

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

JHONATHAN CHRISTIAN STEFFENS

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE QUADRO PARA MOTOCICLETA ELÉTRICA ATRAVÉS DO
MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2019

JHONATHAN CHRISTIAN STEFFENS

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE QUADRO PARA MOTOCICLETA ELÉTRICA
ATRAVÉS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Rodrigues Mandello

PATO BRANCO

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

Análise Estrutural de Quadro para Motocicleta Elétrica através do Método de Elementos Finitos

Jhonathan Christian Steffens

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 20/11/2019 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Profa. MsC. Sandmara Lanhi
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Giovanni Bratti
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR – Departamento de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família
por todo o amor e apoio dados a mim.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer primeiramente a Deus por ter me abençoado e iluminado durante todo este período.

Agradecer a minha família, meu pai Adelar, minha mãe Sedinei e minha irmã Indianara, por sempre me apoiar em todos os momentos e por todo o amor e carinho que vocês me deram ao longo de toda a minha vida.

Agradecer aos professores do Curso de Engenharia Mecânica da UTFPR-PB, por todos os conhecimentos passados durante estes anos de graduação, em especial ao meu orientador Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues, pela sugestão do tema e apoio na construção desse trabalho e na minha formação.

À minha namorada Luiza, pela compreensão e apoio nas horas que foram dedicadas ao estudo para realização deste trabalho, e por toda a cumplicidade e amor durante esses dois anos de relacionamento.

A todos os meus colegas que de alguma maneira estiveram presentes na minha caminhada pela faculdade, em especial para a turma 2015.1, sem a qual, a passagem pela universidade certamente teria sido muito mais difícil e menos prazerosa.

EPÍGRAFE

It is impossible for a man to learn what he thinks he already knows. (EPICTETUS).

É impossível para um homem aprender, aquilo que ele acha que já sabe. (EPITETO).

RESUMO

Steffens, Jhonathan C. **Análise Estrutural de Quadro para Motocicleta Elétrica pelo Método de Elementos Finitos**. 2019. 76 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

A emissão de gases por veículos movidos a combustão interna é apontada como uma das principais causas da poluição em perímetros urbanos, sendo os veículos elétricos, uma das alternativas mais bem quistas para substituí-los, tendo em vista que possuem alta eficiência e não contribuem com o efeito estufa diretamente. Já as motocicletas possuem papel fundamental dentro do cenário dos automóveis para o transporte de seres humanos, por serem simples e versáteis, e têm o quadro como principal elemento estrutural, sendo um dos grandes responsáveis pela sustentação do piloto, motor, tanque de combustível e todos os demais componentes do veículo. Deste modo, esta pesquisa busca dar continuidade ao trabalho desenvolvido pelo acadêmico Igor Bentes Saraiva, propondo novos *designs* para quadros de motocicletas elétricas, que apresentem uma boa relação entre resistência e peso, devido ao fato destes dois parâmetros serem essenciais para este tipo de equipamento. Para isto, foram desenvolvidos dois modelos de quadro distintos, e propostos dois materiais diferentes para a confecção dos mesmos. Em seguida, foi realizada uma análise estrutural, através do método de elementos finitos por *software* computacional, para obtenção da tensão equivalente de von-mises e da deformação máxima dos modelos ao serem submetidos a esforços advindos da sua aplicação usual. Por último, foi feito um comparativo entre os modelos simulados para verificar qual destes possui a melhor relação entre os parâmetros citados, obtendo-se que o quadro em Alumínio 6061 T6 com *design* estrutural tipo treliça apresentou o melhor desempenho, com uma deformação 17,5 vezes menor do que o modelo de berço duplo em mesmo material e um peso 2,9 vezes menor do que o quadro treliçado em Aço 4130.

Palavras-chave: Quadros para motocicletas, Análise Estrutural, Método de Elementos Finitos.

ABSTRACT

STEFFENS, Jhonathan Christian. **Structural Analyses of an Electric Motorcycle Frame by Finite Elements Method**. 2019. 76 f. Monograph – Bachelor in Mechanical Engineering, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

The emission of gases by vehicles powered by internal combustion is pointed as one of the main causes of pollution in urban perimeters, being electric vehicles, one of the best alternatives to replace them, considering that they have high efficiency and do not contribute to the greenhouse effect directly. Motorcycles, on the other hand, play a fundamental role in the scene of automobiles for the transport of human beings, as they are simple and versatile, and have the frame as their main structural element, being one of the responsible for the support of the rider, engine, fuel tank and the other components of the vehicle. Thus, this research seeks to continue the work developed by the academic Igor Bentes Saraiva, proposing new designs for electric motorcycle frames, which have a good relationship between resistance and weight, due to the fact that these two parameters are essential for this type of equipment. For this, two different frame models were developed, and two different materials were proposed for their production. Then, a structural analysis was performed using the finite element method by computational software to obtain the equivalent stress of von-misses and the maximum deformation of the models when subjected to loads arising from their usual application. Finally, a comparison between the simulated models was made to verify which one has the best relation between the mentioned parameters, obtaining that the 6061 T6 Aluminum trellis frames had presented the best performance, with a deformation 17,5 times less than the duple cradle model in the same material and a weight 2,9 times less than the 4130 Steel trellis frame.

Keywords: Motorcycle Frame, Structural Analyses, Finite Element Method

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Estrutura de quadro de berço simples	19
Figura 2 - Chassi de Berço Duplo	20
Figura 3 - Cargas Distribuídas ao Longo do Veículo	23
Figura 4 - Forças Atuantes no Veículo Durante a Frenagem	25
Figura 5 - Força Atuante Devido a Degrau	26
Figura 6 - Força Lateral Atuante Sob o Veículo	27
Figura 7 - Fatores Geométricos associados ao quadro de uma motocicleta	30
Figura 8 - Descrição para Localização do Ponto Horizontal do Centro de Massa	31
Figura 9 - Descrição para Localização do Ponto Vertical do Centro de Massa	31
Figura 10 - Modelo de Placa com parâmetros simples	32
Figura 11 - Modelo de Placa com parâmetros irregulares	33
Figura 12 - Principais Geometrias dos Elementos Finitos	34
Figura 13 - Malha de Elementos Finitos	34
Figura 14 - Fluxograma apresentando a metodologia utili	37
Figura 15 - Modelo de quadro de berço duplo Representado no Plano Direito	40
Figura 16 - Modelo de quadro de berço duplo representado no plano isométrico	40
Figura 17 - Modelo de quadro tipo treliça representado em sua vista direita	41
Figura 18 - Modelo de quadro do tipo treliça representado em sua vista isométrica	42
Figura 19 – Análise de Convergência de Malha	48
Figura 20 - Malha Gerada no Modelo de Berço Duplo	49
Figura 21 – Condições de Contorno do Sistema	50
Figura 22 - Modos de Vibração Quadro de Berço Duplo	54
Figura 23 - Forças Aplicadas na Análise	55
Figura 24 - Tensão Equivalente de Von Misses - Quadro de Berço duplo em Alumínio 6061 T6	55
Figura 25 Deformação Máxima - Quadro de Berço Duplo em Alumínio 6061 T6	56
Figura 26 – Tensão Equivalente de Von Misses - Modelo de Berço Duplo em Aço 4130	57
Figura 27 - Deformação Total - Modelo de quadro de Berço Duplo em Aço 4130	57
Figura 28 - Modos de Vibração - Modelo de Quadro do Tipo Treliça	58
Figura 29 - Deformação Total - Modelo de Quadro do Tipo Treliça em Alumínio 6061 T6	59

Figura 30 - Tensão Equivalente de Von Misses - Modelo de Quadro do Tipo Treliça em Alumínio 6061 T6	59
Figura 31 - Tensão Equivalente de Von Misses - Modelo de Quadro do Tipo Treliça - Aço 4130	60
Figura 32 - Deformação Total - Modelo de Quadro do Tipo Treliça em Aço 4130	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Carregamentos gerados no chassi.....	22
Tabela 2 - Parâmetros Geométricos Moto Honda CB 250	38
Tabela 3 - Parâmetros Geométricos Fixos do Sistema	39
Tabela 4 - Componentes Químicos do Alumínio 6061 T6.....	43
Tabela 5 - Propriedades Mecânicas do Alumínio 6061 T6.....	44
Tabela 6 - Composição Química do Aço 4130	44
Tabela 7 - Propriedades Mecânicas Aço 4130.....	45
Tabela 8 - Massa dos Componentes.....	45
Tabela 9 - Esforços aplicados aos modelos.....	46
Tabela 10 - Critérios Segundo o Método de Pugsley	51
Tabela 11 - Critérios Segundo o Método de Pugsley	51

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

F_a	Força devido a aceleração do veículo	N
F_F	Força atuante na roda frontal	N
F_R	Força atuante na roda traseira	N
G	Aceleração da gravidade	m/s^2
M_{total}	Massa do Veículo	Kg
μ	Coefficiente de Atrito	-
L	Distância entre eixos	M
L_R	Distância entre o centro de gravidade do veículo e a roda traseira	M
L_F	Distância entre o centro de gravidade do veículo e a roda dianteira	M
H	Altura do chão até o centro de gravidade do veículo	M
L_F	Distância entre o centro de gravidade do veículo e a roda dianteira	M
P_V	Força vertical atuante no pneu do veículo devido a degrau	N
P_H	Força horizontal atuante no pneu do veículo devido a degrau	N
Θ	Ângulo entre o degrau e o centro da roda do veículo	Rad
F_{LAT}	Força lateral total atuante no veículo	N
P_F	Força lateral atuante na roda dianteira	N
P_R	Força lateral atuante na roda traseira	N
W	Peso Total do Veículo	N
W_f	Reação na Roda Dianteira	N
W_r	Reação na Roda Traseira	N
B	Distância do centro de massa até a roda dianteira	mm
L	Distância entre eixos	mm
J	Impulso	N.s
T_f	Tempo Imediatamente após a Colisão	s
T_i	Tempo Imediatamente antes da Colisão	s
V	Velocidade do Veículo	m/s
P	Momento Linear	Kg.m/s

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.2 OBJETIVOS	16
1.2.1 Objetivo Geral	16
1.2.2 Objetivos Específicos	17
1.3 JUSTIFICATIVA	17
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 TIPOS DE QUADROS	19
2.1.1 Quadro de Berço Simples	19
2.1.2 Quadro de Berço Duplo	20
2.1.3 Quadro de Espinha Dorsal	20
2.1.4 Quadro Perimetral (Dupla Viga)	21
2.1.5 Quadro Treliça	21
2.1.6 Chassi Monobloco	21
2.2 DINÂMICA VEICULAR	22
2.2.1 Cargas Estáticas	22
2.2.2 Cargas Dinâmicas	23
2.2.2.1 Carga de Flexão	24
2.2.2.2 Carga de Torção	24
2.2.2.3 Cargas Longitudinais devido a frenagem	24
2.2.2.4 Cargas Longitudinais Devido a Solavancos	26
2.2.2.5 Cargas Laterais	26
2.2.3 Colisões	27
2.3 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS ASSOCIADOS AO QUADRO	28
2.4 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	32
3 METODOLOGIA	36

4. CONDIÇÕES E CRITÉRIOS DE ANÁLISE	38
4.1 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E MODELAGEM.....	38
4.2 DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS UTILIZADOS.....	42
4.2.1 Liga de Alumínio 6061 T6.....	43
4.2.2 Aço 4130	44
4.3 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS.....	45
4.4 DETERMINAÇÃO DA MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO	47
4.4.1 Parâmetros Gerais da Malha.....	47
4.4.2 Condições de Contorno.....	49
4.5 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA	50
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
5.1 MODELO QUADRO BERÇO DUPLO – ALUMÍNIO 6061 T6.....	53
5.2 MODELO QUADRO BERÇO DUPLO – AÇO SAE 4130	56
5.3 MODELO TRELIÇA – ALUMÍNIO 6061 T6	58
5.4 MODELO TRELIÇA – AÇO 4130	60
6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FUTURAS	62
6.1 TRABALHOS FUTUROS	62
REFERÊNCIAS.....	64
APÊNDICE A - CÁLCULO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E ESFORÇOS ATUANTES NA ESTRUTURA DOS QUADROS.....	68

1 INTRODUÇÃO

As primeiras motocicletas surgiram na metade do século XIX, com a criação da motocicleta a vapor Michaux-Perreux que consistia de um motor a vapor monocilíndrico com correias duplas de couro, um quadro de tubo de ferro e pedais de bicicleta e a motocicleta a vapor Ropper que possuía uma estrutura de ferro com um motor a vapor de dois cilindros. Já a primeira fábrica neste ramo foi a Hildebrandt & Wolfmüller produzindo uma motocicleta que funcionava com dois cilindros, refrigerador de água e carburador, tendo a transmissão feita através de bielas ligadas às rodas traseiras. Desde então, surgiram novas marcas e modelos com tecnologias cada vez mais sofisticadas que buscam atender uma demanda crescente por este tipo de produto (SLAIMAN, 2018).

Segundo a Associação Brasileira de Fabricantes de Motocicletas, Ciclomotores, Motonetas, Bicicletas e Similares (2018), apenas no ano de 2018 foram produzidas nacionalmente 1.036.846 motocicletas totalizando uma frota circulante de duas rodas a motor de 27.100.790 unidades, além disso, neste mesmo ano foram vendidas internamente no atacado 957.617 novos produtos, o que representa um aumento de 17,6% com relação as vendas internas no atacado em 2017. Mostrando a grande importância do mercado de produção e vendas de motocicletas e como ele apresenta potencial de crescimento.

Em contrapartida, o principal combustível utilizado para a movimentação deste tipo de veículo é a gasolina, derivada do petróleo, um produto não renovável, com demanda altamente inelástica no curto prazo, e que sofre forte influência de fatores geopolíticos, econômicos e conjunturais, além de um alto impacto ambiental. De acordo, com Baran (2012) o setor da economia que mais consome petróleo, em todo o mundo, é o de transportes, responsável em 2009 por cerca de 61,7% do consumo deste produto e 23% das emissões de CO₂. Sendo assim, a busca por fontes sustentáveis de energia para o transporte individual, pode ser uma boa alternativa para o início da emancipação de combustíveis fósseis.

O quadro corresponde a estrutura principal da motocicleta, e é nele que grande parte dos acessórios são acoplados. De acordo com Foale (2002), o chassi possui uma função estática e outra dinâmica. A função estática contempla a sustentação da massa do motorista, passageiro, motor, tanque de combustível e óleo e demais acessórios que a motocicleta possa possuir. Já sua função dinâmica é a de

propiciar a estabilidade da direção, bem como uma boa aderência ao solo e conforto ao motorista e passageiro.

As principais características que o mesmo deve apresentar são força, rigidez e leveza, o que pode ser obtido pela combinação de diferentes materiais e geometrias que variam conforme a aplicação na qual ela será utilizada (MALLELLA; RAO; REDDY, 2017). Podemos classificar as cargas atuantes nele como cargas externas, que correspondem as cargas transferidas da roda ao solo, as atuantes na suspensão e em seus componentes elásticos e através do campo aerodinâmico em torno do corpo do veículo, e cargas internas, como as geradas pela massa do veículo e por cargas internas significativas como passageiro e motor (BOYNARD; ROLIN, 2018).

Para estudar a resistência da estrutura e se a mesma suporta as cargas críticas aplicadas, é necessário levar em conta critérios como tensão, força e fadiga (SERRADOR, 2016), tornando a decisão sobre qual conceito de chassi utilizar fortemente influenciada pela classe do veículo, nível desejado de conforto e metas de direção e comportamento dinâmico. Além destes, os requisitos padrão, tais como, baixo peso, baixo custo, manufaturabilidade, facilidade de reparo, entre outros, também devem ser observados (HEIßING, 2011).

Segundo o Boynard e Rolin (2018), com a evolução do Método de Elementos Finitos e com a generalização dos meios de cálculo automático, a utilização deste método tornou-se prática comum para a análise de estruturas de geometria arbitrária, constituídas por múltiplos materiais e sujeitas a qualquer tipo de carregamento. Sendo assim, podemos aplicá-lo para determinar quais serão as respostas do componente ao meio que este está inserido, buscando segurança, baixo custo de fabricação e propriedades mecânicas requeridas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem por objetivo analisar o comportamento estrutural estático de um quadro para uma motocicleta elétrica, através de uma modelagem via elementos finitos. Deste modo, dando continuidade ao propósito proposto por Igor Bentes Saraiva em seu projeto de graduação apresentado ao curso de engenharia

mecânica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, onde o mesmo dimensionou e selecionou componentes desenvolvendo um novo protótipo de motocicleta elétrica.

1.2.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo principal os seguintes objetivos específicos devem ser alcançados:

- Estudo e compreensão dos fundamentos teóricos e respectivas formulações matemáticas;
- Modelamento da estrutura do quadro em *software* CAD;
- Verificação do comportamento estático do quadro através de *software* de elementos finitos;
- Analisar os pontos críticos gerados pelos cenários simulados;

1.3 JUSTIFICATIVA

A indústria de motocicletas vem crescendo em ritmo acelerado e atualmente têm grande participação no mercado de automóveis, fatores como resistência e segurança dos veículos possuem importância primordial tanto pelos fabricantes como clientes (RANE; SRIVIDYA; VERMA, 2011). Sendo assim, minimizar a massa dos sistemas e componentes, maximizando a confiabilidade, através de aprimoramento de métodos de projeto, processos de fabricação e técnicas de otimização, se tornam extremamente desejáveis (VIEIRA, 2014).

Deste modo, utilizar métodos como a análise por elementos finitos para determinar qual a melhor geometria e design do quadro de uma motocicleta são muito interessantes, uma vez que permitem simular testes do modelo antes de propriamente fabrica-lo e executar testes em campos, diminuindo a quantidade de ciclos de desenvolvimento do produto e possibilitando a investigação de diferentes conceitos e cenários antes da decisão final. O que reduz os custos do projeto, além de aumentar a eficiência do mesmo.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

Capítulo 1 – Este capítulo é destinado a introduzir sobre o conteúdo presente no trabalho bem como sua importância e principais objetivos.

Capítulo 2 – Neste capítulo é será realizado uma investigação bibliográfica, visando a construção do referencial teórico necessário para analisar o quadro de uma motocicleta elétrica, onde serão apresentados conceitos a respeito dos principais tipos de quadro existentes atualmente no mercado, a metodologia para realização de análises estáticas e dinâmicas em veículos, principais parâmetros envolvidos na construção de quadros de motocicletas e conceitos sobre o método dos elementos finitos.

Capítulo 3 – É abordado neste capítulo, os materiais e métodos empregados para a realização da análise estática no quadro da motocicleta.

Capítulo 4 – Neste tópico são definidos as condições e critérios para a análise.

Capítulo 5 – Destinado para a apresentação dos resultados encontrados na análise e discussão sobre os mesmos.

