53
4	17,50	15,96	29,07	43,41
5	18,08	17,14	28,97	42,82
6	18,63	17,03	28,51	41,40
7	19,33	17,17	28,03	40,14
8	19,68	17,20	28,25	38,88
9	19,47	17,74	28,35	39,40
10	19,55	17,88	28,38	38,74
11	19,37	18,27	28,25	38,89

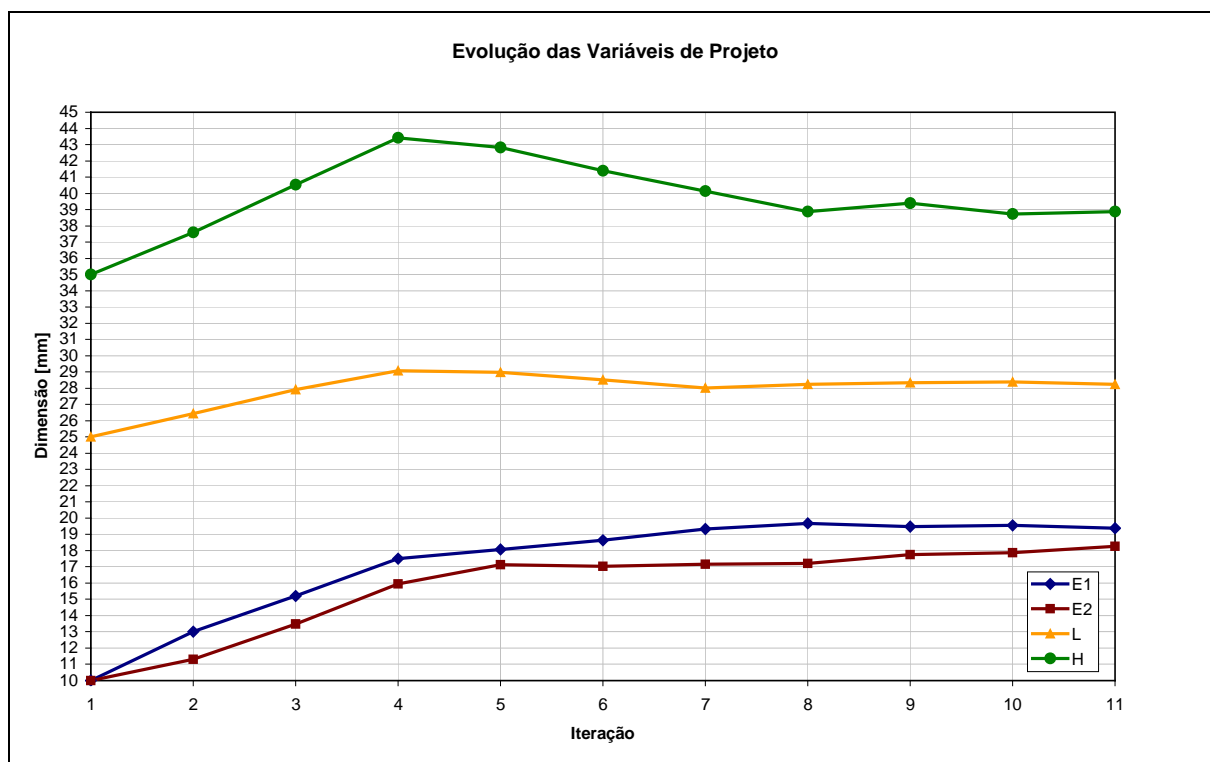


Figura 70 – Evolução da variáveis de projeto ao longo das iterações.

O processo convergiu para um valor de tensão limite de 210 MPa, como exposto anteriormente, e sua variação ao longo do processo iterativo é apresentado na Figura 71, gerada pelo software I-DEAS.

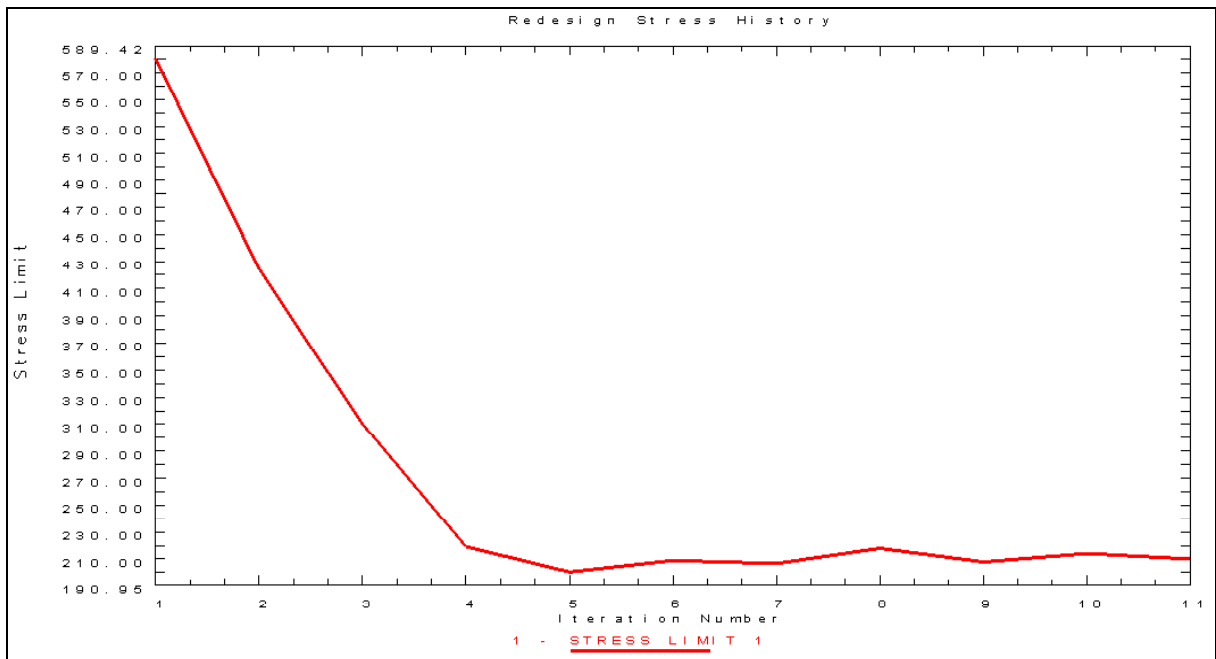


Figura 71 – Convergência do limite de tensão durante a otimização.

