



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

**Estudo de Viabilidade Ergonômica e Estrutural de  
Motocicleta com Chassi de Geometria Berço Simples**

**Autor: Pedro Henrique Aires Rocha  
Orientador: Dr. Rhander Viana**

**Brasília, DF  
2020**





**PEDRO HENRIQUE AIRES ROCHA**

**Estudo de Viabilidade Ergonômica e Estrutural de Motocicleta com Chassi de Geometria Berço Simples**

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

Orientador: Dr. Rhander Viana

**Brasília, DF  
2020**

### **CIP – Catalogação Internacional da Publicação\***

Rocha, Pedro Henrique Aires.

Estudo de Viabilidade Ergonômica e Estrutural de Motocicleta com Chassi de Geometria Berço Simples/ Pedro Henrique Aires Rocha. Brasília: UnB, 2020. 78 p.: il.; 29,5 cm.

Monografia (Engenharia Automotiva) – Universidade de Brasília Faculdade do Gama, Brasília, 2020. Orientação: Dr. Rhander Viana.

1. Motocicleta. 2. Ergonomia. 3. Estrutura. 4. Berço Simples I. Viana, Rhander. II. Estudo de Viabilidade Ergonômica e Estrutural de Motocicleta com Chassi de Geometria Berço Simples.

CDU Classificação

- A ficha catalográfica oficial deverá ser solicitada à Biblioteca pelo aluno após a apresentação.



**Estudo de Viabilidade Ergonômica e Estrutural de Motocicleta com Chassi de Geometria Berço Simples**

**Pedro Henrique Aires Rocha**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 07/12/2020 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

---

**Prof. Dr. Rhander Viana, UnB/ FGA**

Orientador

---

**Prof. MSc. Danilo dos Santos Oliveira, UnB/ FGA**

Membro Convidado

---

**Prof. João Carlos Wohlgemuth, UnB/ FGA**

Membro Convidado

Brasília, DF  
2020



A Deus e à minha família que são minha base.

## AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho primeiramente a Deus, por permitir a realização do meu sonho e sem ele eu nada seria. Aos meus familiares que desde sempre me apoiaram e apoiam pela busca dos meus objetivos, sobretudo meus pais que sempre estiveram ao meu lado em todos os momentos: Juraci e Lucimônia, agradeço por todo o apoio prestado desde o meu nascimento, passando pelo momento difícil de vestibulando e na fase final do curso, me dando forças para conciliar o estágio, a faculdade e outros projetos pessoais de vida. Agradeço ainda aos amigos Matheus, Heitor, Felipe, Yan, João, Leonardo, Pedro e Romenigue que buscaram me ajudar em momentos de dificuldade, que sorriram comigo nos momentos de vitória, e que hoje temos muitas histórias para lembrar e rir dos tempos de Baja.

Aproveitando, não poderia deixar de agradecer à Equipe UnBaja da qual fui membro por três anos e que me ajudou a ser um engenheiro de corpo e alma. Além disso, me permitiu o desenvolvimento pessoal de espírito de liderança durante o cargo de capitania geral no ano de 2018. À essa equipe, todo meu amor, carinho, gratidão e torcida para alcançar resultados cada vez melhores.

Aos futuros leitores deste trabalho, saibam que podem me procurar em qualquer momento que estarei à disposição para ajudar a equipe em que me formei. Minha mais sincera gratidão por todo o corpo docente do curso de Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, em especial ao meu orientador professor Dr. Rhander Viana, que esteve sempre ao meu lado na confecção deste trabalho me dando dicas e orientações para melhores caminhos seguir.

Agradeço também à Analiana Rodrigues, minha parceira e eterna companheira, que sempre me ajudou a levantar nos momentos de desânimo e dificuldades.



## RESUMO

A fabricação de motocicletas artesanais tem se espalhado por todo o mundo desde meados da Segunda Guerra Mundial. Em tal momento histórico, foi inserido no âmbito bélico o uso de tais veículos para fins de combate e transporte de tropa. Ao fim da Guerra, os militares retornaram aos seus países de origem com todo o conhecimento de mecânica, manutenção e montagem adquiridos no campo de batalha, pois eram eles os responsáveis por seus veículos. Com isso, surgiram novos estilos de fabricação artesanal de motocicletas inserindo os estilos *Bobber* e *Chopper* que utilizavam algumas peças de motocicletas fabricadas em larga escala e outras de autoria própria. Devido à busca por estilos de motocicletas mais simples de se fabricar, surgiu a geometria do tipo berço simples que será o ponto central de estudo deste trabalho com vistas aos seus parâmetros mecânicos e ergonômicos. Neste trabalho serão abordadas as análises computacionais do modelo proposto sob carregamento estático, dinâmico, modal bem como os níveis de conforto observados pelo condutor.

**Palavras-chave:** Motocicleta. Ergonomia. Estrutura. Berço Simples.

## **ABSTRACT**

The manufacture of handmade motorcycles has spread throughout the world since the middle of World War II. At such a historic moment, the use of such vehicles for combat and troop transport purposes was inserted in the military sphere. At the end of the war, the military returned to their countries of origin with all the knowledge of mechanics, maintenance and assembly acquired on the battlefield, as they were responsible for their vehicles. With that, new styles of handmade motorcycle manufacturing emerged, including the Bobber and Chopper styles that used some motorcycle parts manufactured on a large scale and others of their own design. Due to the search for motorcycle styles that are simpler to manufacture, simple cradle geometry emerged, which will be the central point of study of this work with a view to its mechanical and ergonomic parameters. In this work, computational analysis of the proposed model under static, dynamic, modal loading as well as the comfort levels observed by the driver will be addressed.

**Keywords:** Motorcycle. Ergonomics. Structure. Simple Crib

## SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>8</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>9</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>10</b>
<b>SUMÁRIO</b> .....	<b>11</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>12</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>14</b>
1.1 HISTÓRIA DA MOTOCICLETA ESTILO BOBBER .....	14
1.2. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO .....	15
1.3 OBJETIVO GERAL.....	15
1.3.1 <i>Objetivos Específicos</i> .....	16
1.4 ABORDAGEM METODOLÓGICA .....	16
1.5 DIVISÃO DO TRABALHO.....	17
<b>2. ERGONOMIA</b> .....	<b>18</b>
2.1 CONCEITO E EVOLUÇÃO DA ERGONOMIA NO MUNDO .....	18
2.2 ANTROPOMETRIA DO CORPO HUMANO.....	22
2.3 FATORES RELACIONADOS COM A ERGONOMIA E SENSAÇÃO DO CONFORTO .....	27
2.4 CONTROLES VEICULARES .....	29
<b>3. ANÁLISE ESTRUTURAL</b> .....	<b>31</b>
3.1 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF).....	31
3.1.1 <i>Análises em 2D</i> .....	31
3.1.3 <i>Análises em 3D</i> .....	36
3.1.4 <i>Equações de Compatibilidade</i> .....	38
3.1.5 <i>Elemento Tetraedro</i> .....	39
3.1.6 <i>Elemento Hexaedro</i> .....	43
3.2 ETAPAS DO MÉTODO EM AMBIENTE CAE.....	45
3.3 ESCOLHA DOS MATERIAIS .....	47
<b>4. PROJETO ESTRUTURAL DA MOTOCICLETA</b> .....	<b>50</b>
4.1 REQUISITOS DE DESIGN DO ESTILO BOBBER.....	50
4.2 DESIGN E DESENVOLVIMENTO DE QUADRO.....	51
4.3 ESFORÇOS ATUANTES NO QUADRO .....	54
<b>5. METODOLOGIA E RESULTADOS ALCANÇADOS</b> .....	<b>58</b>
5.1 ANÁLISE NUMÉRICA COMPUTACIONAL EM AMBIENTE CAE.....	58
5.1.1 <i>Definição e Ajuste de Malha</i> .....	58
5.1.2 <i>Análise Modal</i> .....	59
5.1.3 <i>Análise Estática</i> .....	60
5.1.4 <i>Análise de Fadiga</i> .....	64
5.2 ANÁLISE ERGONÔMICA.....	67
<b>6. CONCLUSÕES</b> .....	<b>72</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>74</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>76</b>
ANEXO A – CARACTERÍSTICAS DO MANEQUIM UTILIZADO NA ANÁLISE ERGONÔMICA.....	76
ANEXO B – DESENHOS TÉCNICOS .....	77

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Algumas principais variações antropométricas.....	23
Figura 2 – Principais medidas e ajustes para desenvolvimento de cockpits veiculares .....	24
Figura 3 – Principais ajustes de posicionamento para condução de veículos .....	24
Figura 4 – Os três principais biotipos do corpo humano.....	26
Figura 5 – Somatocarta utilizada para avaliação de biotipo predominante.....	27
Figura 6 - Treliça com dois graus de liberdade .....	32
Figura 7 – Equilíbrio no ponto C da estrutura apresentada na Figura 6.....	34
Figura 8 - Deslocamentos Generalizados .....	37
Figura 9 - Forças e Momentos Generalizados .....	37
Figura 10 - Graus de liberdade de uma viga finita com dois nós .....	38
Figura 11 - Elemento tetraédrico .....	40
Figura 12 - Elemento Hexaedro.....	44
Figura 13 – Gráfico de convergência de acordo com o número de nós. ....	47
Figura 14 – Diagrama <i>S-N</i> dos aços .....	49
Figura 15 - Mudanças realizadas em uma motocicleta comum (esquerda) para um estilo Bobber (direita).....	50
Figura 16 - Motocicleta Honda Shadow VT modificada para estilo Bobber .....	51
Figura 17 – Chassi tubular de uma motocicleta <i>Triumph</i> da década de 70.....	52
Figura 18 – Principais parâmetros de dimensionamento dinâmico para um veículo de duas rodas .....	54
Figura 19 – Diagrama demonstrativo do pneu atuando como uma mola.....	55
Figura 20 – Deformação causada em um pneu sujeito à aceleração (a) e frenagem (b) .....	56
Figura 21 – Quadro modelado por Doric e Ruzic (2005) no ambiente <i>MSC ADAMS</i> .....	56
Figura 22 – Referências de esforços para valores da Tabela 9.....	57
Figura 23 – Estrutura com malha definida em vista isométrica (a) e detalhada (b, c, d) .....	58
Figura 24 – Comportamento da estrutura em análise modal nos modos 1, 2, 4 e 5, respectivamente em (a), (b), (c) e (d) .....	60
Figura 25 – Condições de contorno para situação de impacto vertical com a roda dianteira a 100 km/h.....	61
Figura 26 – Deformação total equivalente para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h .....	61
Figura 27 – Tensão equivalente de von Mises para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h.....	62
Figura 28 – Detalhamento do esforço em região crítica no impacto vertical da roda dianteira .....	62
Figura 29 – Condições de contorno para situação de impacto vertical com a roda traseira a 100 km/h.....	63
Figura 30 - Deformação total equivalente para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h.	63
Figura 31 – Tensão equivalente de von Mises para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h.....	64
Figura 32 – Ciclos de vida simulada para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h.....	64
Figura 33 – Fator de Segurança para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h .....	65
Figura 34 – Sensibilidade à fadiga para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h.....	65
Figura 35 - Ciclos de vida simulada para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h.....	66
Figura 36 – Fator de Segurança para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h .....	66
Figura 37 – Sensibilidade à fadiga para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h.....	67
Figura 38 – Posicionamento do manequim nas vistas frontal (a), lateral (b), superior (c) e isométrica (d).....	68

Figura 39 – Análise RULA.....	68
Figura 40 - Mapa de dor conforme análise RULA.....	69
Figura 41 – Alcance das mãos direita (a) e esquerda (b).....	69
Figura 42 – Visão do piloto .....	70
Figura 43 – Cone e linha de visão do piloto em (a) 2D e (b) 3D .....	70
Figura 44 – Projeção de foco de visão piloto .....	71

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 História da motocicleta estilo Bobber

A história do estilo *Bobber* de motocicletas é diretamente ligada ao cenário da Segunda Guerra Mundial, também conhecido como “A era de ouro do capitalismo”. Neste período, o cenário americano era de crescimento econômico que fortalecia a indústria nacional e o desenvolvimento de novas tecnologias, juntamente com amplos investimentos. Dessa forma, as grandes indústrias do ramo automotivo como a General Motors, Ford e Chrysler expandiam seus centros fabris e inauguravam novas unidades para atender à alta demanda do aço e de outros metais. (HOBSBAWM e SANTARRITA, 1994)

O retorno dos soldados americanos trouxe consigo, não só o aumento da popularidade deste grupo, assim como o conhecimento adquirido de mecânica nos campos de batalha. Lá, os próprios militares eram responsáveis por realizar a montagem e manutenção das motocicletas do batalhão. Em casos de quebras, eles tinham que usar de sua criatividade e engenharia alternativa para realizar os devidos reparos. (LOWBROW CUSTOMS, 2015)

A tendência de modificação das motos tinha como objetivo o favorecimento de sua ciclística, redução de massa e, conseqüentemente, desempenho dinâmico (DRATE; SALAVETZ, 2006). Por mais que as modificações da motocicleta estão a cargo do proprietário, e dependem de seus gostos pessoais, este estilo apresenta características comuns entre si: ausência de paralamas dianteiro, banco único, ausência de peças cromadas e adereços desnecessários para o movimento da motocicleta (estilo minimalista), grande ângulo de cáster, rodas de diâmetros iguais, ausência de suspensão traseira (suspensão do tipo “rabo duro”), guidão baixo, e, não menos importante, o emprego de chassi de berço simples em seus primeiros modelos. (D'ORLEANS e LICHTER, 2014)

É válido lembrar que as características descritas no parágrafo anterior não são uma regra, mas uma tendência seguida pelo estilo. Atualmente, algumas montadoras oferecem modelos novos que relembram o design do estilo Bobber, como é o caso da *Harley-Davidson FXDR 114*, e a *Triumph Bonneville Bobber*. Para manter o design do estilo e incrementar o conforto, estes modelos utilizam de suspensão traseira com uma geometria oculta, de forma que de uma vista lateral aparenta não possuir um conjunto mola-amortecedor.

## **1.2. Justificativa do Trabalho**

As customizações de motocicletas estão cada vez mais presentes no território brasileiro, e estão deixando de ser projetos exclusivamente de grandes marcas e passando a serem projetadas e fabricadas em oficinas de customizações e em garagens. No entanto, muitos projetos como esses são fabricados sem nenhum tipo de análise ou conhecimento teórico da engenharia de motocicletas, o que expõe o condutor a sérios riscos de acidentes que podem ser fatais.

Por se tratar de um produto comercial, de um mercado altamente concorrido e, além disso, onde uma montadora apenas domina uma esmagadora parte do mercado, a fabricante Honda Motocicletas foi responsável por 82,2% da produção de todas as motocicletas no ano de 2017 - há uma ocultação de estudos técnicos, testes, desenvolvimento de novas tecnologias e justificativas de engenharia. (ABRACICLO, 2018)

Na maioria dos casos, as fabricantes apenas disponibilizam dados técnicos gerais e manuais de instrução e manutenção dos veículos. Realizando uma busca rápida de trabalhos acadêmicos de projetos de motocicletas na internet, é de imediata percepção que existe uma deficiência de estudos na área. Somado a isso, não existe nenhum curso superior de Engenharia Mecânica com ênfase em motocicletas no Brasil, e menos de meia dezena de equipes brasileiras de motovelocidade estudantil, das quais podemos destacar as equipes Motorius UFPB, Coyotes Moto Racing, e LabEM UFCG.

Observando o crescente número de motocicletas circulando em vias públicas sem os devidos estudos de engenharia que colocam a integridade física da população, a proteção extrema de dados por meio das montadoras e fabricantes, e a deficiência de trabalhos acadêmicos na área, foi visto a necessidade deste trabalho para contribuir teoricamente e tecnicamente no ramo.

## **1.3 Objetivo Geral**

O presente trabalho tem como objetivo geral projetar a estrutura de uma motocicleta Bobber de chassi berço simples observando as solicitações mecânicas atuantes e a adequação ergonômica ao piloto.

### 1.3.1 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

1. Modelar um chassi de uma motocicleta estilo *Bobber* com chassi de tipo berço simples utilizando o software *CATIA* versão V5R21, tendo em vista o posicionamento ergonômico do condutor bem como a possibilidade e baixo custo de fabricação.
2. Realizar a análise ergonômica com simulação computacional no ambiente específico para tal fim com auxílio do software *CATIA*, tomando como base os modelos adequados de manequim humano.
3. Realizar análise numérica utilizando o Método de Elementos Finitos com a finalidade de prever a deformação da estrutura quando solicitada mecanicamente bem como sua resposta quando excitada com vibrações, utilizando o software *Ansys Workbench* versão 18.1.
4. Além da análise do item 3, no mesmo software realizar análises modais e de fadiga estrutural.
5. Avaliar a segurança da utilização de chassi do tipo berço simples em motocicletas feitas artesanalmente.

### 1.4 Abordagem metodológica

Para o desenvolvimento deste trabalho, será feito uma modelagem 3D do chassi de uma motocicleta, assim como seus principais componentes de uma motocicleta *Bobber*, no software *CATIA V5R19* utilizando os ambientes *Part Design*, *Assembly Design* e *Drafting*. O primeiro tem como objetivo realizar modelagem de peças mecânicas de uma forma geral; o segundo faz uma montagem completa de um produto integrando suas partes; e o último permite a confecção de desenhos técnicos respeitando as normas vigentes da ABNT.

Ainda no mesmo software, será feita a adequação da ergonomia ao modelo, assim como sua análise qualitativa de níveis de fadiga corporal. Os resultados levantados apresentam um nível de dor variando de 1 a 10 - sendo 1 de menor intensidade e 10 de maior intensidade - e uma escala de cor partindo do verde (menor intensidade) ao vermelho (maior intensidade).

A simulação estrutural devido aos esforços solicitantes será feita numericamente utilizando o software *Ansys Workbench 19.3*, que utiliza como base o MEF (Método de Elementos Finitos) ou FEA (*Finite Element Analysis*), em inglês.



Para finalizar, serão feitos ajustes no modelo para atender uma melhor integração ergonômica corpo-máquina, assim como uma melhor distribuição de tensões estruturais no chassi.

### **1.5 Divisão do Trabalho**

O capítulo 2 deste trabalho fará uma revisão bibliográfica do assunto, abordando a antropometria do corpo humano e sua ergonomia aplicada a um veículo observando o posicionamento corporal.

O capítulo 3, por sua vez, levantará parte da bibliografia base para este trabalho, abordando conceitos importantes do Método dos Elementos Finitos e suas principais etapas quando aplicado a um software CAE em que são inseridos fatores de entrada para o correto cálculo e convergência do resultado. Ainda neste tópico será feito, baseado em uma matriz de decisão, a escolha do material empregado no chassi da motocicleta levando em consideração requisitos do produto e características dos materiais analisados.

No capítulo 4 será feito um levantamento dos requisitos necessários para o design da estrutura respeitando o estilo característico de um modelo *Bobber*, assim como a modelagem do quadro em ambiente CAD com o auxílio do software CATIA V5. A definição dos esforços atuantes na peça será retirada de bibliografia pertinente por fugir do escopo deste trabalho a estimativa destes dados.

