

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

OSVALDO LUIZ MAZIERO

ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI TUBULAR

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2019

OSVALDO LUIZ MAZIERO

ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI TUBULAR

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, *Campus* Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Diego R. Rossetto

PATO BRANCO

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

Análise Estrutural De Chassi Tubular

Oswaldo Luiz Maziero

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 26/06/2019 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 - *Campus* 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**.

Prof. Msc. Fabio Junkes Correa
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Fábio R. Mandello Rodrigues
(UTFPR – Departamento de Mecânica)

Prof. Dr. Diego R. Rossetto
(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

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço aos meus pais, Inês Fracalossi Maziero e Luiz Carlos Maziero, a minha irmã Paula Cristina Maziero, que estiveram sempre comigo me dando todo o apoio e suporte necessário para superar as barreiras encontradas, e a minha namorada Laís Franceschi, pela compreensão, paciência e apoio, estando sempre ao meu lado.

Agradeço a todos meus amigos que tornaram as rotinas de estudos mais descontraídas.

Ao meu orientador Prof. Dr. Diego R. Rossetto, por todo conhecimento e suporte prestado.

A equipe de Eficiência Energética Tubarão Branco, pela oportunidade de aplicar conhecimentos teóricos na prática e por todo conhecimento adquirido nos quase 2 anos de colaboração com a equipe.

RESUMO

MAZIERO, OSVALDO LUIZ. Análise estrutural de chassi tubular. 2019.77 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

Este trabalho consiste em analisar o comportamento dinâmico e estático de dois modelos de chassis, destinados a competições de eficiência energética, seguido de uma análise comparativa do comportamento estrutural dos modelos. As cargas atuantes nos veículos foram determinadas através de conceitos de dinâmica veicular. Com o auxílio de simulações computacionais obteve-se respostas referentes a tensões e deformações que, junto com os cálculos de dinâmica veicular completaram a base de informações para confrontar os dois chassis. As análises mostram que as tensões e as deformações se mantêm constante na maior parte da estrutura e a rigidez torcional do modelo 1 apresentou-se 5,14% maior que o modelo 2.

Palavras-chave: Eficiência Energética. Comportamento dinâmico. Dinâmica veicular. Rigidez torcional. Simulação numérica.

ABSTRACT

MAZIERO, OSVALDO LUIZ. Structural analysis of tubular chassis. Course Completion Work - Mechanical Engineering Course, Federal Technological University of Paraná. Pato Branco, 2019.

This work consists in a dynamic and static study about two chassis, destined to energy efficiency competitions, followed by a comparative analysis of the models' structural behavior. The active loads on the vehicles were determined through concepts of vehicular dynamics. With the support of computational simulations, responses were obtained regarding stresses and deformations, which, along with the calculations of vehicles dynamics, complete the information base to compare the two chassis. The analyzes shows that stresses and deformations remain constant in most of the structure and the torcional stiffness of model 1 is 5,14% higher than model 2.

Keywords: Energy efficiency. Dynamic behavior. Vehicle Dynamics. Torsional stiffness. Numerical simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Regulamento da Shell Eco-marathon.....	15
Figura 2- Coeficiente de arrasto para algumas geometrias.....	16
Figura 3 - Chassi Space Frame formado pela união de tubos de seção circular.	17
Figura 4 - Demonstração do Space Frame.	18
Figura 5 - Triangulação correta dos tubos.....	18
Figura 6 - Localização do Centro de Massa (CG).	19
Figura 7- Localização vertical do centro de massa.	20
Figura 8 - posição do centro de rotação do veículo e direção do sentido da força centrípeta.	23
Figura 9 - Forças atuantes imediatamente antes do capotamento durante a execução de uma curva.	24
Figura 10 - Modo de deformação torcional.....	26
Figura 11 - Parâmetros utilizados no cálculo da rigidez torcional.....	26
Figura 12 – Discretização de uma chapa retangular.	28
Figura 13 – Classificação dos modelos de elementos finitos.	29
Figura 14 - Casca de curvatura simples e as correspondentes resultantes de tensão.	30
Figura 15 - Diagrama das tarefas a serem executadas.....	33
Figura 16 - Ilustração dos modelos estudados.....	34
Figura 17 - Método para encontrar as cargas nas rodas com o protótipo suspenso.	36
Figura 18 – Gráfico comparativo dos centros de massa do modelo 1 em formato CAD e Fabricado.....	40
Figura 19 – Gráfico comparativo das cargas estáticas do modelo 1 em formato CAD e Fabricado	41
Figura 20 – Configuração das condições de contorno do modelo 1.....	47
Figura 21 - Configuração das condições de contorno para o modelo 2.	47
Figura 22 - Configuração das condições de contorno para o modelo 1.	48
Figura 23 - Configuração das condições de contorno para o modelo 2.	49
Figura 24 - Gradiente de tensões geradas no modelo 1.	52
Figura 25 - Gradiente de tensões geradas no modelo 2.	52
Figura 26 Demonstrativo da ferramenta Capped Isosurface para o modelo 1.	53
Figura 27 - Demonstrativo da ferramenta Capped Isosurface para o modelo 2.	54

Figura 28 - Local dos pontos de tensões analisados.	55
Figura 29 - Gráfico comparativo dos pontos de tensões analisados.	55
Figura 30 - Gradiente de deformação total gerada no modelo 1.	56
Figura 31 - Deformação total gerada no modelo 2.	57
Figura 32 – Gradiente e valores de deformação direcional para o modelo 1.	58
Figura 33 - Gradiente e valores de deformação direcional do modelo 2.	59
Figura A.1 – Configurações de malha variando o tipo e o tamanho de elemento.	67
Figura A.2 - Condição de torção aplicada para realizar a coleta de dados.	68
Figura A.3 - Tabela da coleta de dados para cada parâmetro analisado.	69
Figura A.4 - Gráfico comparativo dos números de elementos para cada configuração de malha.	70
Figura A.5 - Gráfico comparativo dos números de nós para cada configuração de malha.	70
Figura A.6 - Comparação de faces ideais e faces distorcidas.	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características dos chassis.....	34
Tabela 2 - Medidas encontradas com aplicação do método sugerido.....	37
Tabela 3 - Posição do centro de massa disponibilizado pelo software.	39
Tabela 4 - Dados obtidos a partir dos métodos apresentados.	40
Tabela 5 – Valores da posição do centro de massa do modelo 2.....	42
Tabela 6 – Esforços encontrados no estudo de Dinâmica Lateral para os modelos analisados.	44
Tabela 7 - Propriedades do Alumínio 6063-T5.....	45
Tabela 8 – Valores das características encontradas pelos cálculos de dinâmica veicular dos modelos analisados.....	50
Tabela A.1 - Valores de Skewness e suas respectivas qualidades de malha.....	72

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

b	Distância do centro de massa ao eixo dianteiro	m
W_{rs}	Carga estática no eixo traseiro	N
W_{fs}	Carga estática no eixo dianteiro	N
W	Peso total do veículo	N
L	Distância entre eixos	m
θ	Inclinação da pista	°
H	Altura do centro de massa em relação ao solo	m
W_{ft}	Carga no eixo dianteiro em o eixo traseiro suspenso	N
W_{rt}	Cara no eixo traseiro em o eixo traseiro suspenso	N
c	Distância entre centro de massa e o eixo traseiro	m
R	Raio da roda	m
m	Massa do veículo somado com a massa do piloto	Kg
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
a	Aceleração do veículo	m/s ²
Δv	Variação entre a velocidade inicial e final	m/s
Δt	Variação entre o tempo inicial e final	S
W_r	Carga dinâmica no eixo traseiro do veículo	N
W_f	Carga dinâmica no eixo dianteiro do veículo	N
F_c	Força centrípeta	N
X_{cm}	Distância do centro de massa e a linha imaginária que liga a roda traseira com a dianteira	m
v_c	Velocidade com que é realizada a curva	m
R_c	Raio da curva	m
N_f	Força normal na roda dianteira externa durante a curva	N
t	Distância entre as rodas dianteiras	m
N_r	Força normal na roda traseira externa da curva	N
K_b	Rigidez torcional	Nm/°
F_b	Força aplicada no Chassi	N
l	Distância do ponto de aplicação da força até o centro do chassi	m
Δ_{z1}	Deslocamento linear direito	m
Δ_{z2}	Deslocamento linear esquerdo	m
MEF	Método dos Elementos Finitos	-
CAD	Computer Aided Design	-

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.2 OBJETIVOS	13
1.2.1 Objetivo Principal	13
1.2.2 Objetivos Específicos	13
1.3 JUSTIFICATIVA	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO.....	15
2.2 ESTRUTURA VEÍCULAR.....	16
2.3 DINÂMICA VEICULAR.....	19
2.3.1 Centro de Massa	19
2.3.2 Cargas Estáticas.	21
2.3.3 Cargas Dinâmicas	21
2.3.4 Rigidez Torcional.....	25
2.4 ELEMENTOS FINITOS	27
2.4.2.2 Fase de Pós-Processamento	32
3 METODOLOGIA	33
3.1 COLETA DE DADOS	34
3.2 CENTRO DE MASSA E CARGAS ESTÁTICAS	35
3.2.1 Modelo 1 – Fabricado.....	36
3.2.1.1 Cargas estáticas e centro de massa horizontal.....	37
3.2.1.2 Cargas estáticas e centro de massa vertical	38
3.2.2 Modelo 1 – CAD	39
3.2.3 Comparativo dos valores obtidos na aplicação dos dois métodos.	39
3.2.4 Modelo 2.....	42
3.3 CARGAS DINÂMICAS	43
3.3.1 Dinâmica Longitudinal	43

3.3.2. Dinâmica Lateral	44
3.4 CONFIGURAÇÕES DOS DADOS DE ENTRADA NO SOFTWARE DE SIMULAÇÃO	45
3.4.1 Configurações Iniciais	45
3.4.2 Seleção de Malha.....	46
3.4.3 Configuração dos Carregamentos em Situação de Curva	46
3.4.4 Configuração do Teste de Rigidez Torcional.....	48
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	50
4.1 CENTRO DE MASSA, CARGAS ESTÁTICAS E DINÂMICAS.....	50
4.2 ANÁLISE EM SITUAÇÃO DE CURVA.....	51
4.3 ANÁLISE DE RIGIDEZ TORCIONAL.....	56
4.3.1 Rigidez Torcional - Modelo 1.....	59
4.3.2 Rigidez Torcional - Modelo 2.....	60
4.4 ANÁLISE GERAL	60
5 CONCLUSÃO	62
REFERÊNCIAS.....	63
APÊNDICE A–ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA	67

1 INTRODUÇÃO

O aquecimento global tem sido um dos temas mais discutidos em diversos países. Existe um consenso mundial que busca soluções para reduzir a emissão de gases de efeito estufa. Nos grandes centros urbanos, um dos maiores poluentes do ar é o gás carbônico oriundo dos meios de transporte rodoviários que utilizam combustíveis fósseis (ROSOLEM et al., 2012).

A eficiência energética está atrelada com a diminuição de emissão de gases poluentes. Na indústria automotiva existem alguns quesitos que melhoram a eficiência energética de um automóvel, que se dão através da substituição de materiais pesados por materiais mais leves e resistentes, aprimoramento na aerodinâmica, motores elétricos que funcionam simultaneamente com motores de combustão, entre outras opções que deixam os veículos mais eficazes e com menor consumo de combustível, e conseqüentemente menor emissão de gases (BARATA, 2014).

Com a necessidade de melhorias no ganho de eficiência energética, foram desenvolvidos alguns programas de competições para tal finalidade, dentre elas a Shell Eco-marathon, que desde 1939 incentiva estudantes a desenvolver protótipos veiculares com o intuito de percorrer a maior distância com uma certa quantidade de combustível. (SHELL, 2018).

Atualmente a competição ocorre em três continentes e os protótipos são divididos por tipos de energia: motores de combustão interna e motores elétricos. Os combustíveis para motores de combustão interna incluem gasolina, diesel, etanol e combustível líquido feito de gás natural. E na mobilidade elétrica, os protótipos são alimentados por células de combustível de hidrogênio e baterias a base de lítio. (SHELL, 2018).

Em 2012, com o intuito de participar da competição e auxiliar na formação acadêmica dos graduandos dos cursos de Engenharia Mecânica e Engenharia elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Campus* Pato Branco, fundou-se a equipe de eficiência energética Tubarão Branco, a qual é destinada a categoria de motores elétricos. A equipe é dividida em células, onde cada célula é responsável por algum segmento do protótipo ou responsável pelo setor administrativo.

O chassi por ser uma das peças chaves do protótipo possui uma célula dedicada a estudá-lo. Segundo Furtado (2013) o chassi é a principal estrutura de um veículo, pois é nele que todos os componentes são acoplados, sendo assim, deve ser projetado a fim de resistir aos esforços gerados por esses componentes.

Almejando obter melhorias e atender as exigências da equipe, este trabalho objetiva-se no estudo referente ao comportamento estrutural de dois chassis, analisando e comparando suas respectivas características

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Principal

Analisar o comportamento estático e dinâmico de dois chassis com perfis tubulares de veículo de eficiência energética, via método de elementos finitos.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Definir as características dinâmicas de cada modelo;
- Aplicar conceitos de dinâmica veicular para encontrar os principais carregamentos atuantes nos chassis;
- Utilizar o método de elementos finitos para encontrar valores de tensão, deformação e rigidez torcional;

1.3 JUSTIFICATIVA

Por se tratar de uma equipe de eficiência energética e ter como um de seus objetivos participar de competições focadas em percorrer maiores distâncias com menor consumo de combustível, é necessário que os membros da equipe sempre busquem formas de melhorar o protótipo. Desenvolver um estudo sobre o comportamento estrutural de um chassi em situações reais de uso, possibilita aprimorar o desempenho do mesmo e sanar as necessidades da equipe.