Capítulo 6 – Neste capítulo são apresentadas as conclusões que podemos retirar acerca do assunto em estudo e recomendações de futuros trabalhos para dar prosseguimento as pesquisas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

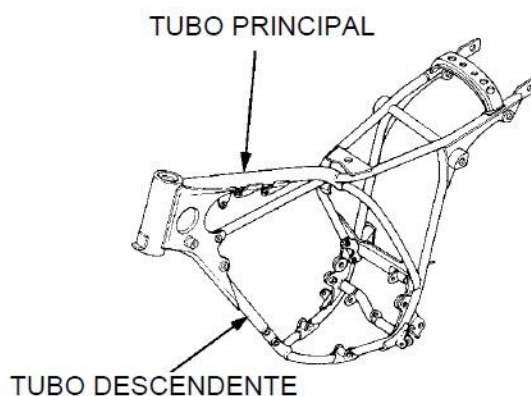
2.1 TIPOS DE QUADROS

O quadro de uma motocicleta é o que detêm os demais componentes mecânicos juntos podendo ser feito de uma variedade de materiais, incluindo aço, alumínio e magnésio. Ele precisa combinar desempenho com praticidade, necessitando de uma estrutura rígida e leve, sendo um componente que requer alta precisão de fabricação. Para obter uma direção precisa, o chassi deve resistir a torção e flexão de modo que o eixo da direção permaneça no mesmo plano da roda traseira, independentemente do cargas impostas pela transmissão, colisões, curvas e frenagens (VIEIRA, 2014).

2.1.1 Quadro de Berço Simples

O design deste tipo de quadro lembra as primeiras motos já feitas, possui um único tubo superior e único tubo descendente ligados em tubos menores que sustentam o motor, como mostrado na Figura 1, sendo usualmente utilizado em motocicletas *off road* (JUHARI, 2017). Ele possui uma construção simples e baixo custo, porém geralmente costuma apresentar bastante oscilação em altas velocidades.

Figura 1 - Estrutura de quadro de berço simples

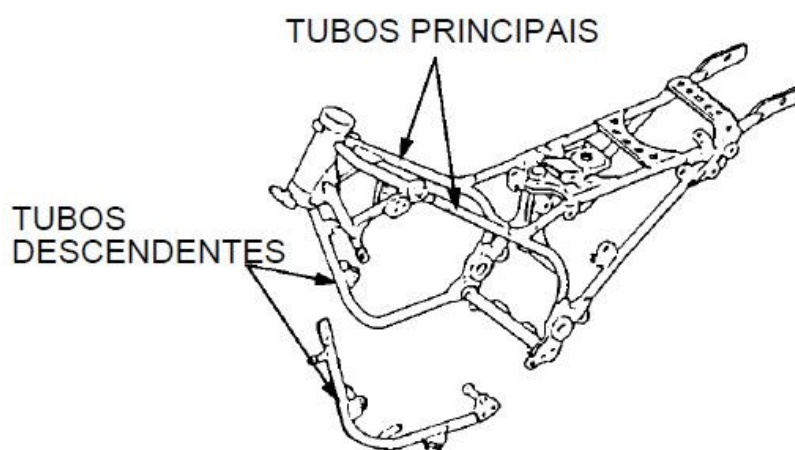


Fonte: Manual de Mecânica HONDA

2.1.2 Quadro de Berço Duplo

É um desenvolvimento direto do quadro de berço simples, porém, enquanto no quadro de berço único temos apenas um tubo descendente para apoiar o motor, na estrutura de berço duplo temos dois tubos descendente para apoiá-lo, como mostra a Figura 2, isso traz uma vantagem significativa em relação a suas contrapartes com tubo individual descendente em termos de resistência e rigidez e não apresenta um custo alto de fabricação.

Figura 2 - Chassi de Berço Duplo



Fonte: Manual de Mecânica HONDA

2.1.3 Quadro de Espinha Dorsal

Este quadro é caracterizado por possuir um tubo de grande diâmetro que liga a direção diretamente ao apoio da suspensão traseira, sendo um quadro simples e barato de ser produzido, porém, um grave problema deste tipo de chassi é que não permite a colocação de motores de grandes dimensões, o tornando indesejável para motocicletas de alta potência (RECHENA, 2014). Além disso, fica atrás de outros tipos de quadros em quesitos como rigidez e resistência, se tornando raramente utilizado (JUHARI, 2017).

2.1.4 Quadro Perimetral (Dupla Viga)

Este quadro é tipicamente empregado em motos esportivas, originalmente feito em aço, porém, atualmente é usual fabricá-lo em alumínio para garantir maior leveza ao sistema. Composto por duas vigas em cada lado do motor/caixa de engrenagens, unindo o cabeçote aos suportes do pivô do balancim, este quadro permite acomodar caixas de filtro de ar, tanque de combustível e motores de grande dimensões, apresentando, também, alta rigidez, o que lhe permite resistir aos elevados esforços aos quais se encontra sujeito (RECHENA, 2014).

2.1.5 Quadro Treliça

O quadro de treliça em seu conceito básico é semelhante ao quadro de dupla viga, tendo como objetivo conectar o cabeçote até o balancim o mais diretamente possível. Porém, o contrário da moldura perimetral, que utiliza vigas de alumínio, a estrutura de treliça utiliza tubos de tamanho reduzido, soldados para formar uma estrutura semelhante a uma treliça. Assim, embora o conceito permaneça o mesmo, na maioria dos casos, consegue atingir a estrutura do quadro de dupla viga em termos de rigidez com uma construção mais leve. Outra grande vantagem do quadro de treliça é que é relativamente mais simples de criar e não requer maquinaria pesada para a sua construção, sendo bastante utilizado atualmente (TVSMOTOR, 2018).

2.1.6 Chassi Monobloco

Bastante raro de se encontrar em motocicletas, neste tipo de chassi o tanque, motor e assento são presos a uma única peça de metal que atua como núcleo para a montagem dos componentes. Devido à forma irregular e a necessidade de vários recortes, possuem alto custo de fabricação, além de possuir pouca acessibilidade para manutenção, sendo utilizados quase que exclusivamente em motocicletas de competições especializadas (VIEIRA, 2014).

2.2 DINÂMICA VEICULAR

Para o desenvolvimento da parte estrutural de um veículo é necessário determinar as maiores cargas ou as cargas com maior grau de dano que a estrutura estará sujeita, assegurando, deste modo, que a estrutura não falhará devido a sobrecarga instantânea e garantindo que a mesma apresentará uma vida em fadiga satisfatória. A Tabela 1 compara estes tipos de cargas e lista alguns eventos típicos que os causam.

Tabela 1 - Carregamentos gerados no chassi

Tipo de Carregamento	Número de Repetições do Evento	Amplitude da Carga (N)	Exemplo de Eventos
Sobrecarga Instantânea	Baixa: <10	Alta: 10 ⁴	Grandes buracos, solavancos devido a frenagem, alto torque de <i>powertrain</i>
Fadiga	Alta: 10 ²	Moderada: 10 ³	Terrenos irregulares, buracos de tamanho médio, estradas de calçamento

Fonte: Adaptado de ROBERTSON; SERPENTO, 2002

2.2.1 Cargas Estáticas

Para determinar as cargas nos eixos sob condições arbitrárias, pode-se fazer uso da Segunda Lei de Newton, que afirma que a força exercida por um corpo corresponde a sua massa multiplicada por sua aceleração (MARCHIORI, 2017). Conforme a equação apresentada abaixo:

$$W = m * g \quad (1)$$

Onde m corresponde a massa total do veículo em [kg] e g corresponde a aceleração da gravidade [m/s²].

Sendo assim, podemos determinar as cargas no eixo traseiro e dianteiro respectivamente através das seguintes equações:

$$W_f = W * \frac{L_r}{L} \quad (2)$$

$$W_r = W * \frac{L_f}{L} \quad (3)$$

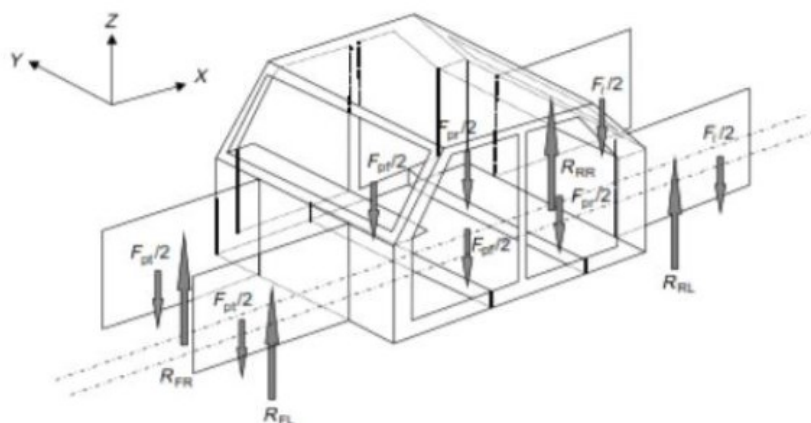
No qual temos que:

L_r é a distância entre a roda traseira e o centro de massa do sistema;

L_f é a distância entre a roda traseira e o centro de massa do sistema;

Para um cenário mais realístico, pode-se considerar que a força vertical atuante no centro de massa CG pode ser distribuída ao longo do quadro, simulando o contato do piloto e componentes e formando pontos de momento entre a estrutura e os pontos de apoio das rodas, conforme demonstrado na figura 3. (MARCHIORI, 2017).

Figura 3 - Cargas Distribuídas ao Longo do Veículo



Fonte: MARCHIORI (2017)

2.2.2 Cargas Dinâmicas

A análise dinâmica se difere de uma análise estática em dois aspectos importantes, o primeiro é a variação das ações atuantes na estrutura, bem como suas respectivas respostas com o tempo, e o segundo é que neste tipo de análise considera-se forças inerciais, que se opõe as acelerações das estruturas, provocada pela aplicação de forças dinâmicas.

2.2.2.1 Carga de Flexão

O chassi suporta todos os principais componentes do veículo, sistemas como a direção, suspensão e outros acessórios, bem como os passageiros e demais bagagens que o mesmo possa carregar (REGE et al. 2017). A distribuição desses componentes ao longo do veículo influencia na carga de flexão atuante no mesmo, podendo ser determinada através das equações da estática devido as forças e momentos dos pesos e posições dos componentes.

Uma carga dinâmica também deve ser considerada quando o veículo atravessa superfícies de estradas irregulares. Por exemplo, o veículo pode passar por cima de uma ponte de impacto a uma velocidade tal, que as rodas deixem o solo. O impacto resultante do veículo retornando ao chão é amortecido pelo sistema de suspensão, mas inevitavelmente provoca um aumento considerável na carga sob a condição estática. A experiência de fabricantes de veículos indica que as cargas estáticas devem ser aumentadas por fatores de 2,5 a 3,0 para veículos rodoviários. Veículos *off-road* ou *cross-country* podem ser projetados com fatores de 4. (PAWLOWSKI, 1969 *apud* ROBERTSON; SERPENTO, 2002).

2.2.2.2 Carga de Torção

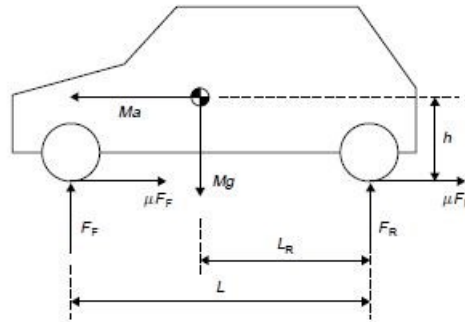
Este cenário ocorre quando apenas uma e/ou mais rodas são levantadas ou abaixadas e varia conforme a velocidade do veículo e massa de seus componentes. Nesta situação a roda apresenta diferentes momentos no mesmo eixo, sendo um momento torsor e um momento fletor.

Neste caso, as cargas também são baseadas em cargas estáticas de reação, sendo assim, é necessário acrescentar um fator dinâmico aos cálculos, Pawlowski (1969 *apud* BOYNARD; ROLIN, 2018) recomenda que este fator seja de 1.8 para veículos *cross-country* e 1.3 para veículos de passeio.

2.2.2.3 Cargas Longitudinais devido a frenagem

Uma vez que as forças de frenagem nos pontos de contato com o solo são compensadas por uma distância vertical do centro de gravidade do veículo, haverá transferência de peso da parte traseira para a rodas da frente.

Figura 4 - Forças Atuantes no Veículo Durante a Frenagem



Fonte: ROBERTSON; SERPENTO, 2002

Utilizando a notação empregada na Figura 4 podemos aplicar o equilíbrio de forças no sentido longitudinal e o equilíbrio de momento tendo como ponto de referência a roda traseira, obtendo a equação (4) e a equação (5) respectivamente:

$$Ma = \mu Mg = \mu F_F + \mu F_R \quad (4)$$

$$F_F L = -Mg L_R + Mah \quad (5)$$

Sendo assim, a reação no eixo dianteiro é dada pela equação (6):

$$F_F = \frac{Mg(L_R + \mu h)}{L} \quad (6)$$

E a reação no eixo traseiro é dada pela equação (7):

$$F_R = \frac{Mg(L_F + \mu h)}{L} \quad (7)$$

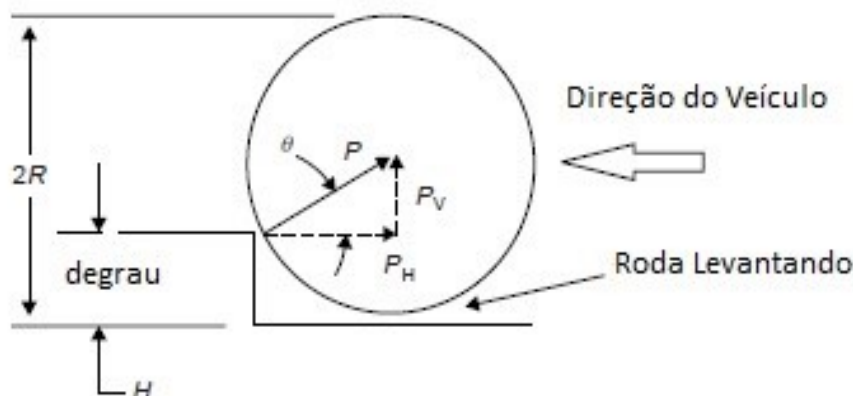
As forças longitudinais atingirão o valor máximo em aceleração máxima ou travagem a fundo (RECHENA, 2014), nesta situação pode-se considerar o caso crítico em que toda a carga da motocicleta é transferida ao longo de apenas um eixo (SLAIMAN, 2018), onde obtêm-se a equação 8, sendo que de acordo com o Almacinha (1985), o valor de μ pode variar de 0,7 a 1,

$$F_a = \mu Mg \quad (8)$$

2.2.2.4 Cargas Longitudinais Devido a Solavancos

Usando a notação dada pela Figura 5 e considerando equilíbrio estático do sistema podemos definir qual será a carga atuante em uma roda ao passar por degraus ou solavancos.

Figura 5 - Força Atuante Devido a Degrau



Adaptado de ROBERTSON; SERPENTO, 2002

Aplicando somatório de forças no eixo horizontal e vertical podemos obter a Equação 9 que nos dá a relação entre o carregamento horizontal exercido sobre a roda e o ângulo de aplicação da força.

$$P_H = \frac{P_V}{\tan \theta} \quad (9)$$

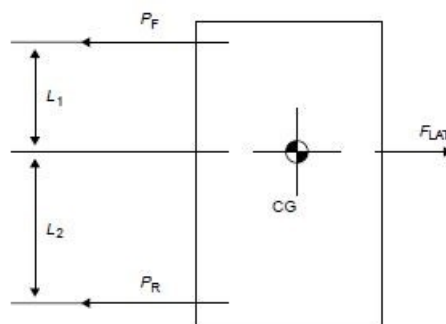
Deste modo, podemos ver que em degraus muito altos, que se aproximem do tamanho do raio da roda, a força longitudinal acaba se tornando muito grande, pois a tangente do ângulo se aproxima de zero, impossibilitando a passagem (ROBERTSON; SERPENTO, 2002).

2.2.2.5 Cargas Laterais

As cargas laterais são geradas no ponto de contato pneu-solo, e são equivalentes à força centrífuga gerada devido às curvas. A inércia causa transferência de carga na direção lateral, isto é, a carga do lado direito é transferida para o lado esquerdo enquanto se vira à direita e vice-versa. Como uma primeira aproximação para a distribuição de carga lateral na roda dianteira e na roda traseira, podemos

considerar a força lateral total dada no centro de gravidade do veículo e pressupor equilíbrio estático.

Figura 6 - Força Lateral Atuante Sob o Veículo



Fonte: ROBERTSON; SERPENTO, 2002

Assim, usando a nomenclatura na Figura 5, podemos descrever as forças laterais e função da distância entre as rodas e o centro de gravidade como mostra a equação (10) e a equação (11):

$$P_F = \frac{F_{LAT}L_2}{(L_1 + L_2)} \quad (10)$$

$$P_R = \frac{F_{LAT}L_1}{(L_1 + L_2)} \quad (11)$$

De acordo com Almacinha (1985), para representar uma carga lateral atuante em um veículo pode se multiplicar o peso total do mesmo por um coeficiente que pode variar de 0.7 a 1.0.

2.2.3 Colisões

Para determinar o comportamento de um quadro no momento de uma colisão pode-se usar o conceito de Impulso, dado pela variação do momento linear, sendo possível determinar a força equivalente a partir dessa relação, conforme equação 12 (SILVA,2018):

$$J = \int_{t_i}^{t_f} F(t) dt \quad (12)$$

Onde:

J corresponde ao impulso (N.s);

F corresponde a força equivalente (N);

Tf corresponde ao tempo imediatamente após a colisão (s);

Ti imediatamente antes da colisão (s);

E tendo que o momento linear é dado pela equação:

$$\vec{p} = m * \vec{v} \quad (13)$$

Onde:

m corresponde a massa total (Kg);

V é a velocidade do veículo (m/s);

P é o momento linear (kg.m/s)

Realizando algumas deduções, conforme descrito por Artigo 35, chega-se a seguinte equação:

$$\vec{J} = \vec{p}_f - \vec{p}_i = m * \vec{v}_f - m * \vec{v}_i = m(\vec{v}_f - \vec{v}_i) \quad (14)$$

Com isto, podemos determinar o valor do impulso e então substituí-lo na equação (12), considerando que a força é constante em relação ao tempo, e isolando a mesma obtêm-se a equação abaixo:

$$F = \frac{J}{(t_f - t_i)} \quad (15)$$

2.3 PARÂMETROS GEOMÉTRICOS ASSOCIADOS AO QUADRO

A geometria do quadro da motocicleta deve levar em consideração principalmente fatores como a aerodinâmica, conforto e design. Cada ângulo e comprimento do tubo faz parte da geometria geral de uma motocicleta, definindo seu

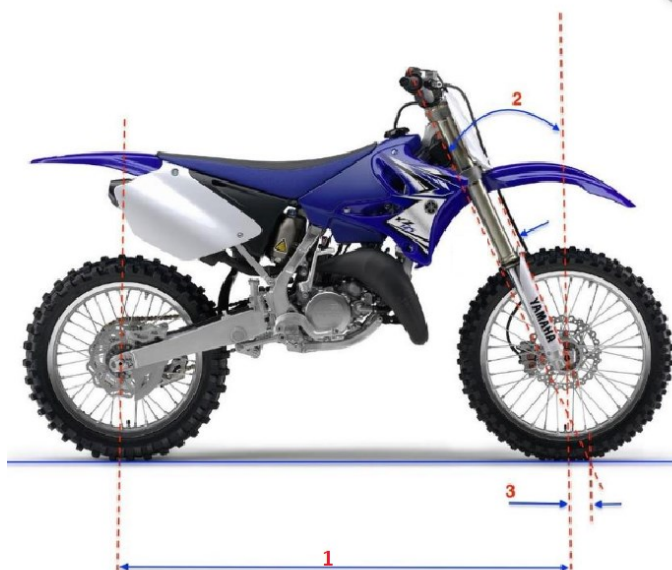
estilo e capacidade. Os parâmetros geométricos fornecem a base para projetar o quadro, e a estabilidade da moto depende completamente desses parâmetros e interações entre eles (SLAIMAN, 2018).