Na Figura 72 se pode observar uma comparação visual entre a geometria inicial e final no processo de otimização.

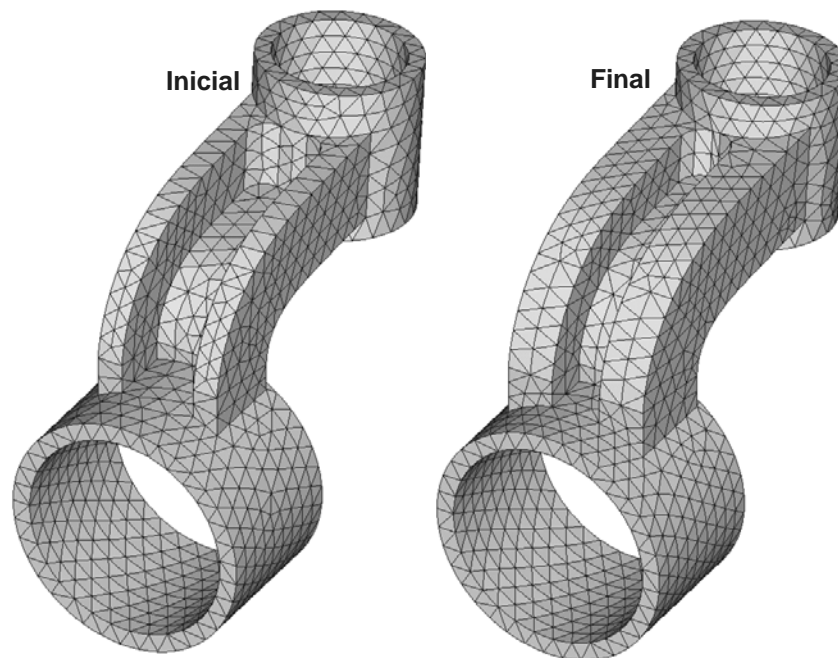


Figura 72 – Comparação visual entre a geometria inicial e final obtida no processo de otimização.

5.3.1 Modelo Otimizado X Modelo Original

A determinação das dimensões adequadas para o carregamento máximo aplicado sobre a manga de eixo fez com que os níveis de tensão ficassem abaixo do valor de tensão admissível de 210 MPa. No entanto, deseja-se verificar os novos valores de geometria, aplicados ao modelo original para os três tipos de carregamento após a otimização. Enquanto para o modelo utilizado no processo de otimização o valor de tensão estabelecido é de 210 MPa, na reconfiguração da geometria inteira da manga de eixo, para utilização do modelo de elementos finitos inicialmente pré-definido, verifica-se que o valor de tensão máximo encontrado para o carregamento de frenagem está em torno de 214 MPa. Isto significa um erro relativo entre os modelos de otimização e análise de 2 %, perfeitamente aceitável.

Para melhor caracterizar o modelo otimizado da manga de eixo, acrescentou-se a este raios de arredondamento, evitando com isso concentrações de tensão devido a geometria com cantos vivos. Na Figura 73 é apresentada a geometria final com os raios de arredondamento após o processo de otimização da manga de eixo por inteiro.

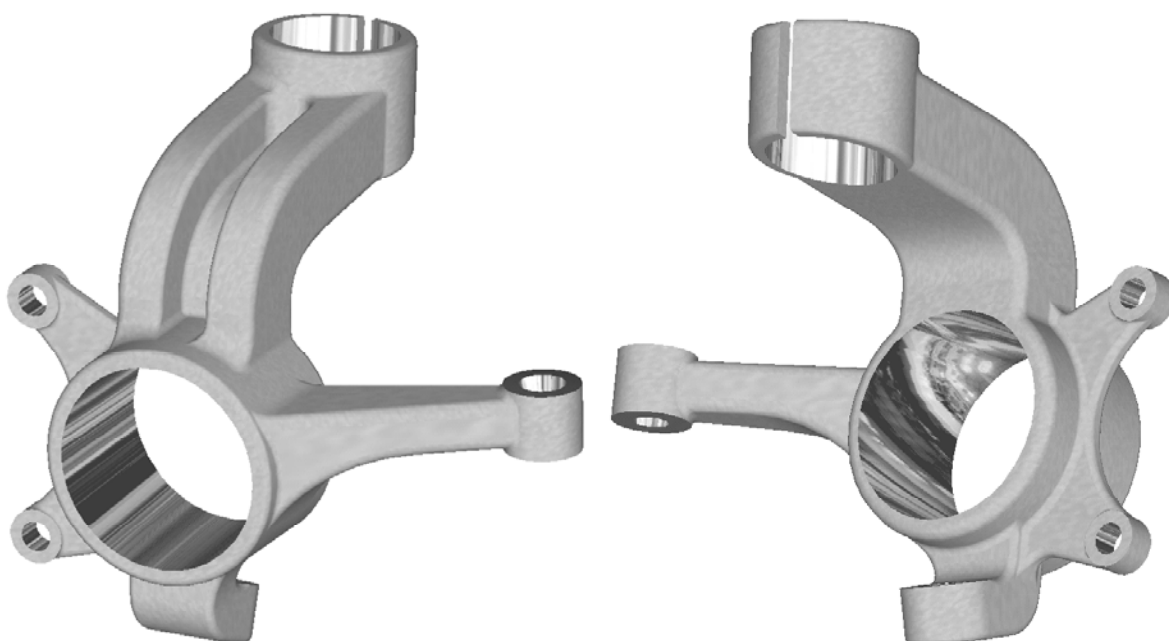


Figura 73 – Modelo final otimizado da manga de eixo.