A escolha deste trabalho motivou-se durante competição Shell-ecomarthon 2018, onde a equipe teve problemas com a parte elétrica do protótipo. Após alguns debates entre os membros da equipe, percebeu-se que o chassi não fornecia espaço

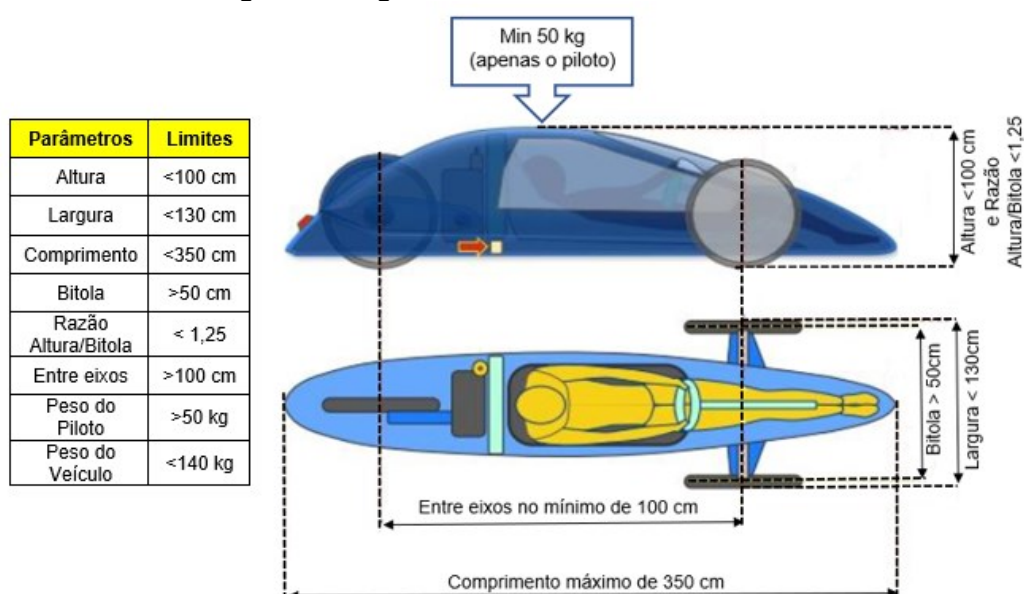
suficiente para dispor os componentes mecânicos e elétricos de forma correta e ágil. Para suprir a necessidade da obtenção de espaço, decidiu-se realizar um estudo estrutural do atual chassi e verificar a necessidade de propor uma nova geometria ou realizar apenas um alongamento horizontal no mesmo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ESPECIFICAÇÕES DO PROJETO

De acordo com o regulamento da *Shell Eco-marathon*, são estabelecidas algumas normas, dimensões máximas e mínimas do veículo, tais como, altura, comprimento, peso total, distância entre eixos, distância entre as rodas dianteiras entre outros, como mostra a Figura 1.

Figura 1 - Regulamento da *Shell Eco-marathon*.



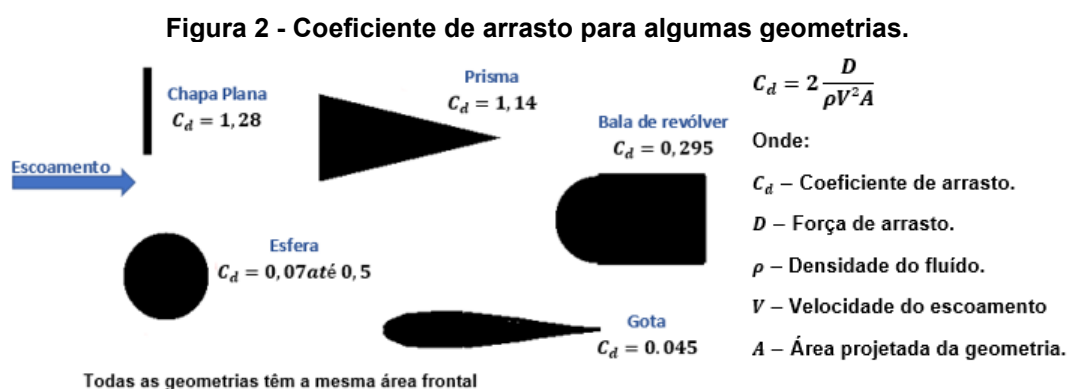
Fonte: Adaptado de Omer (2015).

Além das condições citadas acima, é obrigatório o veículo ter no mínimo três rodas tocando o chão, ser completamente fechado, ter um corta fogo e uma barra de rolagem para proteger o piloto (SHELL, 2018).

Normalmente os protótipos veiculares de eficiência energética possuem três ou quatro rodas, no entanto a configuração mais utilizada é a de três rodas. A configuração de quatro rodas apresenta alguns fatores que se tornam menos adequados para este tipo de competição. Por possuírem maior número de rodas a resistência ao movimento será maior, essa roda extra aumenta o peso e a resistência ao rolamento quando em contato com o solo. Ao realizar uma curva, a diferença de velocidade da roda interna e a roda externa à curva, resultará no escorregamento do

pneu e conseqüentemente em perda de energia (SANTIN et al., 2007; GILLESPIE, 1992).

De acordo com Benson (2015), o coeficiente de arrasto apresenta grande influência na força de arrasto que atua na geometria do protótipo. A configuração com três rodas facilita para que o design do protótipo fique parecido com o formato de uma gota, que apresenta o menor coeficiente de arrasto, como mostra na figura 2.



Fonte: Adaptado de Benson (2015).

2.2 ESTRUTURA VEÍCULAR

O chassi pode ser caracterizado como a estrutura base do veículo, onde são alocados todos os componentes. Além disso, deve ser responsável pela integridade do veículo, evitando que ele se desconstrua quando colocado em condições de uso (WEISS, 2016).

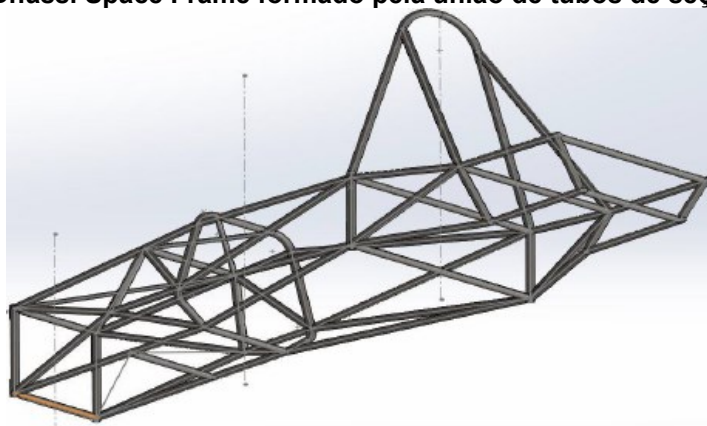
Para projetos de estruturas veiculares existem diversas soluções, pois cada chassi apresenta características e problemas diferentes. Existem parâmetros de projeto em chassi como, massa total, dimensões, rigidez, custos de fabricação que não devem ser priorizados de forma individual. Se o chassi apresenta uma elevada rigidez estrutural capaz de sofrer deformações desprezíveis, essa estrutura está dimensionada de acordo com as tensões e as deformações, porém o desempenho dinâmico de aceleração e frenagem apresentará um desempenho inadequado se sua massa for extremamente alta (SOUZA, 1990).

As maiores deficiências na dirigibilidade de um veículo são oriundas de projetos inadequados de chassi. As deformações são as principais causas de tombamento do veículo. Na execução de curvas, as deformações se acentuam devido as cargas laterais, isso ocasiona a inclinação do veículo para fora da curva, pois

diminui o contato dos pneus com o solo, provocando o efeito de rolamento da estrutura do veículo. Se aumentar a rigidez da estrutura e obter um centro de gravidade baixo, esses efeitos podem ser reduzidos (REIMPELL, 2001). De acordo com Metz (1998), quanto mais perto da pista a estrutura estiver e mais centralizado nos eixos longitudinal e lateral, melhor é o centro de gravidade.

Na maioria das competições de eficiência energética, as equipes possuem autonomia para escolher o tipo de chassi a ser utilizado em seus protótipos (MARCHIORI, 2017). Neste trabalho o estudo será voltado para chassi do tipo *Space Frame*, formado pela união de tubos, como mostrado na Figura 3.

Figura 3- Chassi Space Frame formado pela união de tubos de seção circular.

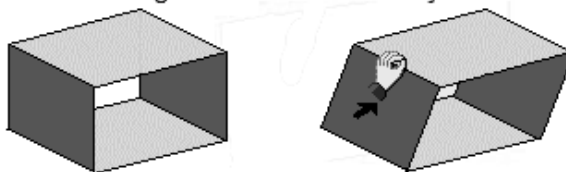


Fonte: Omer (2015).

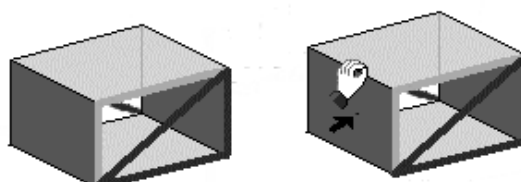
O chassi modelo *Space Frame* consiste na junção de tubos metálicos em um formato triangulado, para suportar as cargas a qual o veículo é submetido. Nesse tipo de formato os principais esforços gerados são de tração e compressão. Para mostrar como funciona a triangulação utilizada no Space Frame, verifica-se a Figura 4, onde uma estrutura retangular é submetida a uma força em uma de suas faces, fazendo com que ocorra certa deformação. Para enrijecer a estrutura e diminuir essa deformação, aconselha-se adicionar uma barra na diagonal dos vértices do retângulo (OMER, 2015).

Figura 4 - Demonstração do Space Frame.

Formato retangular sem uso de reforço



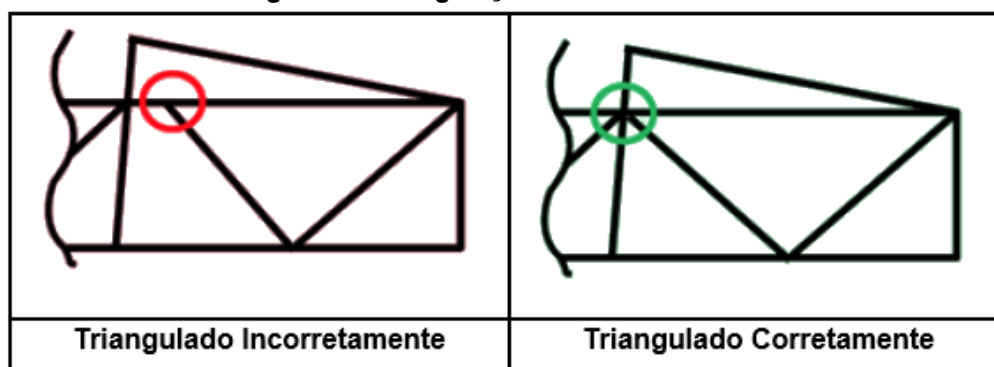
Formato retangular com uma barra de reforço.



Fonte: Adaptado de Omer (2015).

De acordo com Canut (2018), os chassis compostos por tubos de seção quadrada permitem uma soldagem mais fácil, porém os de seção circular proporcionam à estrutura a rigidez máxima. Para isso, os tubos devem ser triangulados corretamente, sendo submetidos apenas a esforços de tração e compressão, como mostrado na Figura 5.

Figura 5 - Triangulação correta dos tubos.



Fonte: adaptado de Canut (2018).

Em complementação, Weiss (2016) diz que o chassi *Space Frame* é uma estrutura rígida formada pela união geométrica de tubos de fácil construção, que possui baixo peso e baixo custo de fabricação. Devido a essas características, esse tipo de chassi é frequentemente utilizado em competições de protótipos, porém, são estruturas que possuem baixa relação entre rigidez e peso, caso haja necessidade de um chassi com elevada rigidez implicará em uma estrutura pesada.

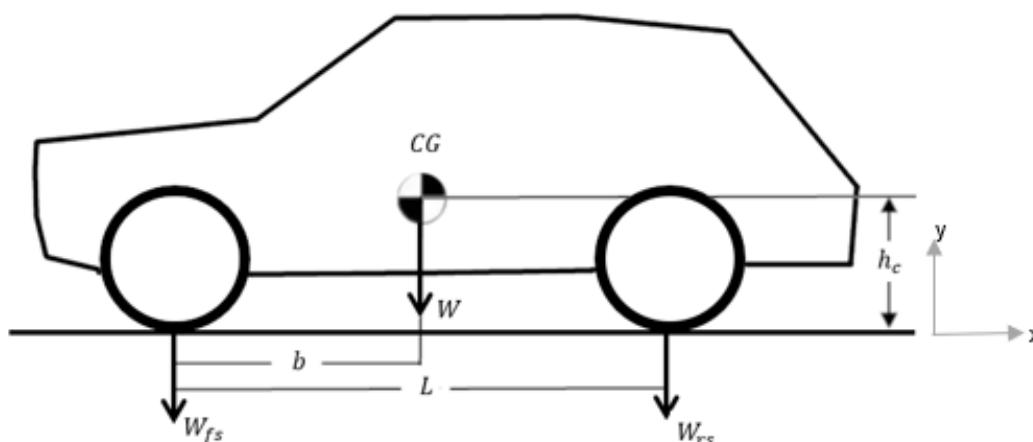
2.3 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular é o estudo do movimento do veículo e do comportamento de suas partes em função dos esforços aplicados. Estes esforços podem ser provenientes da maneira como o veículo é pilotado e das condições do ambiente em que ele está submetido, dentro da dinâmica veicular os esforços são divididos em dois segmentos: cargas estáticas e cargas dinâmicas. As cargas estáticas são referentes as condições em que o veículo está no regime estacionário e as cargas dinâmicas referem-se as condições do carro em movimento. Através da aplicação das equações de somatório de forças e de momentos ao longo do chassi, obtém-se as equações que representam as cargas envolvidas e a posição do centro de massa (GILLESPIE, 1992).

2.3.1 Centro de Massa

Segundo Fontana (2005), determinar a posição do centro de massa é fundamental para analisar o comportamento dinâmico do veículo. Para Marchiori (2017), a primeira informação que deve ser obtida para o cálculo das forças atuantes no veículo é o centro de massa. De acordo com Gillespie (1992), aplicar o somatório de momento e as equações de equilíbrio no sistema apresentado na Figura 6, obtemos a posição do centro de massa no eixo “x”, como mostra a Equação (1).