O capítulo 5 deste trabalho ficará a cargo da metodologia do trabalho. Mais precisamente, será detalhada a simulação computacional em ambiente CAE com o emprego do software Ansys Workbench, realizando análises estáticas, modais e de fadiga. Ainda neste parágrafo serão apresentados os resultados alcançados nas simulações ergonômicas e estruturais.

Por fim, o capítulo 6 apresentará as conclusões obtidas decorrente deste trabalho.

## 2. ERGONOMIA

### 2.1 Conceito e evolução da ergonomia no mundo

A ergonomia é o estudo da adaptação do trabalho ao homem com uma ampla visão, abrangendo atividades de planejamento e projeto, que ocorrem antes do trabalho ser realizado, e aquelas de controle e avaliação que ocorrem durante e após o trabalho. Essas atividades são cruciais para que a realização do trabalho atinja resultados esperados e satisfatórios. Existem diversas definições de ergonomia, e todas elas procuram ressaltar o caráter interdisciplinar e o objeto de seu estudo, que é a interação entre homem e trabalho, no sistema homem-máquina-ambiente. (IIDA, 2005)

A proposta dessa ciência é aumentar a performance da relação humana no ambiente de trabalho em algumas das pontas do processo. Pode-se alterar fatores na entrada do processo alterando interfaces de interação, ou na saída do processo minimizando o impacto negativo sobre o operador. Os sistemas podem ser melhorados: (BRIDGER, 1995)

- Alterando as tarefas e suas características de forma que as tornem mais compatíveis com o corpo humano, respeitando a antropometria do público-alvo;
- Modificando o ambiente de trabalho de forma que torne as atividades a serem ali desenvolvidas mais confortáveis e seguras, observando os aspectos físicos, auditivos, visuais e dentre outros;
- Transformando a interface de acesso de forma que se torne mais compatível com a atividade e com o ser humano observado suas limitações;
- Tornando o equipamento ou máquina e seus acionamentos mais simples, resistentes e anti-erros utilizando a metodologia *Poka Yoke*;
- Convertendo a forma de trabalho para uma maneira mais humana, observadas as necessidades psicológicas e sociais do indivíduo.

O termo “ergonomia”, entretanto, originou-se das palavras gregas *Ergon* (trabalho) e *nomos* (regras) e alguns dos principais órgãos e cientistas da época definiram a ergonomia como:

- *Ergonomics Research Society* – Inglaterra, 1949: “É o estudo do relacionamento entre o homem e seu trabalho, equipamento e ambiente, e particularmente a aplicação dos conhecimentos de anatomia, fisiologia e psicologia na solução de problemas surgidos desse relacionamento”.

- *International Ergonomics Association* – 1961: “É uma disciplina científica que estuda interações dos homens com outros elementos do sistema, fazendo aplicações da teoria, princípios e métodos de projeto, com o objetivo de melhorar o bem-estar humano e o desempenho global do sistema”.
- Alain Wisner – 1972: “É o conjunto dos conhecimentos científicos relativos ao homem e necessários para a concepção de ferramentas, máquinas e dispositivos que possam ser utilizados com o máximo de conforto, de segurança e eficácia”.
- Lomov e Venda – 1983: “Qualquer que seja o nome utilizado, o que se pretende é o estudo dos diferentes aspectos laborais com o propósito de otimizá-los”

Os ergonomistas (profissionais da área da ergonomia), por sua vez, são responsáveis por realizar o planejamento, projeto e avaliação de tarefas, postos de trabalho, produtos, ambientes e sistemas de modo a torna-los compatíveis com as necessidades, habilidades e limitações dos usuários que terão interação direta. Os ergonomistas devem analisar o trabalho de forma global incluindo não somente os aspectos físicos dos seres, mas também os cognitivos, sociais e organizacionais. (IIDA, 2005)

A preocupação e o estudo da ergonomia tiveram início na década de 1950 e desde então vem passando por constantes evoluções. A ciência passou a ter visibilidade fora da ótica puramente teórica em meados da Segunda Guerra, onde o ambiente fabril estava a todo vapor, principalmente nos Estados Unidos, de modo a garantir infraestrutura e poder bélico para o país. Dado o cenário de oportunidade e necessidade para as empresas e para a nação, passaram a buscar por metodologias que pudessem aumentar produtividade nos ambientes fabris, de forma que trabalhadores pudessem alcançar melhores resultados em menor tempo e com o menor nível de fadiga. (HOBSBAWM e SANTARRITA, 1994) (WISNER, 2008). Desde então, o estudo deixou de ter uma visão totalmente voltada para operação de máquinas e está evoluindo para abranger problemas cada vez mais amplos e nos mais diversos ramos.

Hendrick (1991) dividiu a evolução da ergonomia em quatro definidas fases que. São elas:

- **Fase Um (1950-1960): Ergonomia física**

A fase um está relacionada ao período pré e pós Segunda Guerra Mundial, onde nasceu-se a ergonomia e os estudos correlatos. Neste momento, a preocupação era limitada à interação humano-máquina com o objetivo de elevar a carga de horária de trabalho dos operadores com estratégias para diminuir o nível de estresse. De forma geral, buscava-se aumentar a produtividade do operador modificando o design de monitores e botões, e dando maior atenção

aos níveis de temperatura, ruído e vibração das máquinas. Passou-se a perceber que a vibração das máquinas afetava a concentração dos operadores, e que poderiam causar sérios problemas em médio e curto prazo. Além disso, passou-se a observar que certas frequências poderiam ressonar com partes do corpo humano, e que o objetivo da ergonomia deveria distanciar a frequência de vibração dos equipamentos das frequências naturais do humano – que são, quase que em maioria, abaixo de 50Hz.

Entretanto, os especialistas ainda não participavam das decisões de projetos das máquinas, atuando apenas como um orientador e solucionador de problemas uma vez que já ocorrera. Assim, não havia uma preocupação com alteração de parâmetros para eliminar chances de falhas, mas sim com o aumento de produtividade e correções após falhas, acidentes, dentre outros graves problemas.

- **Fase 2 (1970): Ergonomia de sistemas físicos**

Nessa fase a ergonomia deixou de ser uma ciência para solução corretiva e passou a ser ator chave em projetos com foco em eliminação de chances de problemas. Neste momento, as empresas passavam a alocar ergonomistas em projetos de novas máquinas, dando-lhes voz ativa e passou-se a observar variáveis do meio ambiente (iluminação, temperatura, ruído) e entendê-las como grandes influenciadoras no sistema.

Logo, os especialistas se deparavam com novos problemas de alta complexidade e sentiam falta de embasamento teórico, e foi aí que começou a formulação de novas teorias e metodologias para solução de problemas. Para resolver problemas reais, muitos cálculos físicos e estatísticos deveriam ser estudados aliados com o conhecimento da medicina e da psicologia, uma vez que seres humanos poderiam ter diferentes respostas dada à uma mesma exposição. De acordo com o biotipo antropométrico, por exemplo, o corpo reage de diferentes maneiras quando é submetido a sobre-esforço físico, fadiga, calor e vibrações, eram essas respostas pouco previstas que os ergonomistas buscavam equacionar para conhecimento. Contudo, neste período, a ergonomia ainda era vista como um setor isolado e não como parte integradora do sistema como um todo.

- **Fase 3 (1980): Ergonomia cognitiva**

Neste período, a ciência passou a ser levada para áreas não-militares, uma vez que era utilizada em grande maioria em ambiente de fabricação de equipamentos bélicos. Os Estados Unidos,

por meio de seu departamento de defesa, passaram a incentivar pesquisas e utilizações em ambientes civis e em outros ambientes fabris, dos mais variados tipos. No Brasil iniciou-se discussões para criação de Norma Regulamentadora (NR) para o assunto, que só foi publicada em 08/06/1978 através da Portaria MTb nº. 3.214, e que depois sofreu modificações diversas vezes até a mais recente, a Portaria nº 876 de 24/10/2018 do Ministério do Trabalho, órgão do governo federal brasileiro. (Norma Regulamentadora 17 - Ergonomia, 2018)

Sendo uma arma muito forte na busca pela maior produtividade, tanto a iniciativa privada quanto o governo mobilizaram-se para expansão da ciência tomando como parte do processo de desenvolvimento de um produto, tendo voz forte e ativa nas decisões de projeto. Logo, os postos de trabalhos foram totalmente modificados e exigiu um árduo trabalho de atualização de teorias ergonômicas. A percepção do ser humano diante de informações dispostas em monitores e a tomada de decisão passaram a ser novos eixos de estudos para adaptação do homem à máquina.

Dessa forma, a ergonomia passou a se ocupar de aspectos cognitivos (percepção, processamento de informações, tomada de decisões) devido à informatização de todas as áreas. Foram introduzidos novos postos de trabalhos informatizados e programáveis, e trouxe consigo novos desafios para o setor. Com a introdução de sistemas computadorizados, a eficiência do trabalho aumentou substancialmente com o aumento de produtividade, maior assertividade, e menor tempo e custo de processamento para o empresário.

- **Fase 4 (1990): Ergonomia organizacional ou macro ergonomia**

Nesta fase, a ergonomia passa a figurar como uma das unidades principais de um sistema e ampliou-se para muitos setores (do administrativo à produção). A contribuição da ergonomia passou a ser vinculada a outros setores de forma integrada e permanente, deixando de ser unicamente uma ergonomia de correção e passando a ser também uma ergonomia de concepção e conscientização. (ABRAHÃO, SZNELWAR, *et al.*, 2009)

As aplicações nessa fase foram expandidas para os mais variados setores, tomando como exemplo os setores:

- Agrícola e Mineração – design de maquinário, aplicação de defensivos agrícolas, e equipamentos de mineração;

- Serviços – adaptação de novos turnos de trabalho, desenvolvimentos de produtos para atendimento de novas tecnologias, reorganização de espaços bancários, escolares e de abastecimento veicular;
- Cotidiano – melhoria e melhor adaptação de meios de transportes, testes e homologações de novos produtos, adaptação de espaços e soluções para pessoas como limitações físicas, dentre outras.

De modo geral, a ergonomia vem expandido e adaptando-se de acordo com a evolução da sociedade e das necessidades dos seres humanos no meio social. (HENDRICK e KLEINER, 2000)

## **2.2 Antropometria do corpo humano**

O estudo da antropometria do corpo humano é fundamental quando se trata de adaptação ergonômica. Faz-se necessário entender o público alvo de atendimento do produto ou serviço em desenvolvimento para que as medidas antropométricas estejam de acordo com o biotipo médio. Tomando como exemplo, cadeiras de escritórios são projetadas de forma que atendam um público alvo, e podem possuir diversas regulagens de modo a ajustar finamente à necessidade e condição do usuário. De modo geral, é preciso entender as diferenças raciais, étnicas e de gêneros para cada aplicação. (DULL e WEERDMEESTER, 1991)

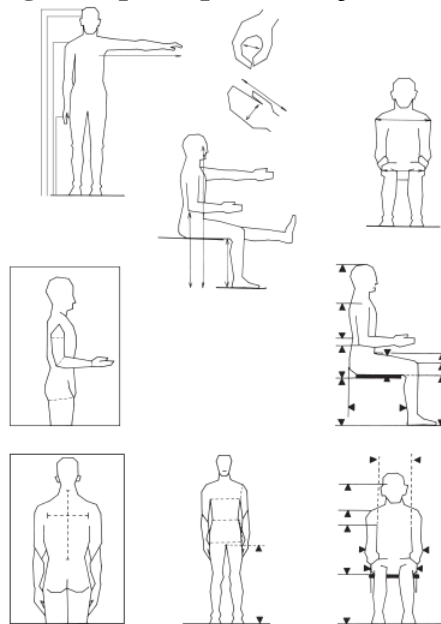
As diferenças dos corpos masculinos e femininos já se tornam presentes desde o nascimento, os meninos são em média 60 milímetros mais compridos e 200 gramas mais pesados. Apesar da diferença de tamanho logo no início da vida, o crescimento de ambos sexos tem taxas semelhantes até o fim da infância, em torno dos nove anos. Já na fase adulta, os homens apresentam maior porte físico dos membros superiores, envolvendo tórax, ombros e clavículas. De uma forma geral, a diferença de estatura entre homens e mulheres variam de seis a onze por cento. (IIDA, 2005)

Há uma diferença significativa da proporção músculos/gordura entre homens e mulheres. Os homens têm proporcionalmente mais músculos que gordura enquanto que as mulheres têm uma maior quantidade de gordura subcutânea, que é responsável pelas formas arredondadas. Assim, há uma mudança das proporções corporais quando um ser aumenta ou diminui acúmulo de gordura e massa, o que afeta diretamente toda a indústria têxtil e de vestiário. Com base na média antropométrica das pessoas de uma determinada região e grupo social, os fabricantes

deste setor fazem modificações em seus produtos de forma a atender uma maior porção de possíveis clientes. (IIDA, 2005)

Os dados antropométricos são coletados de forma estatística para que seja possível ter dados próximos da realidade de um determinado grupo social, sendo as dimensões coletadas as mais diversas para melhor mapeamento do grupo e adequação de produtos. As medidas são levantadas a partir de um referencial, seja ele fixo no espaço ou relativo à alguma parte do corpo humano. Para os casos de medida relativa, é comum utilizar como referencial o centro de gravidade do corpo humano, que está localizado próximo no cóccix entre os pontos de articulação dos fêmures. As variações de medidas antropométricas, como dito acima, são essenciais para desenvolvimento de muitos produtos. A Figura 1 abaixo ilustra as principais medidas antropométricas coletadas de um ser humano, que já dizem muito a respeito das variações de medidas corporais de um grupo. (BRIDGER, 1995)

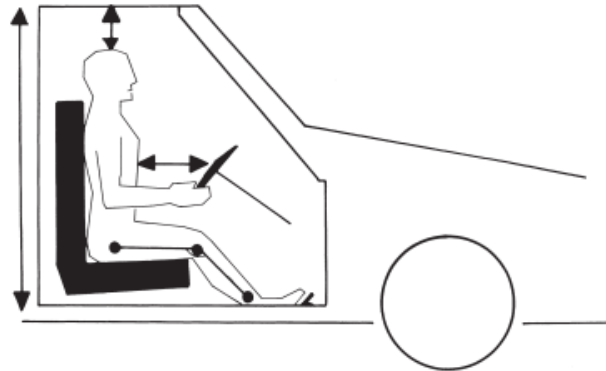
**Figura 1 – Algumas principais variações antropométricas**



Fonte: (BRIDGER, 1995)

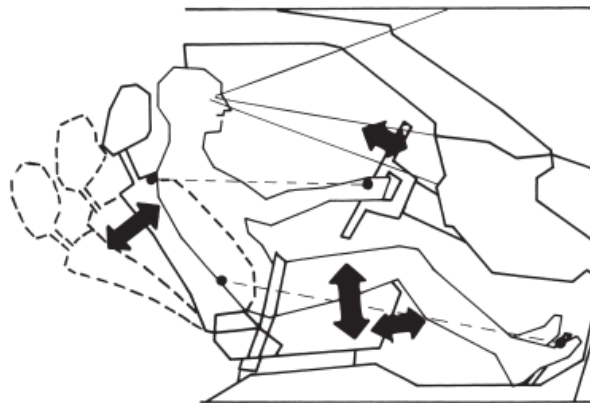
A Figura 2 abaixo mostra algumas principais medidas antropométricas muito importantes para o desenvolvimento de cockpits de veículos, assim como a Figura 3 ilustra os possíveis ajustes no assento que influenciam diretamente na posição de pilotagem.

**Figura 2 – Principais medidas e ajustes para desenvolvimento de cockpits veiculares**



Fonte: (BRIDGER, 1995)

**Figura 3 – Principais ajustes de posicionamento para condução de veículos**



Fonte: (BRIDGER, 1995)

A Tabela 1 e a Tabela 2 abaixo demonstram algumas principais medidas antropométricas de seres de diferentes nacionalidades e sexo. Esse tipo de informação é importante para desenvolvimento de produtos, uma vez que é uma boa prática alterar medidas de acordo com o mercado e público para melhor atendimento ao grupo. Como exemplo, a altura poplítea em posição sentada – altura do solo à parte anterior da coxa, e a altura de descanso do cotovelo medido a partir do plano anterior da coxa em posição sentada são extremamente importantes para o desenvolvimento de cadeiras.



**Tabela 1 - Principais medidas antropométricas de estadunidenses, norte-europeus, brasileiros e japoneses do sexo masculino (mm)**

Sexo	Masculino							
Nacionalidade	Estadunidense		Norte-Europeu		Brasileiro		Japonês	
Percentil	5%	95%	5%	95%	5%	95%	5%	95%
<b>Estatura</b>	1640	1850	1645	1855	1595	1810	1560	1750
<b>Altura dos olhos (em pé)</b>	1595	1825	1540	1740	1490	1700	1540	1740
<b>Altura do cotovelo (em pé)</b>	1020	1190	1030	1180	965	1120	965	1105
<b>Altura sentado</b>	855	975	865	970	825	940	850	950
<b>Altura dos olhos (sentado)</b>	740	860	760	845	720	830	735	835
<b>Largura do quadril</b>	310	410	320	395	306	345	280	330
<b>Altura poplíteia (sentado)</b>	395	495	390	460	390	465	360	440
<b>Altura de descanso do cotovelo</b>	195	295	195	270	185	275	220	300

Fonte: Adaptado de (BRIDGER, 1995)

**Tabela 2 - Principais medidas antropométricas de estadunidenses, norte-europeus e japoneses do sexo feminino (mm)**

Sexo	Feminino					
Nacionalidade	Estadunidense		Europeu		Japonês	
Percentil	5%	95%	5%	95%	5%	95%
<b>Estatura</b>	1520	1730	1510	1720	1450	1610
<b>Altura dos olhos (em pé)</b>	1420	1630	1410	1610	1350	1500
<b>Altura do cotovelo (em pé)</b>	945	1095	910	1050	895	1015
<b>Altura sentado</b>	800	920	795	895	800	890
<b>Altura dos olhos (sentado)</b>	690	810	695	685	690	780
<b>Largura do quadril</b>	310	440	320	440	270	340
<b>Altura poplíteia (sentado)</b>	360	450	370	425	325	395
<b>Altura de descanso do cotovelo</b>	185	285	165	245	215	285

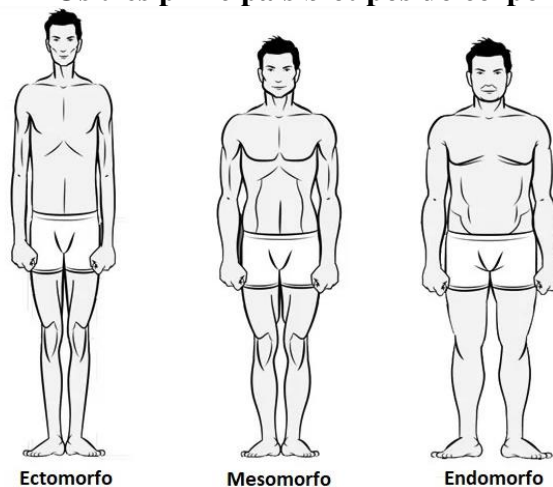
Fonte: Adaptado de (BRIDGER, 1995)

Uma das demonstrações mais interessantes das diferenças interindividuais, dentro da mesma população, foi apresentado por William Sheldon (1940) que realizou um minucioso estudo de uma população de 4000 estudantes norte-americanos. Esse estudo ficou conhecido como ‘somatótipo’, e se trata de uma técnica de classificação corporal. Além de fazer levantamentos antropométricos dessa população, fotografou todos os indivíduos de frente, perfil e costas. A análise dessas fotografias, combinada com os estudos antropométricos, levou Sheldon a definir

três tipos físicos básicos, representados na Figura 4, cada um com certas características dominantes: (SHELDON, TUCKER e STEVEN, 1940)

- **Ectomorfia:** Trata-se de um somatótipo com características de músculos e membros finos e longos, além de um baixo acúmulo de gordura corporal. Esse aspecto, segundo Sheldon, está ligado à linearidade; logo, quanto mais finos e compridos os membros de uma pessoa, maior sua característica ectomorfa na somatocarta.
- **Mesomorfia:** Tipo com característica mais musculosa e também com baixo acúmulo de gorduras, além de grande estrutura óssea. Possui facilidade para crescimento de músculos e queima de gordura.
- **Endomorfia:** Tipo físico de formas arredondadas e macias, com grandes depósitos de gordura devido metabolismo lento. Possui maior dificuldade para queima de gordura e desenvolvimento de músculos, assim como costuma apresentar menor estatura dos três biotipos.