Durante a fase de análise da geometria inicial determinou-se as regiões onde se localizam os maiores níveis de tensão. Nestas foram feitos refinamentos locais na malha de elementos finitos com o intuito de melhorar a precisão dos resultados. No modelo otimizado estes refinamentos seguiram o mesmo padrão e são mostrados na Figura 74 para as situações de carregamento de peso próprio, curva e frenagem. O número de elementos finitos tetraédricos de segunda ordem utilizados na malha é de 41024, o número de elementos rígidos é de 9 e o número de nós do modelo é de 67150. O tamanho máximo de elemento utilizado é de 6 mm, conforme utilizado no modelo original analisado no capítulo anterior.

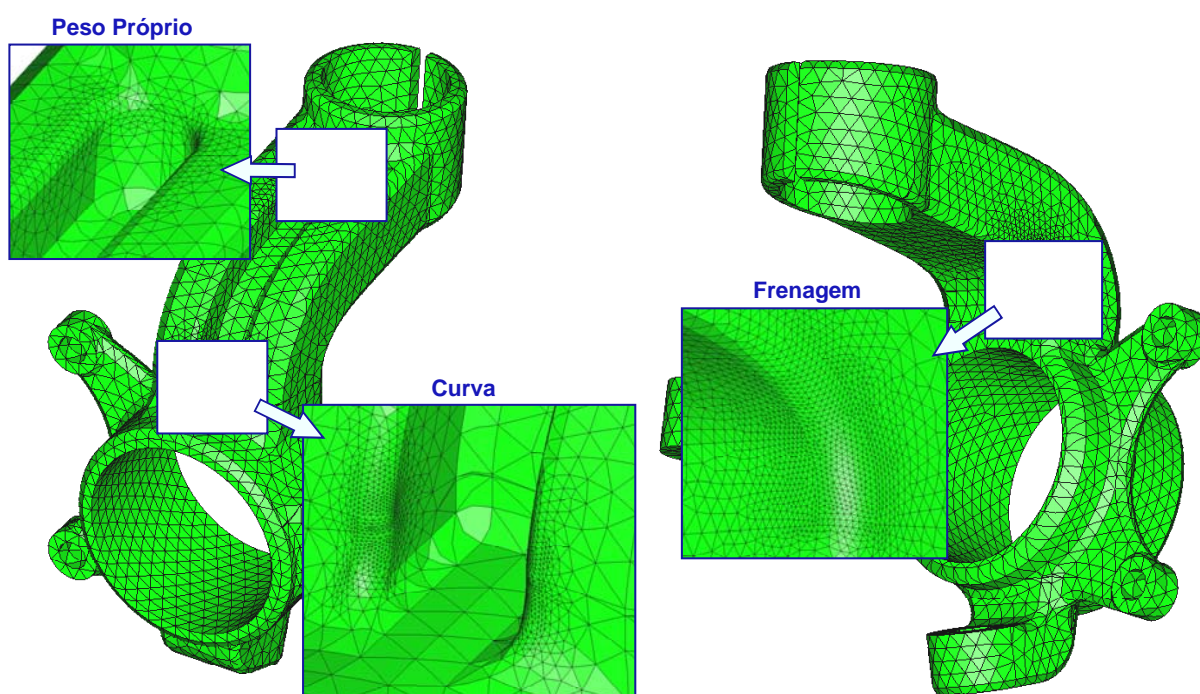


Figura 74 – Refinamentos locais sobre o modelo otimizado.

Os resultados de tensão encontrados para os três tipos de carregamento estudados são apresentados separadamente a seguir.

5.3.1.1 Peso Próprio

Para a situação de peso próprio é ilustrada na Figura 75 a região onde as tensões são máximas segundo o critério de Von Mises, correspondente a região 1 de análise anteriormente caracterizada. A representação da maior tensão de Von

Mises para o carregamento de peso próprio ocorre em um local onde as tensões são compressivas sendo apresentado os resultados de tensões na

Tabela 22.

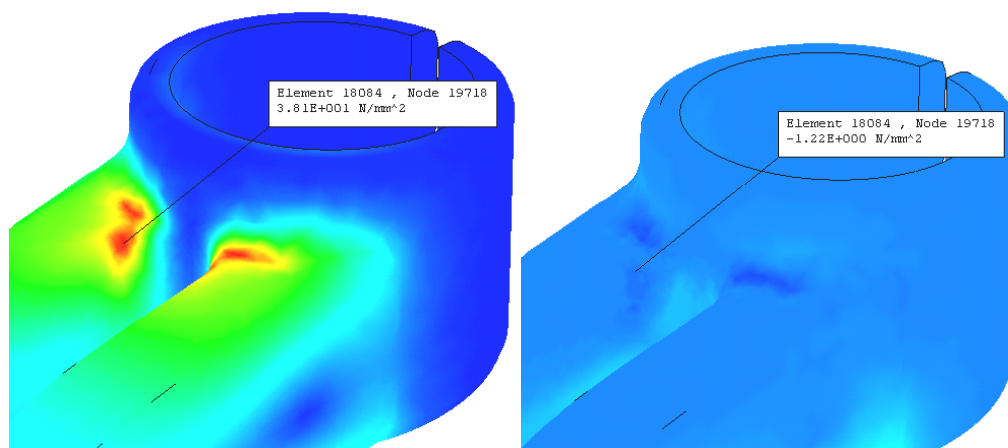


Figura 75 – Visualização do estado de tensões na região 1 para o carregamento de peso próprio após a otimização.

Tabela 22. Valores de tensão para região 1 – Peso Próprio/ Otimizado.

Valores de tensão para região 1 – Modelo Otimizado	
Von Mises	38,10 MPa
σ_1	- 1,22 MPa
σ_2	- 2,56 MPa
σ_3	- 40,00 MPa
<i>Tensões mínimas (temporais) para fadiga</i>	
Von Mises	0 MPa
σ_1	0 MPa

Diante destes resultados, o valor de tensão média é considerado nulo e o valor de tensão alternante na análise de fadiga é:

$$\sigma_a = \frac{38,10 - 0}{2} = 19,05 \text{ MPa}$$

Assim, utilizando-se o diagrama de Goodman-Modificado para a manga de eixo otimizada e submetida ao carregamento de peso próprio, apresentado na Figura 76, obtém-se que o fator de segurança quanto a fadiga é **7,25**.