Figura 6 - Localização do Centro de Massa (CG).



Fonte: Adaptado de Heibing e Ersoy (2011, p.161).

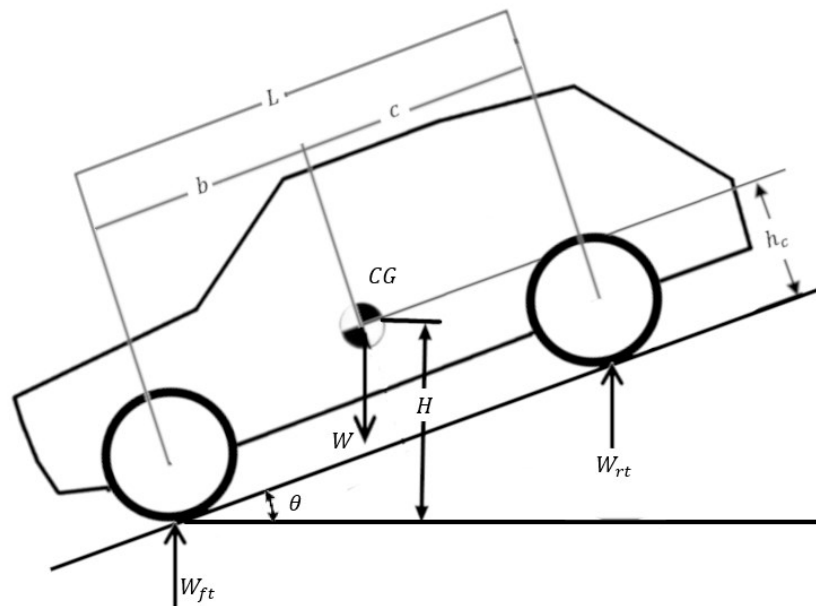
$$b = \frac{W_{rs}L}{W \cos \theta} \quad (1)$$

Onde:

- b – Distância do centro de massa ao eixo dianteiro [m].
- W_{rs} – Carga estática no eixo traseiro, em Newton [N].
- W – Peso total do veículo [N].
- L – Distância entre eixos [m].
- θ – Inclinação da pista.

De acordo com Fontana (2005), para encontrar a altura do centro de massa em relação ao solo é preciso calcular uma transferência de carga, onde o eixo traseiro do veículo deve ser inclinado, como representado na Figura 7, a partir da aplicação de semelhança de triângulos, obtém-se a Equação (2).

Figura 7 - Localização vertical do centro de massa.



Fonte: Adaptado de Heibing e Ersoy (2011, p.161).

$$H = \frac{(W_{ft}L) - (Wc)}{W \tan \theta} + R \quad (2)$$

Onde:

- H – Altura do centro de massa em relação ao solo [m].
- W_{ft} – Carga no eixo dianteiro em o eixo traseiro suspenso [N].
- c – Distância entre centro de massa e o eixo traseiro [m].
- R – Raio da roda [m].

Com a definição da posição do centro de massa estabelecido, é possível determinar as cargas estáticas e dinâmicas, que serão explanadas a seguir.

2.3.2 Cargas Estáticas.

Em publicação recente Marchiori (2017), diz que para determinar as forças exercidas nos eixos do veículo aplica-se a Lei de Newton, que descreve a força como o produto da massa pela aceleração. De acordo com Milliken e Milliken (1995), para determinar as reações pode ser utilizado balanças como forma de medir a massa distribuída em cada roda, ou como sugere Gillespie (1992) que define as reações nas rodas a partir do centro de massa já estabelecido. Primeiramente deve-se calcular o peso total do veículo, como mostrado na Equação (3), em seguida o peso distribuído no eixo, sendo que a Equação (4) representa a carga no eixo traseiro e na Equação (5) representa a carga no eixo dianteiro.

$$W = mg \quad (3)$$

Onde:

- m – Massa do veículo somado com a massa do piloto [Kg].
- g – Aceleração da gravidade[m/s²].

$$W_{fs} = W * \left(\frac{c}{L}\right) \quad (4)$$

Onde:

- W_{fs} – Carga estático eixo dianteiro [N].

$$W_{rs} = W * \left(\frac{b}{L}\right) \quad (5)$$

2.3.3 Cargas Dinâmicas

De acordo com Carlesso (2015), o deslocamento do veículo pode ser determinado pela Equação (6), que representa o equilíbrio dinâmico, porém, a dificuldade de obter os dados de entrada em função do tempo, torna-se não trivial aplicar esse método. A alternativa sugerida é realizar uma simulação com esforços

aproximados das condições reais, e transformar o carregamento dinâmico em estático. Para tal transformação deve-se considerar a situação mais crítica em que o veículo atuará.

$$[m]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\} \quad (6)$$

De acordo com Nicolazzi (2012), as forças transferidas de um eixo para outro ocorrem durante a aceleração e frenagem, sendo a frenagem a situação mais crítica exercida no veículo. Isso ocorre devido ao veículo levar muitos segundos e uma certa distância para atingir uma velocidade razoável, já no sistema de freios, ocorre a desaceleração ou até mesmo a parada do veículo, em tempos e distâncias menores do que na aceleração.

Segundo Bernhold (2012), para determinar a transferência de carga entre eixos nas situações de aceleração ou frenagem, deve ser estabelecido a aceleração máxima do veículo através da Equação (7).

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (7)$$

Onde:

- a – Aceleração do veículo [m/s²].
- Δv – Variação entre a velocidade inicial e final [m/s].
- Δt – Variação entre o tempo inicial e final [s].

Em caso de frenagens a aceleração obtida na Equação (7) será negativa, sendo dita como desaceleração. Após obter o valor da aceleração, deve-se calcular as cargas dinâmicas nos eixos traseiros, Equação (8), e a carga no eixo dianteiro, Equação (9).

$$W_r = W_{rs} - W \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{H}{L} \right) \right] \quad (8)$$

Onde:

- W_r – Carga dinâmica no eixo traseiro do veículo [N].

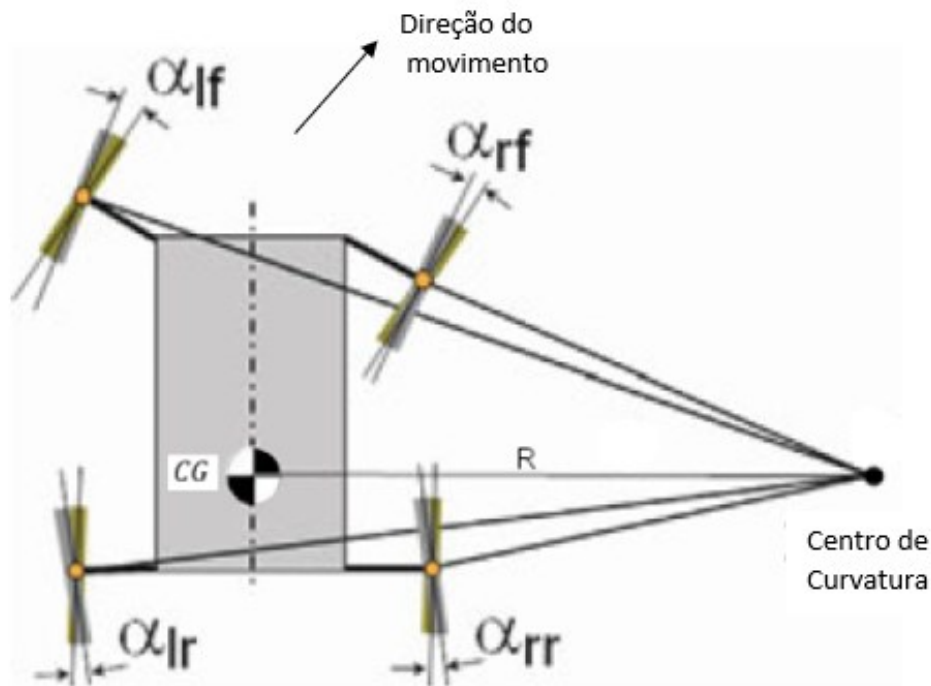
$$W_f = W_{fs} + W \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{H}{L} \right) \right] \quad (9)$$

Onde:

- W_f – Carga dinâmica no eixo dianteiro do veículo [N].

Durante curvas em altas velocidades, o ângulo de deslizamento dos pneus resulta em forças laterais que são suficientes para compensar a aceleração centrífuga da massa do veículo. Se uma linha for desenhada perpendicularmente ao vetor deslocamento de cada pneu na sua área de contato, o ponto em que as linhas se cruzam é chamado de centro de curvatura ou centro de rotação do veículo, Figura 8. De acordo com o princípio de Ackermann, os ângulos de deslizamento das rodas externas são menores do que das rodas internas, e por conta disso, ao efetuar uma curva, as cargas verticais das rodas externas são maiores do que as internas, e como consequência as forças laterais também são maiores nas rodas externas (HEIBING; ERSOY, 2011).

Figura 8 - posição do centro de rotação do veículo e direção do sentido da força centrípeta.



Fonte: Adaptado de Heibing e Ersoy (2011, p.89).

De acordo com Penny (2014), as forças laterais são geradas a partir de ventos cruzados e durante a execução de curvas, induzindo cargas normais e laterais nos eixos. Ao executar uma curva a distribuição de peso muda, a força centrípeta faz com que o veículo tenda a tombar e concentrando mais carga para as rodas externas à curva, e conseqüentemente aumentando as forças laterais e radiais. O capotamento

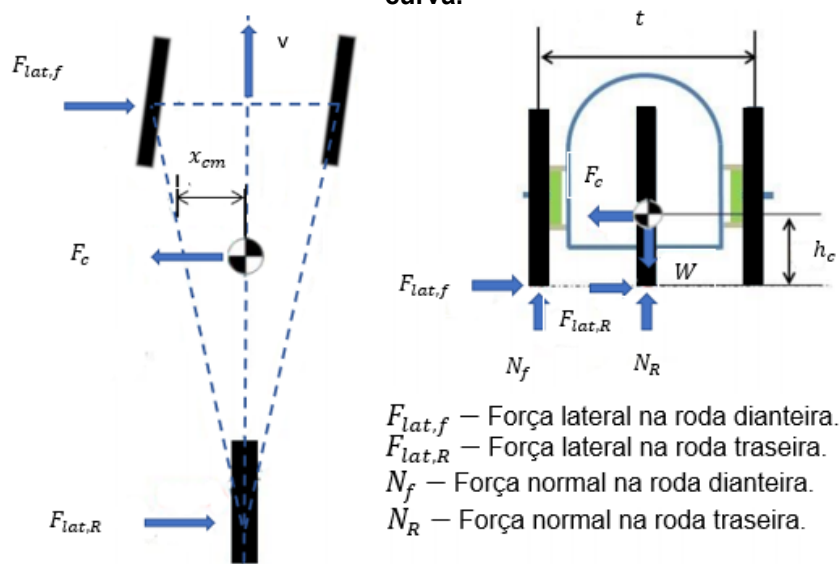
ocorre quando as rodas internas deixam de sofrer escorregamento e perdem o contato com o solo. Segundo Marchiori (2017), a força centrípeta em um veículo imediatamente antes de capotar, é encontrada através da aplicação da equação de equilíbrio do momento em relação ao centro de massa, como está definida na Equação (10).

$$F_c = \frac{mgX_{cm}}{H} \quad (10)$$

Onde:

- F_c – Força centrípeta [N].
- X_{cm} – Distância do centro de massa e a linha imaginária que liga a roda traseira com a dianteira [m], mostrada na Figura 9.

Figura 9- Forças atuantes imediatamente antes do capotamento durante a execução de uma curva.



Fonte: Adaptado de Omer (2015).

Através da Equação (11) é possível determinar o raio mínimo de curva que o veículo realiza com a força centrípeta estabelecida.

$$R_c = \frac{mv_c^2}{F_c} \quad (11)$$

Onde:

- v_c – Velocidade com que é realizada a curva.

- R_c – Raio da curva.

Aplicando a Equação do equilíbrio dos momentos em relação ao centro de massa do veículo, é possível encontrar a força normal na roda dianteira externa, antes de ocorrer o capotamento, Equação (12).

$$N_f \left(\frac{t}{2} \right) = WX_{cm} \quad (12)$$

Onde:

- N_f – Força normal na roda dianteira externa durante a curva [N].
- t – Distância entre as rodas dianteiras, ou também conhecida como bitola [m].

Assim, a reação normal na roda traseira é determinada pela Equação (13).

$$N_r = W - N_f \quad (13)$$

Onde:

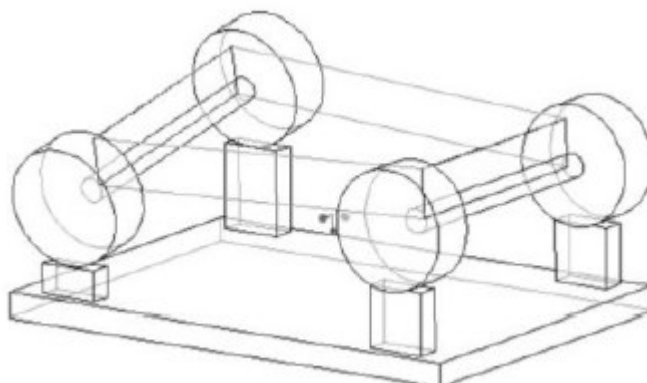
- N_r – Força normal na roda traseira externa da curva [N].

Segundo Penny (2004), as forças laterais e normais das rodas internas são desprezadas na soma dos momentos, devido o cálculo ser realizado exatamente antes de ocorrer o capotamento, dessa forma, as rodas internas a curva não estão em contato com o solo, sendo assim, o carregamento está atuando apenas nas rodas externas a curva.

2.3.4 Rigidez Torcional

A rigidez é considerada o principal parâmetro no design de um veículo. Ela representa a resistência à torção do chassi quando as cargas de torção são aplicadas, provenientes de irregularidades na pista e da realização de curvas. Essas cargas acompanhadas das deformações no chassi podem afetar a condução e o desempenho do veículo (RILEY; GEORGE, 2002). A Figura 10 demonstra o modelo de deformação em torção torcional.