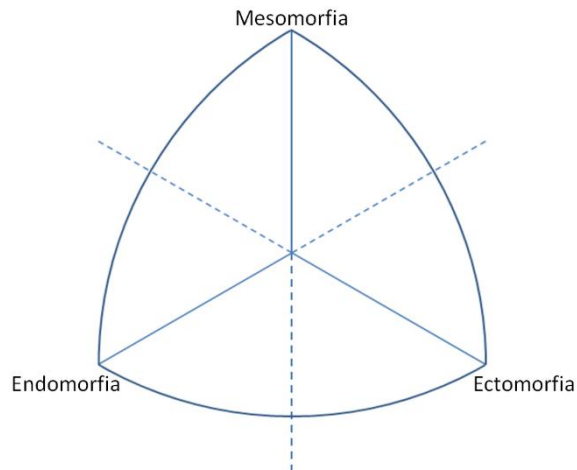
**Figura 4 – Os três principais biotipos do corpo humano**



Fonte: (IIDA, 2005)

Para avaliação de um biotipo físico, seguindo o método de Sheldon, o avaliador deve realizar fotografias de frente, lateral e costas do indivíduo e comparar com modelos preestabelecidos, preenchendo a somatocarta, conforme Figura 5 abaixo, para validação de qual biotipo se enquadra.

**Figura 5 – Somatocarta utilizada para avaliação de biotipo predominante**



Fonte: Adaptado de (SHELDON, TUCKER e STEVEN, 1940)

Dentro de uma mesma população de adultos, as diferenças de estaturas entre os homens mais altos (97,5% da população) e as mulheres mais baixas (2,5% da população) oscilam, respectivamente, entre 188,0 e 149,1 cm, ou seja, estatisticamente, o homem mais alto é 25% mais alto que a mulher mais baixa. Os comprimentos dos braços são de, respectivamente, 78,2 cm e 62,7 cm, com a mesma diferença percentual de 25%. Evidentemente, isso não representa diferença entre o homem mais alto, individualmente e da mulher mais baixa, mesmo porque essas pessoas extremas seriam excluídas, estatisticamente, dentro da margem de 2,5%, que foi considerada. (IIDA, 2005)

### **2.3 Fatores relacionados com a ergonomia e sensação do conforto**

A preocupação com a ergonomia em veículos passou a ser um ponto relevância há muitas décadas. A crescente expansão de centros comerciais, criação de novas cidades, bairros, e a acessibilidade de compra de veículos para mais camadas sociais fez a indústria voltar os olhos para este fator tão importante.

O fator humano passou a ser considerado no projeto de máquinas, principalmente aquelas mais sensíveis às ações humanas, como os veículos. A longa atividade do ser humano conduzindo um veículo causa algumas alterações corpóreas, como sonolência e cansaço; características que podem ser atenuadas ou facilmente acentuadas devido às condições ergonômicas do ambiente.

Para entender os fatores humanos envolvidos é necessário levar em consideração duas premissas iniciais. A primeira, é reconhecer os fatores humanos que serão envolvidos em diferentes humanos em um mesmo ambiente como, por exemplo, as respostas do condutor e do

passageiro dentro de um mesmo veículo. O segundo, é entender que o estudo dos impactos de fatores ergonômicos sobre o corpo humano, sobretudo em aplicações veiculares, é de difícil coleta de dados e de muita deficiência de informações. (HOAG e ADAMS, 1975)

Muitos fatores externos influenciam no resultado, são complexos de serem corrigidos matematicamente, e não são possíveis de serem traduzidos para ambiente laboratorial para replicação. Dentre eles, estão os fatores psicológicos, sociais e econômicos, que reportam diferentes reações de acordo com um mesmo ambiente. (HOAG e ADAMS, 1975)

Millar (1972) fez um levantamento dos principais elementos que influenciam na sensação de conforto do ser humano em um transporte público coletivo – podemos tomar um ônibus como exemplo. A Tabela 3 abaixo traz uma relação de áreas de concentração e principais problemas envolvidos em um sistema de transporte público coletivo envolvendo veículos e estações.

**Tabela 3 – Principais problemas apresentados por usuários de transporte público coletivo**

<b>Principais áreas de importância</b>	<b>Problemas relacionados</b>
Interior do veículo e das estações	Espaço livre e Bancos Manuseio de bagagens e outros pertences Aceleração, velocidade e frenagem Vibração e barulho Iluminação e qualidade do ar
Segurança	Riscos de acidentes – reais e percebidos Manutenção Limpeza
Fatores sociais	Espaço pessoal, privacidade e lotação Aglomeração, filas
Interação sistema-ambiente	Congestionamentos Poluição do ar, acústica e visual
Conveniência e mobilidade	Tempo gasto Disponibilidade de informações

Fonte: Adaptado de (MILLAR, 1972)

## 2.4 Controles Veiculares

Os controles de máquinas, especialmente os veiculares, devem ser projetados de forma que causem o mínimo de estresse e fadiga muscular ao operador, além de ter uma carga estática o mais próximo de zero possível. As formas e dimensões devem ser escolhidas de acordo com a antropometria humana e condições de operações, além de ser de fácil operação e manuseio. Uma atenção especial deve ser dada para controles manuais que requerem precisão de movimento das mãos e dos dedos. Como exemplo, pode-se citar o design de aceleradores e manetes de motocicletas, interruptores de motos e carros, e alavancas posicionadas atrás do volante. Estas últimas geralmente acumulam inúmeras funções, até mesmo, em veículos mais antigos, a seleção de marchas de velocidade do câmbio. (BRIDGER, 1995)

Volantes de direção, interruptores e pedais são alguns dos dispositivos usados para controlar veículos. De forma geral, os controles devem ter uma resistência mecânica precisamente controlada, esperada e conhecida, de forma que não seja alta de mais causando um grande estresse e esforço muscular, assim como não pode ser pequena a ponto de leves vibrações das mãos causarem atitudes indesejadas. É conhecido que os movimentos das mãos e pés dos seres humanos são de média precisão e sujeito a muitos movimentos incontroláveis, e é diante disso que volantes de direção, por exemplo, são muito eficazes com sistemas de peso progressivo, aumentando assim o controle e a segurança. (YOUNG, 1973)

Não apenas como forma de facilitar o uso dos controles, mas o ajuste de carga para cada um deles transmite mensagens ao operador sobre qual botão está sendo acionado e qual será a resposta da máquina. Além disso, a diferenciação de forças necessárias de acionamento se adequa à parte do corpo que entrará em contato e pode auxiliar na redução de atrito e aumento do conforto veicular, como é o caso do engate do câmbio de velocidades e do pedal de freio. Neste último caso, por se tratar em grande maioria de um sistema hidráulico, o acionamento torna-se de uma forma mais progressiva e suave, mas que também pode ser rápida e eficaz, a depender da forma de acionamento do condutor. Outros sistemas podem ter diferentes modelos de acionamento como é o caso do acelerador, que utiliza de um sistema de pré carga (em sistemas à cabo) evitando uma folga e conseqüentemente *delay* em tempo de resposta. (BRIDGER, 1995). A Tabela 4 abaixo demonstra valores recomendados de resistência para os principais comandos veiculares.

**Tabela 4 – Resistências mecânicas ideais para principais controles veiculares**

<b>Controle</b>	<b>Resistência ótima para operação (N)</b>
Controle operado por dedos	2 – 5
Alavancas operadas longitudinalmente	5 – 15
Alavancas operadas lateralmente	5 – 15
Volante de direção	5 – 20
Pedais operados por pés	45 – 90
Botões operados pelas pontas dos dedos	2

Fonte: Adaptado de (DIN, 2002)

Tomando como exemplo específico o projeto de veículos (sejam carros, motos, caminhões, etc.), há um detalhe importante na modelagem dos controles internos acionados diretamente pelo condutor: para uma melhor segurança no trânsito, é importante que motorista/piloto mantenha o máximo de tempo com a visão direcionada para o trajeto a ser percorrido e todo o ambiente de trânsito de uma forma geral, uma vez que distrações e desvio de olhares podem causar graves acidentes. Com base nisso, McCormick e Sanders (1982) explicam a importância da modelagem dos botões de forma que não se faça necessário o contato visual do operador para identificar qual comando ele está selecionando. A textura, a forma, o tamanho e a localização do botão dizem muito à sua função, e essas características táteis devem fornecer ao condutor a mensagem de qual comando está sendo acionado e ainda, permitir que seja possível seu uso mesmo em condição de baixa luminosidade, como conduzir o veículo no período noturno. De fato, se todos os botões do veículo fossem exatamente iguais, seria muito mais complexo para o condutor a identificação e acionamento, causando assim um maior tempo de distração.

## 3. ANÁLISE ESTRUTURAL

### 3.1 Método de Elementos Finitos (MEF)

A introdução de Métodos de Elementos Finitos que este capítulo apresenta serve como base para entendimento do funcionamento de *softwares* de simulação de peças submetidas à esforços externos atuantes. Esta tecnologia permite a análise de peças de geometrias complexas e com carregamentos muito específicos, como maior precisão, melhor visualização do resultado e menor tempo empregado. O uso crescente do CAE deu-se devido a modernização de tecnologia dos computadores, e necessidades da indústria, que busca cada dia mais evoluírem seus produtos (VAZ, 2011).

#### 3.1.1 Análises em 2D

Álvaro (2013) explica que o Método dos Elementos Finitos, no campo da Engenharia de Estruturas em geral, é usado em situações de duas ou três dimensões em que estruturas são submetidas à esforços externos e busca-se encontrar os resultados de deslocamento resultante do esforço. Partindo deste resultado, é possível determinar níveis de tensão alcançados e avaliar se cabe ou não ao projeto que se desenvolve. Diante disso, com este método é de maior facilidade alterar formas e materiais de projeto de forma que atenda aos requisitos de durabilidade e segurança. Além disso, é possível também reduzir material em áreas pouco solicitadas de forma que se tenha um menor custo financeiro da execução do projeto.

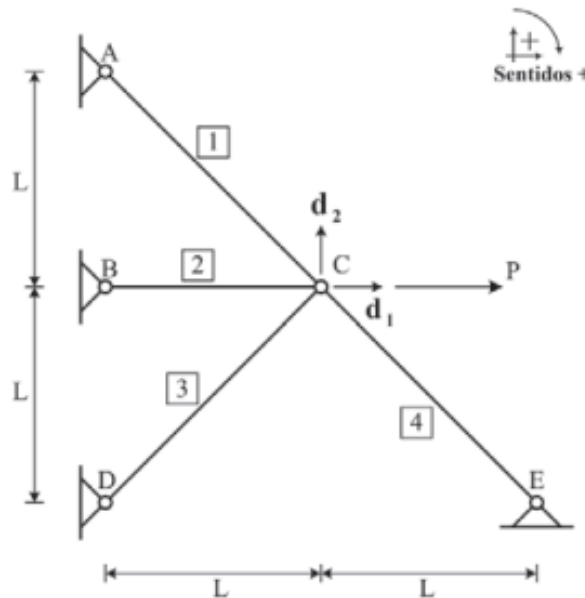
O MEF parte de um princípio onde estuda-se o comportamento de devida estrutura desde que seja sabido os parâmetros mecânicos do material escolhido, a geometria da peça ou estrutura, e as ações externas e apoios da estrutura. Tendo em vista que, de nada adiante realizar uma análise com um nível muito alto de precisão - o que demanda grande esforço computacional – se as condições inseridas são diferentes da realidade. (AZEVEDO, 2013)

Além disso, o Método dos Elementos Finitos, pertencem à família do Método dos Deslocamentos ou também conhecido como Método da Rigidez, onde as incógnitas a serem encontradas são os deslocamentos, como explicado acima, baseados em equações fundamentais e de equilíbrio (VAZ, 2011). Para fins deste trabalho, serão considerados os deslocamentos lineares em um espaço tridimensional e rotacionais, esses que são chamados pela literatura de graus de liberdade, e seu número de grau de indeterminação cinemática. (SORIANO, 2006)

Para aplicação deste método, são utilizadas três equações básicas chamadas equações de compatibilidade, de equilíbrio e constitutivas, que também são conhecidas como relação de tensão-deformação. A equação de equilíbrio caracteriza-se como equação fundamental em que se encontram as incógnitas principais do problema em que todas as variáveis serão obtidas. As incógnitas primárias são os deslocamentos resultantes de uma atuação externa, e partindo deste dado é possível obter tensões, deformações e outras resultantes. (VAZ, 2011)

Os graus de liberdade de uma estrutura são os deslocamentos livres que podem ocorrer devido força externa. Na Figura 6 é mostrada uma treliça com apenas dois graus de liberdade,  $d_1$  e  $d_2$ , do ponto C apoiado por barras ligadas aos apoios A, B, D e E devido esforço P. Note que a figura demonstra uma convenção de sentidos, muito importante para análises como esta.

**Figura 6 - Treliça com dois graus de liberdade**



Fonte: (VAZ, 2011)

Observando os critérios de convenção de sentidos, e adotando  $\delta_i$  com deslocamento para uma das barras, temos a primeira equação de compatibilidade, expressa na Equação 4 abaixo.

$$\begin{cases} \delta_1(d_1, d_2) = d_1 \frac{\sqrt{2}}{2} - d_2 \frac{\sqrt{2}}{2} \\ \delta_2(d_1, d_2) = d_1 \\ \delta_3(d_1, d_2) = d_1 \frac{\sqrt{2}}{2} + d_2 \frac{\sqrt{2}}{2} \\ \delta_4(d_1, d_2) = -d_1 \frac{\sqrt{2}}{2} + d_2 \frac{\sqrt{2}}{2} \end{cases} \quad (3)$$



A segunda equação, por sua vez, faz uma relação entre o deslocamento axial das barras  $\delta_i$  com a deformação longitudinal  $\varepsilon_i$ . Da resistência dos materiais, temos que:

$$\varepsilon = \frac{\delta_i}{L_i} \quad (3.1)$$

Sabido que, no exemplo da Figura 6, os comprimentos das barras são:

$$\begin{cases} L_1 = L\sqrt{2} \\ L_2 = L \\ L_3 = L\sqrt{2} \\ L_4 = L\sqrt{2} \end{cases} \quad (3.2)$$

E relacionando as Equações 3 e 3.1, temos:

$$\begin{cases} \varepsilon_1(d_1, d_2) = \frac{d_1 \frac{\sqrt{2}}{2} - d_2 \frac{\sqrt{2}}{2}}{L\sqrt{2}} = \frac{1}{2L}(d_1 - d_2) \\ \varepsilon_2(d_1, d_2) = \frac{d_1}{L} \\ \varepsilon_3(d_1, d_2) = \frac{d_1 \frac{\sqrt{2}}{2} + d_2 \frac{\sqrt{2}}{2}}{L\sqrt{2}} = \frac{1}{2L}(d_1 + d_2) \\ \varepsilon_4(d_1, d_2) = \frac{-d_1 \frac{\sqrt{2}}{2} + d_2 \frac{\sqrt{2}}{2}}{L\sqrt{2}} = \frac{1}{2L}(-d_1 + d_2) \end{cases} \quad (3.3)$$

Entretanto, para este trabalho usaremos a Lei de Hooke, que relaciona a tensão e a deformação de acordo com o material, expressa na Equação abaixo.

$$\sigma_i = E\varepsilon_i \quad (3.4)$$

Ou, em termos de forças normais:

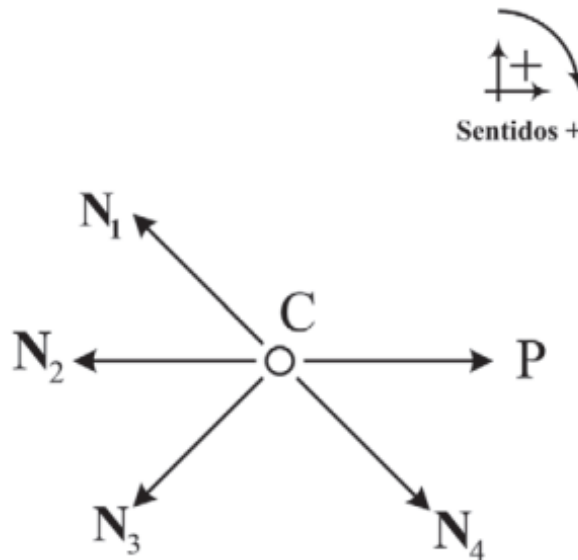
$$\sigma_i \frac{N_i}{A} = E \frac{\delta_i}{L_i} \quad (3.5)$$

Onde  $E$  é o módulo de elasticidade, grandeza de acordo com cada material,  $N_i$  o esforço normal,  $L_i$  o comprimento da barra  $i$  e,  $A$   $M_i$  área da seção transversal das barras, assumindo que elas possuem seção transversal constante. Assim, aplicando (3) em (3.5), chegamos a:

$$\begin{cases} N_1(d_1, d_2) = \frac{EA}{2L}(d_1 - d_2) \\ N_2(d_1, d_2) = \frac{EA d_1}{2L} \\ N_3(d_1, d_2) = \frac{EA}{2L}(d_1 + d_2) \\ N_4(d_1, d_2) = \frac{EA}{2L}(-d_1 + d_2) \end{cases} \quad (3.6)$$

Com isso, as forças  $N_i$  atuam como forças de resposta à força  $P$  que, somadas, provocam equilíbrio perfeito na estrutura. Essa é uma das premissas para que a análise utilizando MEF seja possível, uma vez que uma estrutura em desequilíbrio é aquela que já falhou mecanicamente, razão pela qual se dá a importância deste estudo. Exemplificando as forças reativas no ponto  $C$ , a Figura 7 demonstra a disposição de sentidos e direção de cada uma das forças  $N_i$  e  $P$ .