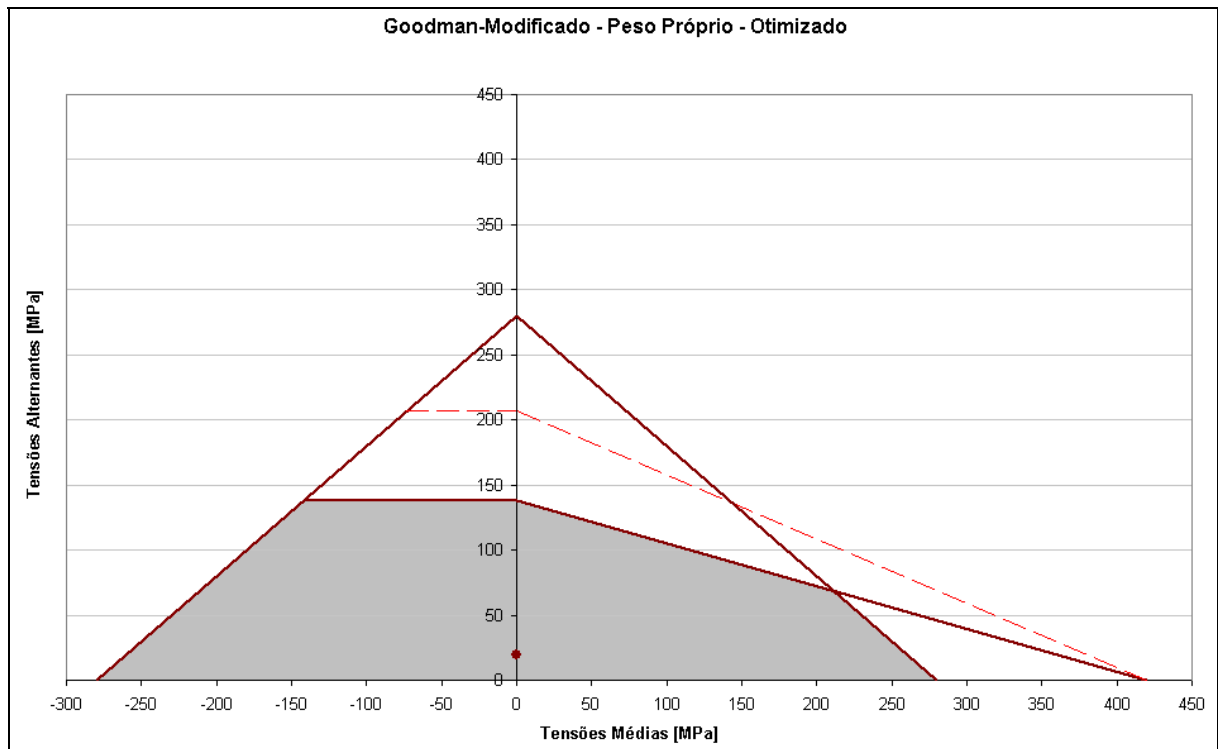


Figura 76 – Diagrama de Goodman-Modificado para a região 1 com carregamento de peso próprio após a otimização.

5.3.1.2 Curva

No carregamento de curva a manga de eixo otimizada apresenta os valores de tensão para a região 3 de análise listados na Tabela 23. O aspecto das tensões para esta região é mostrado na Figura 77. Enquanto que as tensão mínimas para a análise de fadiga são ilustradas na Figura 78.

Tabela 23. Valores de tensão para região 3 – Curva/ Otimizado.

Valores de tensão para região 3 – Modelo Otimizado	
Von Mises	92,30 MPa
σ_1	99,40 MPa
σ_2	11,80 MPa
σ_3	3,08 MPa
Tensões mínimas (temporais) para fadiga	
Von Mises	14,90 MPa
σ_1	-0,50 MPa