Figura 10 - Modo de deformação torcional.

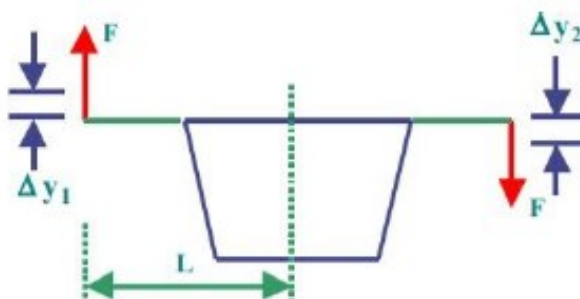


Fonte: Riley e George (2002).

De acordo com Weiss (2016), é desejável alta rigidez para veículos de corrida, devido a transferência de carga ocorrer sem grandes deformações, implicando num comportamento dinâmico estável e previsível. Entretanto, um chassi flexível ou com baixa rigidez nem sempre é um ponto negativo, em protótipos que não possuem sistema de suspensão dependem de um chassi mais flexível, para desempenhar este papel.

Segundo Riley e George (2002), pode-se obter a rigidez torcional dividindo o torque aplicado no chassi pela deflexão angular, Equação (14). A Figura 11 demonstra os parâmetros utilizados no cálculo.

Figura 11 - Parâmetros utilizados no cálculo da rigidez torcional.



Fonte: Riley e George (2002).

$$K_b = \frac{T}{\phi} \quad (14)$$

Onde:

- K_b – Rigidez torcional [Nm/°].
- T – Torque aplicado [Nm].
- ϕ – Deflexão angular [°].

A partir da Figura 11, é possível reescrever a Equação 14 da seguinte maneira:

$$F_b = 2FL \quad (15)$$

E,

$$\phi = 2 \tan^{-1} \left(\frac{\Delta_{z1} + \Delta_{z2}}{2L} \right) \quad (16)$$

A partir disso temos,

$$K_b = \frac{F_b L}{\tan^{-1} \left(\frac{\Delta_{z1} + \Delta_{z2}}{2L} \right)} \quad (17)$$

Onde,

- F_b – Força aplicada no Chassi [N];
- L – Distância do ponto de aplicação da força até o centro do chassi [m];
- Δ_{z1} – Deslocamento linear direito [m];
- Δ_{z2} – Deslocamento linear esquerdo [m];

O torque é representado pela força aplicada em uma das extremidades do eixo dianteiro multiplicada pela distância do ponto de aplicação até a linha central do veículo. A deflexão angular é representada pelo ângulo do centro do carro em relação a posição da extremidade do eixo deslocado. Para estimar uma deflexão mais precisa, faz uma média dos dois deslocamentos na vertical (RILEY; GEORGE, 2002).

2.4 ELEMENTOS FINITOS

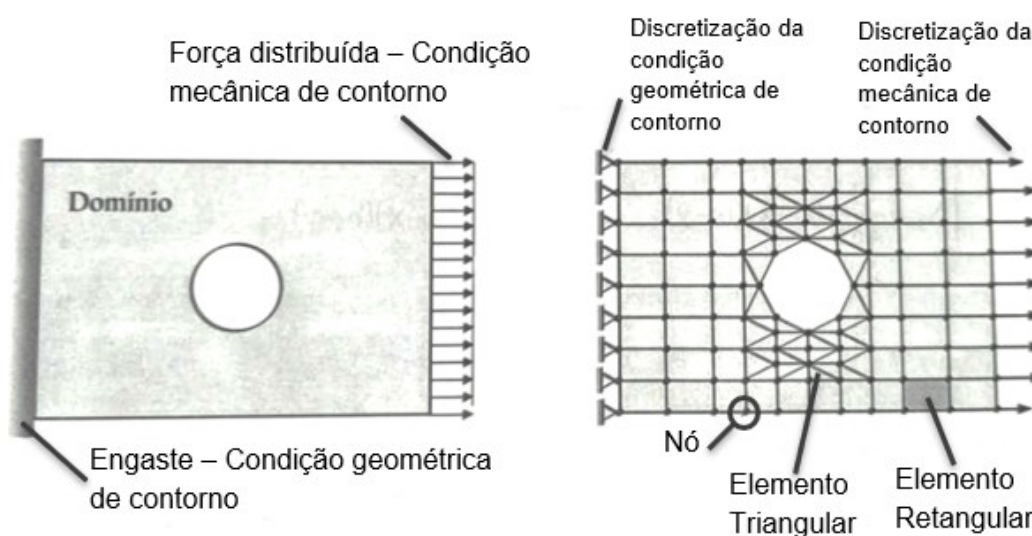
De acordo com Moaveni (1999), a complexidade apresentada em problemas de engenharia, possuem soluções não triviais ao utilizar-se de métodos analíticos, devido à vasta quantidade de equações diferenciais e integrais aplicadas em conjunto com as condições de contorno. Diferente das soluções analíticas, o método de elementos finitos (MEF) é um procedimento de análise numérica empregado para obter soluções aproximadas das soluções exatas descritos pelas equações diferenciais.

O MEF parte do princípio da discretização, que consiste em subdividir uma geometria ou um domínio em uma série de pequenas regiões que são regidas pelas equações físicas do problema e apresentam soluções aproximadas. Ao juntar as

equações de cada região, obtém-se o comportamento sobre do domínio total do problema. Essas pequenas regiões são denominadas como elementos e são interconectados por pontos específicos chamados de nós, ilustrado na Figura 12. O conjunto de nós e elementos gerados em uma geometria é denominada como malha (GOLANÓ, 2014).

Os elementos possuem mais de uma dimensão e diversas formas com números distintos nós em suas laterais e faces. A forma do elemento é escolhida de acordo com o domínio a ser discretizado. A Figura 12 ilustra uma chapa retangular com domínio convexo e sob tração, a discretização do domínio é composta por elementos retangulares e triangulares e pontos nodais nos vértices, tendo uma aproximação de geometria no contorno circular interno. Além disso, apresenta uma discretização nas condições de contorno (SORIANO, 2009).

Figura 12 - Discretização de uma chapa retangular.



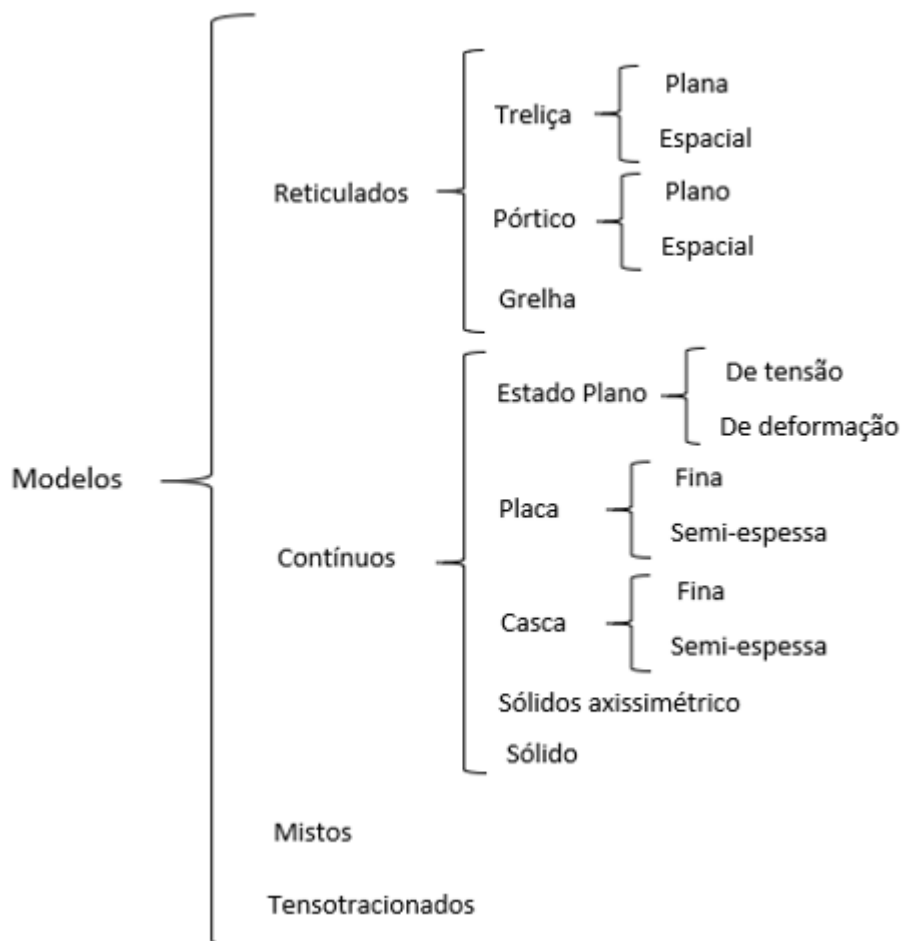
Fonte: Adaptado de SORIANO (2009).

2.4.1 Tipos e Propriedades Dos Elementos.

Este trabalho será focado apenas na análise estrutural estática do chassi, desta forma para simplificar a análise será considerado que as forças serão constantes e aplicadas lentamente, não serão consideradas as forças de impacto e nem vibrações. Segundo Soriano (2009), as estruturas são sistemas que recebem e transmitem esforços, são formados por componentes sólidos que interagem entre si e com o meio exterior através de forças. A escolha do modelo da estrutura depende da geometria de seus componentes, de ações externas e do comportamento ao qual

deseja-se analisar. Na Figura 13, temos a classificação dos modelos estruturais para simplificar a resolução de problemas.

Figura 13 - Classificação dos modelos de elementos finitos.



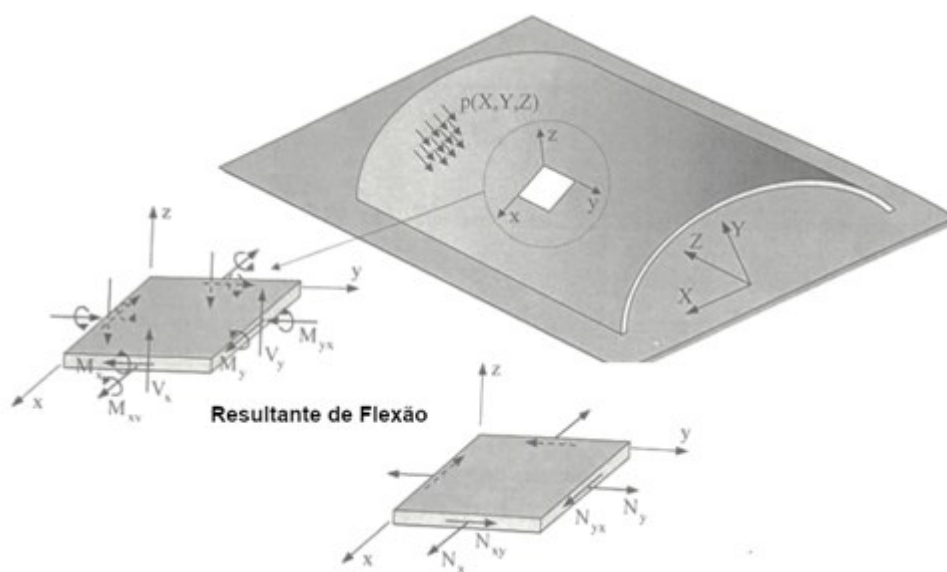
Fonte: SORIANO (2009).

O elemento de casca é escolhido para este trabalho por apresentarem características que se adequam ao problema envolvido. Conforme Norton (2013), se um componente for assimétrico e de parede fina, com carregamento simetricamente distribuído, como acontece em tubos ou vasos de pressão sujeitos a pressão interna, pode ser utilizado elementos de casca. Estruturas que não são assimétricas podem ser analisadas como elementos de casca, desde que a espessura da parede seja pequena o suficiente quando comparada com a área superficial.

A denominação de casca refere-se a estruturas de curvaturas simples ou duplas. Trata-se de um sólido que é caracterizado em função da espessura, que por sua vez é muito menor que as dimensões de superfície média. Neste modelo, podem

ocorrer deformações de flexão e de membrana, que se assemelham respectivamente com o modelo de placa para pequenos deslocamentos e o estado plano de tensões para nível de superfície média. No desenvolvimento de elemento finito de casca é necessário utilizar um referencial para cada ponto nodal. A Figura 14, mostra um elemento infinitesimal com as correspondentes resultantes de tensão por unidade de comprimento em uma superfície (SORIANO, 2009).

Figura 14- Casca de curvatura simples e as correspondentes resultantes de tensão.



Fonte: SORIANO (2009).

2.4.2 Procedimentos de Análise em Elementos Finitos.

De acordo com Moaveni (1999), existem passos básicos envolvendo qualquer análise em elementos finitos, independente da forma do domínio ou das condições de contorno, consistem em três fases:

- Fase de pré-processamento:
 - I. Determinar o tipo de elemento, gerar e discretizar o domínio da solução em elementos finitos;
 - II. Ajustar as equações algébricas entre os parâmetros dos elementos, definindo a matriz de rigidez local de cada elemento.
 - III. Agrupar os elementos mostrando o problema como um todo e montar a matriz rigidez global;
 - IV. Aplicar as condições de contorno, as condições iniciais e de carregamento.

- Fase de solução:
 - V. Solucionar o conjunto de equações algébricas simultaneamente para obter os valores de deslocamento, ou valores de temperaturas gerados nos diferentes nós.
- Fase de pós processamento:
 - VI. Analisar outras informações geradas, buscando valores importantes das tensões e deformações principais, por exemplo.

2.4.2.1 Fase de Pré-processamento.

De acordo com Stasa (1986), a fase de Pré-processamento é o momento em que ocorre a construção de um modelo discreto, ou seja, realiza-se a escolha das propriedades e a forma como os elementos se distribuirão na malha, além disso, determina-se as condições de contorno e o detalhamento das ações externas. A análise estrutural tem início na discretização do componente com um determinado número finito de elementos, onde cada um estará associado com o tipo de elemento escolhido, por exemplo, um elemento de viga linear deve possuir dois nós, um em cada extremidade. Pode-se dizer que qualquer software de elementos finitos contém um gerador automático ou semiautomático para gerar a discretização do modelo.