**Figura 7 – Equilíbrio no ponto  $C$  da estrutura apresentada na Figura 6**



Fonte: (VAZ, 2011)

Decompondo as forças externas e reativas, temos, na direção horizontal:

$$\sum F_H = 0 \rightarrow -N_1 \frac{\sqrt{2}}{2} - N_2 - N_3 \frac{\sqrt{2}}{2} + N_4 \frac{\sqrt{2}}{2} + P = 0 \quad (3.7)$$

E na direção vertical:

$$\sum F_V = 0 \rightarrow -N_1 \frac{\sqrt{2}}{2} - N_3 \frac{\sqrt{2}}{2} - N_4 \frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \quad (3.8)$$

Manipulando as equações, e substituindo (3.6) em (3.8), chegamos a:

$$\begin{cases} \frac{2,061EA}{L}d_1 - \frac{0,354EA}{L}d_2 = P \\ -\frac{0,354EA}{L}d_1 + \frac{1,061EA}{L}d_2 = 0 \end{cases} \quad (3.9)$$

A Equação 3.9 acima é fundamental para o método dos deslocamentos, pois é dela que se resulta os demais resultados a serem alcançados. Ela também pode ser reescrita em forma de matriz:

$$\frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 2,061 & -0,354 \\ -0,354 & 1,061 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.10)$$

Na qual a solução é:

$$\begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{Bmatrix} = \frac{PL}{EA} \begin{Bmatrix} 0,515 \\ 0,171 \end{Bmatrix} \quad (3.11)$$

Conforme citado acima, partindo da Equação 3.11 é possível desdobrar todos os demais resultados como alongamento axial, deformações, tensões e esforços normais. Na ordem, estão abaixo as Equações equivalentes.

$$\begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \delta_3 \\ \delta_4 \end{Bmatrix} = \frac{PL}{EA} \begin{Bmatrix} +0,243 \\ +0,515 \\ +1,778 \\ -0,243 \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \varepsilon_4 \end{Bmatrix} = \frac{P}{EA} \begin{Bmatrix} +0,172 \\ +0,515 \\ +0,343 \\ -0,172 \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \end{Bmatrix} = \frac{P}{A} \begin{Bmatrix} +0,172 \\ +0,515 \\ +0,343 \\ -0,172 \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

$$\begin{Bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \end{Bmatrix} = P \begin{Bmatrix} +0,172 \\ +0,515 \\ +0,343 \\ -0,172 \end{Bmatrix} \quad (3.15)$$

### 3.1.3 Análises em 3D

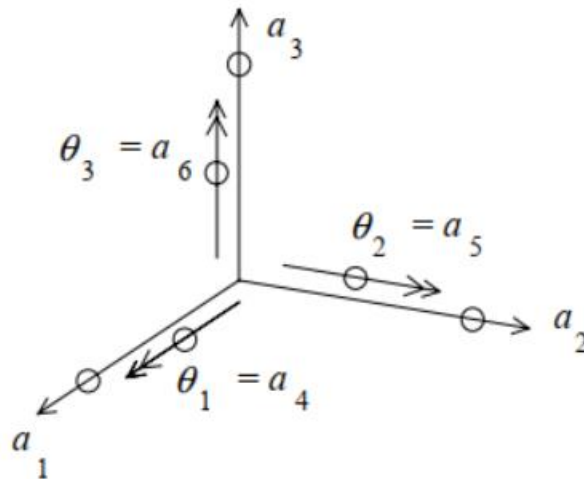
Na maioria dos casos reais, sobretudo no âmbito da Engenharia Mecânica, as vigas dificilmente estão sujeitas a tensões puras. Carregamentos decompostos em dois ou mais eixos são muito comuns, além de esforços combinados e simultâneos, como tração, momento e torção. Um ponto interessante, que difere as engenharias mecânica e civil, é que a primeira é caracterizada por trabalhar com esforços cíclicos e inconstantes, além de outros fatores de extrema variação. Como exemplo, podemos citar uma suspensão veicular: Olhando de maneira simples, vemos que há apenas um esforço, o movimento vertical de todo o conjunto devido o perfil de pista, tendo como referência o solo. Entretanto, ao analisar com mais cautela, vemos que o conjunto experimenta esforços cíclicos, de diferentes magnitudes e acelerações, além de outros esforços críticos em curvas de alta velocidades como torção e flexão.

Tendo como base o argumento acima, é essencial a análise tridimensional de uma determinada peça. Determinado um ponto específico, este está determinado em deformações e deslocamentos que podem ser desmembrados em seis graus de liberdade, sendo três de rotação e três de deslocamentos nos eixos  $x$ ,  $y$ , e  $z$  conforme mostrado abaixo:

$$a = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Deslocamentos generalizados são definidos por um grupo de três deslocamentos e de três rotações, conforme demonstrado na Figura 8.

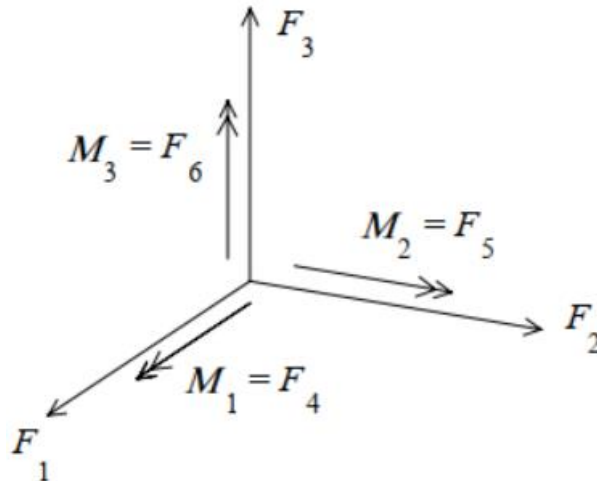
**Figura 8 - Deslocamentos Generalizados**



Fonte: (AZEVEDO, 2013)

Assim como os deslocamentos descritos na Equação 3.11 levam ao resultado das três Equação subsequentes, na análise tridimensional não é diferente. Deste modo, os deslocamentos  $a_1$ ,  $a_2$ , e  $a_3$  podem resultar valores de forças equivalentes, assim como os deslocamentos  $a_4$ ,  $a_5$ , e  $a_6$  resultam em momentos torsores equivalentes, representados na Figura 9.

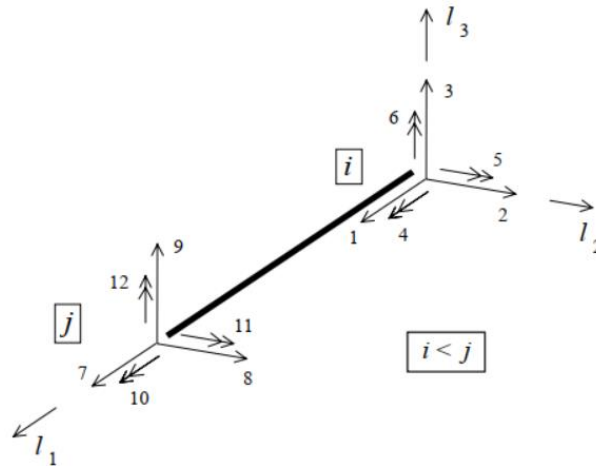
**Figura 9 - Forças e Momentos Generalizados**



Fonte: (AZEVEDO, 2013)

Tomando como exemplo uma viga finita, e analisando as duas extremidades para análise de deslocamentos e esforços, temos dois nós com seis graus de liberdade cada. Dessa forma, todo o cálculo e a matriz deslocamento é aumentada gerando uma maior dificuldade de resolução manual. Os *softwares* computacionais de análise CAE foram criados para resolver matrizes de maneira mais rápida e menos limitada. A Figura 10 representa o exemplo de uma viga finita com dois nós, uma em cada extremidade.

**Figura 10 - Graus de liberdade de uma viga finita com dois nós**



Fonte: (AZEVEDO, 2013)

A quantidade de nós a ser analisada é um fator a ser decidido pelo analista ou engenheiro, de modo que nos pontos mais solicitados é necessária uma melhor discretização do modelo para melhor convergência e aproximação do resultado obtido com o real. A discretização da peça em elementos ligados entre si, aproximando-se da geometria real da peça, é chamada de malha. (VAZ, 2011)

### 3.1.4 Equações de Compatibilidade

Este tópico tem a intenção de demonstrar as equações de compatibilidade de deslocamento de sólidos para melhor entendimento dos desenvolvimentos equacionais posteriores. Os campos de deslocamento são  $u(x,y,z)$ ,  $v(x,y,z)$  e  $w(x,y,z)$ , nas direções  $x$ ,  $y$ , e  $z$  respectivamente. Podem ser expressas:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{array} \right. \quad (3.17)$$

Em notação vetorial:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_x \\ v_y \\ w_z \\ u_y + v_x \\ v_z + w_y \\ w_x + u_z \end{Bmatrix} \quad (3.18)$$

Matricialmente podemos escrever:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (3.19)$$

E em forma simples de equação:

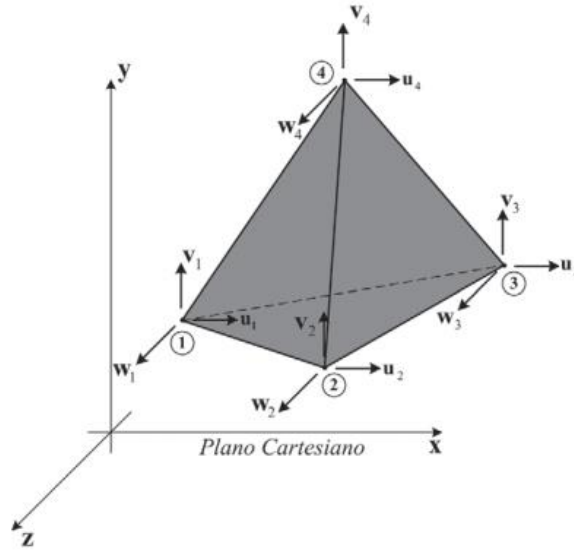
$$\varepsilon = L u \quad (3.20)$$

Na Equação 3.20,  $\varepsilon$  é o vetor deformação,  $u$  o vetor componente dos deslocamentos e  $L$  a matriz operadora de derivação

### 3.1.5 Elemento Tetraedro

Este elemento é o mais simples no ambiente tridimensional. Tem formato de uma pirâmide e quatro nós, sendo que cada um destes possui três graus de liberdade translacionais, em relação às coordenadas globais  $x$ ,  $y$ , e  $z$  (MOAVENI, 1999). Um típico elemento tetraédrico é demonstrado na Figura 11.

**Figura 11 - Elemento tetraédrico**



Fonte: (VAZ, 2011)

O campo de deslocamento pode ser descrito por:

$$\begin{aligned} u &= C_{11} + C_{12}X + C_{13}Y + C_{14}Z \\ v &= C_{21} + C_{22}X + C_{23}Y + C_{24}Z \\ w &= C_{31} + C_{32}X + C_{33}Y + C_{34}Z \end{aligned} \quad (3.21)$$

Ou ainda, sucintamente,

$$u(x, y, z) = Na(x, y, z)a \quad (3.22)$$

Para encontrar a matriz de rigidez (definida pela Equação 3.23) de um elemento tetraedro deve-se realizar algumas manipulações matemáticas conforme abaixo.

$$K = \int_v B^t C B dv \quad (3.23)$$

Onde B é uma matriz de transformação de deslocamentos nodais em deformações internas do elemento

$$\varepsilon = B d \quad (3.24)$$

C é a matriz de transformação do vetor de deformação  $\varepsilon$  e, vetor de tensões  $\sigma$  considerando um material com comportamento linear elástico, também chamada de Lei de Hooke

$$\sigma = C e \quad (3.25)$$



Desenvolvendo a Equação 3.22 para encontrarmos a matriz de rigidez, definimos todos os graus de liberdade dos nós da Figura 11, que são 12:

$$\left\{ \begin{array}{l} u(x_1, y_1, z_1) = u_1 \\ v(x_1, y_1, z_1) = v_1 \\ w(x_1, y_1, z_1) = w_1 \\ u(x_2, y_2, z_2) = u_2 \\ v(x_2, y_2, z_2) = v_2 \\ w(x_2, y_2, z_2) = w_2 \\ u(x_3, y_3, z_3) = u_3 \\ v(x_3, y_3, z_3) = v_3 \\ w(x_3, y_3, z_3) = w_3 \\ u(x_4, y_4, z_4) = u_4 \\ v(x_4, y_4, z_4) = v_4 \\ w(x_4, y_4, z_4) = w_4 \end{array} \right. \quad (3.26)$$

Que podem ser escritas matricialmente como:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ w_3 \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \end{array} \right\} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 & z_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 & z_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3 & z_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_4 & y_4 & z_4 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \\ a_7 \\ a_8 \\ a_9 \\ a_{10} \\ a_{11} \\ a_{12} \end{array} \right\} \quad (3.27)$$

Ou simplesmente,

$$d = A a \quad (3.28)$$

Isolando  $a$ :

$$a = A^{-1} d \quad (3.29)$$

Substituindo (3.29) em (3.22) temos:

$$u(x, y, z) = N a(x, y, z) A^{-1} d \quad (3.30)$$

Ou,

$$u(x, y, z) = N(x, y, z)d \quad (3.31)$$

Igualando (3.30) e (3.31):

$$N(x, y, z) = Na(x, y, z)A^{-1} \quad (3.32)$$

Sabendo que a matriz  $N(x, y, z)$  tem a forma:

$$N(x, y, z) = \begin{bmatrix} N_1(x, y, z) & 0 & 0 & \cdots & N_4(x, y, z) & 0 & 0 \\ 0 & N_1(x, y, z) & 0 & \cdots & 0 & N_4(x, y, z) & 0 \\ 0 & 0 & N_1(x, y, z) & \cdots & 0 & 0 & N_4(x, y, z) \end{bmatrix} \quad (3.33)$$

Tomando (3.31) como base para substituição em (3.33):

$$\begin{cases} u(x, y) = \sum_{i=1}^4 N_i(x, y)u_i; \\ v(x, y) = \sum_{i=1}^4 N_i(x, y)v_i; \\ w(x, y) = \sum_{i=1}^4 N_i(x, y)w_i; \end{cases} \quad (3.34)$$

Sendo que na no sistema de Equações acima,  $u$ ,  $v$  e  $w$  são os deslocamentos respectivos aos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ .

É importante também encontrar o volume do elemento para fins de cálculos, e ele pode ser descrito como:

$$Vol = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

Para encontrar  $B$  expresso em (3.23), deve-se substituir (3.31) em (3.20):

$$\varepsilon(x, y, z) = L N(x, y, z)d \quad (3.36)$$

Que pode ser reescrita como:

$$\varepsilon = B d \quad (3.37)$$

Por equivalência de equações entre (3.37) e (3.36), podemos escrever:

$$B = LN(x, y, z) \quad (3.38)$$

Sendo B uma matriz dada por:

$$B_{6 \times 12} = [B_{1_{6 \times 3}} \quad B_{2_{6 \times 3}} \quad B_{3_{6 \times 3}} \quad B_{4_{6 \times 3}}] \quad (3.39)$$

As submatrizes  $B_i$  de (3.39) são representadas por:

$$B_i = \frac{1}{6 Vol} \begin{bmatrix} b_i & 0 & 0 \\ 0 & c_i & 0 \\ 0 & 0 & d_i \\ c_i & b_i & 0 \\ 0 & d_i & c_i \\ d_i & 0 & b_i \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

E os coeficientes  $b_i$ ,  $c_i$  e  $d_i$  são:

$$b_i = - \begin{vmatrix} 1 & y_i & z_j \\ 1 & y_k & z_k \\ 1 & y_l & z_l \end{vmatrix} \quad (3.41)$$

$$c_i = + \begin{vmatrix} x_j & 1 & z_j \\ x_k & 1 & z_k \\ x_m & 1 & z_m \end{vmatrix} \quad (3.42)$$

$$d_i = - \begin{vmatrix} x_j & y_j & 1 \\ x_k & y_k & 1 \\ x_m & y_l & 1 \end{vmatrix} \quad (3.43)$$

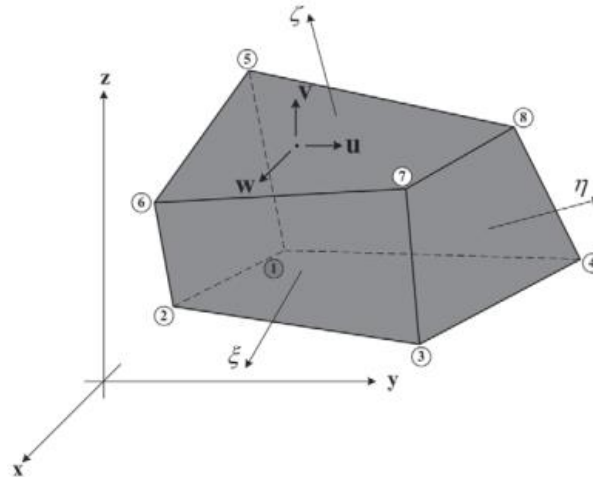
Devido a matriz B ser constante, a integração da Equação (3.23) é trivial e a matriz rigidez que permite encontrar os esforços internos e deslocamentos é dado por:

$$K = B^t C B Vol \quad (3.44)$$

### 3.1.6 Elemento Hexaedro

O elemento hexaedro possui oito faces, conforme representado na Figura 12, e apresenta maior grau de complexidade que o elemento estudado no tópico anterior.