Comumente, ao se falar da geometria de uma motocicleta devem ser considerados parâmetros como o ângulo de Caster (ϵ) que pode ser descrito como o ângulo que o pivô da direção está em relação a vertical, podendo ser positivo, caso seja inclinado para trás ou negativo, caso seja inclinado para a frente. A distância entre centros (p) que representa a distância entre os pontos de contato das rodas dianteiras e traseiras com o solo e o *trail* (a) que consiste na distância, medida ao longo do solo, do ponto em que a extensão da linha do eixo da direção encontra o solo e o ponto de contato da roda no chão. (COSSALTER, 2006).

O ângulo de Caster varia entre 19° à 24° de acordo com o tipo de motocicleta, e do ponto de vista estrutural, tem interferência na tensão e deformação gerada no garfo da motocicleta principalmente durante a frenagem. Onde pequenos ângulos, levam a maiores deformações o que pode causar vibrações na parte frontal da motocicleta que afetem a sua maneabilidade. Pode-se dizer que o ângulo de Caster está intimamente ligado com o *trail* do veículo, sendo que para que se tenha uma boa sensação de manobrabilidade do veículo, o aumento de ambos deve estar interligado. O *trail* pode variar de 70 a 120 mm, sendo que valores pequenos de *trail* geram pequenos momentos de alinhamento da força de atrito lateral o que torna o mecanismo de direção muito sensível a irregularidades na estrada. Já valores mais altos da *trail* aumentam a estabilidade do movimento retilíneo da motocicleta, mas diminuem drasticamente a manobrabilidade. (COSSALTER, 2006).

Já a distância entre eixos, em geral, varia de 1150 mm até 1550 mm, dependendo do enfoque da moto (SLAIMAN, 2018). Normalmente, o aumento deste parâmetro, mantendo os outros constantes, leva a um aumento desfavorável na deformação flexional e torcional da estrutura, o que diminui a manobrabilidade do veículo, além de causar um aumento no raio mínimo de curvatura, o que torna mais difícil virar em curvas de pequeno raio, porém, ele causa uma diminuição favorável na transferência da carga entre duas rodas e uma diminuição do movimento de arremesso gerado ao se passar por irregularidades na estrada, dando uma maior estabilidade direcional (COSSALTER, 2006). Todos estes parâmetros podem ser visualizados na Figura 7.

Figura 7 - Fatores Geométricos associados ao quadro de uma motocicleta



Fonte: Adaptado de Ferreira (2016)

Onde:

1 representa a distância entre eixos;

2 representa o Ângulo de caster;

3 representa o *trail*.

Além dos parâmetros já citados, temos também o centro de gravidade da motocicleta, que é de fundamental importância nos esforços atuantes na mesma. É um ponto em um corpo ou sistema onde pode ser considerada a aplicação da força da gravidade. De acordo com o Marchiori (2017), fazendo somatório de momentos utilizando a descrição apresentada na Figura 8, podemos encontrar a distância do centro de massa do veículo até roda dianteira (b) através da seguinte equação:

$$b = \frac{W_{rs} * L}{W * \cos(\theta)} \quad (16)$$

Onde:

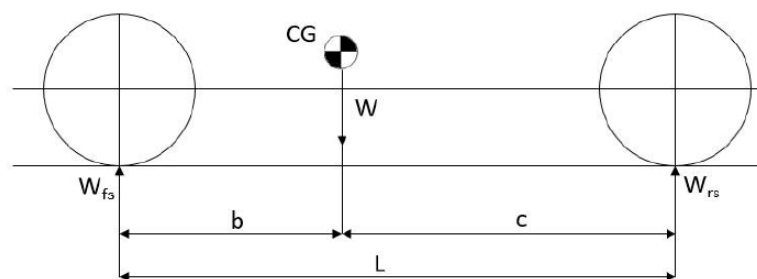
W_{rs} corresponde ao peso suportado pela roda traseira;

L corresponde a distância entre eixos;

W é o peso total da estrutura;

θ é o ângulo de inclinação do veículo

Figura 8 - Descrição para Localização do Ponto Horizontal do Centro de Massa



Fonte: MARCHIORI, 2017

Já para calcular a altura do centro de gravidade (h), uma transferência de carga precisa ser estimada, pois, quando o eixo do veículo está inclinado, fazendo semelhança de triângulo como apontada na figura 9 obtemos a seguinte equação:

$$h = \frac{(W_{ft} * L) - (W * c)}{W * \tan(\theta)} + r \quad (17)$$

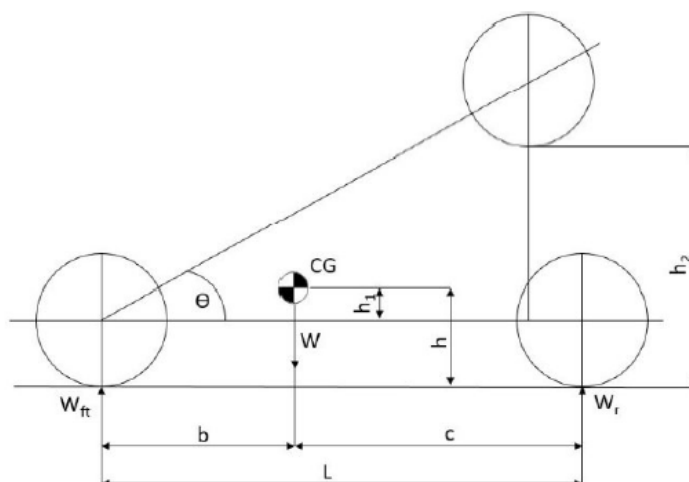
Onde:

W_{ft} é a reação no eixo dianteiro com o eixo traseiro erguido;

c é a distância do centro de massa em relação ao eixo traseiro

r é a altura do veículo em relação ao solo.

Figura 9 - Descrição para Localização do Ponto Vertical do Centro de Massa

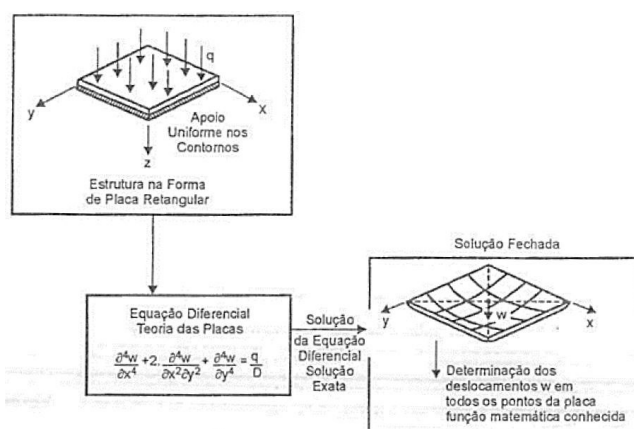


Fonte: MARCHIORI, 2017

2.4 ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

Para Alves (2000, apud CARLESSO, 2015), em casos mais simples, onde encontramos geometrias regulares, material homogêneo e carregamento uniforme, podemos obter um modelo matemático que representa a estrutura analisada proporcionando uma solução exata, este é o caso da Figura 10, onde temos uma placa com geometria simples, carregamento conhecido e apoios definidos.

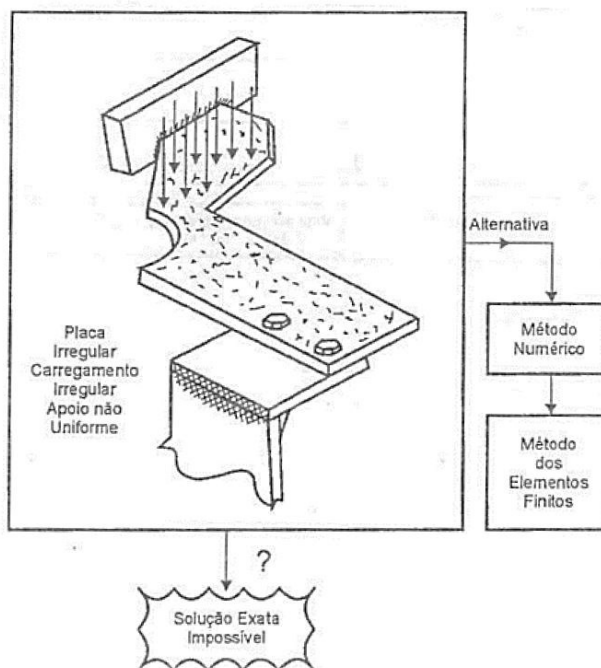
Figura 10 - Modelo de Placa com parâmetros simples



Fonte: Alves 2000 apud CARLESSO, 2015

Nesta estrutura teremos uma equação diferencial de quarta ordem para o cálculo do deslocamento, que apesar de já possuir elevado grau de dificuldade de resolução ainda pode ser resolvida analiticamente. Porém, para casos mais complexos como o descrito pela Figura 11 este tipo de análise se torna inviável.

Figura 11 - Modelo de Placa com parâmetros irregulares

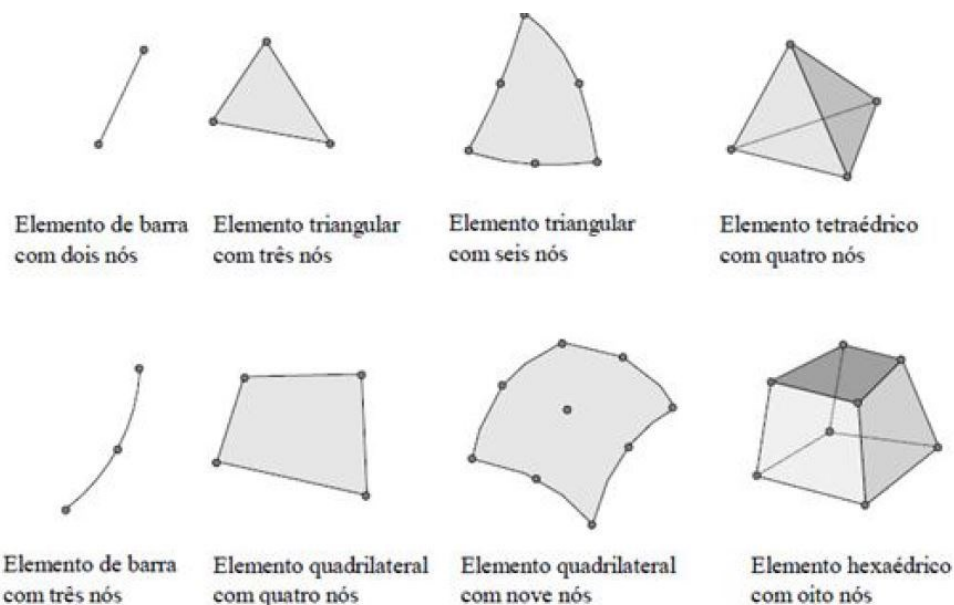


Fonte: Alves 2000 apud CARLESSO 2015

Neste tipo de problema, bastante comum dentro da Engenharia, temos uma placa com geometria e carregamentos irregulares além de apoios não uniformes, sendo assim, envolvem equações diferenciais e integrais com condições de contorno extremamente complicadas, o que nos levar a recorrer para soluções aproximadas do sistema, como é o caso do Método de Elementos Finitos.

Segundo Souza (2003, apud GANDRA, 2017), o método de elementos finitos consiste em discretizar o domínio (meio contínuo) do problema o subdividindo em pequenas partes de geometria mais simples, chamadas elementos finitos, nas quais a aproximação da solução exata pode ser obtida pela interpolação de uma solução aproximada. Eles podem apresentar diversos formatos, como triangular, cúbico, quadrilateral, entre outros, dependendo do tipo e dimensão do problema. A Figura 12 apresenta a geometria de alguns desses elementos finitos.

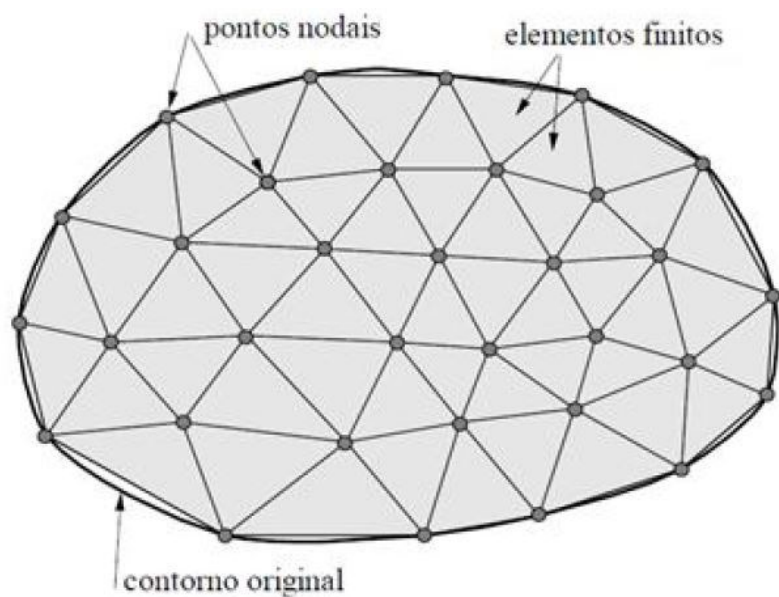
Figura 12 - Principais Geometrias dos Elementos Finitos



Fonte: Souza (2003) Apud Gandra (2017)

Os elementos finitos usados na discretização do domínio do problema são conectados entre si através de pontos denominados nós ou pontos nodais. O conjunto de elementos finitos e pontos nodais é denominado de malha de elementos finitos, que pode ser visualizada na Figura 13.

Figura 13 - Malha de Elementos Finitos



Fonte: Souza (2003) apud Gandra (2017)

A precisão desse método está relacionada com o número de elementos e nós utilizados na análise, bem como o tipo e tamanho dos elementos da malha. Sendo que, à medida que o tamanho dos elementos finitos tende a zero e a quantidade de nós tende ao infinito, a solução obtida converge para a solução exata do problema (GANDRA, 2017). Porém, vale ressaltar que, a complexidade do elemento, junto com a uma maior discretização da malha, afetam diretamente o custo computacional necessário para a realização das simulações. Deste modo, fica a cargo do projetista, ponderar a medida entre refinamento de malha e custo computacional para a resolução do problema estudado (PEREIRA, 2016).

Os procedimentos para solução através do método de elementos finitos independem do tipo de análise ou do modelo de elemento, sendo necessário seguir alguns passos básicos para realizar a análise, sendo estes:

- Seleção do modelo estrutural adequado e definição das propriedades dos materiais utilizados na análise (SOUZA, 2014).
- Discretização do domínio subdividindo o problema dentro de nós e elementos.
- Descrever o comportamento físico de um elemento através de uma função e então assumi-la contínua para representar a solução para o elemento.
- Avaliação das contribuições de cada elemento finito na matriz de rigidez e vetor de forças globais da estrutura.
- Aplicar as condições de contorno, condições iniciais e carregamento. (CARLESSO, 2015)
- Cálculo das extensões e tensões para cada elemento a partir do conhecimento dos deslocamentos nodais.
- Obter respostas de interesse, analisando a necessidade de considerar alterações no modelo ou de refinamento de malha de modo a precisar as zonas onde existam variações de tensões acentuadas. (SOUZA, 2014).

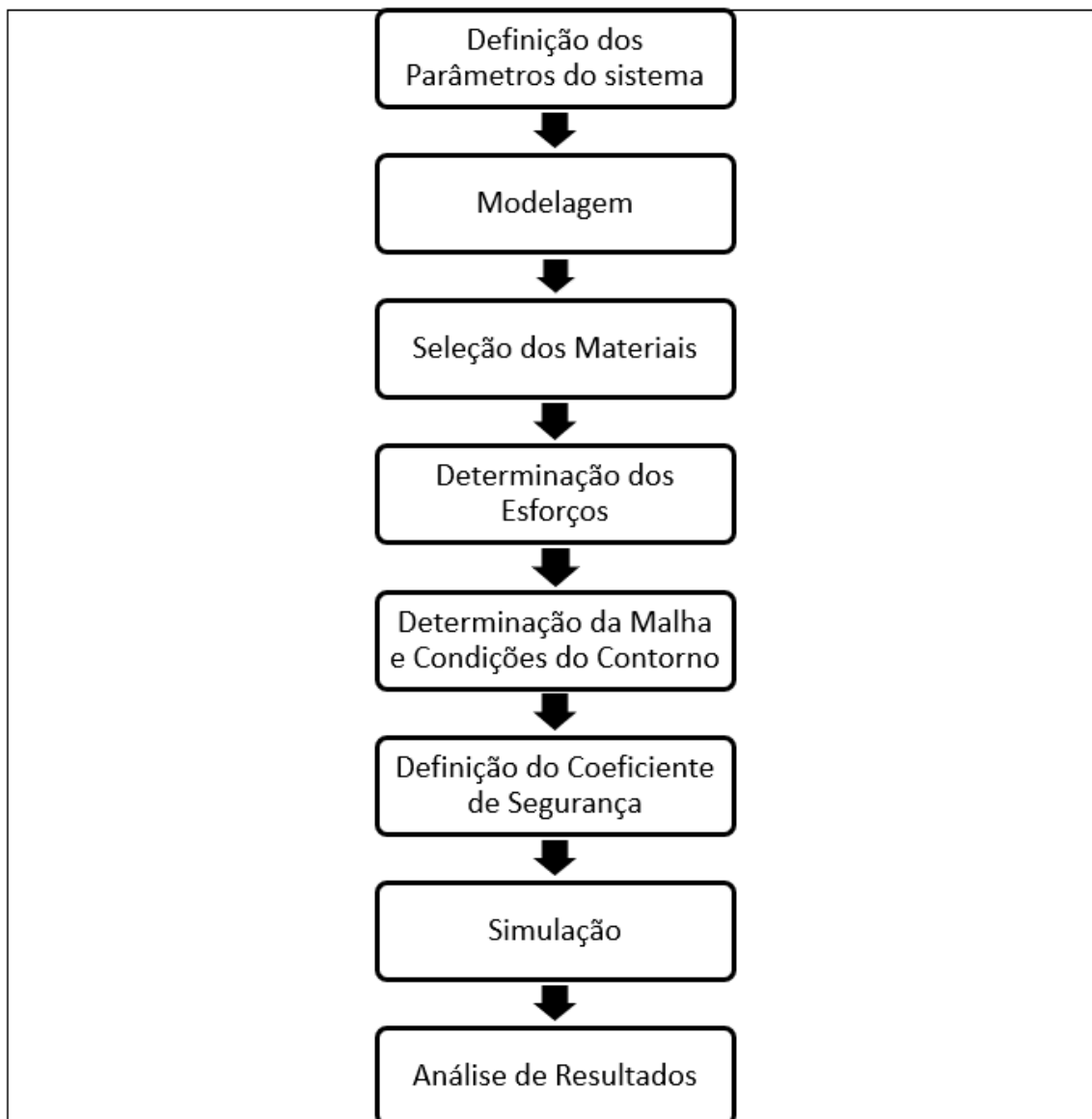
3 METODOLOGIA

O desenvolvimento deste projeto foi realizado de acordo com o fluxograma apresentado na Figura 14. Inicialmente foram definidos os parâmetros do sistema, tais como distância entre eixos, velocidade máxima, autonomia na cidade, ângulo de caster, trail, dentre outros. Em seguida foi realizada a modelagem do sistema, para isto foi utilizado um *software* CAD (*Computer Aided Design* – Projeto Assistido por Computador), que possibilita a modelagem sólida tridimensional a partir de formas geométricas básicas. Este tipo de *software* é fundamentado na filosofia de trabalho em planos de representação, onde o usuário representa uma geometria bidimensional aplicando sobre ela uma terceira coordenada, obtendo, deste modo, um modelo de 3D básico. O emprego deste *software* para moldar o sistema dá-se ao fato de o mesmo possibilitar a inserção das propriedades mecânicas do material utilizado no quadro, como peso e volume específico, módulo de elasticidade, densidade, coeficiente de Poisson, dentre outros. Possibilitando, assim, definir características intrínsecas a peça projetada, como por exemplo, momento de inércia, centro de massa e peso total (PEREIRA, 2016). Após isso foram determinados os materiais utilizados na análise, baseados em suas propriedades mecânicas e em suas aplicações, sendo deste modo possível, através das equações apresentadas no Capítulo 2, modelar os esforços atuantes no quadro.