A forma de criação do modelo discretizado influenciará diretamente na quantidade de cálculos a serem efetuados. A maneira mais coerente é iniciar com uma modela simples e aprimorá-la conforme a necessidade, embora todo componente seja tridimensional, é preferível obter elementos bidimensionais ou caso torne-se satisfatório gerar elementos unidimensionais (SORIANO, 2009). Golanó (2014) complementa ao dizer que o processo de geração de malha é um dos principais fatores que contribuem para obtenção de resultados satisfatórios.

Para obter uma malha confiável, existem alguns parâmetros para medir a qualidade da malha. O *software* ANSYS apresenta alguns fatores para tal medição, o escolhido para este trabalho é o *Skewnesse* será explanado no apêndice A.

2.4.2.2 Fase de solução

Nesta fase realiza-se a análise numérica. No caso das estruturas, as análises acontecem em situações estáticas ou dinâmicas e podem atuar de forma linear ou não linear. A não linearidade provida do material, também chamada de não linearidade física, está correlacionada a tensão e a deformação no regime plástico.

Quando se trata da não linearidade geométrica, associa-se a grandes deslocamentos ou deformações, tendo como exemplo a flambagem. Além disso, o contato entre os elementos também pode gerar não linearidade em situações que ocorram impactos ou escorregamentos, neste caso, o elemento em algum determinado momento pode estar em contato com um determinado nó e posteriormente com outro, ou até mesmo sem contato. As análises lineares resolvem-se em uma única etapa de cálculo, diferente das não lineares que necessitam de procedimentos iterativos ou incrementais (SORIANO, 2009).

A etapa de solução, é o momento em que se determina a matriz rigidez e o vetor das forças nodais pertencentes aos elementos em relação ao sistema de referência local, as características dos elementos transformam-se em um sistema global através da matriz de transformação com o intuito de pertencerem a uma mesma referência (STASA, 1986).

O *software ANSYS Mechanical* utiliza o método de solução iterativa Newton-Raphson (ANSYS, 2018). De acordo com Bathe (2014), este método é do tipo incremental, onde são considerados incrementos de carga que através da rigidez da estrutura transformam-se em incrementos de deslocamentos, estes geram forças internas nos nós. Se as forças nodais operarem em equilíbrio o incremento proposto é considerado como correto, caso essa condição não seja atingida, é proposto um novo incremento até que a variação entre as forças nodais seja igual ao erro estabelecido. Outra particularidade deste método, é que uma nova matriz rigidez tangente é calculada a cada interação (BATHE, 2014).

2.4.2.2 Fase de Pós-Processamento

Nesta etapa, se obtém os valores das soluções nodais com a finalidade de atingir os resultados inicialmente buscados, porém é necessário realizar interpretação dos mesmos, erros de discretização são aproximações intrínsecas ao MEF e devem estar a uma margem aceitável (SORIANO, 2009).

Com o sistema algébrico solucionado e os valores de deslocamentos determinados, pode-se conhecer informações importantes relacionadas a tensões principais e de cisalhamento, pontos de falha, fator de segurança, entre outros (BATHE, 2014).

3 METODOLOGIA

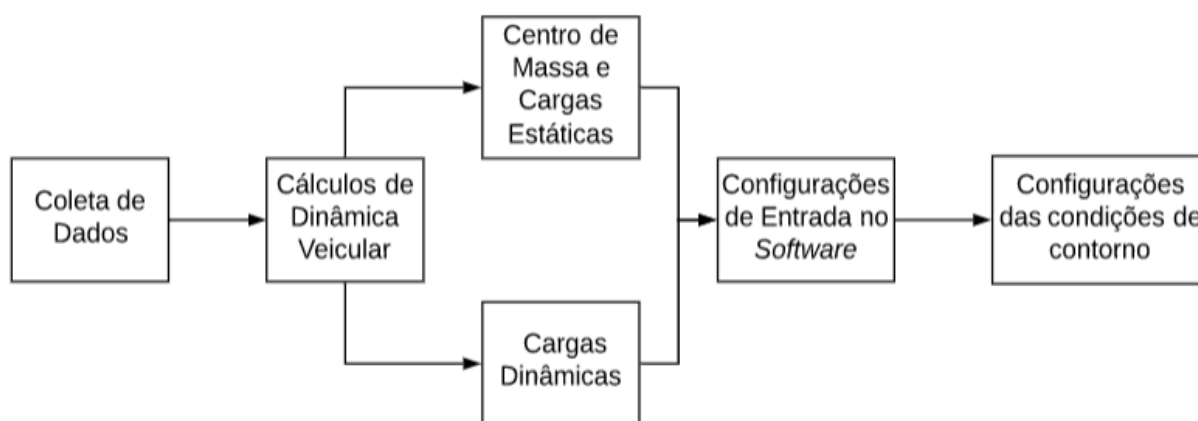
Ao investigar o comportamento e/ou desempenho de algum produto do ponto de vista da engenharia, é possível encontrar uma série de abordagens. Pode ser uma coleta passível de tratamentos de dados ou até mesmo a aplicação do conceito de engenharia reversa.

Quando se refere a um projeto de protótipo veicular, engloba-se uma vasta área de conhecimento onde ocorrem interações entre elas. A dinâmica veicular é extremamente dependente dessas interações e possui uma certa complexidade no seu tratamento, onde grande parte dos problemas encontrados não possuem soluções exatas. Desta forma, é vantajoso tratar alguns problemas de forma reversa (COSSA; ROSSETTO, 2017).

Seguindo a ideia, neste capítulo aborda-se uma forma de tratamento aplicando alguns conceitos do projeto de desenvolvimento de produtos que servirão de base para análise e comparação do comportamento dinâmico de dois modelos de chassi.

Para isso o capítulo será disposto da seguinte maneira: Coleta de dados, cálculos de dinâmica veicular, configurações de entrada no software, aplicação das condições de contorno. A Figura 15 apresenta a ordem das tarefas executadas no trabalho.

Figura 15 - Diagrama das tarefas a serem executadas.



Fonte: Autor.

Para referenciar os chassis, a estrutura atual da equipe será denominada como modelo 1 e a estrutura com a base alongada será denominado como modelo 2. A Figura 16 ilustra os dois modelos.

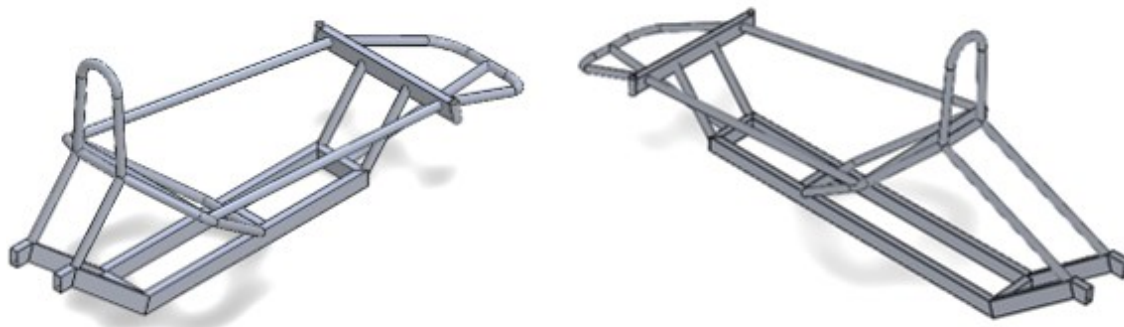
Figura 16 - Ilustração dos modelos estudados.

Chassi Atual

(Modelo 1)

Chassi Alongado

(Modelo 2)



Fonte: Autor.

3.1 COLETA DE DADOS

A análise dinâmica dos componentes está relacionada com as características físicas de cada modelo, onde a maioria dos cálculos envolvidos dependem tanto das dimensões quanto da posição do centro de massa.

Existem métodos para localizar o centro de massa, um deles é determinar fielmente os componentes em um software CAD atribuindo suas respectivas massas, porém este método é complexo e trabalhoso devido a quantidade de componentes envolvidos (GILLESPIE, 1992). Já Milliken e Milliken (1995), descrevem um método para este fim, envolvendo uma série de pesagens e medidas, seguidas de alguns cálculos.

Para auxiliar nos cálculos, a Tabela 1 apresenta alguns dados coletados através de instrumentos de medições e através de desenhos CAD.

Tabela 1 - Características dos chassis.

	Descrição	Nomenclatura	Valor	Unidade de medida
Chassi	Distância entre Eixos	L_1	1,26	metros
Atual	Bitola	t_{b1}	0,50	metros
Fabricado	Massa do chassi	m_1	5,80	kg

Chassi	Distância entre Eixos	L_2	1,29	metros
Atual CAD	Bitola	t_{b2}	0,50	metros
	Massa do chassi	m_2	5,23	kg
Chassi	Distância entre Eixos	L_3	1,59	metros
Alongado	Bitola	t_{b3}	0,50	metros
CAD	Massa do chassi	m_3	5,64	kg
Adicionais	Massa do Piloto	m_p	53,5	kg
	Raio da Roda	R_r	0,38	metros

Fonte: Autor.

O dado referente a massa do piloto deve ser alterado para fins de cálculos e simulações, pois o regulamento exige que os cintos suportem até 1,5 vezes o peso do piloto, por tanto a massa do piloto é atribuída como 80,25 kg.

3.2 CENTRO DE MASSA E CARGAS ESTÁTICAS

Durante a revisão bibliográfica ressaltou-se a importância de conhecer a localização do centro de massa para os cálculos de dinâmica veicular, neste ponto atuam as resistências ao movimento, assim como o peso do veículo e a força centrípeta.

Como o modelo 1 de chassi, possui a versão CAD e a versão física (já fabricada), serão aplicados os dois métodos citados no item 3.1 para determinar as cargas estáticas e encontrar o centro de massa dos mesmos. Para a versão já fabricada, aplica-se o método proposto por Milliken e Milliken (1995), e para a versão CAD utiliza-se o método sugerido por Gillespie (1992). Após estas determinações, é efetuada uma análise comparativa dos dados encontrados para verificar se há discrepância nos valores, e na sequência é definido os valores para o modelo 2.

3.2.1 Modelo 1 – Fabricado

De acordo com a proposta de Milliken e Milliken (1995) deve-se determinar as cargas estáticas para encontrar o centro de massa, desta forma é sugerido que se realize a pesagem do veículo com quatro balanças individuais, situadas uma em cada roda afim de manter o veículo nivelado. Neste caso, como o veículo possui apenas três rodas e usou-se apenas uma balança com dois calços da mesma altura da balança, mantendo o veículo nivelado, ao revezar a balança e os calços, encontrou-se a distribuição das massas nas rodas.

Além disso, a metodologia seguida diz que para obter a altura do centro de massa em relação ao chão é necessário realizar medidas das massas nas rodas com o eixo traseiro suspenso, sendo conhecido o ângulo de inclinação formado entre o solo e a superfície inferior do veículo. A Figura 17 mostra a forma de nivelção do veículo e a forma que ocorreu a suspensão do eixo traseiro.

Figura 17 - Método para encontrar as cargas nas rodas com o protótipo suspenso.



Fonte: Autor.

Na Tabela 2, define-se os valores obtidos com a aplicação dos métodos seguidos.

Tabela 2 - Medidas encontradas com aplicação do método sugerido.

Descrição	Nomenclatura	Valor	Unidade de medida
Massa total Dianteira – Plano	$m_{dianteira}$	63,30	kg
Massa total do eixo Traseiro- Plano	$m_{traseira}$	47,70	kg
Ângulo de Inclinação – Veículo suspenso	θ_2	8,13	°
Massa total eixo dianteiro – Inclinado	m_d	64,20	kg
Massa total eixo traseiro – Inclinado	m_t	49,40	kg

Fonte: Autor.

3.2.1.1 Cargas estáticas e centro de massa horizontal

Como sugerido por Milliken e Milliken (1995), para determinar o centro de massa, deve-se encontrar as reações aplicadas nos eixos dianteiro e traseiro. A Tabela 2 nos mostra que a massa no eixo dianteiro é de 63,30 kg e no eixo traseiro de 47,70 kg, desta forma basta multiplicar as massas encontradas pela aceleração da gravidade (g), que neste caso assumirá o valor de 9,81 m/s².

$$W_{rs} = gm_{traseira} = 467,77 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$W_{fs} = gm_{dianteira} = 620,76 \text{ N} \quad (3.2)$$

$$W_s = W_{fs} + W_{rs} = 1088,53 \text{ N} \quad (3.3)$$

A Equação (3.1) mostra que a reação no eixo traseiro é de 467,77 N e a Equação (3.2) refere-se ao valor da reação no eixo dianteiro que é de 620,76 N, ao somar os valores obtidos é possível saber a reação aplicada no centro de massa, obtendo o valor de 1088,53 N, como mostra a Equação (3.3).

Com os valores da carga traseira e dianteira e com dados apresentados na Tabela 1, é possível encontrar a localização do centro de massa horizontal aplicando a Equação (3.4), considerando que não há inclinação dizemos que θ_1 é igual a 0, portanto:

$$b_1 = \frac{W_{rs}L_1}{W_s \cos \theta_1} = 0,541 \text{ m} \quad (3.4)$$

$$c_1 = L_1 - b_1 = 0,719 \text{ m} \quad (3.5)$$

Sendo que a distância entre o centro de massa em relação ao eixo dianteiro é de 0,541 m como visto na Equação (3.4). Ao subtrair o valor encontrado da distância entre eixo do veículo apresentado na Tabela 1, tem-se a distância entre o centro de massa em relação ao eixo traseiro, Equação (3.5), com o valor de 0,719 m.