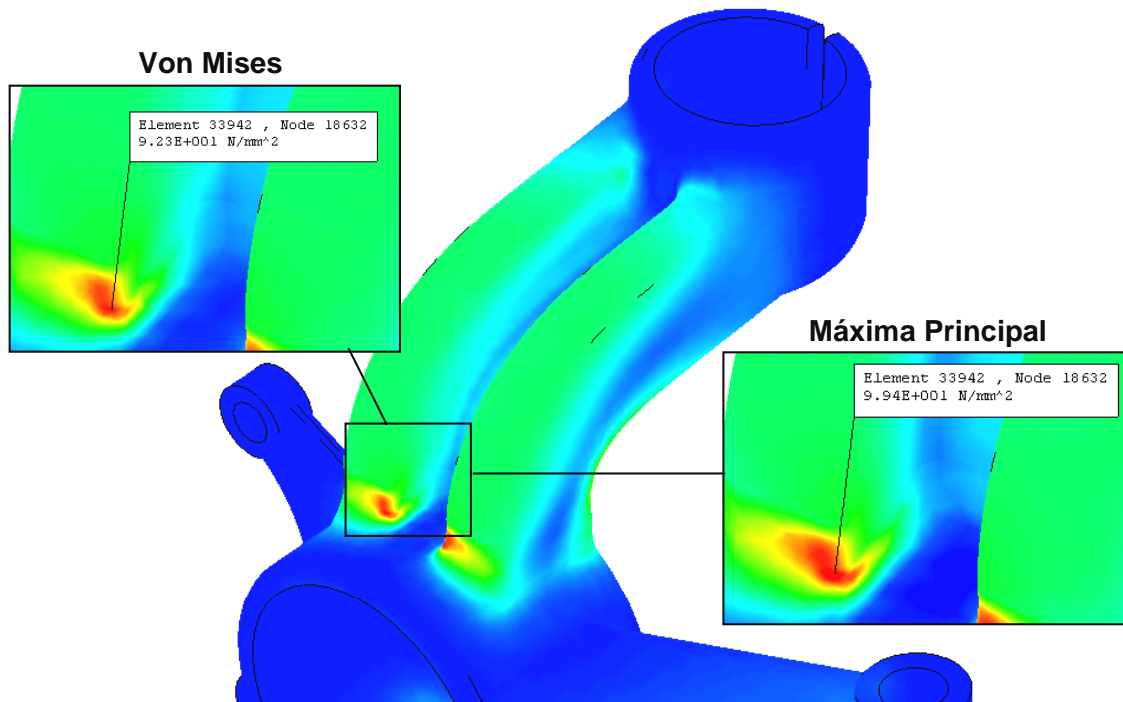


Figura 77 – Tensões para o carregamento de curva sobre o modelo otimizado.

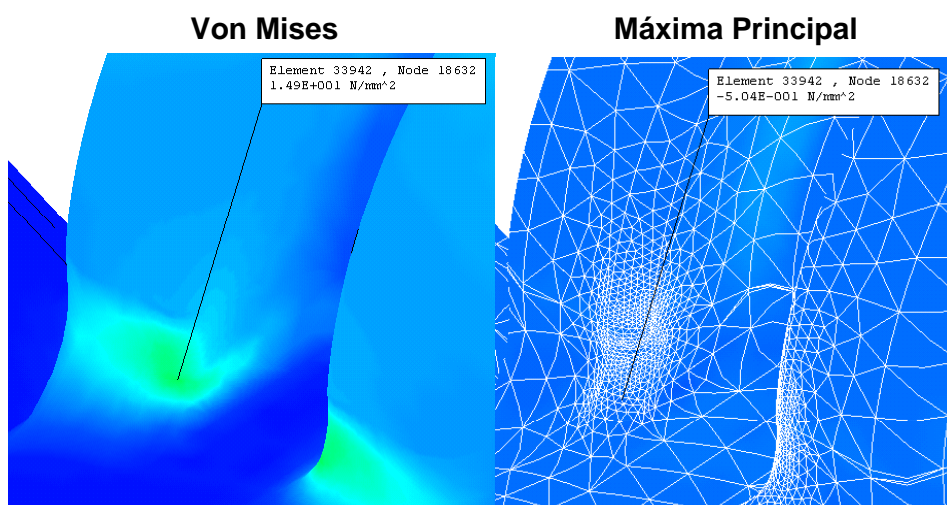


Figura 78 – Tensões mínimas na análise de fadiga sobre o modelo otimizado para o carregamento de curva.

Os valores de tensão média e tensão alternante nesta situação são encontrados como a seguir:

$$\sigma_m = \frac{99,4 + (-0,5)}{2} = 49,45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{92,3 - 14,9}{2} = 38,70 \text{ MPa}$$

Estes valores são plotados no diagrama de Goodman-Modificado, apresentados na Figura 79. O fator de segurança para vida infinita em fadiga é **2,98**.

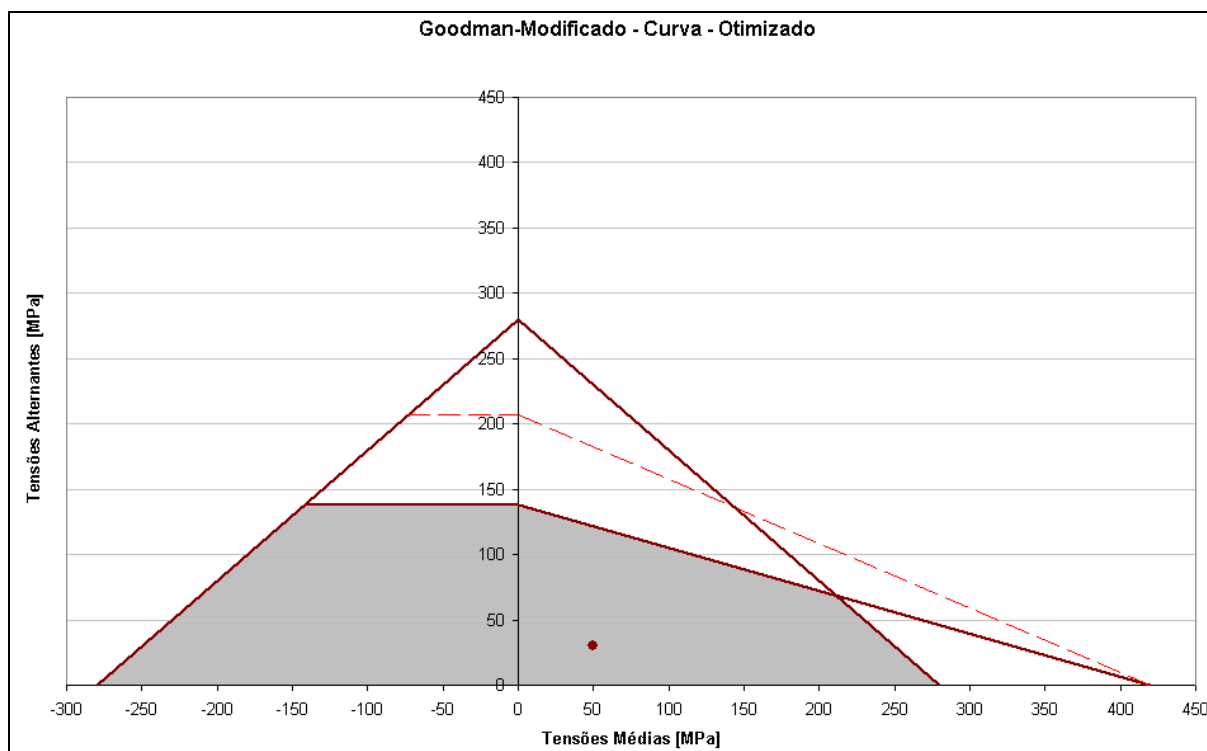


Figura 79 – Diagrama de Goodman modificado para o modelo otimizado sobre o carregamento de curva.