**Figura 12 - Elemento Hexaedro**



Fonte: (VAZ, 2011)

Pode-se definir as coordenadas paramétricas da seguinte forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi_1 = -1; \eta_1 = -1; \zeta_1 = -1 \\ \xi_2 = 1; \eta_2 = -1; \zeta_2 = -1 \\ \xi_3 = 1; \eta_3 = 1; \zeta_3 = -1 \\ \xi_4 = -1; \eta_4 = 1; \zeta_4 = -1 \\ \xi_5 = -1; \eta_5 = -1; \zeta_5 = 1 \\ \xi_6 = 1; \eta_6 = -1; \zeta_6 = 1 \\ \xi_7 = 1; \eta_7 = 1; \zeta_7 = 1 \\ \xi_8 = -1; \eta_8 = 1; \zeta_8 = 1 \end{array} \right. \quad (3.45)$$

Os deslocamentos de pontos internos podem ser dados por interpolação das coordenadas nodais (3.46) e dos deslocamentos nodais (3.47).

$$\left\{ \begin{array}{l} x(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) x_i; \\ y(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) y_i; \\ z(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) z_i; \end{array} \right. \quad (3.46)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} u(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) u_i; \\ v(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) v_i; \\ w(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=1}^8 N_i(\xi, \eta, \zeta) w_i; \end{array} \right. \quad (3.47)$$

Expressando em matriz jacobiana  $J(\xi, \eta, \zeta)$ , temos:

$$J(\xi, \eta, \zeta) = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

Sendo que,

$$\Gamma(\xi, \eta, \zeta) = J(\xi, \eta, \zeta)^{-1} \quad (3.49)$$

Substituindo (3.46) em (3.48):

$$J(\xi, \eta, \zeta) = \begin{bmatrix} N_{1,\xi} & N_{2,\xi} & N_{3,\xi} & N_{4,\xi} & N_{5,\xi} & N_{6,\xi} & N_{7,\xi} & N_{8,\xi} \\ N_{1,\eta} & N_{2,\eta} & N_{3,\eta} & N_{4,\eta} & N_{5,\eta} & N_{6,\eta} & N_{7,\eta} & N_{8,\eta} \\ N_{1,\zeta} & N_{2,\zeta} & N_{3,\zeta} & N_{4,\zeta} & N_{5,\zeta} & N_{6,\zeta} & N_{7,\zeta} & N_{8,\zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \\ x_1 & y_2 & z_3 \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

Ou, sucintamente:

$$J(\xi, \eta, \zeta) = DN_x(\xi, \eta, \zeta)X \quad (3.51)$$

Derivando a Equação (3.47) em relação às coordenadas paramétricas, temos:

$$u_p(\xi, \eta, \zeta) = DNd(\xi, \eta, \zeta)d \quad (3.52)$$

Sabendo que  $\Gamma(\xi, \eta, \zeta)$  modifica de coordenadas paramétrica em cartesianas de  $\phi$ , pode-se escrever:

$$u_c(\xi, \eta, \zeta) = \Gamma_u(\xi, \eta, \zeta)u_p \quad (3.53)$$

Para um elemento como este, a deformação pode ser escrita como:

$$\varepsilon(\xi, \eta, \zeta) = Hu_c(\xi, \eta, \zeta) \quad (3.54)$$

E, realizando as devidas manipulações matemáticas, encontra-se a matriz de rigidez abaixo, que se deriva os valores de esforços internos e deslocamentos.

$$K = \sum_{i=1}^{ny} B(\xi_{g_i}, \eta_{g_i}, \zeta_{g_i})^t C B(\xi_{g_i}, \eta_{g_i}, \zeta_{g_i}) \det \left( J(\xi_{g_i}, \eta_{g_i}, \zeta_{g_i}) \right) w_{\xi_i}, w_{\eta_i}, w_{\zeta_i} \quad (3.55)$$

### 3.2 Etapas do método em ambiente CAE

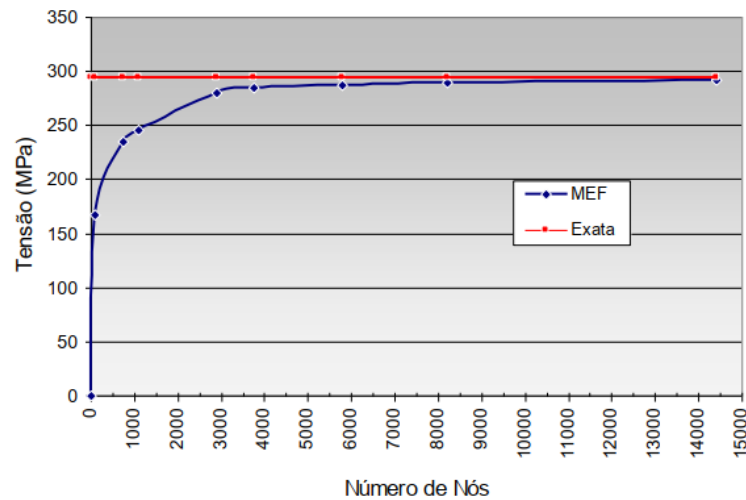
A análise computacional pelo método de elementos finitos deste trabalho será desenvolvida pelo software *Ansys Workbench* e possui três etapas distintas e bem definidas. São elas o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento. (AZEVEDO, 2015)

No pré-processamento, são definidas a geometria, que pode ser importada de um outro programa software CAD, e que neste trabalho será usado o CATIA, o tipo de análise (estática ou dinâmica, por exemplo), a malha (baseado nos elementos apresentados no tópico anterior), a propriedade dos materiais (aqui são definidos os materiais que impactam diretamente no comportamento da estrutura) e as condições de contorno que especificam os apoios, deslocamentos prescritos, forças externas, entre outros. De forma geral, nessa etapa são definidas as condições iniciais e reais da estrutura, oferecendo ao software os elementos necessários para o cálculo dos resultados desejados. É importante que neste ponto sejam inseridas as informações mais reais e precisas possíveis, pois impactam forte e diretamente nos resultados obtidos.

O processamento, também chamado de análise, por sua vez, é a etapa em que são inseridos os resultados requeridos pelo operador. Esses resultados podem ser tensões, deformações, momentos fletores e torsões, temperatura, resposta à fadiga, dentre tantos outros. Ainda nessa etapa, o software CAE se encarrega de calcular os resultados por meio de métodos de resoluções já definidas pelo desenvolvedor em consonância com a teoria. Aqui, quanto maior a complexidade de geometria, malha e condições de contorno, maiores as matrizes para se calcular as inversas e determinantes, e conseqüentemente maior o tempo de cálculo. Este ponto é de extrema importância para indústria, uma vez que um mau desenvolvimento da etapa anterior eleva o tempo de processamento de máquina, e conseqüentemente gera custos extras e atrasos no projeto.

Por fim, no pós-processamento são obtidos os resultados requisitados na etapa anterior. O resultado é produto de todas características das etapas anteriores, sendo que uma mínima mudança na condição de contorno, por exemplo, pode gerar um efeito avalanche nos cálculos. O resultado obtido tende a aproximar-se do real de acordo com o nível de refinamento da malha principalmente, conforme representado na Figura 13.

**Figura 13 – Gráfico de convergência de acordo com o número de nós.**



Fonte: adaptado de (ALVES, 2003)

### 3.3 Escolha dos materiais

Para fabricação do projeto proposto por este trabalho é necessário utilizar um metal base para compor o chassi da motocicleta. A escolha deve seguir parâmetros de engenharia mínimos no sentido da resistência mecânica, mas também levar em consideração o âmbito financeiro. É sabido que, conforme destacado na introdução deste trabalho, a fabricação de motocicletas de modo artesanal é comum e feita de maneira amadora o que leva à conclusão da limitação financeira e de facilidade de compra dos materiais.

O custo empregado para fabricação do chassi é de máximo grau de importância pois, é por este motivo que muitas motocicletas são fabricadas de maneira artesanal e que oferecem grandes riscos a todos relacionados no trânsito. Em território nacional há poucas oficinas especializadas em fabricação customizada de motocicletas que, cobram elevados preços por seus serviços devido à exclusividade, encorajando pessoas comuns a fabricarem de maneira artesanal suas motocicletas.

Por se tratar de uma fabricação chamada “*homemade*” – ou feita com as próprias mãos, na língua portuguesa – os coeficientes de segurança devem ser elevados a uma faixa que não apresente risco de falha por fadiga mecânica. A resistência mecânica do material deve ser alta suportando elevados esforços devido o tipo de suspensão traseira “rabo-duro” que, devido à ausência de amortecimento, transfere toda a carga proveniente do contato pneu-solo para a estrutura.

Outrossim, as técnicas de fabricação caseiras são, em sua grande maioria, amadoras e com baixo conhecimento técnicos por parte dos responsáveis. Deste modo é muito importante considerar materiais que exijam menores capacidades técnicas e ambientes controlados para fabricação nos quais, por exemplo, poderiam influenciar diretamente na qualidade da fabricação e impactando na resistência final apresentada.

A Tabela 5 é uma matriz de decisão elaborada nos requisitos principais e suas respectivas relevâncias para o projeto de forma geral. Os pesos e notas considerados foram baseados nos conhecimentos do autor deste ao longo do curso de Engenharia Automotiva pela Universidade Brasília, experiência adquirida em projeto Baja SAE e conhecimento adquiridos pelos principais livros desta área de resistência mecânica. Foi adotado nos pesos como escala de 1 a 5, sendo 1 o aspecto menos favorável e 5 o mais favorável para o projeto. Já nas notas atribuídas a cada material, a nota foi atribuída de acordo com as características do material em uma escala crescente de 1 a 5 comparados com os outros materiais avaliados, sendo 1 uma nota ruim dos aspectos da engenharia, e 5 um aspecto excelente.

**Tabela 5 – Matriz de decisão para escolha do material da estrutura**

Critérios	Peso	Aço Inoxidável 304		Fibra de carbono		Alumínio 7075T6		Aço Carbono 1020 AISI	
		Nota	Ponderação	Nota	Ponderação	Nota	Ponderação	Nota	Ponderação
<b>Custo</b>	5	3	5x3=15	1	5x1=5	2	5x2=10	4	5x4=20
<b>Peso específico</b>	3	3	3x3=9	5	3x5=15	4	3x4=12	3	3x3=9
<b>Resistência mecânica</b>	3	2	3x2=6	5	3x5=15	4	3x4=12	3	3x3=9
<b>Resistência à corrosão</b>	2	5	2x5=10	5	2x5=10	5	2x5=10	3	2x3=6
<b>Facilidade de aquisição</b>	4	3	4x3=12	1	4x1=4	2	4x2=8	5	4x5=20
<b>Facilidade de fabricação</b>	4	3	4x3=12	1	4x1=4	2	4x2=8	5	4x5=20
<b>Total</b>			64		43		60		84

Fonte: do autor



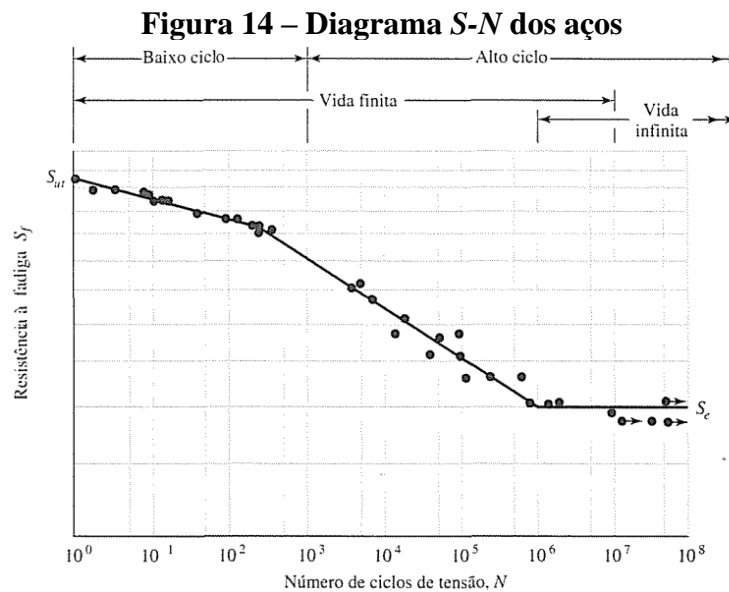
Conforme demonstrado acima, o Aço Carbono 1020 apresentou melhor resultado face aos outros materiais escolhidos. Este aço apresenta ótimo comportamento quando solicitado mecanicamente alinhando ductibilidade e resistência, excelente soldabilidade, e ótimo comportamento face à carregamentos dinâmicos. (CALLISTER, 2008)

Os valores de propriedades mecânicas estão representados na Tabela 6 e na Figura 14.

**Tabela 6 – Propriedades mecânicas do Aço Carbono 1020 AISI**

Material	Processamento	Resistência à tração (MPa)	Resistência ao escoamento (MPa)	Dureza Brinell	Módulo de Elasticidade (GPa)	Coefficiente de Resistência à fadiga (MPa)
Aço 1020	À quente	380	210	111	205	130
AISI	À frio	470	390	131	N/D	N/D

Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2005)



Fonte: (SHIGLEY e MISCHKE, 2005)

Neste trabalho serão utilizados os valores dos aços laminados à quente da Tabela 6, pois são os principais oferecidos hoje no mercado devido à menor complexidade de fabricação. (CALLISTER, 2008)

## 4. PROJETO ESTRUTURAL DA MOTOCICLETA

### 4.1 Requisitos de design do estilo Bobber

O estilo de motocicletas do tipo Bobber, como já mencionado neste trabalho, vem da história de criação do seu estilo no pós-guerra. A ideia, no geral, é a redução dos paralamas dianteiros e traseiros, instalação de banco único, utilização de rodas raiadas e mínimo uso do cromado nas partes metálicas. Mecanicamente falando, o uso de motores de altas cilindradas (>600cc), escapamento sem uso de silenciadores e pneus largos são bem comuns nesse estilo, assim como pequena altura de vão livre (da parte mais baixa da motocicleta ao solo).

As modificações, na maioria das vezes, são acontecidas com base em motocicletas originais de fábricas produzidas em larga escala e vendidas comercialmente. Mas também há a vertente que fabrica a motocicleta do zero incluindo pela construção do quadro, e foi esta a motivação para desenvolvimento deste trabalho. A Figura 15 ilustra a transformação de uma motocicleta comum em uma Bobber.

**Figura 15 - Mudanças realizadas em uma motocicleta comum (esquerda) para um estilo Bobber (direita)**



Fonte: (BONHAMS, 2008)

A Figura 16 abaixo ilustra uma Honda modelo Shadow VT modificada para um estilo Bobber. Essa motocicleta, segundo a fabricante, possui um motor de 750cm<sup>3</sup>. Apesar de não aparentar possuir um sistema de suspensão de traseiro, essa motocicleta é equipada de fábrica e fica visualmente oculta sob o assento do piloto.

**Figura 16 - Motocicleta Honda Shadow VT modificada para estilo Bobber**



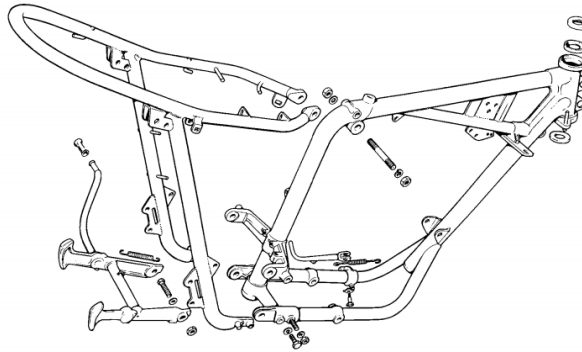
Fonte: Carina Bryars Fotografia

#### **4.2 Design e desenvolvimento de quadro**

Houve uma grande evolução das motocicletas desde sua concepção, que foi para uso na Primeira Guerra Mundial. Desde então, as motos passaram e passam constantemente por evoluções que trazem cada vez mais conforto, segurança, confiabilidade, economia, dentre outros. Entretanto, a essência mantém-se sempre a mesma contendo os principais componentes que a caracterizam. Estão nesse conjunto o quadro (ou chassi), as rodas e freios, a suspensão, o motor (seja de combustão ou elétrico), o conjunto de transmissão, os sistemas de combustível, ignição e elétrico, além de outros. A evolução não tende a retirar esse conjunto essencial dos veículos, mas inová-los de forma de se tornem mais eficientes. (LEAR e MOSHER, 1977)

Lear (1977) explica que o chassi, assunto que é tratado com especificidade neste trabalho, é responsável por agrupar todos os componentes das motocicletas e funcionar como espinha dorsal para o veículo. Além disso, em situações de competição, o quadro é peça fundamental para oferecer alta rigidez para melhor desempenho nas pistas, sobretudo em curvas de altas velocidades. Na Figura 17 está representada um modelo de chassi tubular utilizado pela fabricante *Triumph* na década de 70.

**Figura 17 – Chassi tubular de uma motocicleta *Triumph* da década de 70**



Fonte: (LEAR e MOSHER, 1977)

Por motivos econômicos, as montadoras passaram a utilizar chassis fabricados de geometrias com metais estampados que garantem menor custo e tempo de fabricação, baixo peso, apesar de serem limitadas para motocicletas mais leves de baixas cilindradas. (LEAR e MOSHER, 1977).

Atualmente, as montadoras utilizam uma ampla gama de tipos de chassis de acordo com o tipo de motocicleta a ser desenvolvida e sua finalidade. A Tabela 7 explora os tipos de quadros mais comuns e suas principais características.

**Tabela 7 – Tipos de quadros mais comuns**

<b>Denominação</b>	<b>Motocicletas que utilizam</b>	<b>Característica</b>
Berço Simples ( <i>Single Frame</i> )	Modelo proposto neste trabalho	O mais simples de ser fabricado e com menor custo. Requer menores conhecimento e ferramentas específicas do fabricante.
Espinha Dorsal ( <i>Backbone Frame</i> )	Honda Pop 110i Honda CB600F Hornet	Caracteriza-se por apenas um tubo que faz a conexão de todas as partes da motocicleta. Geralmente está associada à motos de pequenas cilindradas e também de maiores cilindradas que utilizam o motor como parte estrutural.
Quadro Diamante ( <i>Diamond Frame</i> )	Yamaha YBR 150 Factor Honda CG Titan 160	É o mais barato e fácil de se produzir em grande escala. Está geralmente associada à motos urbanas com grande número de vendas e baixas cilindradas; possui pouca eficiência dinâmica

Quadro Diamante Trelçado ( <i>Trellised Diamond Frame</i> )	Honda CBR 250R	Presentes em motocicletas de acesso entre baixa e média cilindrada voltada para performance. Visa baixo custo de fabricação alinhado com melhor desempenho ciclístico.
Quadro Treliça ( <i>Trellis Frame</i> )	KTM Duke 390	Apresenta as características semelhantes do tipo acima, com a ausência de estrutura que liga o quadro ao motor. Apresenta baixo peso e muito bom desempenho dinâmico.
Quadro Berço Duplo ( <i>Double Cradle Frame</i> )	Suzuki Bandit 1250N	Aqui o motor fica envolvido por dois tubos inferiores ligados à caixa de direção em uma espécie de berço. Geralmente utilizada em motos com finalidade de suportar alto peso e motores pesados, sem muita preocupação com a dinâmica.
Quadro Berço Semi-Duplo ( <i>Semi Double Cradle Frame</i> )	Honda XRE 300	A diferença com o anterior é a quantidade de tubos que faz a ligação com a caixa de direção. Enquanto no berço duplo dois tubos paralelos envolvem o motor até a caixa de direção, aqui apenas um tubo é ligado na caixa de direção, sendo o berço em formato de Y ou em V.
Quadro Perimetral ( <i>Perimeter Frame</i> )	Suzuki GSX- R750 BMW S1000RR	A mais utilizada nas motocicletas esportivas, por apresentar excelente rigidez e baixo peso. A estrutura é formada de uma forma que envolve o tanque de combustível pelas laterais garantindo melhor captação de ar de admissão, maior momento de inércia e baixo centro de gravidade.
Quadro Monobloco ( <i>Monoblock Frame Assembled</i> )	Kawasaki Ninja ZX-14	É a tecnologia mais rígida e leve da atualidade. Apresenta alto custo de fabricação e geralmente está empregada de motos de altíssimo desempenho e/ou de competição.

---

Fonte: (BAZAN, 2015)

Para fins deste trabalho, será modelado um chassi de tipo berço simples, por apresentar maior facilidade de fabricação alinhado com baixo custo e com desempenho dinâmico a ser avaliado.