Tendo estes dados em mãos, se tornar possível realizar a análise estrutural. Inicialmente é necessário importar o modelo tridimensional ao *software* *Ansys 18* versão estudantil, que trabalha pelo sistema conhecido como Engenharia Assistida por Computador (CAE), onde primeiro ocorre uma fase de pré-processamento, que consiste em discretizar o domínio da solução em elementos finitos, definir a matriz de rigidez local de cada elemento, reunir os elementos para apresentar o problema como um todo e construir a matriz rigidez global do sistema e aplicar as condições iniciais de contorno e carregamento. Em seguida, é realizada a fase de solução, onde ocorre a resolução de um conjunto de equações algébricas lineares ou não-lineares simultaneamente para obter os resultados nos nós, tais como valores de deslocamento, ou valores de temperatura em diferentes nós. E, por último, é realizada uma fase de pós processamento, onde busca-se os valores do problema como tensões principais e deformação (MARCHIORI, 2017). Deste modo pode-se

avaliar dentre os modelos e materiais utilizados, qual apresentou melhor desempenho nos quesitos de peso e resistência mecânica.

Figura 14 - Fluxograma apresentando a metodologia utili



Fonte: Autoria Própria

4. CONDIÇÕES E CRITÉRIOS DE ANÁLISE

4.1 DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E MODELAGEM

Uma análise estrutural consiste na determinação dos efeitos de cargas em toda ou parte de uma estrutura definindo seu comportamento e checando os seus estados limitantes, ou seja, situações onde a mesma pode não cumprir uma ou nenhuma das funções para a qual ela foi projetada, sendo estes estados limitantes separados em estados limitantes finais, que resultam na falha da estrutura ou parte dela através de colapso ou fratura, e estados limitante de serviço, onde a mesma não atende a requisitos como funcionalidade, conforto, durabilidade ou aparência. (Structure Steel Code, 2016).

Conforme abordado por Saraiva (2016), atualmente, dado ao grande número de estilos e propostas diferentes de motocicletas, cada uma busca atender as necessidades de um certo nicho. Como este projeto busca dar um foco específico ao quadro da motocicleta idealizada por Saraiva (2016), dando continuidade ao trabalho já realizado por este, onde o mesmo dimensionou e selecionou os equipamentos para uma motocicleta elétrica, para fins analíticos, serão utilizados os mesmos parâmetros fixos do sistema, escolhidos baseando-se no modelo Honda CB 250, apresentados na tabela 2. Neste caso, a motocicleta deverá atender os requisitos esperados por motocicletas consideradas de entrada no mercado. Porém, por se tratar de um modelo elétrico, foi considerado que a mesma deveria ter uma autonomia de 200 km por carga, e velocidade máxima de até 120 km/hr.

Tabela 2 - Parâmetros Geométricos Moto Honda CB 250

Requisitos	Dados
Potência	22,4 HP @ 7500 rpm
Torque Máximo	22.4 N.m @ 6000 rpm
Capacidade do Tanque	16.5 l
Autonomia da Cidade	25 km/l
Velocidade Máxima	145 km/hr
Peso Seco	137 kg
Entre-eixos	1386 mm

Fonte: Adaptado de SARAIVA, 2016.

Além disso, os componentes selecionados e dimensionados, a exceção do quadro da motocicleta, permanecerão os mesmos, sendo estes:

- Motor PMAC DLC28 disponível em forma de kit pré-moldado;
- GBS 48V 60Ah Li-Ion Battery Pack;
- Corrente DID 60 (carga máxima admissível de 720kgf ou 7060N);
- Roda dentada motora com diâmetro primitivo de 127,82mm e 21 dentes;
- Roda dentada movida com diâmetro primitivo de 273,09mm e 45 dentes;
- Sistema dianteiro e traseiro similares ao utilizado pelo modelo Honda CB 250.

Já os parâmetros geométricos utilizados durante a análise estão apresentados na Tabela 3, a partir dos quais, foram elaborados os modelos de quadro propostos neste trabalho.

Tabela 3

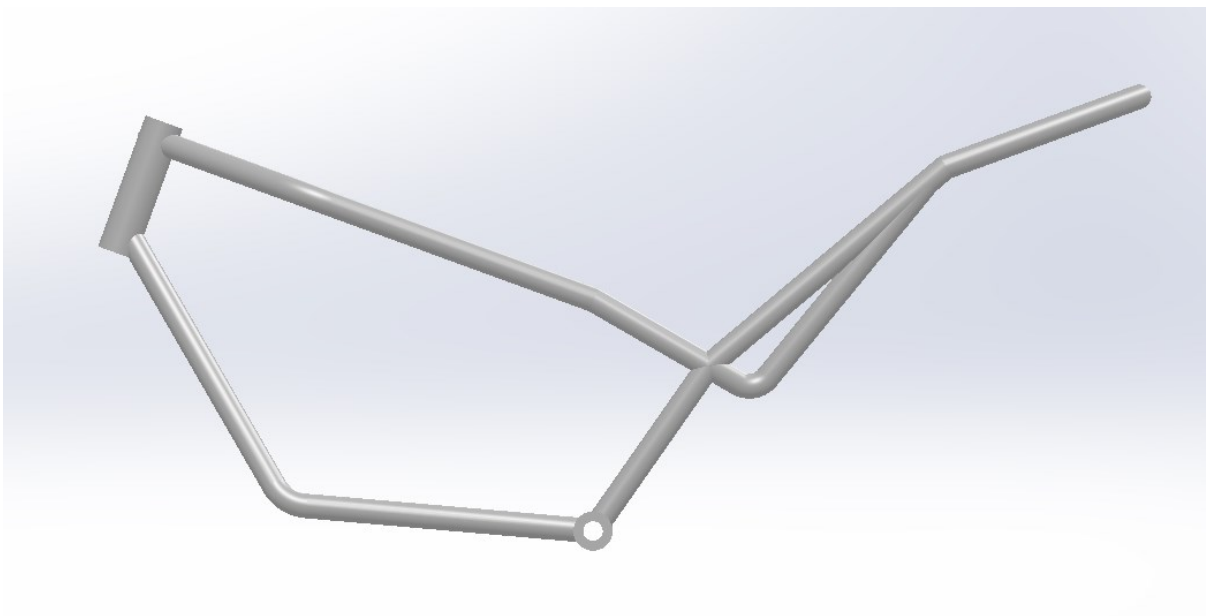
Tabela 3 - Parâmetros Geométricos Fixos do Sistema

Características	Dados
Ângulo de Caster (ϵ)	20°
Trail (a)	92.74 mm
Distância entre centros (L)	1386 mm
Distância do eixo traseiro até o centro de massa (c)	684 mm
Distância do eixo dianteiro até o centro de massa (b)	702 mm

Fonte: Autoria Própria.

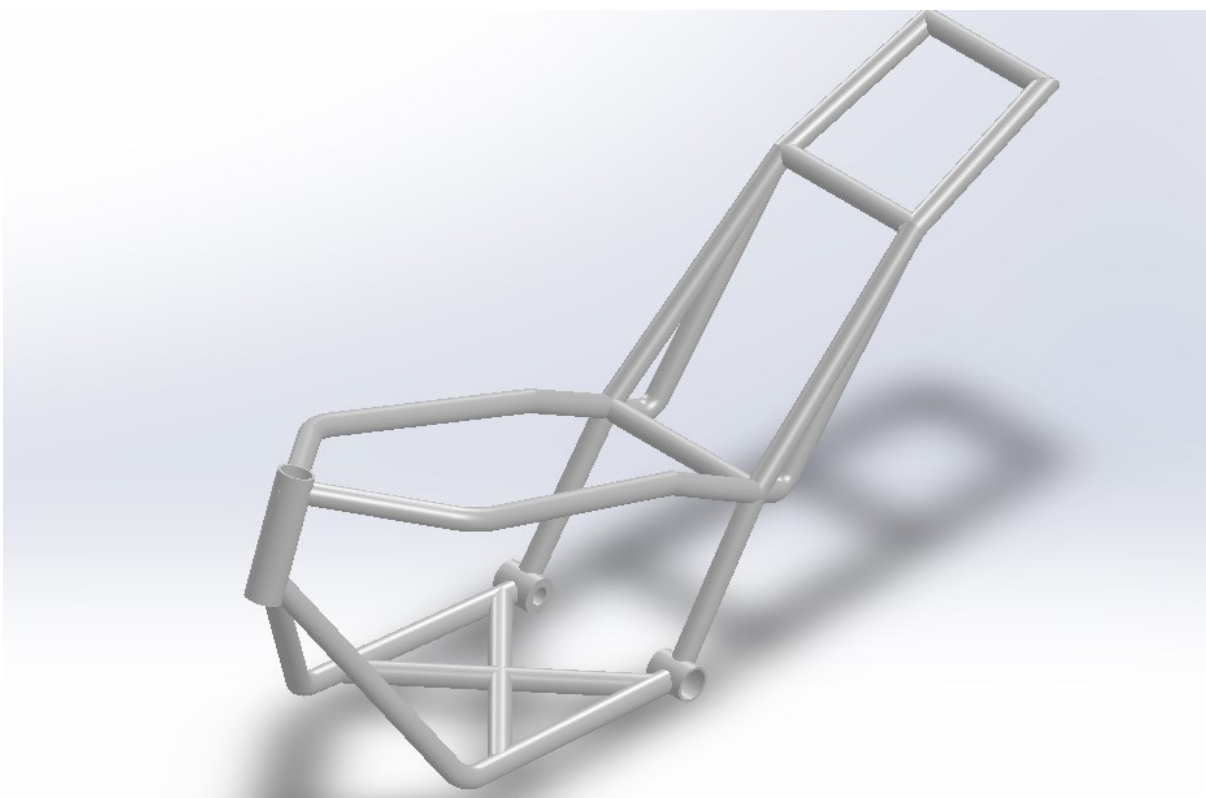
Em seguida, foram modelados os dois modelos apresentados neste trabalho, buscando atender as necessidades específicas de uma motocicleta elétrica, com capacidade de englobar os principais equipamentos da mesma, como a bateria inversor e motor. As Figuras 15 e 16 mostram o primeiro modelo que será utilizado na análise em vista no plano direito e no plano superior respectivamente.

Figura 15 - Modelo de quadro de berço duplo Representado no Plano Direito



Fonte: Autoria Própria

Figura 16 - Modelo de quadro de berço duplo representado no plano isométrico

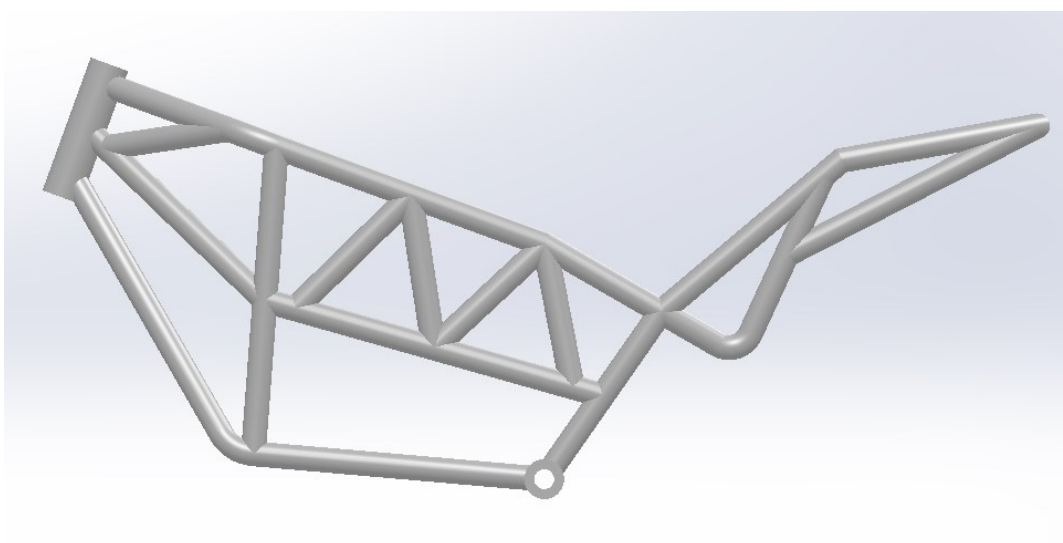


Fonte: Autoria Própria

O design do primeiro modelo escolhido deseja representar uma adaptação aos quadros de berço duplo, por apresentarem boa rigidez e baixo custo de fabricação. O mesmo foi modificado para englobar os componentes de uma motocicleta elétrica e atender os parâmetros fixados durante a análise.

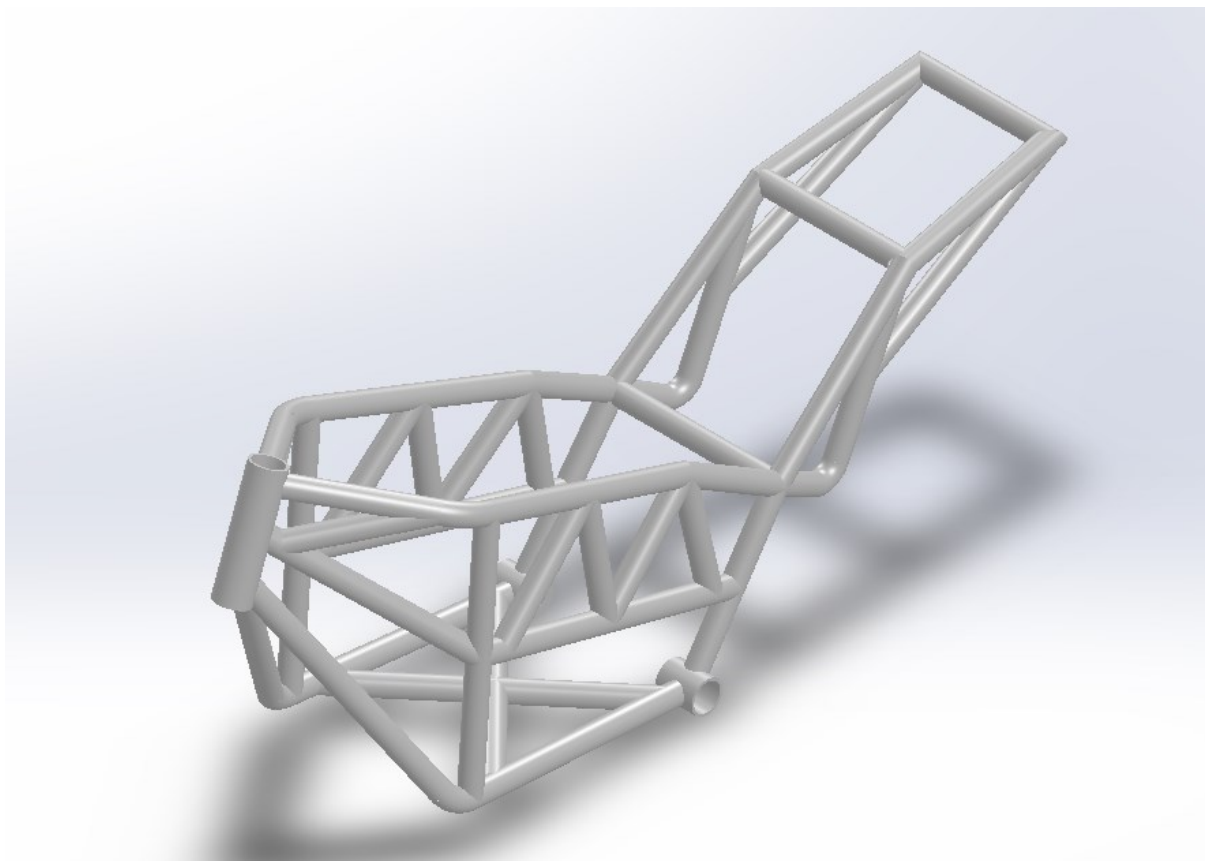
Já a Figura 17 e 18 representam o segundo modelo a ser analisado com reforços com barras organizados de forma a formar treliças de sustentação, em sua vista direita e superior respectivamente. Esse tipo de quadro foi escolhido por apresentar planos triangulares, o que faz com que os carregamentos sofridos nas vigas sejam essencialmente de tração e compressão (SILVA, 2018).

Figura 17 - Modelo de quadro tipo treliça representado em sua vista direita



Fonte: Autoria Própria

Figura 18 - Modelo de quadro do tipo treliça representado em sua vista isométrica



Fonte: Autoria Própria

4.2 DEFINIÇÃO DOS MATERIAIS UTILIZADOS

Callister (1999) define o comportamento mecânico de um material como sendo a relação entre a sua resposta ou deformação a uma carga ou força que esteja sendo aplicada. As propriedades mecânicas dos materiais são verificadas pela execução de experimentos de laboratório, que reproduzem o mais fielmente possível as condições de serviço. Dentre as condições a serem consideradas incluem-se a natureza da carga aplicada e a duração da sua aplicação, bem como as condições ambientais.