5.3.1.3 Frenagem

No carregamento de frenagem a manga de eixo otimizada apresenta os valores de tensão para a região 4 de análise listados na Tabela 24. O aspecto das tensões para esta região é mostrado na Figura 80. Enquanto que as tensão mínimas para a análise de fadiga são ilustradas na Figura 81.

Tabela 24. Valores de tensão para região 4 – Frenagem/ Otimizado.

Valores de tensão para região 4 – Modelo Otimizado	
Von Mises	208,00 MPa
σ_1	214,00 MPa
σ_2	12,50 MPa
σ_3	0,45 MPa
<i>Tensões mínimas (temporais) para fadiga</i>	
Von Mises	5,10 MPa
σ_1	5,19 MPa

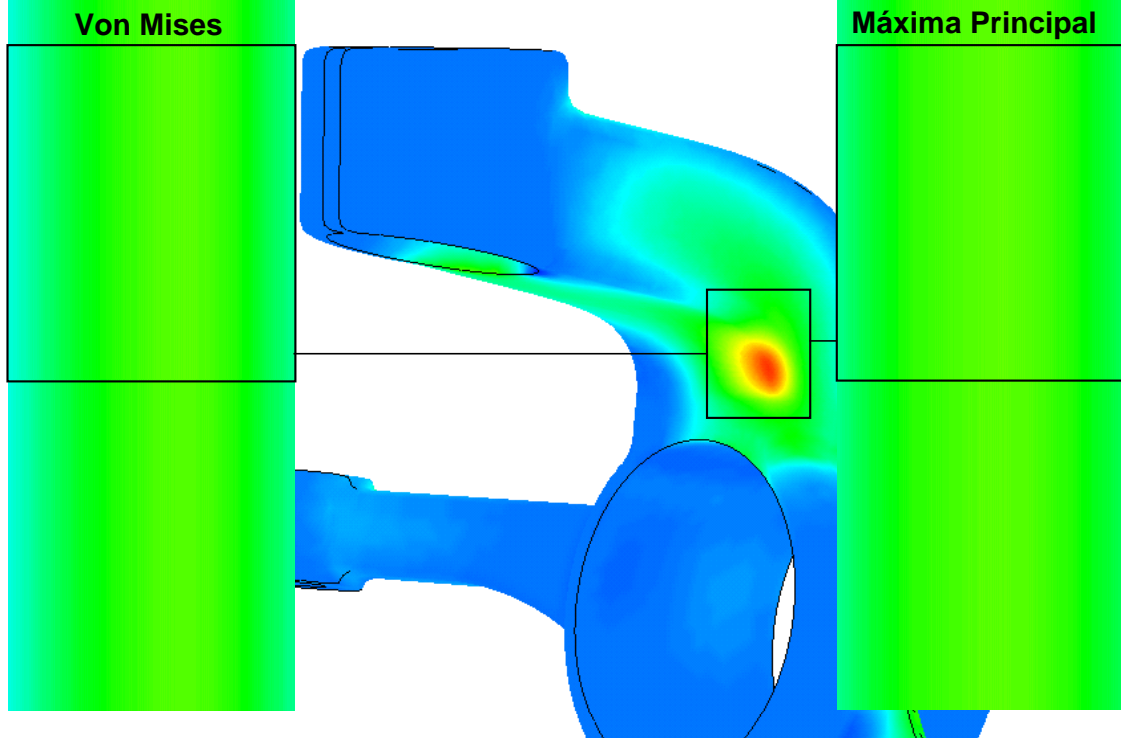


Figura 80 – Tensões para o carregamento de frenagem sobre o modelo otimizado.

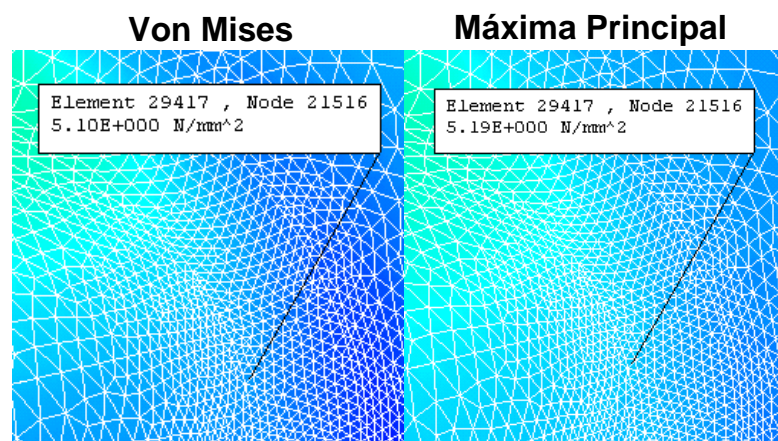


Figura 81 – Tensões mínimas para análise de fadiga sobre o modelo otimizado para o carregamento de frenagem.

Sendo esta a situação crítica de carregamento adotado para o processo de otimização, é observado que os valores máximos de tensão estão próximos ao limite de tensão admissível (210 MPa) adotado como restrição de projeto anteriormente.

Para a situação de frenagem sobre o modelo otimizado os valores de tensão média e alternante para análise de fadiga são encontrados como a seguir:

$$\sigma_m = 109,60 \text{ MPa e } \sigma_a = 101,45 \text{ MPa}$$

Utilizando-se o diagrama de Goodman-Modificado para a situação de frenagem (Figura 82), constata-se que para este carregamento os valores de tensão são plotados exatamente sobre a linha que limita a região de vida infinita para o componente. O fator de segurança para esta situação é de **1,00 (um)**, estando a manga de eixo dimensionada no limite extremo para este carregamento sem ocorrer falha devido a fadiga. Cabe salientar que se não fosse utilizado um fator de segurança na determinação da restrição de tensão, durante o processo de otimização, seguramente valores inferiores a 1,00 seriam encontrados, o que caracterizaria situação de vida finita, sendo necessário a determinação do número de ciclos até a quebra.