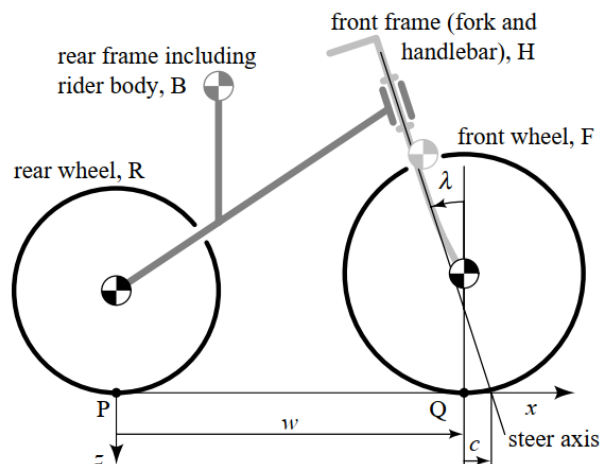
### 4.3 Esforços atuantes no quadro

Para fins deste trabalho, não serão consideradas as forças referentes à resistência aerodinâmica e ao rolamento por terem uma influência majoritária no dimensionamento do sistema de propulsão, com pouco impacto na estrutura. (FARIA, PARKER e FARIA, 2005)

Para calcularmos os esforços atuantes no quadro de uma motocicleta, devemos definir as dimensões da estrutura. De modo análogo, pode-se considerar uma motocicleta como uma bicicleta equipada com um motor de propulsão, dessa forma a análise torna-se simplificada e de maior facilidade para encontrar as dimensões necessárias.

Considerando a Figura 18, têm-se as principais constantes para o dimensionamento dinâmico de uma motocicleta, e na Tabela 8 os valores definidos para fins deste trabalho.

**Figura 18 – Principais parâmetros de dimensionamento dinâmico para um veículo de duas rodas**



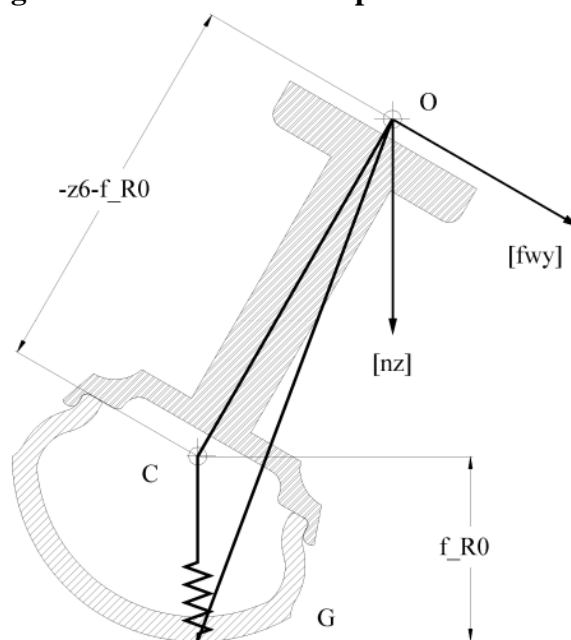
Fonte: (MEIJAARD, PAPADOPOULOS, *et al.*, 2007)

**Tabela 8 – Principais parâmetros do chassi desenvolvido neste trabalho**

Símbolo	Equivalência	Dimensão
B	Peso total da estrutura incluindo o peso do piloto (estimado)	180 Kg
R	Diâmetro da roda traseira	18"
F	Diâmetro da roda dianteira	18"
$\lambda$	Ângulo de cáster	35°
P	Ponto de contato da roda traseira ao solo	-
Q	Ponto de contato da roda dianteira ao solo	-
$w$	Entre eixos (mm)	1655
$c$	<i>Trail</i> cáster (mm)	160

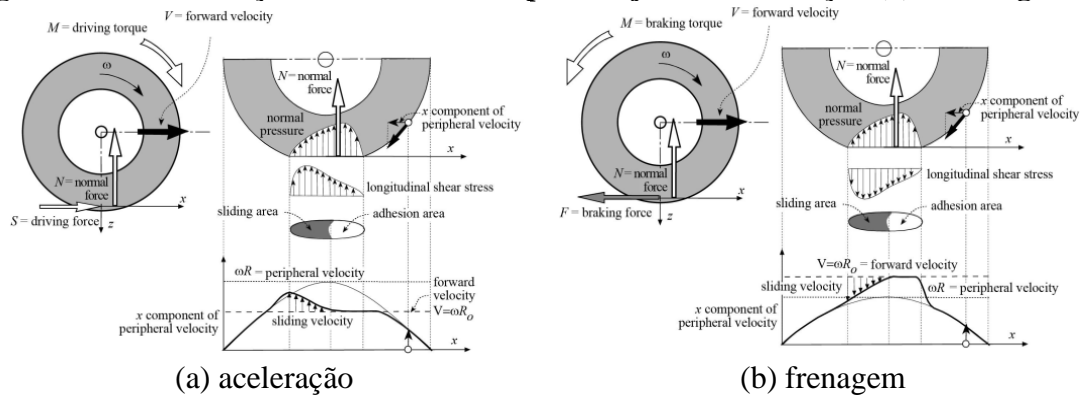
Fonte: do autor

Conforme Cossalter (2006) explica, os pneus, por si só, funcionam mecanicamente como uma espécie de mola, absorvendo parte do esforço que seria transmitido ao quadro. Esse esforço pode ser proveniente de uma aceleração e frenagem (Figura 20), impacto por imperfeição de pista ou simplesmente pelo deslocamento comum. A Figura 19 ilustra esse fenômeno físico que reflete diretamente nos valores mostrados na Tabela 9, que evidencia a redução de esforço quando comparado ao ponto de contato do pneu com o esforço na estrutura. Essa diferença de forças dá-se pela parcela absorvida pelo pneu.

**Figura 19 – Diagrama demonstrativo do pneu atuando como uma mola**

Fonte: (COSSALTER, 2006)

**Figura 20 – Deformação causada em um pneu sujeito à aceleração (a) e frenagem (b)**



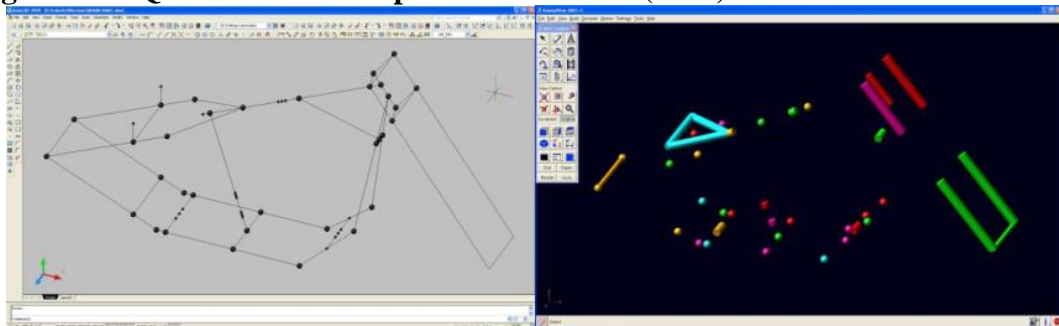
Fonte: (COSSALTER, 2006)

Doric e Ruzic (2015) realizaram um estudo com o software *MSC ADAMS* para estimar as forças atuantes no chassi de uma motocicleta. No ambiente computacional, foi inserida a geometria do modelo e inserido premissas iniciais para análise. Nesse estudo, foi também utilizado uma suspensão traseira do tipo “rabo-duro” que é marcado pela ausência de sistema de suspensão no eixo traseiro, além de uma estrutura do berço duplo, premissas estas que se equivalem ao modelo proposto por este trabalho.

Como o escopo deste trabalho não abrange a estimativa de forças, será utilizado dos valores obtidos por Doric e Ruzic (2015) para obtenção dos resultados de tensão e deformação.

Na Figura 21 é ilustrado o modelo utilizado por Doric e Ruzic e traduzido para o ambiente computacional *MSC ADAMS*. Já na Tabela 9 estão apresentados os valores obtidos assim como a legenda de cada componente na Figura 22.

**Figura 21 – Quadro modelado por Doric e Ruzic (2005) no ambiente *MSC ADAMS***



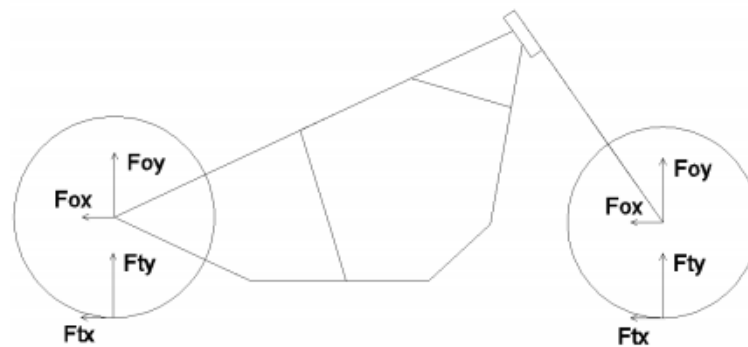
Fonte: (DORIC e RUZIC, 2015)



**Tabela 9 – Esforços atuantes no chassi encontrados por (DORIC e RUZIC, 2015)**

		Velocidade (km/h)								
		20	40	60	80	100	120	140	160	
Força (N)	Dianteira	Ftx	215	380	200	40	30	95	60	70
		Fty	5440	3940	2730	1925	1455	1535	1595	1590
		Fox	430	210	150	100	30	25	140	140
		Foy	4470	2325	1840	1595	1325	1375	1340	1340
	Traseira	Ftx	850	575	160	60	260	145	235	265
		Fty	7380	4310	2590	2025	2550	2245	2330	2325
		Fox	630	455	120	45	215	125	200	230
		Foy	5710	3400	2190	1795	2145	1955	1980	1985

Fonte: Adaptado de (DORIC e RUZIC, 2015)

**Figura 22 – Referências de esforços para valores da Tabela 9**

Fonte: (DORIC e RUZIC, 2015)

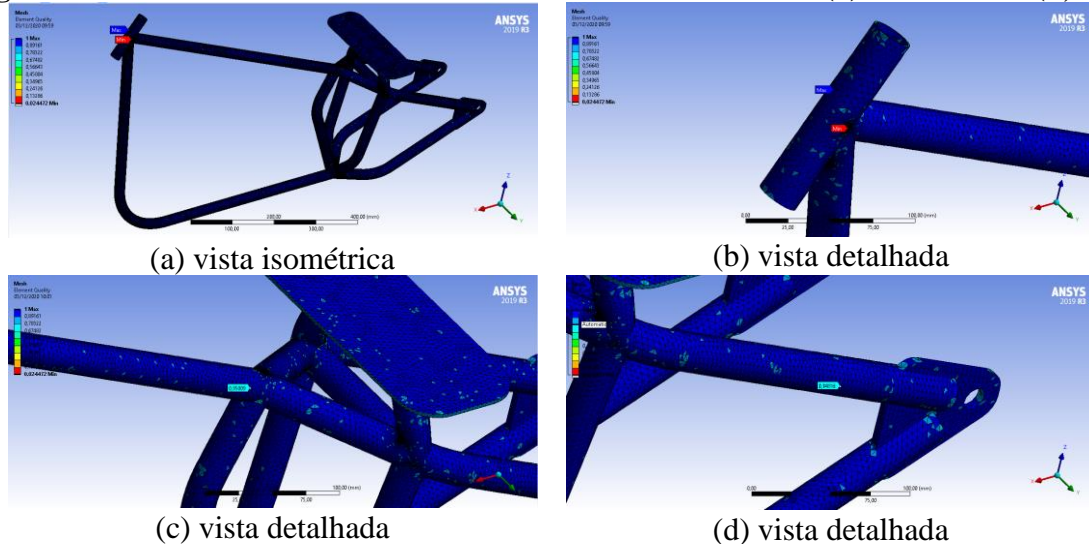
## 5. METODOLOGIA E RESULTADOS ALCANÇADOS

### 5.1 Análise numérica computacional em ambiente CAE

#### 5.1.1 Definição e Ajuste de Malha

A malha da estrutura foi gerada em ambiente CAE conforme exposto neste trabalho e retornou excelente resultado. Após realizar os devidos ajustes no *Ansys Workbench*, o resultado alcançado na malha foi satisfatório e com ótimo nível de qualidade segundo Anflor (2003). Com uma malha de melhor qualidade, a qualidade dos resultados é maior bem como uma mais rápida convergência. Na prática, esse passo é fundamental para encontrar resultados que mais se assemelham à realidade. É possível ter uma melhor visualização da topologia em malha gerada e em suas características na Figura 23 e na Tabela 10, respectivamente.

**Figura 23 – Estrutura com malha definida em vista isométrica (a) e detalhada (b, c, d)**



Fonte: do autor

**Tabela 10 – Parâmetros de qualidade da malha empregada**

Parâmetros	Valores
Número de nós	65.320
Número de elementos	130.836
Qualidade média	0,9592
Desvio padrão da média	0,0556
Qualidade máxima	1
Qualidade mínima	0,0244

Fonte: do autor

### 5.1.2 Análise Modal

Para a análise modal deste modelo foi empregado o método com os devidos engastes em condições normais de uso para melhor representação do modelo proposto. Foi estabelecido o critério de análise em 12 modos de forma a ampliar a análise em todas as faixas de frequências geradas pela fonte principal de vibração, o motor. Os resultados obtidos estão expressos na Tabela 11.

**Tabela 11 – Modos de vibração da estrutura com condições de contorno aplicadas**

Modo de Vibração	Frequência (Hz)	Modo de Vibração	Frequência (Hz)
1°	56,863	7°	193,89
2°	71,608	8°	198,42
3°	77,487	9°	208,55
4°	79,215	10°	221,94
5°	127,24	11°	223,48
6°	150,11	12°	241,49

Fonte: do autor

Paralelamente, há que se falar da faixa de frequências geradas pelo motor em função de sua rotação. Para obter um resultado satisfatório, o ideal é que as frequências naturais estejam distantes das frequências a que o modelo será submetido evitando, assim, uma falha por ressonância. A Tabela 12 faz uma conversão de frequência corresponde à rotação do motor.

**Tabela 12 – Frequências geradas pelo motor em função de sua rotação**

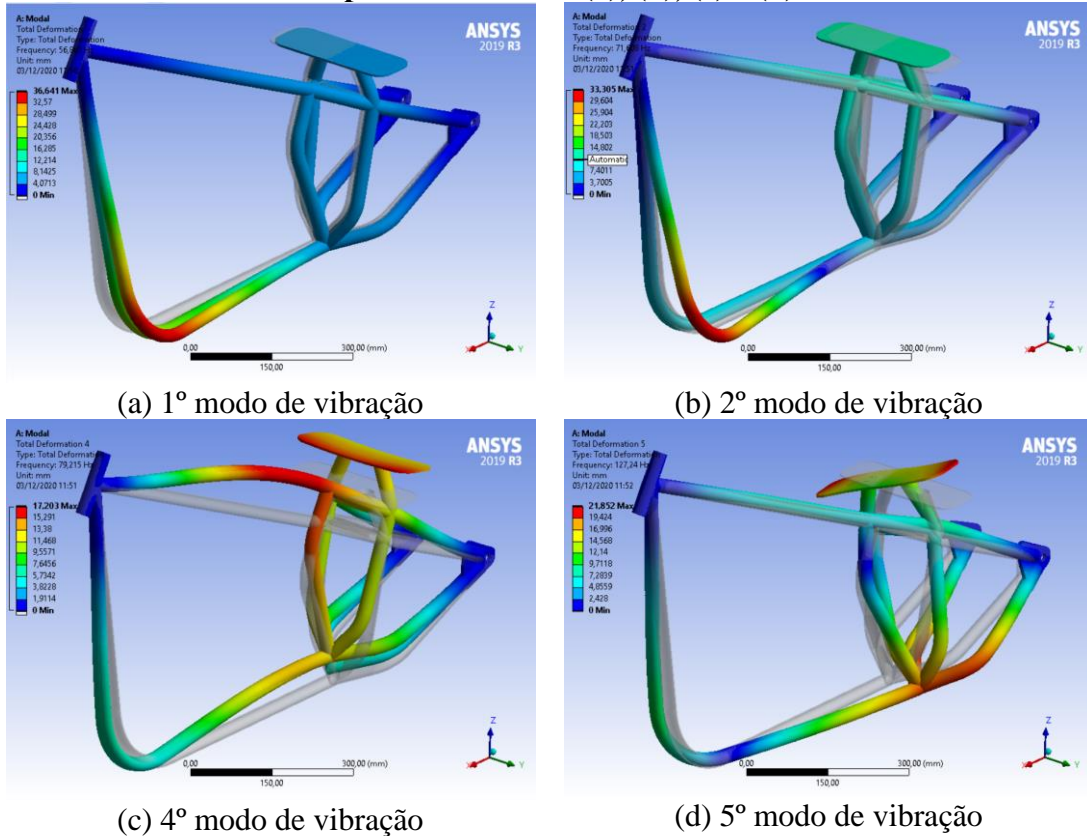
Rotação (rpm)	Frequência (Hz)	Rotação (rpm)	Frequência (Hz)	Rotação (rpm)	Frequência (Hz)
1000	16,67	4600	76,67	8200	136,67
1600	26,67	5200	86,67	8800	146,67
2200	36,67	5800	96,67	9400	156,67
2800	46,67	6400	106,67	10000	166,67
3400	56,67	7000	116,67	10600	176,67
4000	66,67	7600	126,67	11200	186,67

Fonte: do autor

Nos resultados gráficos obtidos pelo *Ansys* é possível verificar o comportamento da estrutura dado sua frequência natural de vibração. Tais simulações demonstram o sentido de

deslocamento da estrutura em uma possível ressonância e alguns dos modos estão representados na Figura 24.

**Figura 24 – Comportamento da estrutura em análise modal nos modos 1, 2, 4 e 5, respectivamente em (a), (b), (c) e (d)**

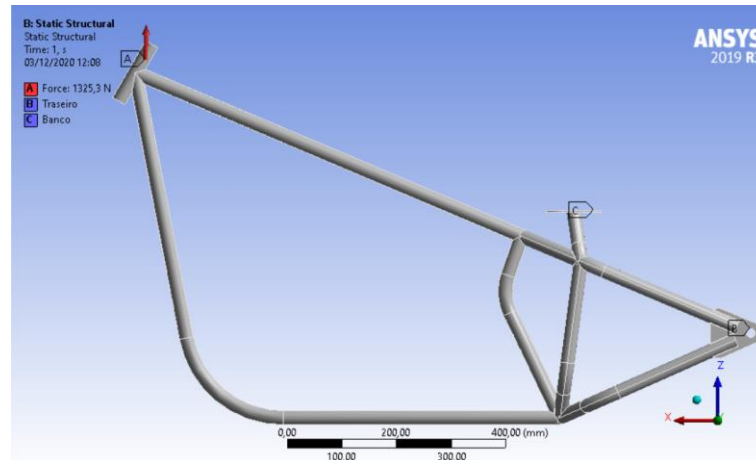


Fonte: do autor

### 5.1.3 Análise Estática

Em primeiro momento, foi simulado uma situação de esforço concentrado na roda dianteira a 100 km/h seguindo os critérios de Doric e Ruzic (2015). As condições de contorno estão demonstradas na Figura 25 e mostram a aplicação da força decomposta em dois vetores.