Para a definição de qual o melhor material a ser utilizado na construção de um quadro, deve-se levar em conta diferentes fatores como dureza, módulo de

elasticidade, densidade, ductibilidade, resistência a fadiga, resistência a fratura, métodos de junção disponíveis, custo do material, dentre outros. A importância dada a cada um desses fatores varia conforme a aplicação na qual a motocicleta será empregada. (FOALE, 2002). Dentre os principais materiais utilizados na construção de quadros temos o aço, alumínio, magnésio, titânio e fibras de carbono. Nesta análise foram selecionados os seguintes materiais para a realização do experimento.

4.2.1 Liga de Alumínio 6061 T6

A liga de alumínio 6061 T6 é um metal da série 6000, que possui o magnésio e silício como seus principais componentes de liga. Foi desenvolvida em 1935, podendo ser facilmente encontrada e tendo boa aceitação aos revestimentos a ela aplicados, a mesma combina uma ótima soldabilidade com resistência mecânica relativamente alta e alta resistência a corrosão. Apresenta diversas aplicações, sendo comumente usada em acessórios para aeronaves, suportes para lentes de câmeras, acoplamentos, acessórios e conectores elétricos, pinos de dobradiça, pistões de freio, pistões hidráulicos, válvulas e quadros de bicicleta e motocicleta (Aerospace Specifications Metal, 2019). A tabela 3 mostra sua composição química, já a tabela 4 representa suas principais propriedades:

Tabela 4 - Componentes Químicos do Alumínio 6061 T6

Componente	%
Al	95.8 – 98.6
Cr	0.04 – 0.35
Cu	0.15 – 0.4
Fe	Máx 0.7
Mg	0.8 – 1.2
Mn	Máx. 0.15
Si	0.4 – 0.8
Ti	Máx 0.15
Zn	Máx 0.25
Outros	Máx 0.15

Fonte: Adaptado de ASM (2019)

Tabela 5 - Propriedades Mecânicas do Alumínio 6061 T6

Propriedade	Valor
Dureza Brinell	95 HB
Limite de Resistência a Tração	310 Mpa
Limite de escoamento	276 Mpa
Alongamento na Ruptura	12 %
Módulo de Elasticidade	68.9 GPa
Coefficiente de Poisson	0.33
Módulo de Rigidez	26 GPa
Densidade	2.7 g/cm ³

Adaptado de ASM (2019)

4.2.2 Aço 4130

O aço SAE 4130 é um material que tem amplas aplicações nas indústrias, como por exemplo, aeronáutica, automobilística e óleo e gás, sendo disponibilizado como tarugo, barra, vareta, forjado, chapa, tubo e fundido. Ele apresenta de baixa a média dureza quando submetido a um tratamento térmico de têmpera e revenimento e boas propriedades mecânicas até a temperatura de 370 °C (LIMA, 2017). Em sua composição podemos observar elementos de liga como o cromo, responsável por endurecer a matriz por meio de solução sólida substitucional, ou ainda, por meio da precipitação de carbonetos de cromo, também aumentando a resistência à corrosão do aço, melhorando a resistência a altas temperaturas e aumentando a resistência ao desgaste. E o molibdênio, que aumenta a dureza da matriz, além de causar um aumento da resistência a fluência, contrabalanceando a tendência de fragilidade do revenido e formando partículas resistentes à abrasão (LIMA, 2017). A tabela 6 e 7 apresentam sua composição química e suas principais propriedades.

Tabela 6 - Composição Química do Aço 4130

Componente	%
Fe	95.8 – 98.6
Cr	0.8 – 1.10
Mo	0.15 – 0.25
Mn	0.40 – 0.60
C	0.28 – 0.33
Si	0.15 – 0.30
S	Máx 0.04
P	Máx 0.035

Fonte: Adaptado de LUZ (2017).

Tabela 7 - Propriedades Mecânicas Aço 4130

Propriedade	Valor
Dureza Brinell	217 HB
Limite de Resistência a Tração	560 Mpa
Limite de escoamento	460 Mpa
Alongamento na Ruptura	21.50 %
Módulo de Elasticidade	190 GPa
Coefficiente de Poisson	0.30
Módulo de Rigidez	26 GPa
Densidade	7.85 g/cm ³

Adaptado de LUZ (2017)

4.3 DETERMINAÇÃO DOS ESFORÇOS

Para determinar os esforços estáticos atuantes na motocicleta, é necessário saber o centro de massa da motocicleta, para isso, pode-se medir o peso sustentado por cada roda, e deste modo, através das equações demonstradas no capítulo 2.2, calcular sua posição no eixo x e y, porém, como o projeto ainda está em fase de projetos, não apresentando protótipo físico, será necessário fazer algumas estimativas, ainda que forma aproximada, desta posição. De acordo com a distribuição dos componentes como elencado por Saraiva (2016), podemos estimar a posição do centro de massa, conforme descrito por Marchiori (2017). Sendo assim, será considerado que a massa do sistema dianteiro e da bateria bem como 50% do peso dos passageiros será suportado pelo eixo dianteiro, já os demais componentes que constituem a motocicleta citados na tabela 4 serão suportados pelo eixo traseiro.

Tabela 8 - Massa dos Componentes

Componente	Massa
Motor	16 kg
Inversora	5 kg
Bateria	36 kg
Sistema Dianteiro e Traseiro	55 kg
Demais Componentes	19 kg
Passageiros	160 kg

Fonte: Adaptado de SARAIVA (2016)

A partir desta descrição, utilizando a massa individual de cada quadro, obtida através do próprio *software* de modelamento CAD, pode-se calcular as cargas estáticas, após isso, devido ao fato de casos mais críticos de tensões em quadros serem devido a superposição de cargas (ALMACINHA, 1985), será realizada uma majoração para determinar as cargas longitudinais, conforme descrito no capítulo 2.2, considerando um fator dinâmico de 1. Os resultados estão apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Esforços aplicados aos modelos

Modelo de Berço Duplo em Alumínio 6061	
Massa do Quadro	4,25 kg
Massa Total sem Passageiros	135,25 kg
Massa Total com Passageiros	295,25 kg
Reação na Roda Dianteira	1428 N
Reação na Roda Traseira	1467 N
Distância do Centro de Massa até eixo traseiro	0,702 m
Distância do Centro de Massa até eixo dianteiro	0,684 m
Carga Longitudinal devido a Frenagem	2895 N
Modelo de Berço Duplo em Aço 4130	
Massa do Quadro	12,30 kg
Massa Total sem Passageiros	143,30 Kg
Massa Total com Passageiros	303,30 kg
Reação na Roda Dianteira	1468 N
Reação na Roda Traseira	1507 N
Distância do Centro de Massa d_1	0,702 m
Distância do Centro de Massa d_2	0,684 m
Carga Longitudinal devido a Frenagem	2974 N
Modelo Treliça em Alumínio 6061	
Massa do Quadro	6,62 kg
Massa Total sem Passageiros	137,62 kg
Massa Total com Passageiros	297,62 kg
Reação na Roda Dianteira	1440 N
Reação na Roda Traseira	1479 N
Distância do Centro de Massa d_1	0,702 m
Distância do Centro de Massa d_2	0,684 m
Carga Longitudinal devido a Frenagem	2919 N
Modelo Treliça em Aço 4130	
Massa do Quadro	19,25 kg
Massa Total sem Passageiros	150,25 kg
Massa Total com Passageiros	310,25 kg
Reação na Roda Dianteira	1502 N
Reação na Roda Traseira	1541 N
Distância do Centro de Massa d_1	0,702 m
Distância do Centro de Massa d_2	0,684 m
Carga Longitudinal devido a Frenagem	3043 N

Fonte: Autoria Própria

Vale ressaltar que para calcular os esforços atuantes no quadro da motocicleta, foi seguida a metodologia desenvolvida durante a seção 2.2 deste trabalho, assumindo as seguintes hipóteses conforme descrito por Slaiman, 2018:

- Não foi considerado perdas de energia devido ao amortecimento e transmissão do veículo, fazendo com que o carregamento atue diretamente sobre o quadro, desta maneira, aumentando o coeficiente de segurança.
- Embora o centro de gravidade do sistema varie com diversos fatores como a movimentação do condutor em cima da motocicleta, o nível de combustível, aceleração e frenagem, para fins de cálculo iremos considera-lo em uma única posição.
- A resistência do ar será negligenciada, o que significa que o sistema estará em estado estacionário.

4.4 DETERMINAÇÃO DA MALHA E CONDIÇÕES DE CONTORNO

4.4.1 Parâmetros Gerais da Malha

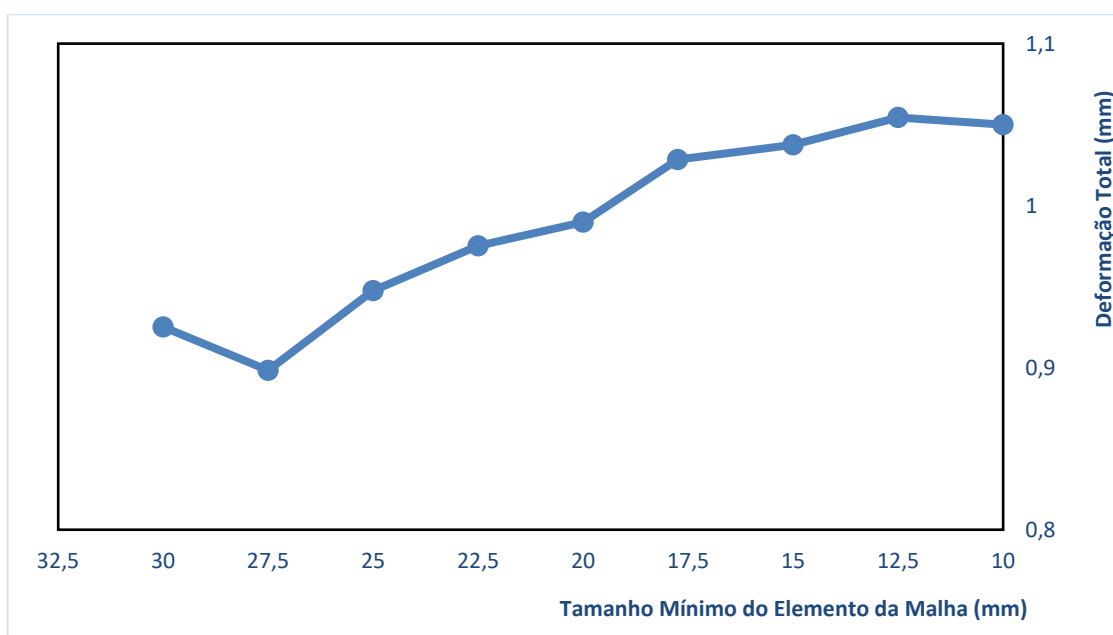
Um dos aspectos mais relevantes para a precisão de uma análise de elementos finitos é a malha utilizada, sendo que uma das maneiras mais simples para verificar a precisão da mesma em uma análise, consiste em testar vários tamanhos mínimos dos elementos, partindo de malhas mais grosseiras até malhas mais refinadas e calcular a variação do resultado de uma interação para outra (RECHENA, 2014).

Sabendo disto, foi realizado uma análise de convergência de resultados em um dos modelos com o objetivo de estabelecer um nível de precisão dos resultados aceitável. Para isto, foram definidos alguns parâmetros para a análise, o primeiro foi a alteração da aba *Physics Preference*, que representa a natureza física da simulação, para Mecânica, já para os requisitos de construção de malha, foi escolhida uma malha adaptativa, pois de acordo com o comprovado por Rechen, 2014, para situações de utilização de malhas um pouco mais grosseiras, ocorre uma variação muito maior entre os resultados apresentados por uma malha não adaptativa do que aquele que se adequa conforme a estrutura. Também foram alterados os quesitos de *Relevance*

Center e *Span Angle Center*, que descrevem, respectivamente, a qualidade geral da malha e ângulo de extensão dos elementos, para *fine*, a fim de obter uma melhor geometria à malha principalmente no que tange a qualidade próxima a conexões. Já os demais parâmetros relacionados a análise foram definidos conforme o padrão descrito pelo ANSYS

Em seguida foi variado o *Element Size*, que define o tamanho mínimo dos elementos, entre valores de 0,03 m à 0,01 m e então foi obtido a deformação máxima para cada análise. A seguir, a figura 19 mostra um gráfico da relação dos dois parâmetros. Já a tabela 10 mostra a variação percentual de uma interação para outra.

Figura 19 – Análise de Convergência de Malha



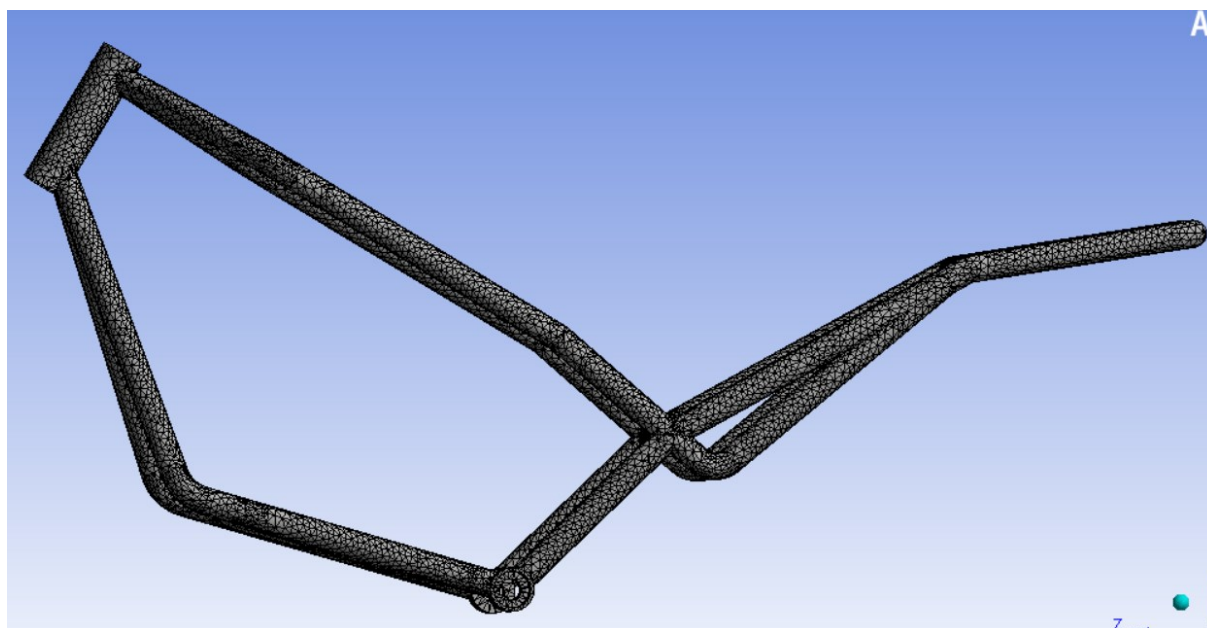
Fonte: Autoria Própria

Tabela 10 – Variação da Deformação total em função do tamanho da malha

Varição da Malha (mm)	Diferença Percentual em Módulo
30 – 27,5	4,59%
27,5 – 25	5,48%
25 – 22,5	2,91%
22,5 – 20	1,50%
20 – 17,5	3,87%
17,5 – 15	0,87%
15-12,5	1,67%
12,5-10	0,02%

Fonte: Autoria Própria

Após a análise optou-se pela escolha de uma malha com tamanho de 0,01 m, por apresentar uma boa relação entre o custo computacional e a precisão desejada. Com isto, foi possível gerar a malha ilustrada na Figura 20. Nota-se que por ser adaptativa, há um número maior de elementos em juntas e curvas.

Figura 20 - Malha Gerada no Modelo de Berço Duplo

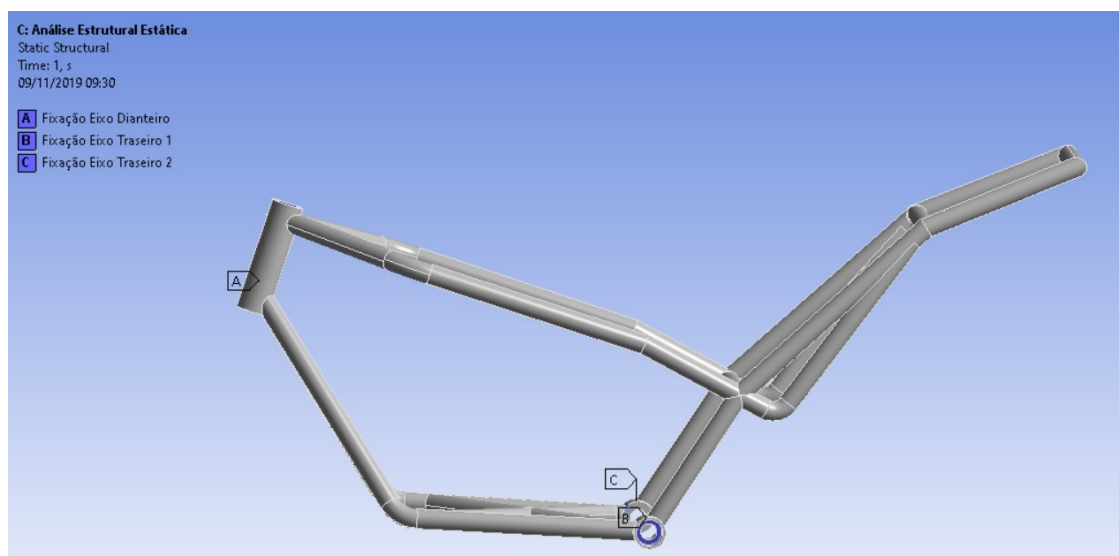
Fonte: Autoria Própria

4.4.2 Condições de Contorno

Para determinar as condições de contorno que deveriam ser atribuídas ao sistema, a metodologia utilizada se baseou nos projetos desenvolvidos por Saraiva, 2016; Slaiman, 2018 e Rechana, 2014. Sendo assim, foram fixados o tubo frontal que

acopla a suspensão dianteira e esta, por sua vez, está servindo de suporte para o pneu que está em contato com o solo, já a parte estaria em contato com a suspensão traseira que também estaria acoplada no pneu em contato com o solo. A Figura 21 apresenta os locais indicados.

Figura 21 – Condições de Contorno do Sistema



Fonte: Autoria Própria

4.5 CÁLCULO DO COEFICIENTE DE SEGURANÇA

Como a construção de um projeto apresenta algumas incertezas e aproximações é necessário a modelagem de um coeficiente de segurança que garanta as condições de funcionamento do sistema. Dentro dessas incertezas podemos citar principalmente aquelas inerentes a construção e funcionamento do quadro como as relacionadas a qualidade do material, processos de fabricação e hipóteses adotadas na modelação dos esforços. Para determinar este coeficiente de segurança será adotado o método de Pugsley (RECHENA, 2014) que consiste na obtenção de dois termos, aqui definido como n_{sx} e n_{sy} , retirados da tabela 10 e da tabela 11 respectivamente.