3.2.1.2 Cargas estáticas e centro de massa vertical

Da mesma forma apresentada na seção 3.2.1, é necessário determinar as reações atuando no eixo dianteiro e traseiro, porém ao inclinar o veículo a distribuição de carga altera as massas aplicadas nos eixos, neste caso, a massa aferida no eixo dianteiro é de 64,20 kg e no eixo traseiro 49,40 kg.

$$W_{rt} = gm_t = 484,45 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$W_{ft} = gm_d = 629,59 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$W_t = W_{fs} + W_{rs} = 1114,04 \text{ N} \quad (3.8)$$

Ao multiplicar as massas aferidas na coleta de dados com o veículo inclinado pela aceleração da gravidade assumida com o valor de $9,81 \text{ m/s}^2$, tem-se que o valor da reação no eixo traseiro é 484,45 N, Equação (3.6), e no eixo dianteiro é 629,59 N, Equação (3.7). Ao somar as reações obtidos, tem-se a reação aplicada no centro de massa, Equação (3.8), com o valor de 1114,04 N.

Com as reações determinadas, segue-se a metodologia mostrada por Fontana (2005), onde será aplicada a semelhança de triângulos e obteremos a distância do centro de massa em relação ao solo. Seguindo a Equação (3.9), temos:

$$h_{c1} = \frac{(W_{ft}L) - (W_t c)}{W_t \tan \theta_2} + R = 0,3356 \text{ m} \quad (3.9)$$

O valor de 0,335m, representa a distância vertical do centro de massa em relação ao solo.

3.2.2 Modelo 1 – CAD

Neste caso, não é preciso calcular o centro de massa o *software SolidWorks* de modelagem 3D fornece esses valores através da ferramenta de propriedades, os quais são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Posição do centro de massa disponibilizado pelo software.

Descrição	Nomenclatura	Valor	Unidade de medida
Distância entre o centro de massa e o eixo Dianteiro	b_1	0,58769	metros
Distância entre o centro de massa e o eixo Traseiro	c_1	0,71045	metros
Distância entre o centro de massa e solo.	h_{c1}	0,33450	metros

Fonte: Autor.

De acordo com Gilispie (1992), com os dados referente ao centro de massa estabelecidos é possível encontrar as cargas estáticas. Para isto deve-se conhecer o peso total do veículo, a Tabela 1 mostra que o modelo CAD é 0,57 kg mais leve que o modelo fabricado, subtraindo a diferença do peso do modelo fabricado e obtém-se o peso do modelo CAD, que neste caso é de 1083,32 N, podendo assim encontrar a carga estáticas no eixo dianteiro com a Equação (3.10), e com a Equação (3.11), determina-se a carga estática no eixo traseiro.

$$W_{fs1} = 1083,32 * \frac{0,71045}{1,294} = 594,78 \text{ N} \quad (3.10)$$

$$W_{rs1} = 1083,32 * \frac{0,58769}{1,294} = 492,54 \text{ N} \quad (3.11)$$

3.2.3 Comparativo dos valores obtidos na aplicação dos dois métodos.

Com o intuito de validar o método utilizado para encontrar o centro de massa e as cargas estáticas, realizou-se um confronto entre os dados do modelo CAD e do modelo Fabricado. Para facilitar este confronto agrupou-se os valores na Tabela 4.

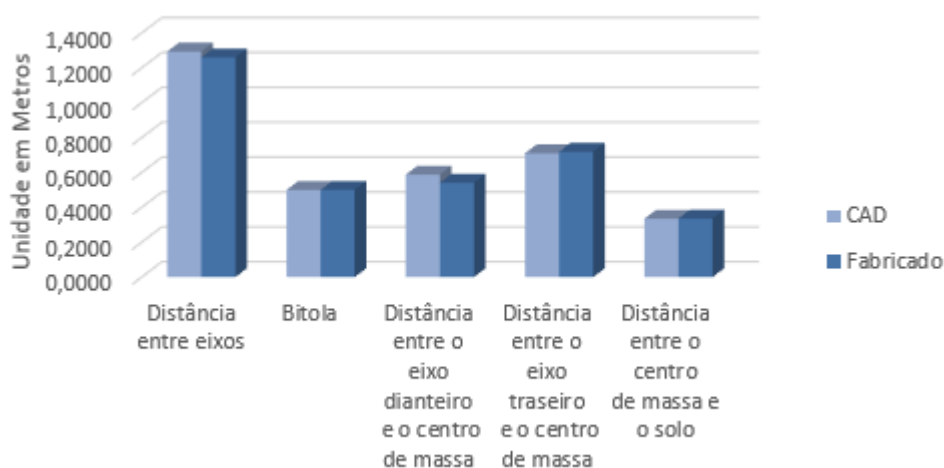
**Tabela 4 - Dados obtidos a partir dos métodos apresentados.
Dados encontrados através dos métodos sugeridos**

Chassi: Atual					
Modelo:	Fabricado	CAD	Unidade de Medida	Diferença Percentual	
Carga estática no eixo dianteiro	620,760	594,78	N	4,18%	
Carga estática no eixo traseiro	467,770	492,54	N	5,29%	
Distância entre eixos	1,260	1,294	m	2,62%	
Bitola	0,500	0,500	m	0%	
Distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa	0,541	0,587	m	7,94%	
Distância entre o eixo traseiro e o centro de massa	0,719	0,710	m	1,21%	
Distância entre o centro de massa e o solo	0,335	0,334	m	0,33%	

Fonte: Autor.

O gráfico apresentado na Figura 18, ilustra o comparativo dos dados referentes ao centro de massa.

Figura 18 - Gráfico comparativo dos centros de massa do modelo 1 em formato CAD e Fabricado.



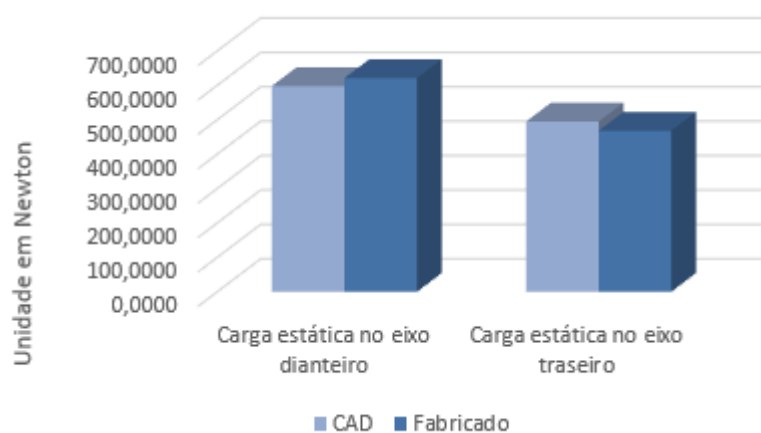
Fonte: Autor.

Ao analisar o gráfico, percebe-se que não há uma grande variação de valores. Fazendo uma verificação individual entre as medidas tem-se: a distância entre eixos do modelo CAD é aproximadamente 2,62% maior que o modelo fabricado;

possuem a mesma dimensão de bitola; a distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa do modelo CAD é em torno de 7,94% maior do que o modelo fabricado; a distância entre o eixo traseiro e o centro de massa no modelo Fabricado é cerca de 1,21 % maior do que o modelo CAD; e a distância do centro de massa e o solo o modelo fabricado apresenta cerca de 0,33% a mais do que o modelo comparado.

O gráfico ilustrado na Figura 19, mostra o comparativo dos dados referentes a carga estática determinadas a partir das equações estabelecidas no referencial teórico.

Figura 19 - Gráfico comparativo das cargas estáticas do modelo 1 em formato CAD e Fabricado



Fonte: Autor.

Ao verificar as informações expostas no gráfico da Figura 19, nota-se também, que não há uma grande diferença nos valores encontrados. Individualmente, a carga estática no eixo dianteiro no modelo fabricado apresenta cerca de 4,18% de superioridade em relação ao modelo CAD, para a carga estática no eixo traseiro o modelo CAD apresenta em torno de 5,29% de superioridade em relação ao modelo fabricado.

De forma geral, a maior diferença encontrada nestas análises, foi no caso da distância entre o centro e o eixo dianteiro, com cerca de 7,94% de superioridade do modelo CAD em relação ao modelo fabricado, fisicamente este valor representa cerca de 0,0467m, visto que o valor é relativamente pequeno. Estas pequenas diferenças podem ser decorrentes da falta de precisão dos equipamentos de medidas.

3.2.4 Modelo 2

Como visto na seção 3.2.2, é possível encontrar as cargas dinâmicas através do centro de massa disponibilizado pelo *software* de modelagem 3D, como o modelo 2 encontra-se apenas na versão CAD, será aplicado o mesmo método. Os valores da posição do centro de massa disponibilizado pelo *software* são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Valores da posição do centro de massa do modelo 2.

Descrição	Nomenclatura	Valor	Unidade de medida
Distância entre o centro de massa e o eixo Dianteiro	b_2	0,6807	metros
Distância entre o centro de massa e o eixo Traseiro	c_2	0,9136	metros
Distância entre o centro de massa e solo.	h_{c2}	0,320	metros

Fonte: Autor.

Seguindo a metodologia de Gillespie (1992), com os valores do centro de massa determinado, é possível encontrar as cargas estáticas atuantes no chassi, para isto é necessário encontrar o peso total do chassi, visto que acrescentou cerca de 0,41 kg para o alongamento de 0,300m, para fins de cálculos, admitiu-se que o peso total do chassi é de 1093 N. Desta forma, a carga no eixo dianteiro é encontrada através da Equação (12) e no eixo traseiro pela Equação (13).

$$W_{fs2} = 1093,81 * \frac{0,9136}{1,594} = 626,576 \text{ N} \quad (3.12)$$

$$W_{rs2} = 1093,81 * \frac{0,6807}{1,594} = 466,845 \text{ N} \quad (3.13)$$

3.3 CARGAS DINÂMICAS

Um protótipo veicular de eficiência energética raramente ultrapassa velocidades acima de 40 km/h, além disso, não possuem sistema de suspensão, podendo desprezar a análise de dinâmica vertical. Desta forma, será analisado apenas cargas provenientes das dinâmicas longitudinal e lateral. Nessa etapa, serão calculadas as cargas dinâmicas para os chassis analisados, onde as equações com sub índice 1 referem-se ao modelo 1 e com sub índice 2 ao modelo 2.

3.3.1 Dinâmica Longitudinal

O torque do motor durante o movimento de aceleração é sempre menor do que o exercido durante as frenagens emergenciais, assim, a desaceleração torna-se a forma mais crítica de transferência de carga longitudinal (MARCHIORI, 2017).

Assumindo que o veículo demore cinco segundos para atingir velocidade igual a zero partindo da velocidade máxima permitida pelo regulamento de 40 km/h, estimou-se a desaceleração de 2,22 m/s², através da Equação (3.14).

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} = -2,22 \frac{m}{s^2} \quad (3.14)$$

Com a desaceleração estabelecida, a reação durante a transferência de carga no eixo dianteiro é de 638,03 N para o modelo 1 e 626,31 N para o modelo 2, Equação (3.15), para o eixo traseiro obteve-se as cargas de 535,05 e 516,58, respectivamente, Equação (3.16).

$$\begin{aligned} W_{f1} &= W_{fs1} + W_1 \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h_{c1}}{L_1} \right) \right] = 638,03 \text{ N} \\ W_{f2} &= W_{fs2} + W_2 \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h_{c2}}{L_2} \right) \right] = 626,31 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} W_{r1} &= W_{rs1} - \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h_{c1}}{L_1} \right) \right] = 535,05 \text{ N} \\ W_{r2} &= W_{rs2} - \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h_{c2}}{L_2} \right) \right] = 516,31 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.3.2. Dinâmica Lateral

As forças laterais podem ser decorrentes de situações como corrente de vento aplicada na face lateral do veículo ou quando está realizando uma curva. Porém, a carga mais crítica presente nessa análise surge imediatamente antes de ocorrer o capotamento, quando a roda interna perde o contato com o solo, fazendo com que as forças laterais se concentrem na roda externa do eixo dianteiro. Os principais fatores que influenciam na intensidade da força lateral são compostos pela massa do veículo, a posição do centro de massa, a velocidade com que o veículo realiza uma curva e o raio desta.

Seguindo a metodologia de Marchiori (2017) mencionada na revisão bibliográfica, pressupõe que o protótipo realize a curva em 40 km/h e que a distância entre o centro de massa a linha imaginária traçada entre o centro da roda dianteira com o centro da roda traseira seja de 0,143 m, tanto para o modelo 1 quanto para o modelo 2, a força centrípeta atuante no centro de massa antes do veículo capotar é de 473,03 N para o modelo 1 e 351,68 N para o modelo 2, Equação (3.17).

$$F_{c1} = \frac{W_1 X_{cm}}{h_{c1}} = 473,03 \text{ N}$$

$$F_{c2} = \frac{W_2 X_{cm}}{h_{c2}} = 351,68 \text{ N}$$
(3.17)

Exatamente antes de ocorrer o capotamento, a roda interna à curva, perde o contato com o solo, desta forma, apenas a roda externa dianteira e a roda traseira concentram as forças normais e lateral. A Tabela 6 apresenta os valores e a forma de obtenção dessas forças.

Tabela 6 - Esforços encontrados no estudo de Dinâmica Lateral para os modelos analisados.

	Valores		Equação	
Força Normal Dianteira	Modelo 1	635,298 N	$N_f = \frac{2W X_{cm}}{t_b}$	(3.18)
	Modelo2	450,155 N		
Força Normal Traseira	Modelo 1	478,738 N	$N_r = W - N_f$	(3.19)
	Modelo2	643,287 N		
Força Lateral Traseira	Modelo 1	203,276 N	$F_{Lr} = \frac{F_c b}{L}$	(3.20)
	Modelo2	150,151 N		
Força Lateral Dianteira	Modelo 1	269,757 N	$F_{Lf} = F_c - F_{Lr}$	(3.21)
	Modelo2	201,532 N		

Fonte: Autor.

3.4 CONFIGURAÇÕES DOS DADOS DE ENTRADA NO SOFTWARE DE SIMULAÇÃO

Nesta etapa será realizada a fase de pré-processamento. Onde realizou-se as configurações de entrada do software para efetuar as simulações, além da distribuição das cargas encontradas na seção anterior nos seus respectivos pontos de atuação.