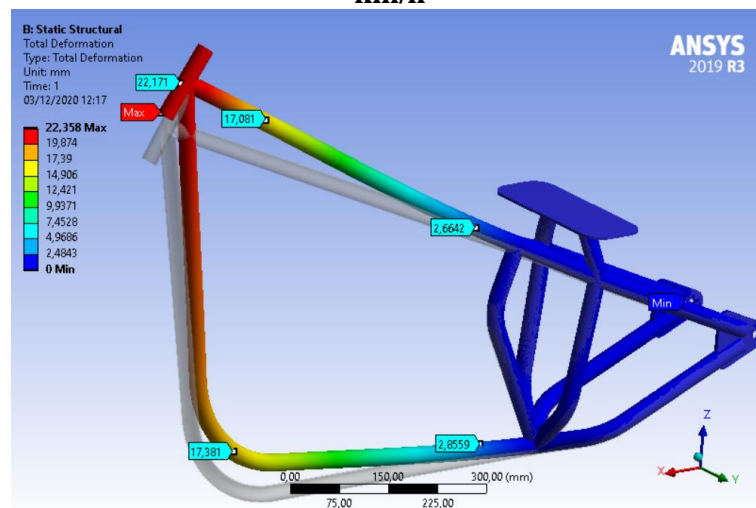
**Figura 25 – Condições de contorno para situação de impacto vertical com a roda dianteira a 100 km/h**



Fonte: do autor

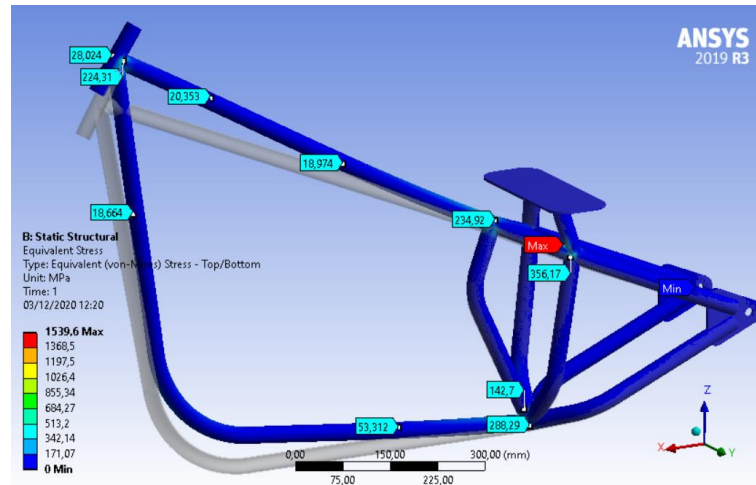
Os resultados de deformação total e tensão equivalente de von Mises, respectivamente expressos na Figura 26 e na Figura 27. É importante ressaltar que na tensão máxima obtida foi observado um *outlier*, isto é, um resultado destoante dos demais e que precisa ser analisado separadamente. Este valor exorbitante deve ser desconsiderado pois pode se tratar de uma descontinuidade de malha e, para obter os valores reais, foram inseridos pontos de análise pontuais.

**Figura 26 – Deformação total equivalente para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h**



Fonte: do autor

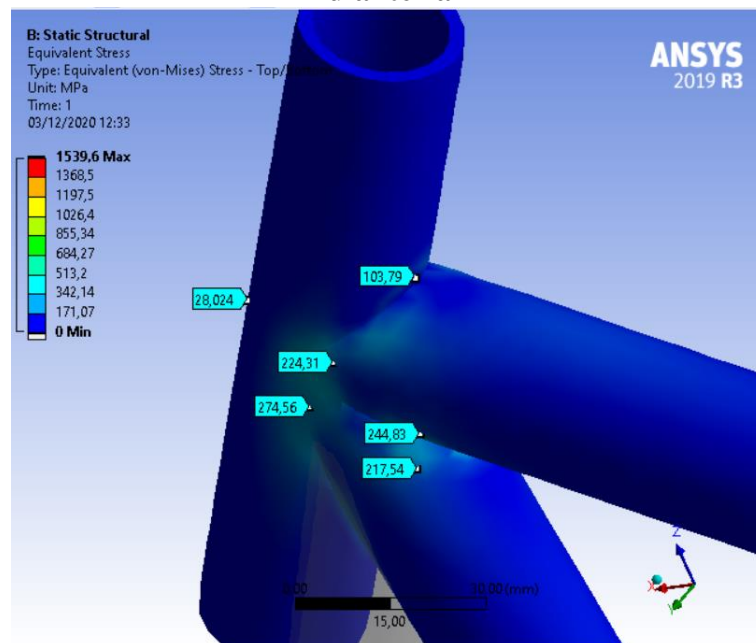
**Figura 27 – Tensão equivalente de von Mises para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h**



Fonte: do autor

Com a finalidade de detalhar melhor os resultados obtidos na Figura 27, na Figura abaixo está representada a tensão equivalente de von Mises na região mais crítica, que se trata da junção entre o suporte da caixa de direção com a ligação com os berços superior e inferior.

**Figura 28 – Detalhamento do esforço em região crítica no impacto vertical da roda dianteira**

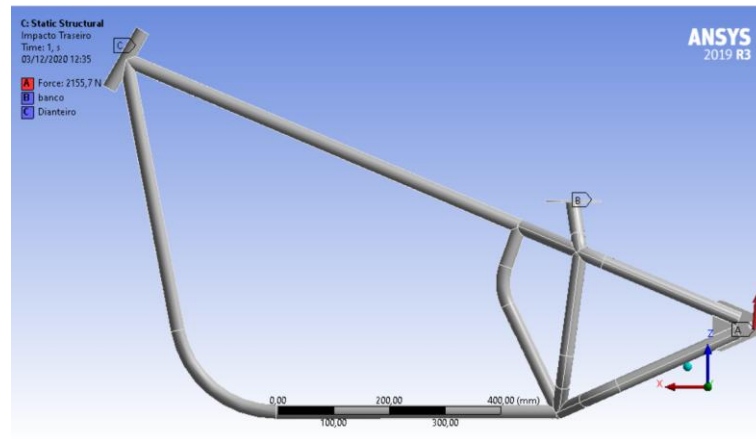


Fonte: do autor

Em segundo momento, foi realizada uma análise similar à anterior, mas considerando apenas um possível impacto na roda traseira também considerando uma velocidade de 100 km/h e seguindo os critérios de Doric e Ruzic (2015). As condições de contorno empregadas, o

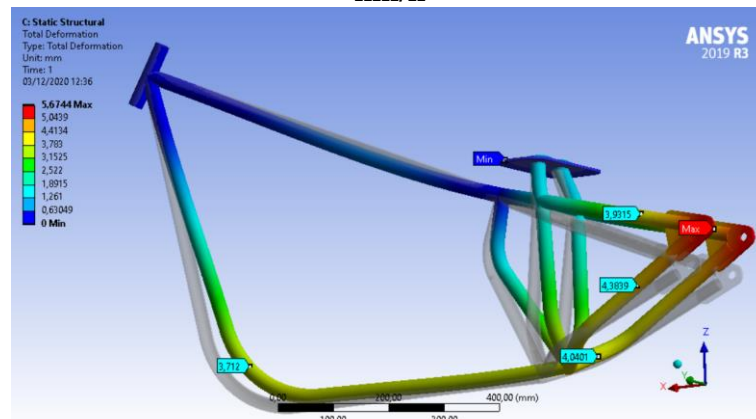
deslocamento máximo observado e a tensão equivalente de von Mises estão, respectivamente, representados na Figura 29, na Figura 30 e na Figura 31.

**Figura 29 – Condições de contorno para situação de impacto vertical com a roda traseira a 100 km/h**



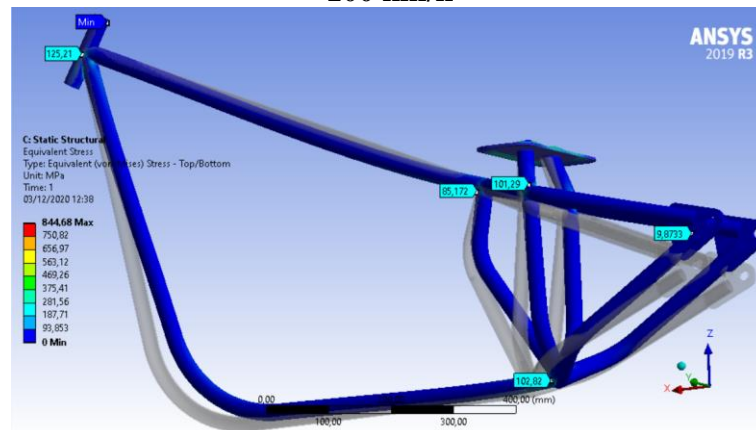
Fonte: do autor

**Figura 30 - Deformação total equivalente para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h**



Fonte: do autor

**Figura 31 – Tensão equivalente de von Mises para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h**



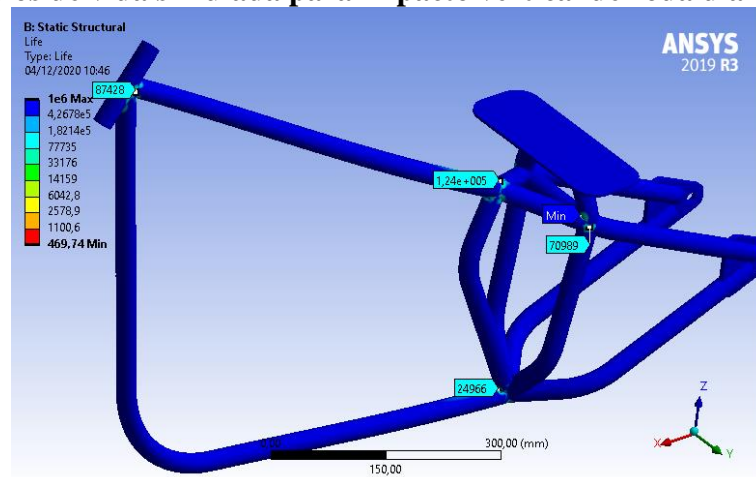
Fonte: do autor

### 5.1.4 Análise de Fadiga

As análises de fadiga realizadas envolvem a simulação de ciclos de vida até a falha, fator de segurança e um gráfico de sensibilidade da estrutura à fadiga com critérios de falha de Gerber e carregamento baseado em zero, ou seja, não se admitindo um esforço em sentido negativo pois não é de acordo com a proposta da situação simulada.

De início, fora considerado o impacto vertical de roda dianteira, simulando uma passagem por um buraco a 100 km/h. Os resultados de ciclos de vida e fator de segurança estão representados, respectivamente na Figura 32 e na Figura 33 e serão posteriormente discutidos.

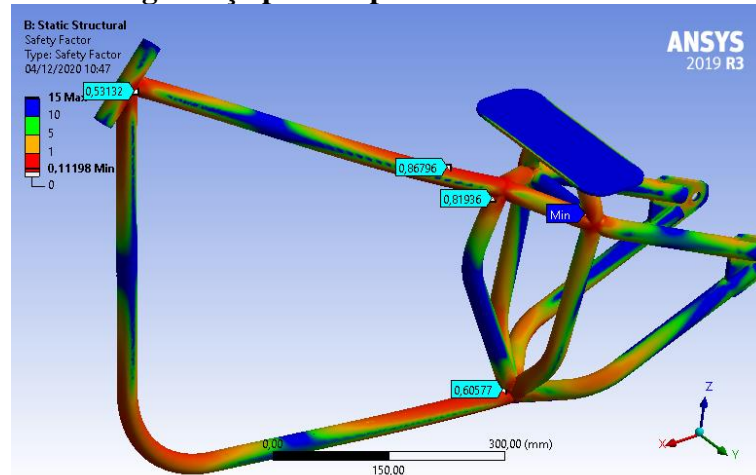
**Figura 32 – Ciclos de vida simulada para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h**



Fonte: do autor



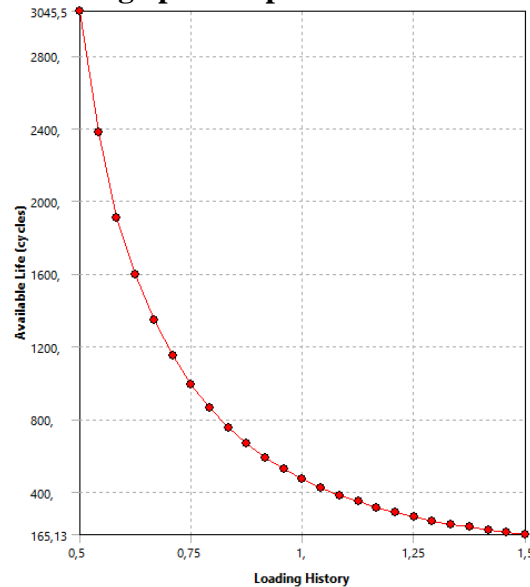
**Figura 33 – Fator de Segurança para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h**



Fonte: do autor

Conforme observado os baixos fatores de segurança e ciclo de vida, cabe realizar a análise de sensibilidade à fadiga do modelo, com finalidade de entender em qual fator a carga deveria ser diminuída para atender o uso em vida infinita. Tal resultado está representado na Figura 34.

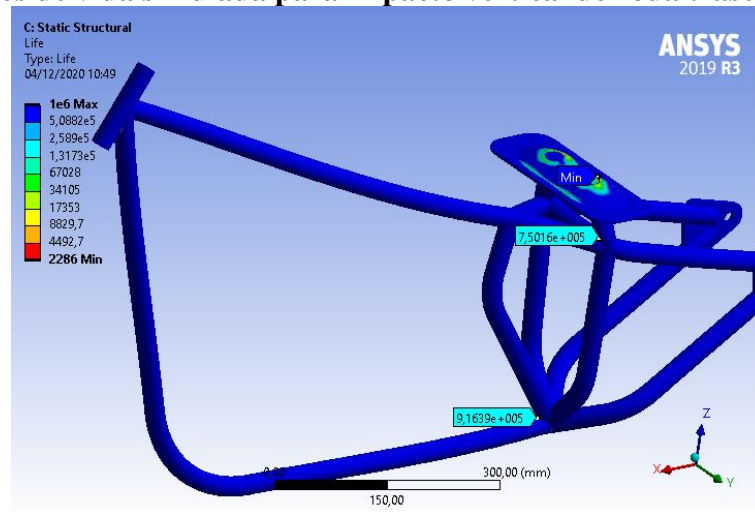
**Figura 34 – Sensibilidade à fadiga para impacto vertical de roda dianteira a 100 km/h**



Fonte: do autor

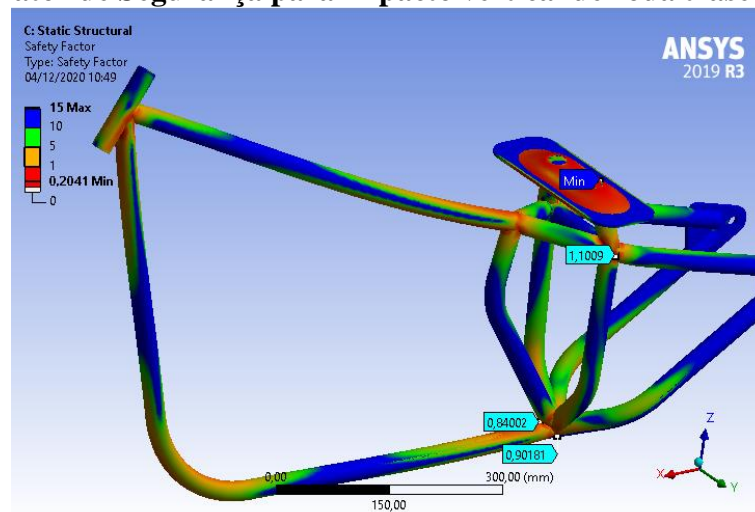
De modo similar, as mesmas análises foram realizadas para carga equivalente no eixo traseiro. Os mesmos critérios de aplicação de carga e análise de resultados foram adotados, bem como as mesmas condições de contorno. Os resultados podem ser observados nas figuras abaixo.

**Figura 35 - Ciclos de vida simulada para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h**



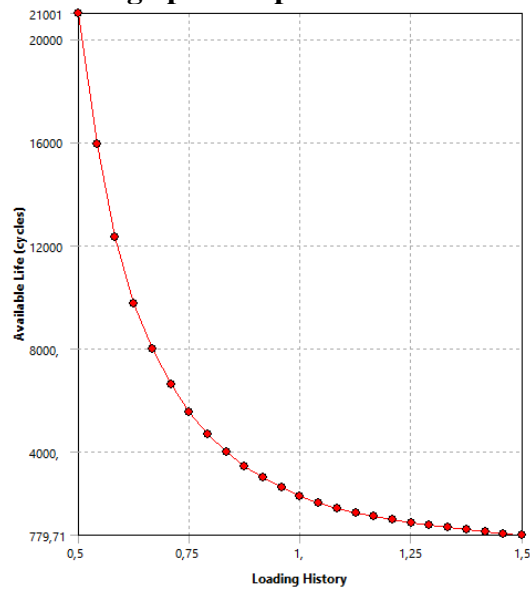
Fonte: do autor

**Figura 36 – Fator de Segurança para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h**



Fonte: do autor

**Figura 37 – Sensibilidade à fadiga para impacto vertical de roda traseira a 100 km/h**



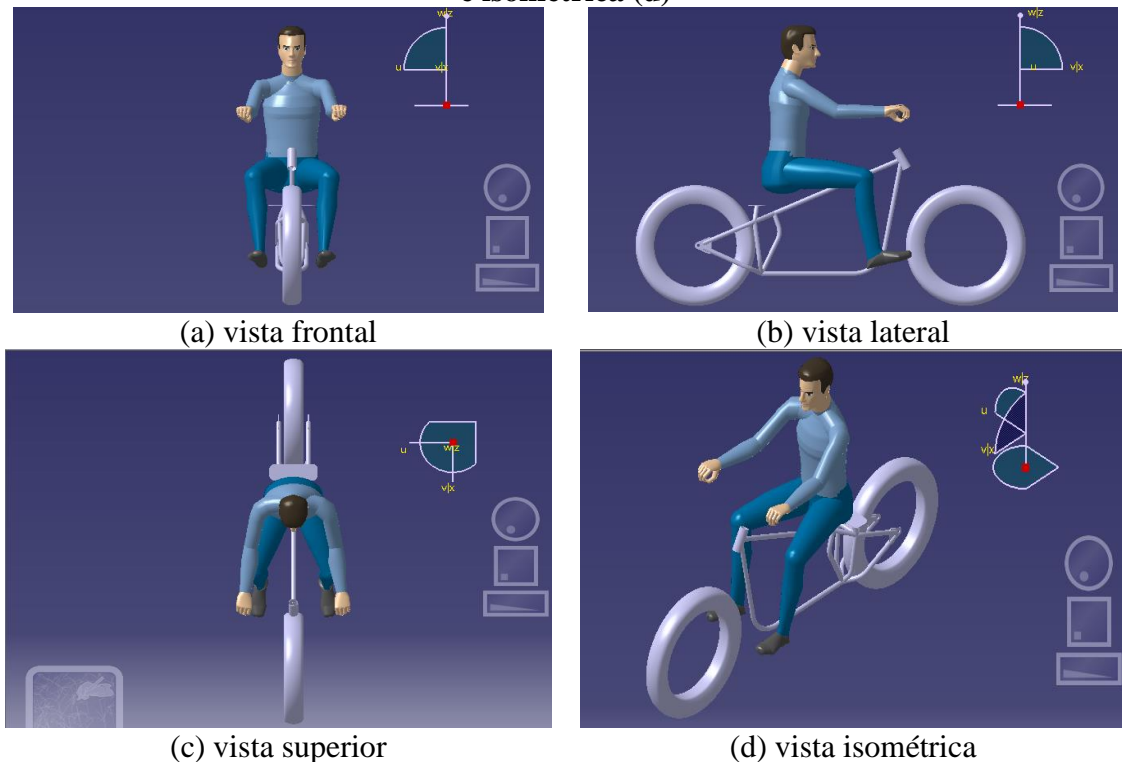
Fonte: do autor

## 5.2 Análise ergonômica

A análise ergonômica deste trabalho foi realizada com o auxílio das ferramentas disponíveis do software CATIA V5 no ambiente *Ergonomics Design & Analysis*. De início, a escolha do manequim foi feita baseado na antropometria que mais se assemelha ao brasileiro médio devido às limitações do software: um manequim francês percentil 50 de 1,76m de altura e 71Kg de peso.