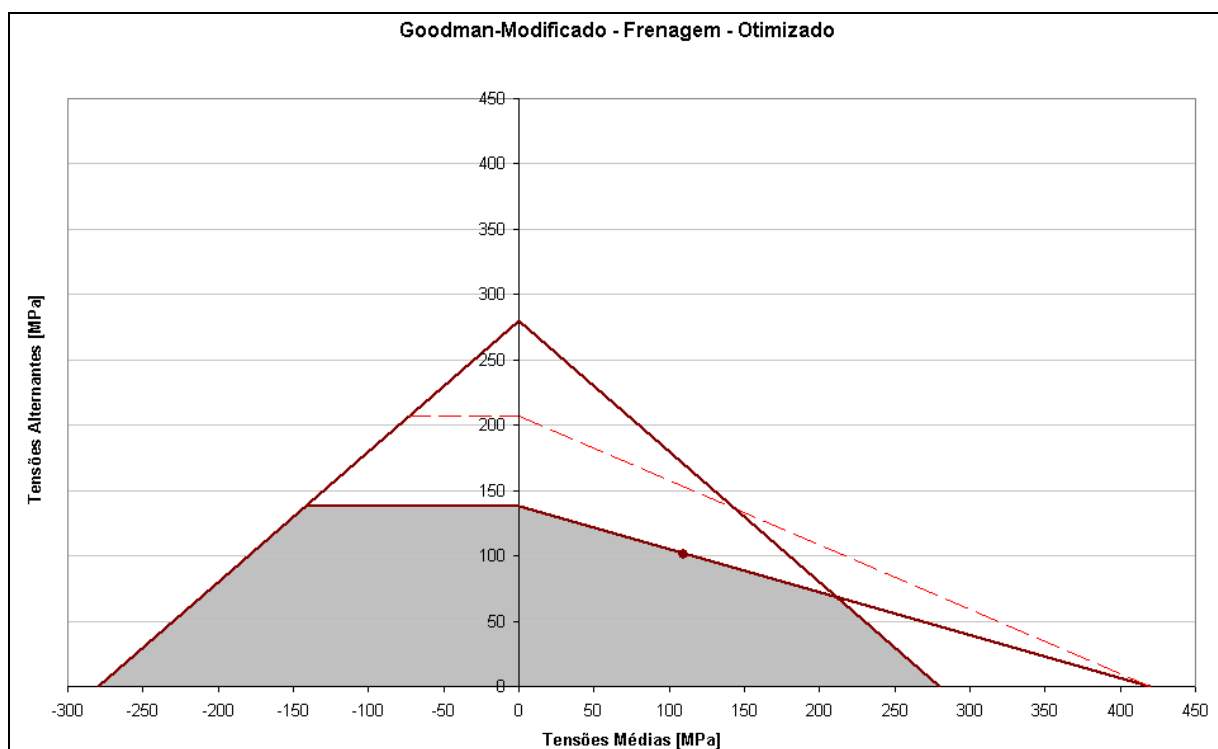


Figura 82 – Diagrama de Goodman Modificado para o modelo otimizado sobre o carregamento de frenagem.

6 Conclusão

As conclusões sobre o trabalho apresentado estão relacionados abaixo de acordo com o foco de avaliação:

Quanto a metodologia de análise:

- A discretização em etapas de análise contribuiu para a identificação sistemática do funcionamento do componente em estudo bem como de suas regiões funcionais;
- A divisão do componente em regiões funcionais auxiliou no desenvolvimento do processo de otimização de forma, visto que este processo leva em consideração as dimensões das variáveis de projeto;
- O uso do conceito de FMEA para a determinação dos modos de falha possíveis para o componente se mostrou uma ferramenta importante para a escolha dos critérios de falha para o componente.

Quanto ao modelo numérico de análise:

- O desenvolvimento de um modelo numérico genérico para a manga de eixo simplificou o processo, pois foram determinados apenas dois pontos de aplicação de força que podem ser utilizados para formar inúmeras situações de carregamento, mantendo-se as restrições fixas;
- O uso de elementos rígidos para a representação dos demais componentes ligados a manga de eixo teve importância na diminuição do custo computacional da análise numérica;
- Além disso, o modelo contribuiu para a determinação das condições de contorno a serem utilizadas no modelo numérico de otimização.

Quanto ao modelo numérico de otimização:

- Sua elaboração foi feita com o intuito de minimizar o custo computacional de otimização, através do uso de uma geometria mais simples;

- As tensões obtidas com o auxílio do modelo de otimização resultaram em um erro relativo de 2 % sobre o que foi encontrado no modelo principal de análise. Isto se verifica principalmente pela diferença na malha de elementos finitos entre ambos os modelos.

Quanto aos resultados:

- A geometria inicial se mostrou subdimensionada para a situação de carregamento de frenagem, tendo esta sido tomado como carregamento crítico no processo de otimização;
- Após a otimização, a manga de eixo ficou dimensionada com um fator de segurança relacionado a fadiga igual a 1,00 (um) para vida infinita. Esta situação ocorreu devido a determinação da restrição de tensão. Se fosse determinado um valor mais alto para esta restrição então se obteria resultados de tensão que conduziriam a uma situação de vida finita, sendo portanto, necessário determinar o número de ciclos para a falha.

6.1 Proposição para novos trabalhos

Para trabalhos futuros algumas sugestões são listadas abaixo:

- Desenvolver, de forma integrada, a otimização para todas as regiões funcionais do componente e comparar a influência dos resultados obtidos entre cada processo de otimização individualmente;
- Desenvolver um protótipo fabricável para auxiliar em uma análise experimental;
- Elaborar um procedimento experimental de análise, para ser realizado em laboratório, que comprove os resultados obtidos numericamente, contribuindo desta forma para a conclusão da última etapa proposta na análise e dimensionamento de um componente estrutural;
- Aprofundamento na elaboração de uma metodologia de projeto integrando o projeto de sistemas, juntamente com o projeto de componentes estruturais, levando-se em consideração questões relacionadas aos processos de fabricação.