Tabela 10 - Critérios Segundo o Método de Pugsley

		B			
A	C	vg	g	f	p
vg	vg	1.1	1.3	1.5	1.7
	g	1.2	1.45	1.7	1.95
	f	1.3	1.6	1.9	2.2
	p	1.4	1.75	2.1	2.45
g	vg	1.3	1.55	1.8	2.05
	g	1.45	1.75	2.05	2.35
	f	1.6	1.95	2.3	2.65
	p	1.75	2.15	2.55	2.95
f	vg	1.5	1.8	2.1	2.4
	g	1.7	2.05	2.4	2.75
	f	1.9	2.3	2.7	3.1
	p	2.1	2.55	3	3.45
p	vg	1.7	2.15	2.4	2.75
	g	1.95	2.35	2.75	3.15
	f	2.2	2.65	3.1	3.55
	p	2.45	2.95	3.45	3.95

Adaptado de Rechená (2014)

Onde temos que:

vg = Muito bom;

g = Bom;

f = razoável;

p = ruim;

Tabela 11 - Critérios Segundo o Método de Pugsley

		D		
		ns	s	vs
E	ns	1	1.2	1.4
	s	1	1.3	1.5
	vs	1.2	1.4	1.6

Adaptado de Rechená (2014)

Considerando:

ns = não severo;

s = severo;

vs = muito severo;

Já a determinação dos fatores de A à E serão divididos nos seguintes itens:

Propriedades dos Materiais e Processo de Fabricação: Como a fabricação do modelo não faz parte do escopo do projeto irá se admitir de que as propriedades dos materiais e métodos de fabricação corresponderão a um padrão de confiança, deste modo será atribuído um fator $A = g$.

Carregamento: Conforme descrito no capítulo 4.3, para determinar o centro de massa do veículo, foram necessárias algumas considerações, o que faz com que o carregamento final se torne estimado, entretanto, ele foi modelado para representar uma situação desfavorável em relação as condições usais do modelo, sendo assim será considerado um fator $B = f$.

Modelo de resposta Estrutural: Como o método utilizado para análise será o de elementos finitos, através de software CAE, que representa um método altamente moderno, com qualidade de resultados nos campos de tensões e deformações, será atribuído um favor $C = v_g$ para este campo.

Segurança dos utilizadores: Devido as características gerais das motocicletas, as mesmas não possuem estrutura de deformação que proteja os ocupantes, e embora atualmente estejam sendo introduzidos alguns dispositivos ativos como controle de estabilidade e travagem e dispositivos passivos como airbags, a resistência ao impacto ainda se torna um ponto crítico, neste caso, será atribuído um valor $D = v_s$

Impacto Econômico: Como as motocicletas elétricas estão entrando no mercado, é de fundamentação importância de que seu funcionamento corresponda a expectativa dos clientes, gerando confiança no produto, sendo assim, será atribuído um fator $E = v_s$.

Deste modo podemos obter os fatores de n_{sx} e n_{sy} , sendo estes:

$$n_{sx} = 1.6;$$

$$n_{sy} = 1.6;$$

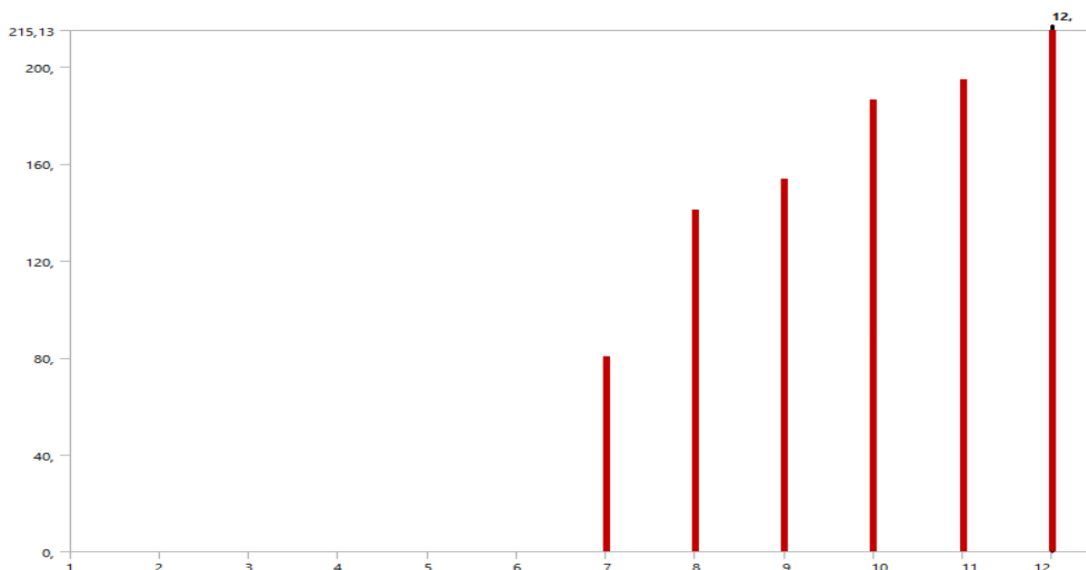
Logo, o fator de segurança global do sistema é de $n_s = 2,56$:

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 MODELO QUADRO BERÇO DUPLO – ALUMÍNIO 6061 T6

Inicialmente foi proposto uma análise modal de corpo livre, a análise modal consiste em um processo utilizando técnicas teóricas e experimentais com o fim de construir um modelo matemático representativo do comportamento dinâmico de um determinado a fim de determinar seus parâmetros modais: as frequências naturais, os modos de vibração e os fatores de amortecimento modal. (NÓBREGA; HANNAY, 2017). Dessa forma, ela se faz importante para que o projetista possa deslocar as frequências naturais do sistema, através de alteração da massa, rigidez do sistema ou mudanças na geometria, para valores no qual o veículo não opera.

Deste modo, seguindo os parâmetros descritos na metodologia, foram calculados os 12 primeiros modos de vibrar da estrutura. Esta análise foi realizada, pois conforme descrito por Silva, 2018, os seis primeiros modos de vibrar são associados a frequências naturais de corpo rígido de valor zero, onde, como um corpo rígido, a estrutura apresenta seis graus de liberdade, três de translação e três de rotação. Sendo assim, o *software* CAE detecta os modos de vibrar de corpo rígido e associa-os ao valor de 0 Hz de frequência. Portanto, esta etapa se torna importante pois, se houver algum problema, seja geométrico ou de lógica, o Ansys indicará erro nos seis primeiros modos de vibrar. A Figura 22 mostra os resultados encontrados durante esta análise.

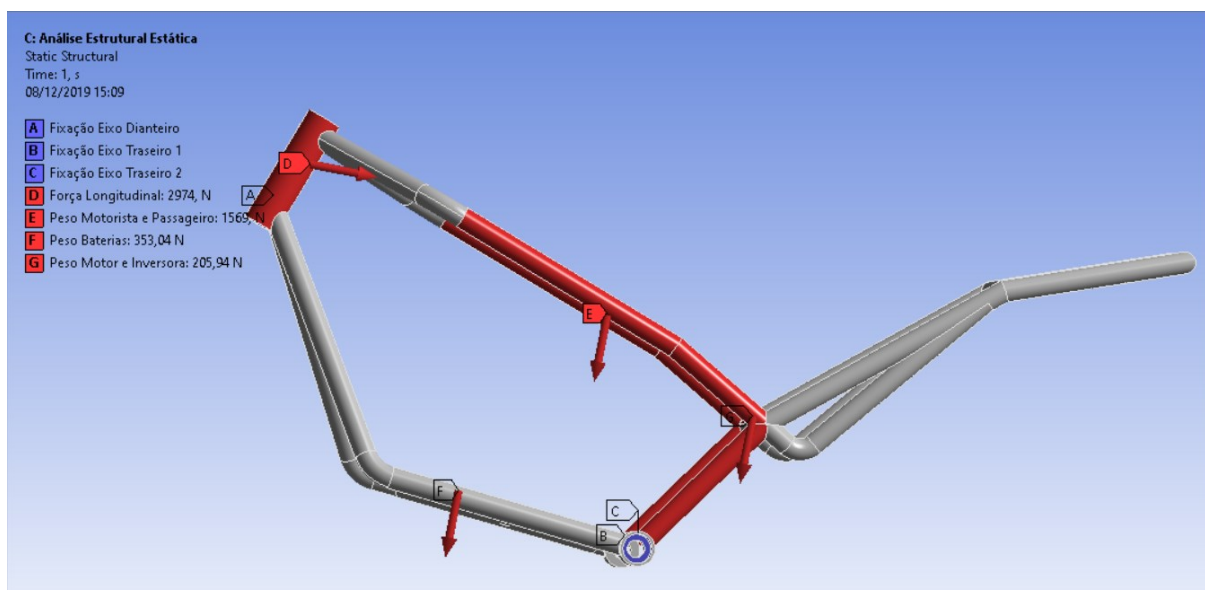
Figura 22 - Modos de Vibração Quadro de Berço Duplo

Fonte: Autoria Própria

Como podemos verificar, os seis primeiros modos de vibração estão relacionados a frequência zero, como esperado, o que indica que o protótipo não apresentou nenhum problema estrutural ou lógico do ponto de vista do *software*. Deste modo, podemos prosseguir com a análise.

Em seguida, foi realizada uma análise estrutural estática do sistema, para isto, foram atribuídas forças representando o peso do piloto e passageiro, que serão suportados pelos tubos superiores do quadro, o peso da bateria, que será suportado pelos tubos inferiores e o do motor e inversora que será suportado pelo tubo inferior central, além da força de frenagem suportada pelos tubos ligados ao sistema dianteiro do veículo. A Figura 23 representa os pontos indicados.

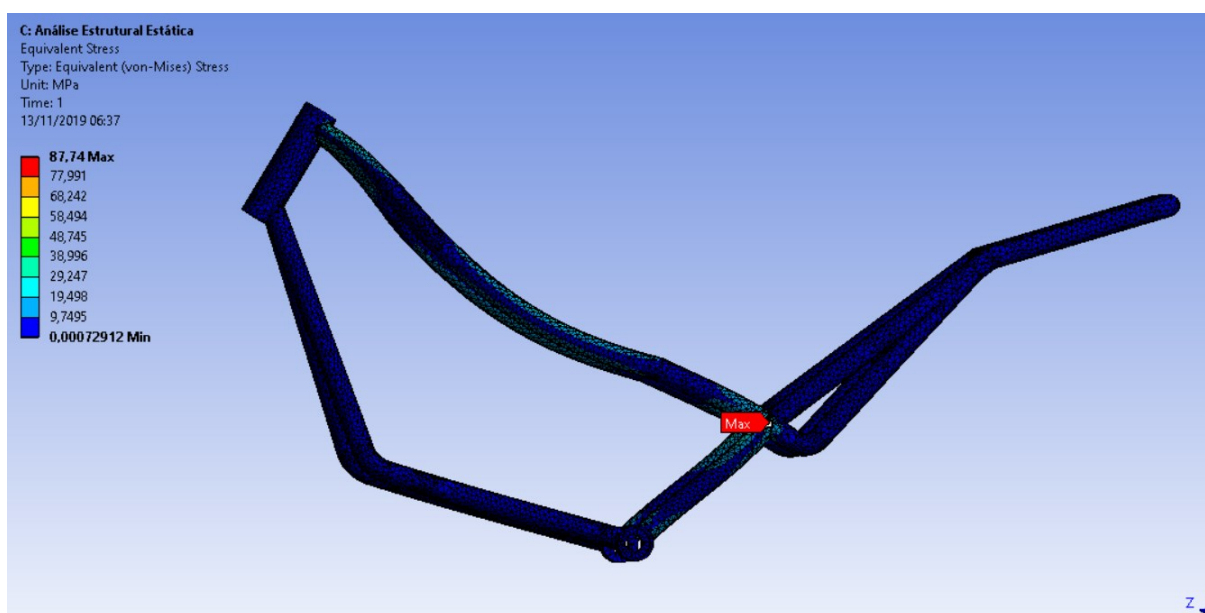
Figura 23 - Forças Aplicadas na Análise



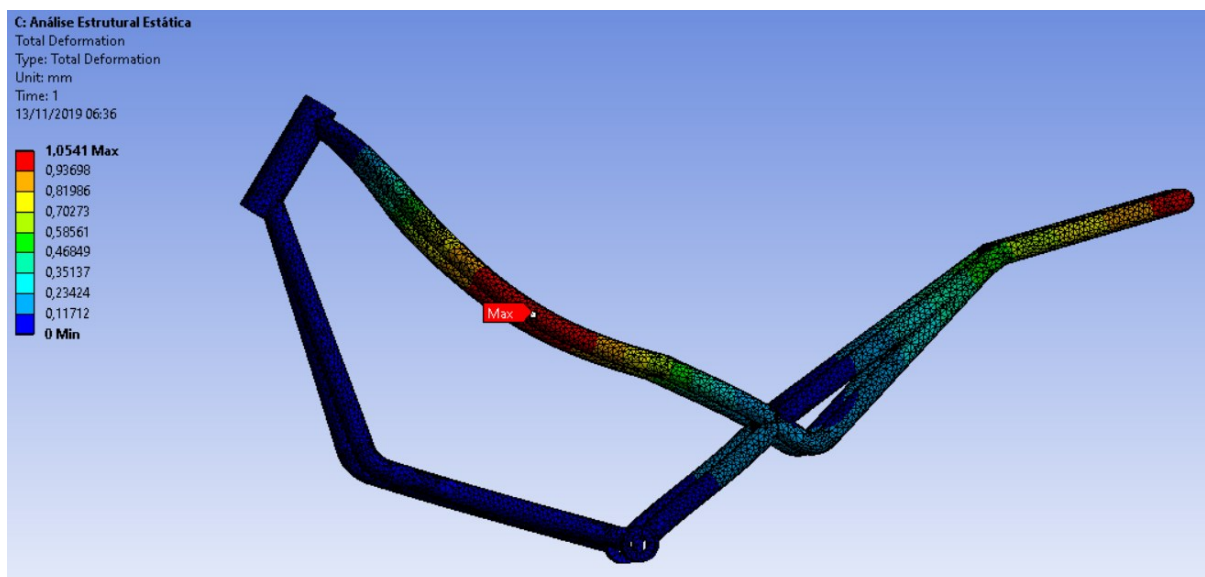
Fonte: Autoria Própria

Com isto, foi realizado a análise, conforme parâmetros descritos na metodologia, obtendo-se os seguintes resultados para deformação total e tensão equivalente de von-misses conforme mostrado nas Figura 24 e Figura 25 respectivamente:

Figura 24 - Tensão Equivalente de Von Mises - Quadro de Berço duplo em Alumínio 6061 T6



Fonte: Autoria Própria

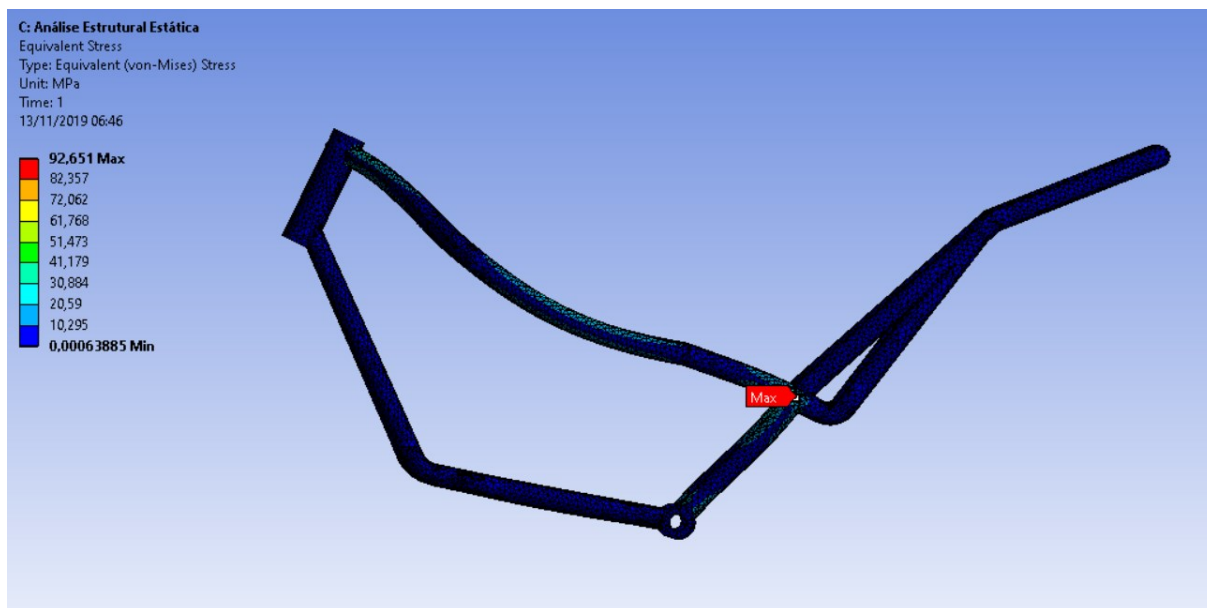
Figura 25 Deformação Máxima - Quadro de Berço Duplo em Alumínio 6061 T6

Fonte: Autoria Própria

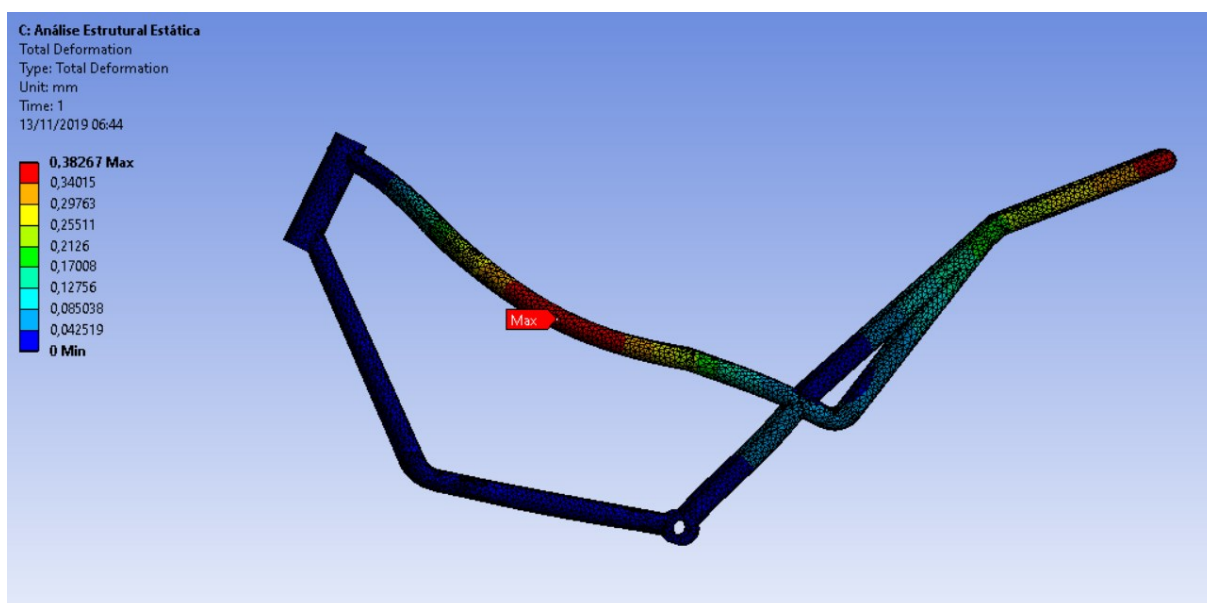
Como pode-se visualizar o máximo deslocamento ocorreu na parte lateral do quadro, com um valor de 1,0541 mm, o que mostra que essa região necessita de reforços, tendo em vista que este valor de deslocamento é relativamente elevado. Além disso, pode-se ver que o ponto de maior tensão foi na junta de conexão entre tubos, chegando a uma tensão de 87,74 Mpa, sabendo que o limite de escoamento do alumínio 6061 T6 é de 276 Mpa, e aplicando os critérios definidos na seção 4.5, vemos que este modelo cumpre os requisitos de coeficiente de segurança desejados. Porém, devido ao alto deslocamento, embora o mesmo não irá apresentar deformação plástica, pode ocorrer uma grande diminuição da vida em fadiga do equipamento.