Partindo da definição da antropometria, foi feito o posicionamento do manequim respeitando as limitações angulares dos membros e físicas do chassi da motocicleta. No Anexo A constam maiores informações do manequim utilizado e respectivos ângulos dos membros corporais, e na Figura 38 estão as principais vistas com o manequim devidamente inserido e posicionado no quadro da motocicleta em sua versão final após correções para melhor conforto ergonômico.

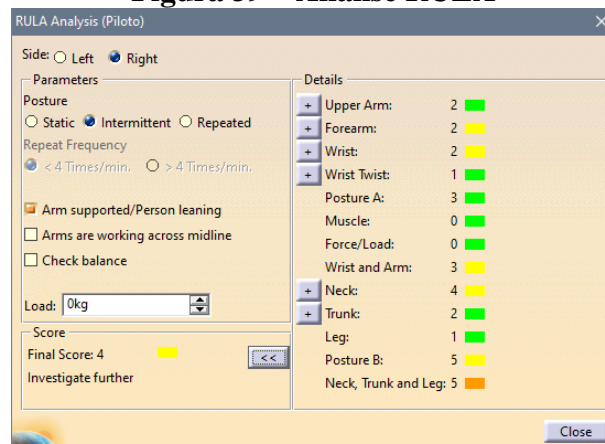
**Figura 38 – Posicionamento do manequim nas vistas frontal (a), lateral (b), superior (c) e isométrica (d)**



Fonte: do autor

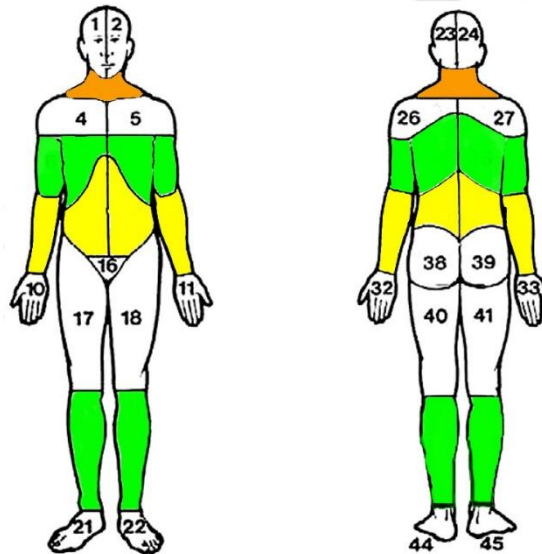
Após algumas alterações de posicionamento, foi retirada do CATIA V5 a análise RULA (*Rapid Upper Limb Assessment*) que dispõe informações de níveis de conforto principalmente dos membros superiores em uma escala de 0 (excelente conforto) a 10 (péssimo conforto). A Figura 39 traz as informações analisadas pelo software com as respectivas notas para cada aspecto analisado, que foi desenvolvida graficamente para melhor visualização na Figura 40.

**Figura 39 – Análise RULA**



Fonte: do autor

**Figura 40 - Mapa de dor conforme análise RULA**



Fonte: do autor

É importante também realizar a devida análise do envelope de alcance das mãos para garantia de que o guidão ficará localizado em área confortável ao piloto. A Figura 41 demonstra a análise realizada por meio do CATIA V5 e demonstra o posicionamento do guidão corretamente dentro do alcance do piloto, resultando em conforto ao pilotar.

**Figura 41 – Alcance das mãos direita (a) e esquerda (b)**



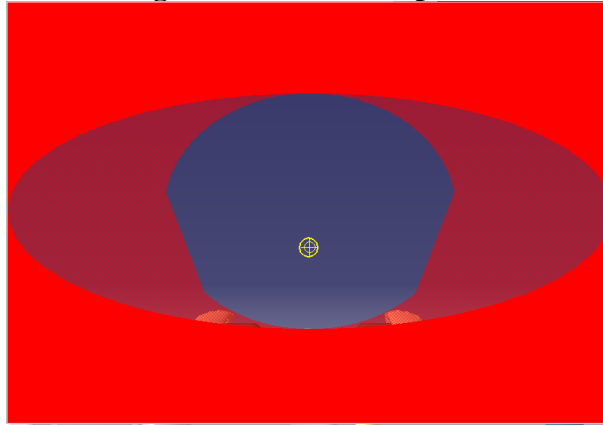
(a) mão direita

(b) mão esquerda

Fonte: do autor

A visão do piloto é um ponto fundamental para garantir baixo estresse muscular na região da nuca e, ao mesmo tempo, uma boa visibilidade da pista e do painel de instrumentos do veículo. O CATIA V5 oferece essa funcionalidade para análise de visão do manequim. É possível simular o ângulo de visão com ponto focal e visão periférica. Além disso, o software é capaz de representar a elipse de visão em três dimensões, facilitando a compreensão por parte do projetista. Na Figura 42 está representada a visão do piloto com case em sua elipse de visão (Figura 43).

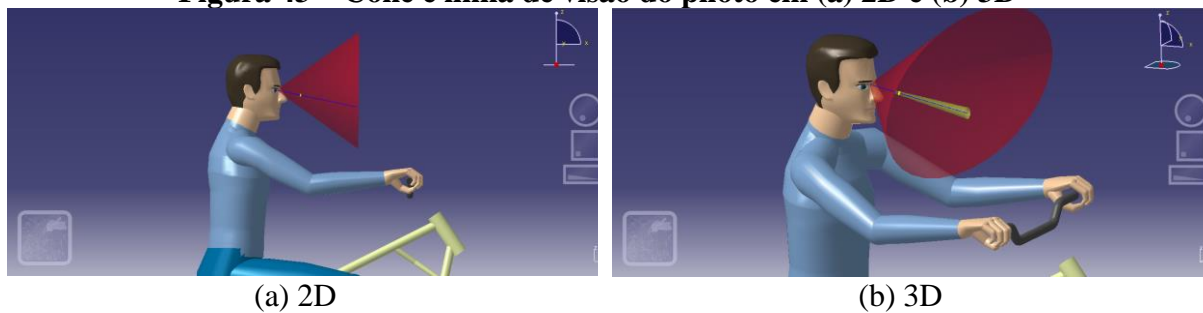
**Figura 42 – Visão do piloto**



Fonte: do autor

É possível perceber na Figura 42 que as mãos do piloto corretamente apoiadas no guidão ficam situadas no limite da visão periférica do condutor, o que é ideal para o melhor conforto em conduções urbanas.

**Figura 43 – Cone e linha de visão do piloto em (a) 2D e (b) 3D**



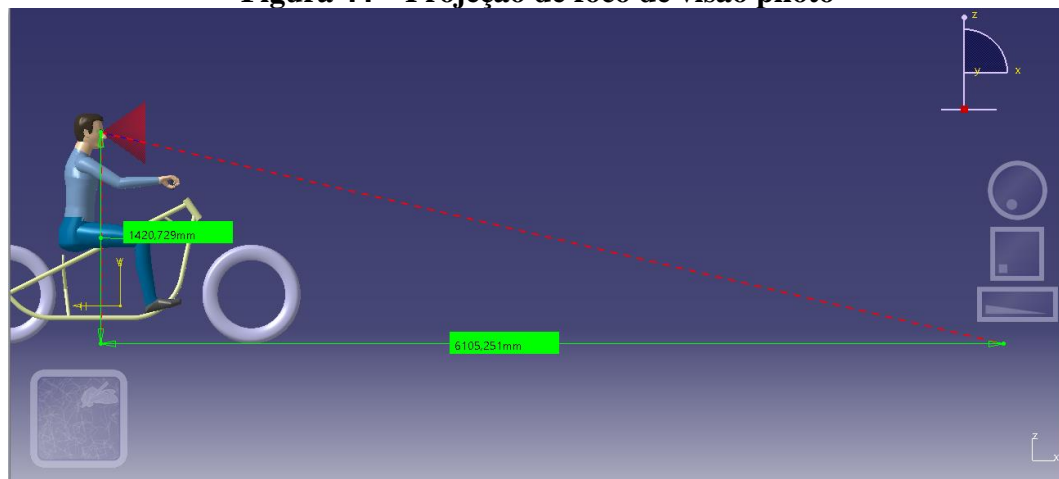
(a) 2D

(b) 3D

Fonte: do autor

Com os dados acima fornecidos pela ferramenta computacional, é possível verificar o ponto de projeção foco de visão do piloto longitudinalmente (Figura 44) que compreende na distância entre o piloto e o ponto máximo enxergado em seu ponto focal.

**Figura 44 – Projeção de foco de visão piloto**



Fonte: do autor

A Figura 44 exprime uma projeção de aproximadamente 6,1 metros, o que é aceitável para condições urbanas de condução, garantindo segurança e conforto.

## 6. CONCLUSÕES

O desenvolvimento de motocicletas *handmade*, ou seja, feitas por conta própria, trazem um exorbitante risco para o condutor do veículo e todo aqueles que estão envolvidos no trânsito. A busca por fabricações simples e descomplicadas utilizando apenas o conhecimento técnico tácito, sem embasamento teórico, traz uma ideia de possibilidade de criar seu próprio veículo, mas que gera uma série de problemas estruturais característicos de quadros do tipo berço simples.

Para dar início, a venda de materiais metálicos no Brasil de alta qualidade é dificultada, sendo largamente oferecidos no mercado comum o Aço Carbono AISI 1006 e 1008. Conforme na análise realizada por este trabalho, mesmo utilizando um Aço Carbono AISI 1020 foi verificado alguns pontos de falha no carregamento estático, sobretudo nos impactos originados do contato da roda dianteira com o solo. Em alguns pontos foi observado uma Tensão Equivalente de von Mises de 356 MPa, frente à tensão máxima de escoamento do material escolhido em torno de 210 MPa considerando uma velocidade de deslocamento longitudinal do veículo de 100 km/h. Ou seja, na situação citada no modelo proposto ocorreria uma falha por deformação plástica na estrutura, o que compromete a segurança da motocicleta.

Além do mais, no modelo estudado foi observado um forte ponto de atenção que pode indicar o motivo das grandes fabricantes abandonarem o uso de chassis de berço simples. Esse ponto trata-se da análise modal que apresenta falhas de ressonância da estrutura em frequências próximas àquela gerada pelo motor nas faixas de rotação características de uso (entre 1.000 R.P.M. e 11.000 rpm). O uso desse tipo de geometria de chassi, em especial, concentra os principais modos de vibração em uma região específica, problema que seria sanado pela adoção do chassi berço duplo ou semi-berço duplo.

Outrossim, decorrente da falha da estrutura em situação estática, não seria diferente na análise de fadiga. O modelo apresentado apresentou falhas de fadiga não se adequando a um uso de vida infinita. Os principais pontos de falhas decorrem da utilização do berço simples que ficam mais explícitos na simulação de impacto de roda dianteira contra o solo.

Entretanto, a ergonomia do modelo apresentado apresentou resultados satisfatórios com excelentes níveis de conforto conforme apresentado por este trabalho. Na simulação fora utilizada como parâmetros um humano com 174 centímetros de altura e 71 quilos de peso.



Por fim, este trabalho demonstra os riscos de uma construção de motocicleta do tipo berço simples característica em modelos artesanais. É importante a edição de leis que proíbem tal prática pois colocam em risco a vida de todos no trânsito, dado que os critérios adotados no projeto e construção dificilmente utilizam teorias e práticas cientificamente comprovadas.

## BIBLIOGRAFIA

- ABRACICLO. Anuário ABRACICLO 2018, São Paulo, 2018.
- ABRAHÃO, et al. **Introdução à ergonomia – da prática à teoria**. São Paulo: Edgard Blücher, 2009.
- ALVES, A. F. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2003.
- ANFLOR, C. T. M. De modo geral, o vacuum bag é um processo de manufatura de compósitos sob vácuo e elevada temperatura durante o momento de cura. **UFRGS**, Porto Alegre, 2003.
- AZEVEDO, Á. F. M. **Método dos Elementos Finitos**. 1<sup>a</sup>. ed. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2013.
- AZEVEDO, D. F. O. **Análise Estrutural com Ansys Workbench: Static Strutural**. Mogi das Cruzes: [s.n.], 2015.
- BAZAN, H. Tipos de quadro de uma motocicleta. **Motobazan**, 2015. Disponível em: <<http://motobazan.blogspot.com/>>. Acesso em: 06 Julho 2020.
- BIBERMAN, M. **Big Sid's Vincati: The Story of a Father, a Son, and the Motorcycle of a Lifetime**. Louisville: Hudson Street Press, 2009.
- BONHAMS. Formerly the property os Steeve McQueen, 1940 Indian 45CI Sport Scout. **Bonhams**, 2008. Disponível em: <<https://www.bonhams.com/>>. Acesso em: 01 Julho 2020.
- BRIDGER, R. **Introduction to Ergonomics**. New York: McGraw-Hill, Inc., 1995.
- CALLISTER, W. D. **Materials Science and Engineering: An Introduction**. 7<sup>a</sup>. ed. Utah: Wiley, 2008.
- COSSALTER, V. **Motorcycle Dynamics**. 2<sup>a</sup>. ed. Pádua: [s.n.], 2006.
- DIN. DIN EN 14386 - Safety of machinery - Ergonomic design principles for the operability of mobile machinery. **DIN**, 2002.
- DORIC, J.; RUZIC, D. One Method for Modeling Motorcycle Frame. **Internatioan Conference on Innovative Technologies**, Dubrovnik, Setembro 2015.
- D'ORLEANS, P.; LICHTER, M. **Cafe Racers: Speed, Style, and Ton-Up Culture**. [S.l.]: Motorbooks, 2014.
- DRATE, S.; SALAVETZ, J.; MARDIKIAN, A. **Art of the Bobber**. Saint Louis: Motorbooks International, 2006.
- DULL, J.; WEERDMEESTER, B. **Ergonomia Prática**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 1991.
- FARIA, E. W.; PARKER, D. L.; FARIA, I. E. The Science of Cycling: Factor Affecting Performance - Part 2. **Sports Med**, California, 2005.
- HENDRICK, H. W. Ergonomics in organizational design and management. **Ergonomics**, Los Angeles, v. 34, p. 743-756, 1991. ISSN DOI.
- HENDRICK, H. W.; KLEINER, B. M. **Macroergonomics: introduction to work system design**. Santa Monica: Human Factors and Ergonomics Society, 2000.
- HOAG, L. L.; ADAMS, K. Human Factors in Urban Transportation System. **Human Factors**, Oklahoma, p. 110-131, fevereiro 1975.
- HOBSBAWM, E.; SANTARRITA, M. **Era dos Extremos: O breve século XX**. São Paulo: Schwarcz LTDA., 1994.

- IIDA, I. **Ergonomia: Projeto e Produção**. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- LEAR, G.; MOSHER, L. S. **Motorcycle Mechanics**. Nova Jersey: Prentice-Hall, 1977.
- LOWBROW CUSTOMS. The History of Bobbers. **Site da Lowbrow Customs**, 2015. Disponível em: <<https://www.lowbrowcustoms.com/blogs/events-features/the-history-of-bobbers#sthash.i9OL5sZ8.dp40TGpL.dpbs>>. Acesso em: 10 Março 2020.
- MANSFIELD, N. J. **Human Response to Vibration**. Boca Raton,: CRC Press, 2005.
- MCCORMICK; SANDERS. **Human Factors in Engineering and Design**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1982.
- MEIJAARD, J. P. et al. Linearized dynamics equations for the balance and steer of a bicycle: a benchmark and review. **Proceedings of the Royal Society A**, Nottingham, p. 1955-1982, Junho 2007.
- MILLAR, A. E. **The motion commotion: Human factors in transportation**. Langley Research Center and Old Dominion: NASA-ASEE Report, 1972.
- MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. Norma Regulamentadora 17 - Ergonomia. **Ministério do Trabalho**, 26 Outubro 2018. Disponível em: <[https://enit.trabalho.gov.br/portal/images/Arquivos\\_SST/SST\\_NR/NR-17.pdf](https://enit.trabalho.gov.br/portal/images/Arquivos_SST/SST_NR/NR-17.pdf)>. Acesso em: 14 Abril 2020.
- MOAVENI, S. **Finite Element Analysis. Theory and Application with Ansys**. Nova Jersey: Prentice-Hall, 1999.
- RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4ª. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
- SHELDON, W.; TUCKER, W.; STEVEN, S. **The Varieties of Human Physique**. Nova Iorque: Harper & Bros, 1940.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R. **projeto de Engenharia mEcânica**. 7ª. ed. São Paulo: Bookman, 2005.
- SORIANO, H. L. **Análise de Estruturas: Método das Forças e Método dos Deslocamentos**. 2ª. ed. [S.l.]: Ciência Moderna, 2006.
- VAZ, L. E. **Método dos Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2011.
- WISNER, A. **Human Factors in Organization Desing and Management**. São Paulo: Blusher, 2008.
- YOUNG, L. Human Control Capabilities. **Bioastronautics Data Book**, n. 2, p. 751-805, 1973.

## ANEXOS

## Anexo A – Características do manequim utilizado na análise ergonômica

<b>Característica</b>	<b>Atribuição/Valor</b>
<b>Nacionalidade</b>	Francesa
<b>Sexo</b>	Masculino
<b>Estatura</b>	1,744 m
<b>Peso</b>	70,64 Kg
<b>Percentil</b>	50
<b>Referencial</b>	<i>H-point</i>
<b>Cabeça – Flexão</b>	-4°
<b>Linha de visão</b>	-14,1°
<b>Clavículas - Flexão</b>	2,6°
<b>Clavículas - Elevação</b>	2,2°
<b>Tórax - Flexão</b>	2°
<b>Mãos - Flexão</b>	-11,9°
<b>Braços - Flexão</b>	60°
<b>Braços - Abdução</b>	10,4°
<b>Braços – Rotação Média</b>	16,4°
<b>Antebraços - Flexão</b>	32,8°
<b>Antebraços - Pronação</b>	160°
<b>Mãos – Desvio Radial</b>	1,1°
<b>Coluna Vertebral – Rotação direita/esquerda</b>	0°
<b>Coluna Vertebral – Flexão</b>	7,7°
<b>Lombar - Flexão</b>	5,1°
<b>Coxas - Flexão</b>	85°
<b>Coxas - Abdução</b>	15°
<b>Coxas – Rotação Lateral</b>	-8°
<b>Pernas - Flexão</b>	76°
<b>Pernas – Rotação Média</b>	7°
<b>Pés - Dorsiflexão</b>	3°
<b>Pés - Eversão</b>	0°

Anexo B – Desenhos Técnicos