7 Referência Bibliográfica

- [1] Maribondo, Juscelino de Farias. **Desenvolvimento de uma Metodologia de Projeto de Sistemas Modulares, Aplicada a Unidades de Processamento de Resíduos Sólidos Domiciliares**. Tese de Doutorado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC. agosto de 2000.
- [2] Gillespie, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. SAE – Society of Automotive Engineers (ISBN 1-56091-736-9). USA, 1992.
- [3] Reimpell, J.; Stoll, H. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. SAE– Society of Automotive Engineers (ISBN 1-56091-199-9). Great Britain, 1996.
- [4] Mendes, Paulo Alexandre de Barros; Barcellos, Clovis Sperb de; Greco Jr., Paulo Celso. **Otimização de Molas Helicoidais Curvas para Minimizar a Flexão em Suspensões MacPherson**. SAE – Society of Automotive Engineers, Inc. (000000000PE). 1999.
- [5] **Automotive Handbook**. Bosch. 4th Edition, October 1996.
- [6] Kopp, Reiner; Winning, Gisbert; Möller, Thorsten. **Thixoforging of Aluminium Alloys**. Institute for Metal Forming, RWTH-Aachen. 2000.
- [7] Fuganti, A.; Cupitò, G.; Centro Ricerche Fiat. **Thixofforming of Aluminium Alloy for Weight Saving of a Suspension Steering Knuckle**. Metallurgical Science and Technology. Vol. 18, 2000.
- [8] Matos, Frederico Freire de Carvalho. **Metodologia para Análise e Estruturação de Sistemas de Manutenção de Frota Automotiva**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, junho de 1999.

- [9] Ilzhöfer, Bernd; Müller, Ottmar; Häussler, Pascal; Emmrich, Dieter; Allinger, Peter. **Shape Optimization Based on Parameters from Lifetime Prediction.** Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe, FE-Design GmbH, Germany. NAFEMS Seminar: Fatigue Analysis, November 2000.
- [10] Gerken, David T.; Neal, Rick. Casting Technology Company, Delphi Chassis Systems. **Squeeze Cast (SCPM) Light Weight Aluminum Front Knuckle Case Study.** SAE – Society of Automotive Engineers: International Congress and Exposition, 1999-01-0344. March 1-4, 1999.
- [11] Krishna, Murali M. R.; Kroppe, William J.; Anderson, Scott V. **Flexibility Effects of Control Arms & Knuckle on Suspension – A Finite Element Vs. Rigid Body Comparative Analysis.** SAE – Society of Automotive Engineers: Truck and Bus Meeting and Exposition, 2000-10-3446. December 4-6, 2000.
- [12] Yuji Sakurada, Eduardo. **As Técnicas de Análise dos Modos de Falhas e seus Efeitos e Análise da Árvore de Falhas no Desenvolvimento e na Avaliação de Produtos.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC. abril de 2001.
- [13] da Rosa, Edson. **Fratura e Fadiga.** Apostila da disciplina de fratura e fadiga do curso de graduação em engenharia mecânica. EMC – UFSC, 1997.
- [14] Fonseca, Jun S. O. **Introdução à Otimização Estrutural Teoria, Métodos e Soluções.** Departamento de Engenharia Mecânica da UFRGS. janeiro de 2002.
- [15] Arora, Jasbir S. **Introduction to Optimum Design.** McGraw Hill, Inc. Printed in Singapore, 1989.
- [16] **Michaelis Moderno Dicionário da Língua Portuguesa.** Editora Melhoramentos, 2002.

- [17] **Dicionário Universal da Língua Portuguesa Online.** <http://www.priberam.pt/DLPO/>, 2002.
- [18] da Rosa, Edison; Forcellini, Fernando; Ogliari, André; Back, Nelson. **Novos enfoques para a concepção de produtos com o uso de sistemas CAE/CAD/CAM.** Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica – GRANTE/LP.
- [19] Nicolazzi, Lauro Cesar; da Rosa, Edison; Leal, Longuinho da Costa Machado. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas.** Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica – GRANTE, Florianópolis, agosto de 2001.
- [20] Adams, Vince; Askenazi, Abraham. **Building Better Products with Finite Element Analysis.** OnWord Press. First edition, USA, 1999.
- [21] Boresi, Arthur P.; Schmidt, Richard J.; Sidebottom, Omar M. **Advanced mechanics of Materials.** John Wiley & Sons, Inc. Fifth edition, USA, 1993.
- [22] Norton, Robert L. **Machine Design: An Integrated Approach.** Prentice-Hall Inc. Second edition, USA, 2000.
- [23] Juvinall, R. **Stress, Strain and Strength Consideration in Engineering.** McGraw Hill, New York, 1967.
- [24] Dawson, Dr. Steve; von Würtemberg, Dr. J. Marcks. **Experiências Práticas com Ferro Fundido de Grafita Compactada como Material para Componentes Automotivos.** SinterCast S.A. (D-023*A03-0.2/P). 02/ 1995.
- [25] Materias para Máquinas-Ferramentas. **Capítulo X – Ferros Fundidos: Tipos, Composições, Estruturas, Propriedades e Especificações.** Secretaria de Tecnologia Industrial (STI), Ministério da Indústria e do Comércio. Dezembro de 1973/ Maio de 1974.

- [26] Fuchs, H. O; Stephens, R. I. **Metal Fatigue in engineering**. John Wiley & Sons. USA, 1980.
- [27] **Online Help Bookshelf**. EDS/I-DEAS 9, 2002.
- [28] **FORGE3® hot forging of an automobile steering knuckle**. <http://www-cemef.cma.fr/ppt-tmp/Forging/>. September 2001.
- [29] Brzostek, Jeferson Alexandre. **Estudo E Maximização Da Tenacidade Em Ferros Nodulares Ferríticos Brutos De Fundição**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Ciência e Engenharia de Materiais da UFSC, dezembro de 2000.