5.2 MODELO QUADRO BERÇO DUPLO – AÇO SAE 4130

Dando continuidade, foi analisado o mesmo modelo de quadro de berço duplo já apresentado, porém, feito em Aço SAE 4130, utilizando os mesmos critérios de análise mostrados anteriormente encontramos os seguintes resultados para a tensão equivalente de von-mises e deformação máxima conforme Figura 26 e 27.

Figura 26 – Tensão Equivalente de Von Mises - Modelo de Berço Duplo em Aço 4130

Fonte: Autoria Própria

Figura 27 - Deformação Total - Modelo de quadro de Berço Duplo em Aço 4130

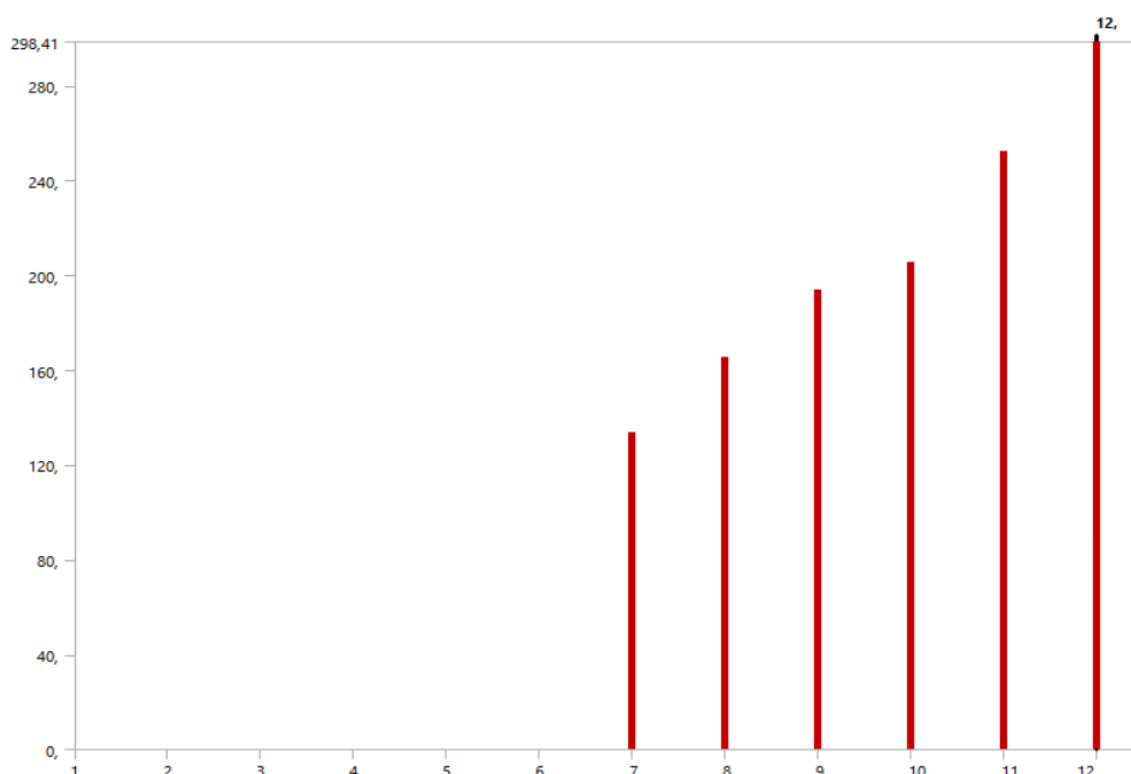
Fonte: Autoria Própria

Neste caso, a tensão máxima foi de 92,651 Mpa e a deformação máxima foi de aproximadamente 0,38 mm, como o aço apresenta um limite de escoamento maior do que o do alumínio, cerca de 460 Mpa, realizando o cálculo do coeficiente de segurança, vemos que o mesmo atende os requisitos do projeto.

5.3 MODELO TRELIÇA – ALUMÍNIO 6061 T6

Para o modelo treliçado também foi realizado uma análise modal de corpo livre, verificando a geometria e lógica da estrutura, neste caso, obteve-se os seguintes valores, mostrados na figura 28, relacionados aos modos de vibração da estrutura.

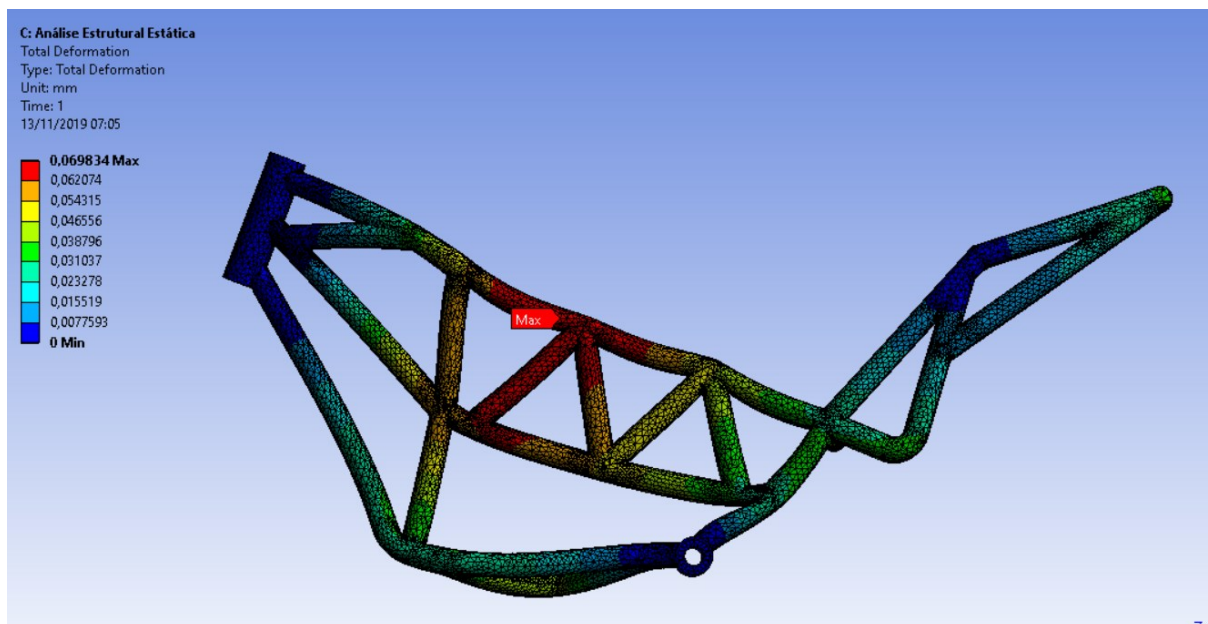
Figura 28 - Modos de Vibração - Modelo de Quadro do Tipo Treliça



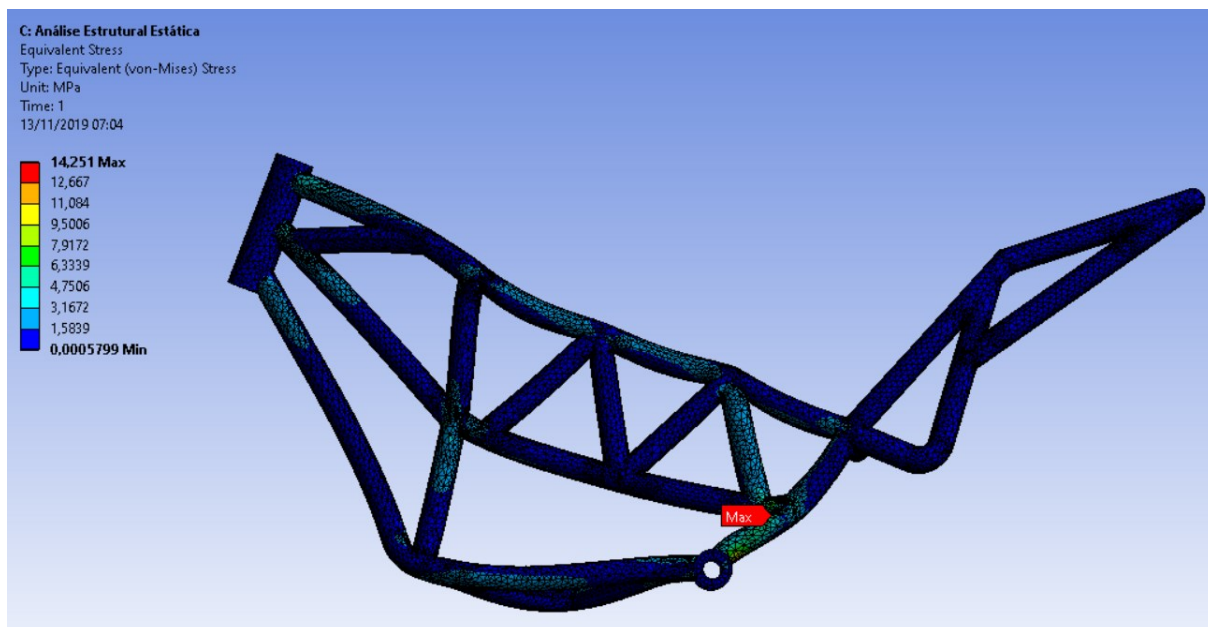
Fonte: Autoria Própria

Assim como o modelo de berço duplo, o mesmo apresentou os seis primeiros modos de vibração relacionados a frequência zero, o que faz com que se possa prosseguir com as análises.

Dando continuidade, foi realizada a análise estrutural estática, seguindo as mesmas condições de contorno apresentadas no capítulo 4.4.2 e forças descritas no capítulo 5.1, a exceção da força de frenagem, onde foi utilizado o valor descrito na tabela 9. Sendo assim, os resultados obtidos para a deformação total e tensão equivalente são mostrados na figura 29 e figura 30, respectivamente:

Figura 29 - Deformação Total - Modelo de Quadro do Tipo Treliça em Alumínio 6061 T6

Fonte: Autoria Própria

Figura 30 - Tensão Equivalente de Von Mises - Modelo de Quadro do Tipo Treliça em Alumínio 6061 T6

Fonte: Autoria Própria

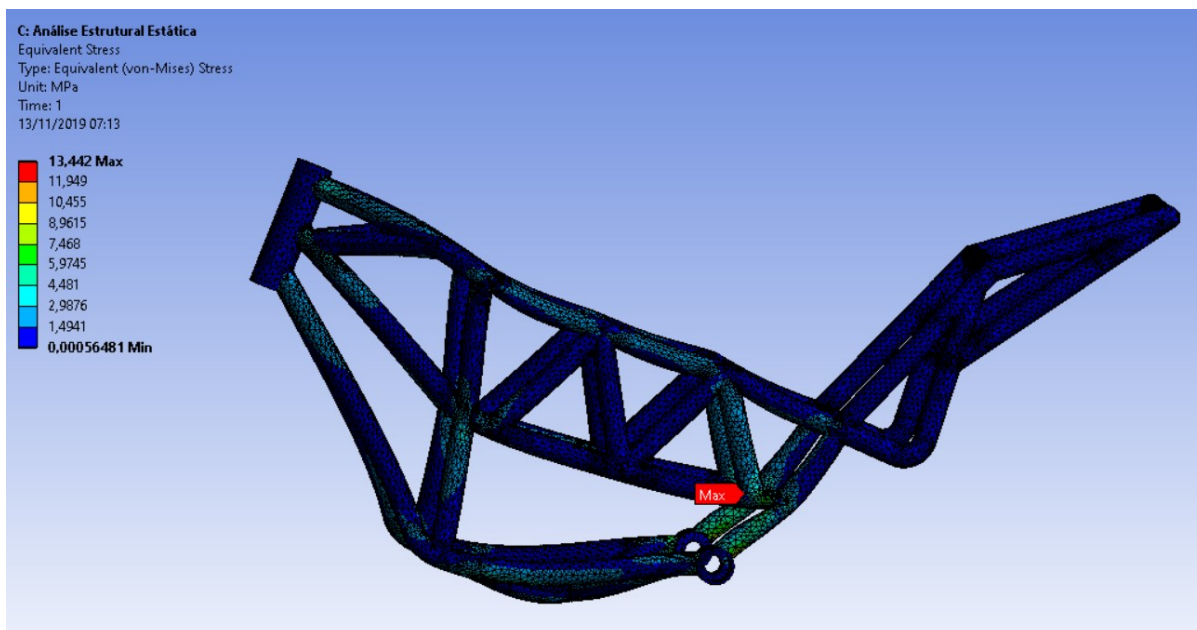
Comparando os resultados, nota-se que houve uma maior dissipação dos esforços atuantes no quadro, apresentando uma notória diminuição da tensão máxima, confrontando-o com o quadro de berço duplo também feito em alumínio, notamos que o modelo em treliça mostrou uma tensão 6,15 vezes menor, e com uma

deformação total 17,5 vezes menor. O que corrobora com o encontrado por Silva (2018), mostrando a grande efetividade deste tipo de modelo. Aplicando o coeficiente de segurança requerido ao projeto, vemos que o mesmo atende as condições propostas.

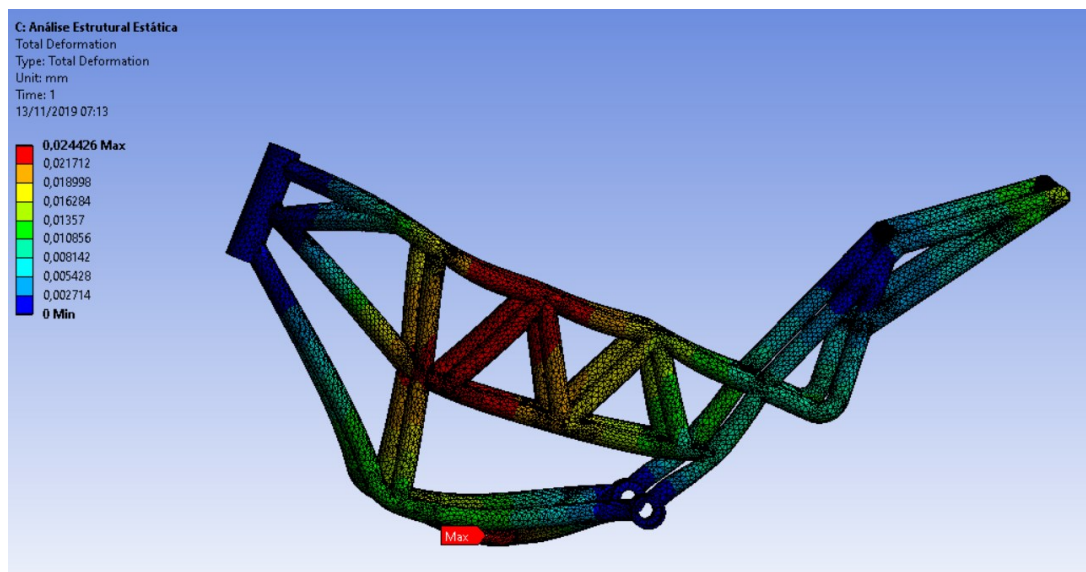
5.4 MODELO TRELIÇA – AÇO 4130

Repetindo o processo para o modelo treliçado em aço 4030, obteve-se os resultados mostrados nas figuras 31 e 32, que mostram a tensão máxima de escoamento e a deformação máxima respectivamente.

Figura 31 - Tensão Equivalente de Von Mises - Modelo de Quadro do Tipo Treliça - Aço 4130



Fonte: Autoria Própria

Figura 32 - Deformação Total - Modelo de Quadro do Tipo Treliça em Aço 4130

Fonte: Autoria Própria

Dentre os modelos analisados este foi o que obteve uma menor deformação máxima, aproximadamente 0,02 mm, além disso, foi o que apresentou maior coeficiente de segurança, o que já era esperado, tendo em vista que o modelo treliçado apresenta uma maior dissipação dos esforços e de que o Aço 4130 possui um elevado limite de escoamento quando comparado ao Alumínio 6061 T6.

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FUTURAS

Com este trabalho foi possível analisar o comportamento estrutural de diferentes tipos de quadros de motocicletas ao serem submetidos a esforços críticos advindos de sua aplicação. Além disso, foi possível verificar a praticidade da utilização do método de elementos finitos através de *software* CAE, que possibilitou encontrar a deformação e tensão atuantes nos quadros, que no passado só poderiam ser identificadas através de ensaios destrutivos.

Através dos resultados obtidos foi possível visualizar que nos modelos do tipo treliça, embora obtenha-se um aumento no peso do equipamento, ocorre uma significativa diminuição da tensão e deformação produzidas no quadro. Mostrando que no modelo de berço duplo em alumínio houve uma tensão máxima 6,15 vezes maior em relação ao modelo treliçado composto de mesmo material e uma deformação máxima 17,5 vezes maior. Já no equipamento de aço 4130 estes valores foram de 6,89 e 15,83, respectivamente.

Ademais, também foi possível fazer uma análise comparativa entre os materiais utilizados, o que mostrou que ambos os quadros cumpriram os requisitos estabelecidos pelo coeficiente de segurança de projeto, porém, o quadro em Alumínio 6061 T6, por possuir uma massa 2,9 vezes menor, o que é desejável pois torna a motocicleta mais eficiente em relação ao consumo de combustível, apresentou o melhor desempenho dentro dos critérios analisados. Porém, vale ressaltar que não foi considerado dentro do escopo do projeto, a questão econômica envolvida na aquisição do material e na fabricação dos componentes, fator que pode alterar os critérios de seleção do protótipo.