3.4.1 Configurações Iniciais

A Figura 16 mostra a modelagem CAD dos chassis analisados. As geometrias foram modeladas em formatos de arquivo genérico e importadas para o *Software* ANSYS em formato *step*, porém existem outros formatos de importação que podem ser igualmente utilizados, como o *parasolid* e o *iges*.

Caso o objetivo das simulações fosse somente analisar as tensões resultantes do carregamento da geometria, o material adotado para o modelo no simulador seria irrelevante, uma vez que a tensão é independente da área da seção carregada e da força aplicada, porém neste caso será necessário atribuir um material ao modelo devido a utilização dos valores de deformação estarem relacionadas com as propriedades do material. Desta forma o passo seguinte a importação das geometrias para ANSYS, foi gerar um novo material na biblioteca do *software* com as propriedades da liga de alumínio 6063 – T5 o qual compõe a estrutura do chassi, a Tabela 7 mostra estas propriedades, fornecidas pela base de dados do MATWEB (2019).

Tabela 7 - Propriedades da liga de Alumínio 6063-T5	
Propriedades Físicas	
Densidade	2700 kg/m ³
Propriedades Mecânica	
Tensão de Escoamento	186 MPa
Módulo de Elasticidade	68,9 GPa
Coefficiente de Poisson	0,33

Fonte: adaptado do MatWeb (2019).

Considerando o fato de estruturas tubulares comumente apresentarem algumas imperfeições de modelagem e conseqüentemente apresentam problemas

dentro do ambiente de simulações, trabalhar com o elemento em forma de casca se torna mais simples e rápido de realizar correções de geometrias, além de proporcionar cálculos computacionais de forma mais rápida. Desta forma, efetuou-se a transformação dos modelos para forma de casca por meio do recurso Thin/Surface, esse recurso exige que seja adotado uma espessura para os tubos, a qual foi concebida na coleta de dados através de um paquímetro, estimando para o tubo com perfil circular uma espessura de 1,6 mm e para o perfil retangular 2,4 mm. Como a espessura do tubo é pequena em relação ao seu comprimento, gradientes de tensão ao longo da parede podem ser desconsiderados o que não interfere no tratamento em 2D.

3.4.2 Seleção de Malha

Com base no estudo de densidade de malha apresentado no Apêndice A, a malha selecionada para as simulações possui elemento triangular e com tamanho de 6,0 mm.

3.4.3 Configuração dos Carregamentos em Situação de Curva

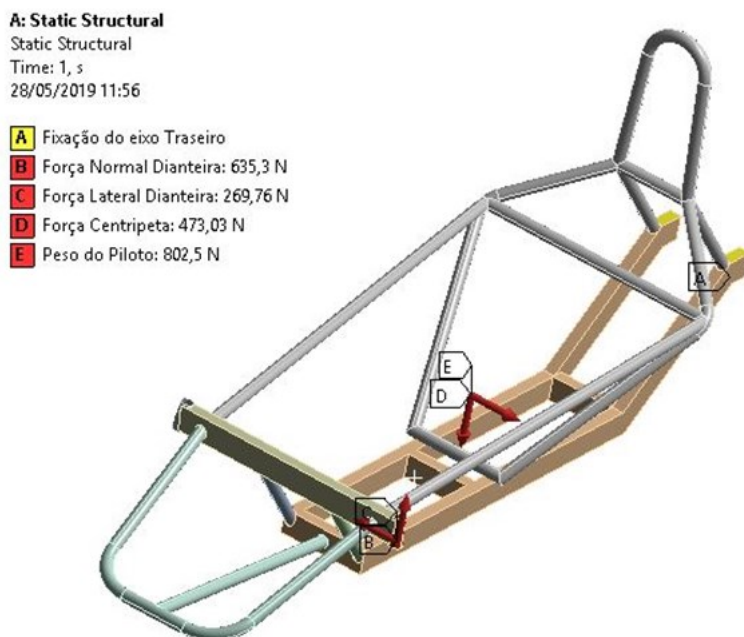
Quando o veículo executa uma curva surge uma força lateral atuando sobre o centro de massa decorrente da aceleração, conseqüentemente surgem forças laterais de reação agindo nos pontos de apoio das rodas. Neste caso, a situação mais crítica ocorre quando o momento no eixo Y provocado pela força lateral é superior ao momento no eixo X, o qual é provocado pelo peso do veículo, assim, o veículo estará na eminência de capotar. Desta forma, a roda interna a curva perde o contato com o solo e a carga normal exercida no eixo dianteiro é totalmente transferida para a roda externa.

Como os protótipos analisados possuem simetria nas suas geometrias estruturais, a direção escolhida para a situação de curva não afetará a análise. Então, assume-se que a curva estará sendo realizada para a direita e as cargas serão exercidas no eixo dianteiro esquerdo. Marchiori (2017), sugere para esta configuração, a localização do ponto de centro de massa e nesse ponto sejam aplicadas a força centrípeta e o peso do piloto, além disso, deve-se manter fixo o eixo

traseiro sem nenhum grau de liberdade e aplicar as reações atuantes na roda esquerda.

A Figura 20 mostra as condições de contorno para o primeiro modelo.

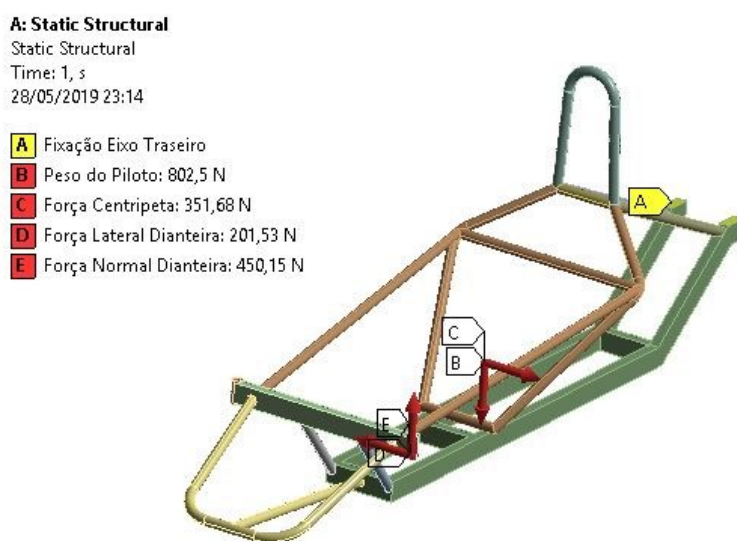
Figura 20 - Configuração das condições de contorno do modelo 1.



Fonte: Autor.

A Figura 21 mostra as condições de contorno para o segundo modelo.

Figura 21 - Configuração das condições de contorno para o modelo 2.



Fonte: Autor.

3.4.4 Configuração do Teste de Rigidez Torcional

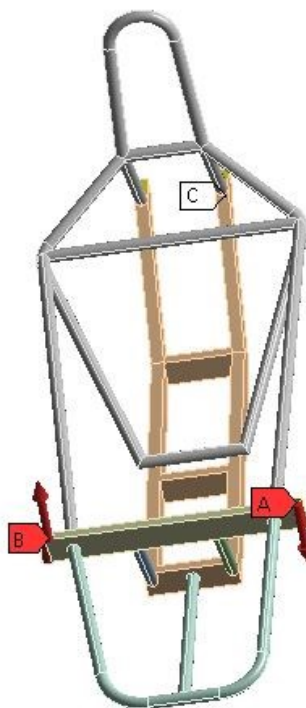
Para este estudo, adotou-se a metodologia proposta por Riley e George (2002), onde o suporte do eixo traseiro mantém-se fixo, não existindo nenhum grau de liberdade. Então, aplica-se um binário no eixo X, localizado nas extremidades do eixo dianteiro, a intensidade aplicada é de 700 N, devido as cargas mais críticas atuantes se aproximarem desse valor, porém, o valor poderia ser escolhido aleatoriamente, já que não interfere no resultado da rigidez.

A Figura 22 ilustra a configuração das condições de contorno aplicada para o modelo 1.

Figura 22 - Configuração das condições de contorno para o modelo 1.

A: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s
27/05/2019 08:54

A Binário Negativo: 700, N
B Binário Positivo: 700, N
C Fixação do eixo Traseiro



Fonte: Autor.

A Figura 23 mostra as condições de contorno para o modelo 2.

Figura 23 - Configuração das condições de contorno para o modelo 2.

A: Static Structural

Static Structural

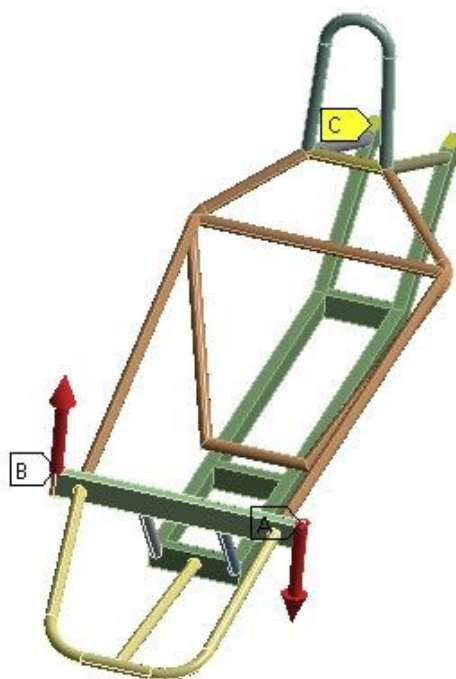
Time: 1, s

27/05/2019 09:37

A Binário Negativo: 700, N

B Binário Positivo: 700, N

C Fixação Eixo Traseiro



Fonte: Autor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo trata-se de uma análise realizada através dos parâmetros determinados na seção 3. O capítulo é disposto da seguinte forma:

- Comparativo estatístico entre as posições do centro de massa, cargas estáticas e dinâmicas;
- Análise das tensões geradas nos chassis;
- Análise das deformações e rigidez torcional;

4.1 CENTRO DE MASSA, CARGAS ESTÁTICAS E DINÂMICAS

A Tabela 8 apresenta um compilado dos valores obtidos no capítulo 3 referente aos cálculos de dinâmica veicular.

Tabela 8 - Valores das características encontradas pelos cálculos de dinâmica veicular dos modelos analisados.

		Modelos		Unidade de Medida	Diferença Percentual
		Modelo 1	Modelo 2		
Centro de massa	Distância do centro de massa e o eixo dianteiro	0,54	0,68	metros	25,82%
	Distância do centro de massa e o eixo traseiro	0,72	0,91	metros	27,07%
	Distância entre o centro de massa e o solo	0,34	0,32	metros	4,48%
Cargas Estáticas	Eixo dianteiro	620,76	626,58	Newton	0,94%
	Eixo traseiro	467,77	466,85	Newton	0,20%
Longitudinal	Carga no eixo Dianteiro	688,03	535,05	Newton	22,23%
	Carga no eixo traseiro	676,31	516,31	Newton	23,66%
Dinâmica Lateral	Força Centrípeta	473,03	351,68	Newton	25,65%
	Força normal dianteira	635,30	450,16	Newton	29,14%
	Força normal traseira	478,74	643,29	Newton	34,37%
	Força lateral dianteira	203,28	150,15	Newton	26,13%
	Força lateral traseira	269,76	201,53	Newton	25,29%

Fonte: Autor.

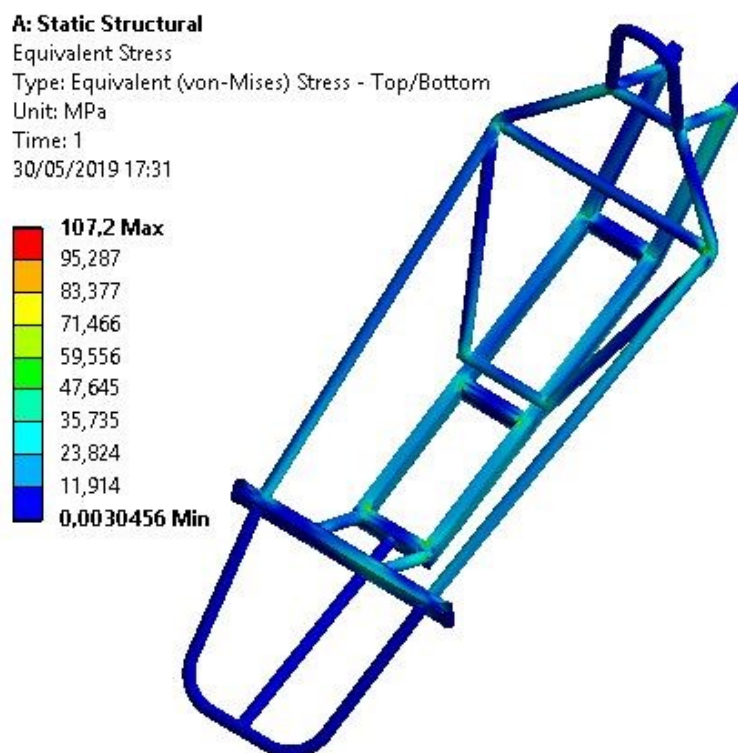
De acordo com as informações disponibilizadas na Tabela 8, as características referente ao centro de massa se mostraram da seguinte forma: a distância do centro de massa em relação ao eixo dianteiro mostrou-se 25,82% de superioridade do modelo 2 comparado com o modelo 1; a distância do centro de massa em relação ao eixo traseiro apresentou a diferença de 27,07%, onde o modelo 2 apresenta maior distância do que o modelo 1; a distância do centro de massa em relação ao solo, apresentou uma diferença de aproximadamente 4,48%, sendo o modelo 1 mais distante que o modelo 2;

Nas cargas estáticas não houve diferenças superiores a 1%, o modelo 2 apresentou cerca de 0,94% de carregamento a mais no eixo dianteiro do que o modelo 1, e no eixo traseiro o modelo 1 apresentou cerca de 0,20% de carga a mais do que o modelo comparado;

Na comparação das cargas dinâmicas, a diferença média apresentou-se em torno de 25,58%. Ao comparar a dinâmica longitudinal, o modelo 1 apresentou aproximadamente 22,23% e 23,66% de superioridade em relação ao modelo 2 ao referir-se a carga no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente. Na dinâmica lateral, o modelo 1 apresentou superioridade de aproximadamente 25,65% na força centrípeta, 29,14% na força normal dianteira, 26,13% na força lateral dianteira e 25,29% na força lateral traseira, em relação ao modelo 2. O modelo 2 apresentou-se maior apenas na força normal traseira, com cerca de 34,37%.