6.1 TRABALHOS FUTUROS

Conforme descrito, a escolha de um modelo de quadro para uma motocicleta leva em consideração diversos fatores, e o peso dado a estes varia conforme a aplicação desejada ao produto. Neste caso, como continuação deste projeto recomenda-se:

- Avaliação dos aspectos econômicos relacionados a compra de material e processos de fabricação para os modelos apresentados.

- Classificação de outros modelos de quadro e materiais para o mesmo fim, comparando os resultados obtidos.
- Estudo da variação de parâmetros geométricos como *Trail*, Distância entre eixos e Ângulo de Caster nos protótipos analisados.
- Análises considerando outras situações críticas em que o veículo pode se encontrar como, por exemplo, *Crash Colision*.

REFERÊNCIAS

ALMACINHA, J. A. S. **Análise Dinâmica de Estrutura de Veículos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Estrutural) – Universidade do Porto, Porto, 1985.

ALVES F. A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 1. ed. São Paulo, Érica, 2000. *Apud* CARLESSO, J. L. **Análise Estrutural de um Chassi de Protótipo de Eficiência Energética Pelo Método Dos Elementos Finitos**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2015.

ASM, AEROSPACE SPECIFICATION METALS INC. **Alumínio 6061 – T6; 6061-T651;** Disponível em <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061T6> Acesso em: 20/10/2019

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE FABRICANTES DE MOTOCICLETAS, CICLOMOTORES, MOTONETAS, BICICLETAS E SIMILARES. **Balanco 2018**. São Paulo, 2018.

BARAN, R. **A Introdução de Veículos elétricos no Brasil: Avaliação do Impacto no Consumo de Gasolina e Eletricidade**. Tese (Doutorado em Planejamento Energético) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2012.

BOYNARD, D. C. C. C.; ROLIN, A. S. **Projeto conceitual e análise estrutural com utilização do método de elementos finitos em um chassi BAJA SAE**. ENGEVISTA, v.20, n.2, p. 346-359, abril 2018.

CALLISTER, W. D.; **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**; 5ª ed. LTC, 1999.

CARLESSO, J. L. **Análise Estrutural de um Chassi de Protótipo de Eficiência Energética Pelo Método Dos Elementos Finitos**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2015.

COSSALTER, V. **Motorcycle Dynamics**, 2nd ed. Vittore Cossalter, 2006.

FERREIRA, A. J. S. C. **Projeto de Conceção, Desenvolvimento e Avaliação Experimental de Componentes para a Suspensão de Motociclos**, Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica), Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, 2016.

FOALE, T. **Motorcycle Handling and Chassis Design: The Art and Science**. 2nd ed. Tony Foale, 2006.

GANDRA, H. V. **Avaliação do Comportamento Estrutural e Estudo das Tensões no Chassi do Caminhão Fora de Via**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Católica de Minas Gerais, Minas Gerais, 2017.

HEIßING, B. ERSOY, M. **Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives**. 1st ed. ATZ, 2011.

JUHARI, M. N. F. B. **Structural Dynamic Investigation of Motorcycles Chassis**. Tese (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universiti Malaysia Pahang, Pahang, 2017.

LIMA, M. V. R. **Estudo da Influência do Tratamento Térmico Pós-Soldagem na ZTA de junta soldada de aço AISI/SAE 4130 Modificado**. Projeto de Pós Graduação (Engenharia Metalúrgica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.

LUZ, G. **Aço Cromo-Molibdênio SAE 4130**. Disponível em: <<https://www.materiais.gelsonluz.com/2017/10/aco-sae-4130-propriedades-mecanicas.html>> Acesso em 20/10/2019.

MALLELA S.; RAO K. N. M.; REDDY T. **Design and Analysis of Motor Bike Frame**. International Journal of Professional Engineering Studies. v.8, n.3, p. 91-99, jul. 2017.

MARCHIORI, G.; **Análise Estrutural Utilizando o Método de Elementos Finitos de Um Chassi para Veículos de Eficiência Energética Construído com Material Compósito**; Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva), Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

NAYYERI, P.; **Materials for Automotive Body and Chassis Structure**, University of Semnan, 2015.

NOBREGA P. G. B.; HANAI J. B. **Análise Modal na Avaliação de Estruturas de Concreto Pré-Moldado**. 1º Encontro de Pesquisa-Projeto-Produção em Concreto Pré-Moldado, São Carlos, 2005.

PAWLOWSKI, J.; TIDBURY, G. H. **Vehicle body engineering**. London: Business Books, 1969. *apud* ROBERTSON, J. C. B. A. J.; SERPENTO, S. T. **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**. 1st ed. Butterworth-Heinemann, 2002.

PEREIRA, C. N.; **Análise Estrutural Estática por Elementos Finitos de um Chassi Veicular Tipo Spaceframe**; Dissertação (Mestrado em Modelagem e Otimização) – Universidade Federal de Goiás, Catalão, 2016.

RANE, S. S.; SRIVIDYA, A.; VERMA A. K. **Taguchi methods and finite element methods in reliability based crashworthiness and risk analysis of motorcycle frame**. International Journal of System Assurance Engineering and Management. v.2, n.4, p. 319-324, out.-dez. 2011.

RECHENA, D. F. R. V. **Análise Estrutural do Quadro de um Motociclo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Técnico Lisboa, Lisboa, 2014.

REGÉ et al. **Design and Analysis of Frame for Electric Motorcycle**. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, v.6, n.10, p. 19500-19507, out. 2017.

ROBERTSON, J. C. B. A. J.; SERPENTO, S. T. **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**. 1st ed. Butterworth-Heinemann, 2002.

SARAIVA, I. B. **Estudo de Projeto de Motocicleta Elétrica**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

SERRADOR, P. F. **Conception and Structural Analysis of a Motorcycle Frame**. Tese, (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2016.

SILVA, L. G. **Análise Estrutural e Modal de um Chassi de Motocicleta**. Trabalho de Conclusão de Curso, (Bacharelado em Engenharia Mecânica) Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2018.

SLAIMAN, H. **Strength and Stiffness Analysis of Motorcycle Frame**. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Kaunas University of Technology, Kaunas, 2018.

SOUZA, A. F. M. **Desenvolvimento de um Programa de Elementos Finitos Versátil**. Tese (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade do Porto, Porto, 2014.

SOUZA, Remo Magalhães de. O método dos elementos finitos aplicado ao problema de condução de calor. 2003. 40f. Departamento de Engenharia Civil. Belém, 2003. *apud* GANDRA, H. V. **Avaliação do Comportamento Estrutural e Estudo das Tensões no Chassi do Caminhão Fora de Via**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Católica de Minas Gerais, Minas Gerais, 2017.

STRUCTURAL STEEL CODE, EAE, Disponível em: < <http://asidac.es/asidac-en/wp-content/uploads/2016/07/EAE-ENG.pdf>> Acesso em 01 de outubro 2019.

TVSMOTOR. **Decoding The Different Types Of Motorcycle Chassis**. Disponível em <<https://www.tvsmotor.com/blog/decoding-the-different-types-of-motorcycle-chassis/>> Acesso em: 03 maio 2019.

VIEIRA, C. F. L. **Structural Evaluation of a Motorcycle Frame**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade do Porto, Porto, 2014.

APÊNDICE A - CÁLCULO DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E ESFORÇOS ATUANTES NA ESTRUTURA DOS QUADROS

Quadro Modelo Berço Duplo em Alumínio 6061 T6

Massa dos Componentes:

$$m_{motor} := 16 \text{ kg} \quad m_{mot} := 80 \text{ kg} \quad m_{bateria} := 36 \text{ kg}$$

$$m_{sistemadianteiro} := 27.5 \text{ kg} \quad m_{sistematraseiro} := 27.5 \text{ kg}$$

$$m_{cx} := 19 \text{ kg} \quad m_{quadro} := 4.2330 \text{ kg}$$

Cálculo da massa suportada pelo Sistema Dianteiro e Traseiro

Sistema Dianteiro

$$m_f := 0.5 \cdot m_{mot} + m_{bateria} + m_{sistemadianteiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 = 145.617 \text{ kg}$$

Sistema Traseiro

$$m_r := m_{motor} + 0.5 \cdot m_{mot} + m_{cx} + m_{sistematraseiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 + m_{sup} = 149.617 \text{ kg}$$

Massa total do Sistema

$$m_{total} := m_f + m_r = 295.233 \text{ kg}$$

Massa total do Veículo sem a consideração de Passageiros

$$m_{sp} := m_{total} - 160 \text{ kg} = 135.233 \text{ kg}$$

Cálculo da Reação no Eixo Dianteiro

$$W_f := m_f \cdot g = 1.428 \text{ kN}$$

Cálculo da Reação no Eixo Traseiro

$$W_r := m_r \cdot g = 1.467 \text{ kN}$$

Cálculo da Força Peso dos Passageiros

$$F_p := (m_{mot} + m_{pass}) \cdot g = (1.569 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso da Bateria

$$F_p := m_{bateria} \cdot g = 353.039 \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso do motor e inversora

$$F_p := (m_{motor} + m_{inv}) \cdot g = 205.94 \text{ N}$$

Distância entre Eixos

$$L := 1.386 \text{ m}$$

Peso Total do Sistema

$$W := m_{total} \cdot g = (2.895 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Ângulo de Inclinação da Motocicleta

$$\theta = 0$$

Determinação da Distância da Roda Dianteira da Motocicleta até o centro de massa

$$b := \frac{W_r \cdot L}{W \cdot \cos(\theta)} \quad b = 0.702 \text{ m}$$

Determinação da Distância da Roda Traseira da Motocicleta até o centro de massa

$$c := L - b = 0.684 \text{ m}$$

Determinação da Força Longitudinal considerando caso crítico

Carga Dinâmica

$$\mu = 1$$

$$F_a := \mu \cdot m_{total} \cdot g = 2.895 \text{ kN}$$

Determinação do Critério de Escoamento a partir do Coeficiente estabelecido

Tensão de Escoamento

$$\sigma_e := 310 \text{ MPa}$$

Tensão Máxima Obtida Através da Simulação:

$$\sigma_m := 87.74 \text{ MPa}$$

Coefficiente de Segurança

$$\eta := \frac{\sigma_e}{\sigma_m} = 3.533$$

Quadro Modelo Berço Duplo em Aço 3140

Massa dos Componentes:

$$m_{motor} = 16 \text{ kg} \quad m_{mot} = 80 \text{ kg} \quad m_{bateria} = 36 \text{ kg}$$

$$m_{sistemadianteiro} = 27.5 \text{ kg} \quad m_{sistematraseiro} = 27.5 \text{ kg}$$

$$m_{eixo} = 19 \text{ kg} \quad m_{quadro} = 12.308 \text{ kg}$$

Cálculo da massa suportada pelo Sistema Dianteiro e Traseiro

Sistema Dianteiro

$$m_f := 0.5 \cdot m_{mot} + m_{bateria} + m_{sistemadianteiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 = 149.654 \text{ kg}$$

Sistema Traseiro

$$m_r := m_{motor} + 0.5 \cdot m_{mot} + m_{eixo} + m_{sistematraseiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 + m_{sup} = 153.654 \text{ kg}$$

Massa total do Sistema

$$m_{total} := m_f + m_r = 303.308 \text{ kg}$$

Massa total do Veículo sem a consideração de Passageiros

$$m_{sp} := m_{total} - 160 \text{ kg} = 143.308 \text{ kg}$$

Cálculo da Reação no Eixo Dianteiro

$$W_f := m_f \cdot g = 1.468 \text{ kN}$$

Cálculo da Reação no Eixo Traseiro

$$W_r := m_r \cdot g = 1.507 \text{ kN}$$

Cálculo da Força Peso dos Passageiros

$$F_p := (m_{motor} + m_{pass}) \cdot g = (1.569 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso da Bateria

$$F_p := m_{bateria} \cdot g = 353.039 \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso do motor e inversora

$$F_p := (m_{motor} + m_{inv}) \cdot g = 205.94 \text{ N}$$

Distância entre Eixos

$$L := 1.386 \text{ m}$$

Peso Total do Sistema

$$W := m_{total} \cdot g = (2.974 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Ângulo de Inclinação da Motocicleta

$$\theta := 0$$

Determinação da Distância da Roda Dianteira da Motocicleta até o centro de massa

$$b := \frac{W_r \cdot L}{W \cdot \cos(\theta)} \quad b = 0.702 \text{ m}$$

Determinação da Distância da Roda Traseira da Motocicleta até o centro de massa

$$c := L - b = 0.684 \text{ m}$$

Determinação da Força Longitudinal considerando caso crítico

Carga Dinâmica

$$\mu := 1$$

$$F_a := \mu \cdot m_{total} \cdot g = 2.974 \text{ kN}$$

Determinação do Critério de Escoamento a partir do Coeficiente estabelecido
Tensão de Escoamento

$$\sigma_e := 460 \text{ MPa}$$

Tensão Máxima Obtida Através da Simulação:

$$\sigma_m := 92.65 \text{ MPa}$$

Coeficiente de Segurança

$$\eta := \frac{\sigma_e}{\sigma_m} = 4.965$$

Quadro Modelo Trelça em Alumínio 6061 T6

Massa dos Componentes:

$$m_{motor} = 16 \text{ kg} \quad m_{mot} = 80 \text{ kg} \quad m_{bateria} = 36 \text{ kg}$$

$$m_{sistemadianteiro} = 27.5 \text{ kg} \quad m_{sistematraseiro} = 27.5 \text{ kg}$$

$$m_{ca} = 19 \text{ kg} \quad m_{quadro} = 6.62060 \text{ kg}$$

Cálculo da massa suportada pelo Sistema Dianteiro e Traseiro

Sistema Dianteiro

$$m_f := 0.5 \cdot m_{mot} + m_{bateria} + m_{sistemadianteiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 = 146.81 \text{ kg}$$

Sistema Traseiro

$$m_r := m_{motor} + 0.5 \cdot m_{mot} + m_{ca} + m_{sistematraseiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 + m_{rua} = 150.81 \text{ kg}$$

Massa total do Sistema

$$m_{total} := m_f + m_r = 297.621 \text{ kg}$$

Massa total do Veículo sem a consideração de Passageiros

$$m_{sp} := m_{total} - 160 \text{ kg} = 137.621 \text{ kg}$$

Cálculo da Reação no Eixo Dianteiro

$$W_f := m_f \cdot g = 1.44 \text{ kN}$$

Cálculo da Reação no Eixo Traseiro

$$W_r := m_r \cdot g = 1.479 \text{ kN}$$

Cálculo da Força Peso dos Passageiros

$$F_p := (m_{\text{motor}} + m_{\text{pass}}) \cdot g = (1.569 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso da Bateria

$$F_p := m_{\text{bateria}} \cdot g = 353.039 \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso do motor e inversora

$$F_p := (m_{\text{motor}} + m_{\text{inv}}) \cdot g = 205.94 \text{ N}$$

Distância entre Eixos

$$L := 1.386 \text{ m}$$

Peso Total do Sistema

$$W := m_{\text{total}} \cdot g = (2.919 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Ângulo de Inclinação da Motocicleta

$$\theta := 0$$

Determinação da Distância da Roda Dianteira da Motocicleta até o centro de massa

$$b := \frac{W_r \cdot L}{W \cdot \cos(\theta)} \quad b = 0.702 \text{ m}$$

Determinação da Distância da Roda Traseira da Motocicleta até o centro de massa

$$c := L - b = 0.684 \text{ m}$$

Determinação da Força Longitudinal considerando caso crítico

Carga Dinâmica

$$\mu := 1$$

$$F_g := \mu \cdot m_{total} \cdot g = 2.919 \text{ kN}$$

Determinação do Critério de Escoamento a partir do Coeficiente estabelecido

Tensão de Escoamento

$$\sigma_e := 310 \text{ MPa}$$

Tensão Máxima Obtida Através da Simulação:

$$\sigma_m := 14.25 \text{ MPa}$$

Coeficiente de Segurança

$$\eta := \frac{\sigma_e}{\sigma_m} = 21.754$$

Quadro Modelo Treliça em Aço 4130

Massa dos Componentes:

$$m_{motor} = 16 \text{ kg} \quad m_{mot} = 80 \text{ kg} \quad m_{bateria} = 36 \text{ kg}$$

$$m_{sistemadianteiro} = 27.5 \text{ kg} \quad m_{sistematraseiro} = 27.5 \text{ kg}$$

$$m_{ca} = 19 \text{ kg} \quad m_{quadro} = 19.248 \text{ kg}$$

Cálculo da massa suportada pelo Sistema Dianteiro e Traseiro

Sistema Dianteiro

$$m_f := 0.5 \cdot m_{mot} + m_{bateria} + m_{sistemadianteiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 = 153.124 \text{ kg}$$

Sistema Traseiro

$$m_r := m_{motor} + 0.5 \cdot m_{mot} + m_{ca} + m_{sistematraseiro} + m_{pass} \cdot 0.5 + m_{quadro} \cdot 0.5 + m_{rua} = 157.124 \text{ kg}$$

Massa total do Sistema

$$m_{total} := m_f + m_r = 310.248 \text{ kg}$$

Massa total do Veículo sem a consideração de Passageiros

$$m_{sp} := m_{total} - 160 \text{ kg} = 150.248 \text{ kg}$$

Cálculo da Reação no Eixo Dianteiro

$$W_f := m_f \cdot g = 1.502 \text{ kN}$$

Cálculo da Reação no Eixo Traseiro

$$W_r := m_r \cdot g = 1.541 \text{ kN}$$

Cálculo da Força Peso dos Passageiros

$$F_p := (m_{mot} + m_{pass}) \cdot g = (1.569 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso da Bateria

$$F_p := m_{bateria} \cdot g = 353.039 \text{ N}$$

Cálculo da Força Peso do motor e inversora

$$F_p := (m_{motor} + m_{inv}) \cdot g = 205.94 \text{ N}$$

Distância entre Eixos

$$L := 1.386 \text{ m}$$

Peso Total do Sistema

$$W := m_{total} \cdot g = (3.042 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Ângulo de Inclinação da Motocicleta

$$\theta := 0$$

Determinação da Distância da Roda Dianteira da Motocicleta até o centro de massa

$$b := \frac{W_r \cdot L}{W \cdot \cos(\theta)} \quad b = 0.702 \text{ m}$$

Determinação da Distância da Roda Traseira da Motocicleta até o centro de massa

$$c := L - b = 0.684 \text{ m}$$

Determinação da Força Longitudinal considerando caso crítico

Carga Dinâmica

$$\mu := 1$$

$$F_d := \mu \cdot m_{total} \cdot g = 3.042 \text{ kN}$$

Determinação do Critério de Escoamento a partir do Coeficiente estabelecido

Tensão de Escoamento

$$\sigma_e := 460 \text{ MPa}$$

Tensão Máxima Obtida Através da Simulação:

$$\sigma_m := 13.44 \text{ MPa}$$

Coeficiente de Segurança

$$\eta := \frac{\sigma_e}{\sigma_m} = 34.226$$