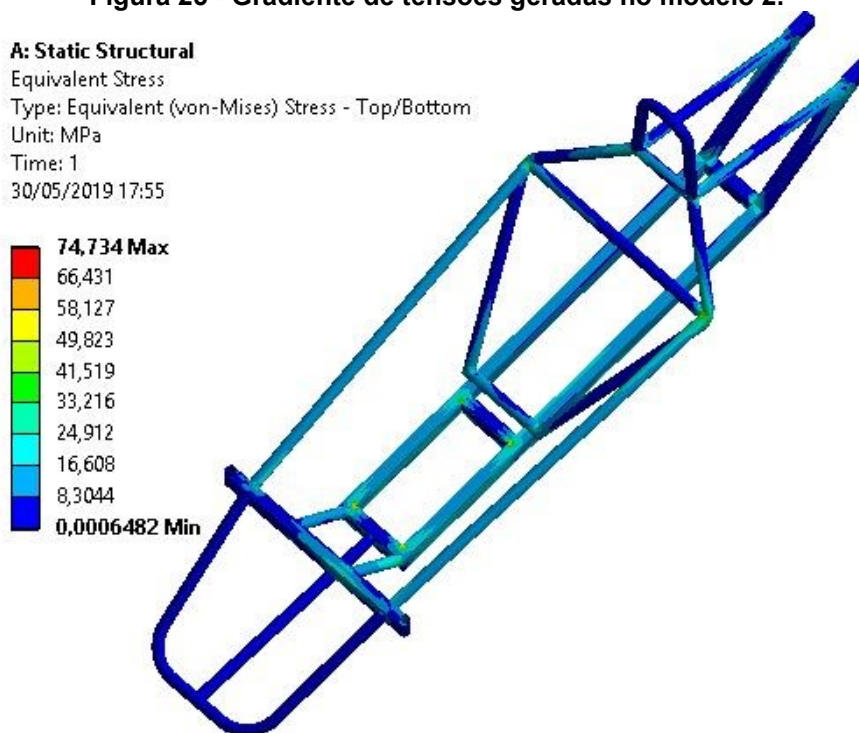
4.2 ANÁLISE EM SITUAÇÃO DE CURVA

Após a configuração exibida na seção 3.4.3 em situação de curva, é possível realizar as simulações para este caso. A Figura 24 e a Figura 25, mostram a distribuição das tensões de Von Mises geradas no chassi.

Figura 24 - Gradiente de tensões geradas no modelo 1.

Fonte: Autor.

De acordo com a Figura 24 nota-se que as maiores tensões ocorrem nos cantos vivos e no apoio da roda esquerda, com o valor máximo de 107,200 Mpa.

Figura 25 - Gradiente de tensões geradas no modelo 2.

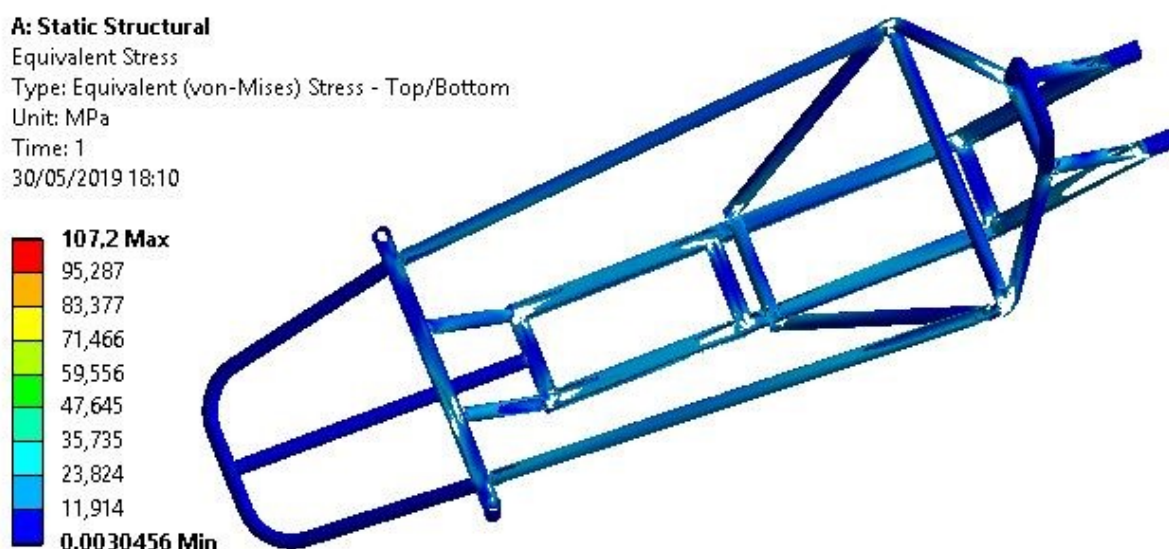
Fonte: Autor.

O gradiente apresentado na Figura 25, mostra que as maiores tensões também estão localizadas nos cantos vivos do modelo 2, porém o valor máximo da tensão encontrada é de 74,734 Mpa, aproximadamente 30,28% menor que a maior tensão encontrada no modelo 1.

Pelos gradientes observados acima, observa-se que a tensão se manteve constante em grande parte da estrutura dos dois modelos, para identificar os pontos onde ocorreram diferença de tensões mais bruscas utilizou-se a ferramenta *CappedIsosurface* disponibilizada pelo *software*, a ferramenta permite definir um valor de tensão onde todos os valores superiores ou inferiores a este valor sejam ocultados do gráfico.

A figura 26 mostra a aplicação da ferramenta *CappedIsosurface* para o modelo 1.

Figura 26 - Demonstrativo da ferramenta *CappedIsosurface* para o modelo 1.

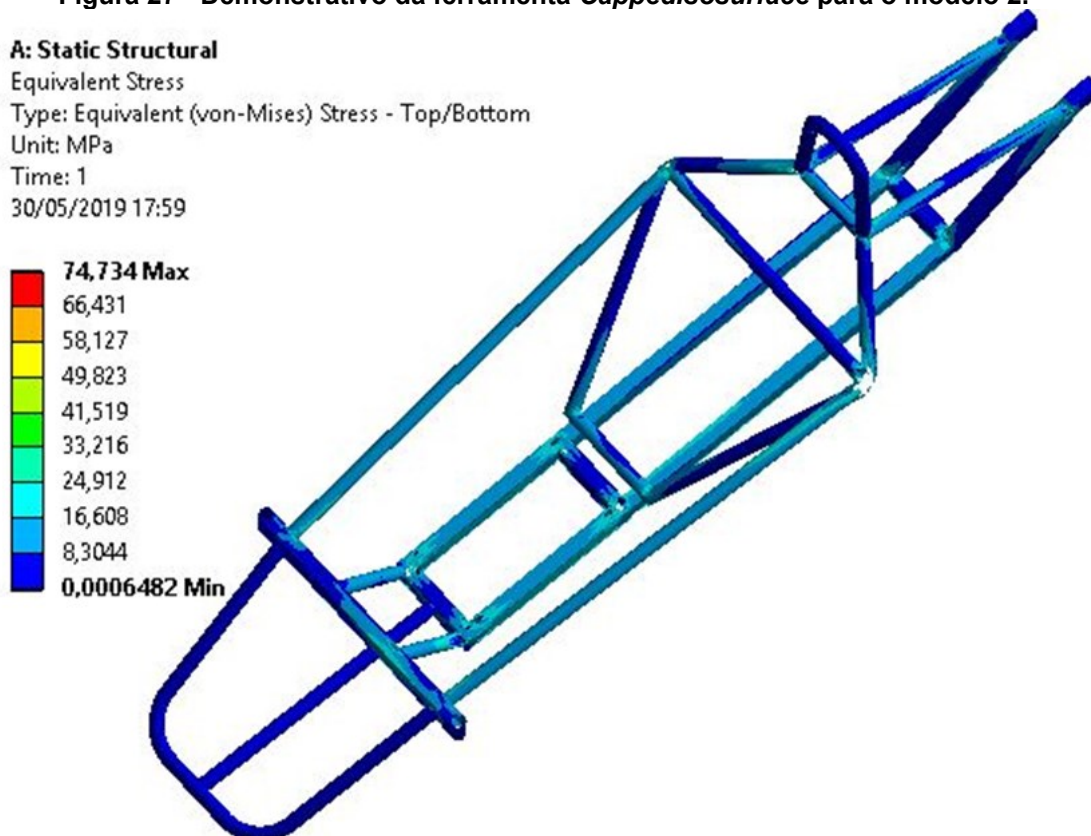


Fonte: Autor.

O modelo 1 não apresenta nenhum valor de tensão acima da tensão de escoamento, as tensões se mantêm uniformes na maioria das partes da estrutura, para visualizar os locais onde ocorrem variações de tensões adotou-se como parâmetro para ferramenta *CappedIsosurface* ocultar tensões acima de 20 MPa, como ilustra a Figura 26.

A Figura 27 mostra a aplicação da ferramenta *CappedIsosurface* para o modelo 1.

Figura 27 - Demonstrativo da ferramenta *CappedIsosurface* para o modelo 2.

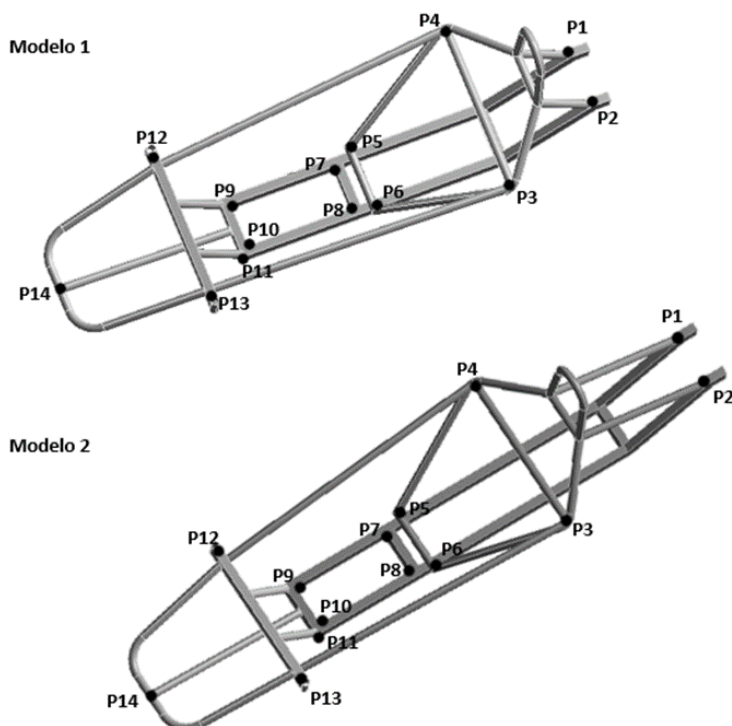


Fonte: Autor.

O modelo 2 também não apresenta valores de tensão acima da tensão de escoamento, seguindo o mesmo critério de aplicação da ferramenta *CappedIsosurface*, ocultou-se tensões acima de 20 MPa, como apresenta a Figura 27. Nota-se que foram encontrados menor quantidade de pontos com variação de tensões superiores ao parâmetro estabelecido.

Afim de realizar um comparativo mais completo entre os dois modelos, anotou-se os valores de tensões em quatorze pontos onde as geometrias se assemelham geometricamente, como mostra a figura 28.

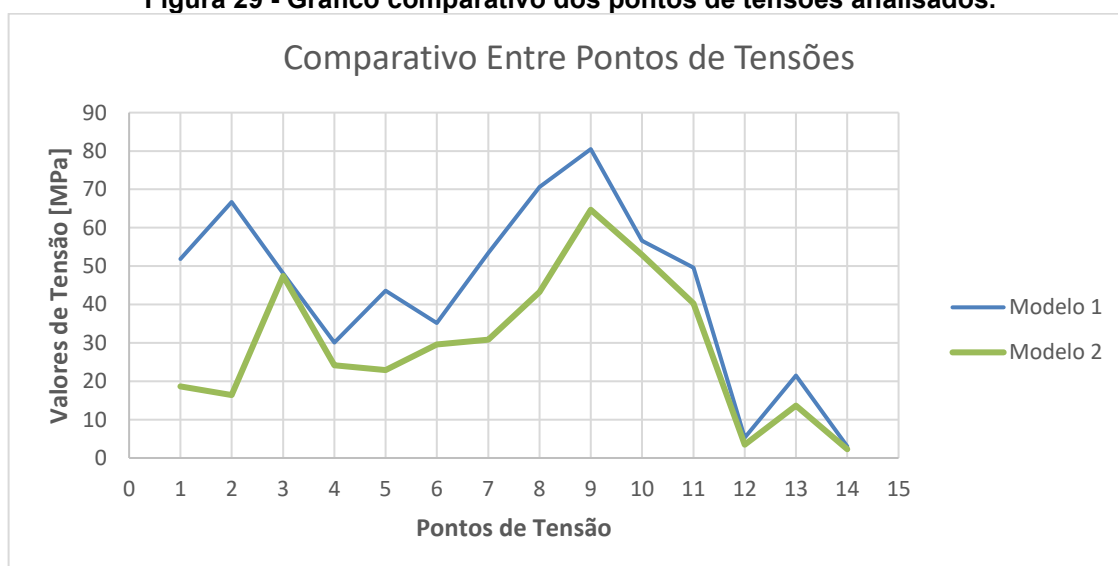
Figura 28 - Local dos pontos de tensões analisados.



Fonte: Autor.

Com os valores de tensão obtidos nestes pontos, é possível gerar um gráfico para facilitar a comparação, a Figura 29 ilustra esse gráfico.

Figura 29 - Gráfico comparativo dos pontos de tensões analisados.



Fonte: Autor.

A análise ilustrada na figura 29 mostra que em todos os pontos verificados os valores de tensão do modelo 1 são maiores do que o modelo 2. A maior diferença

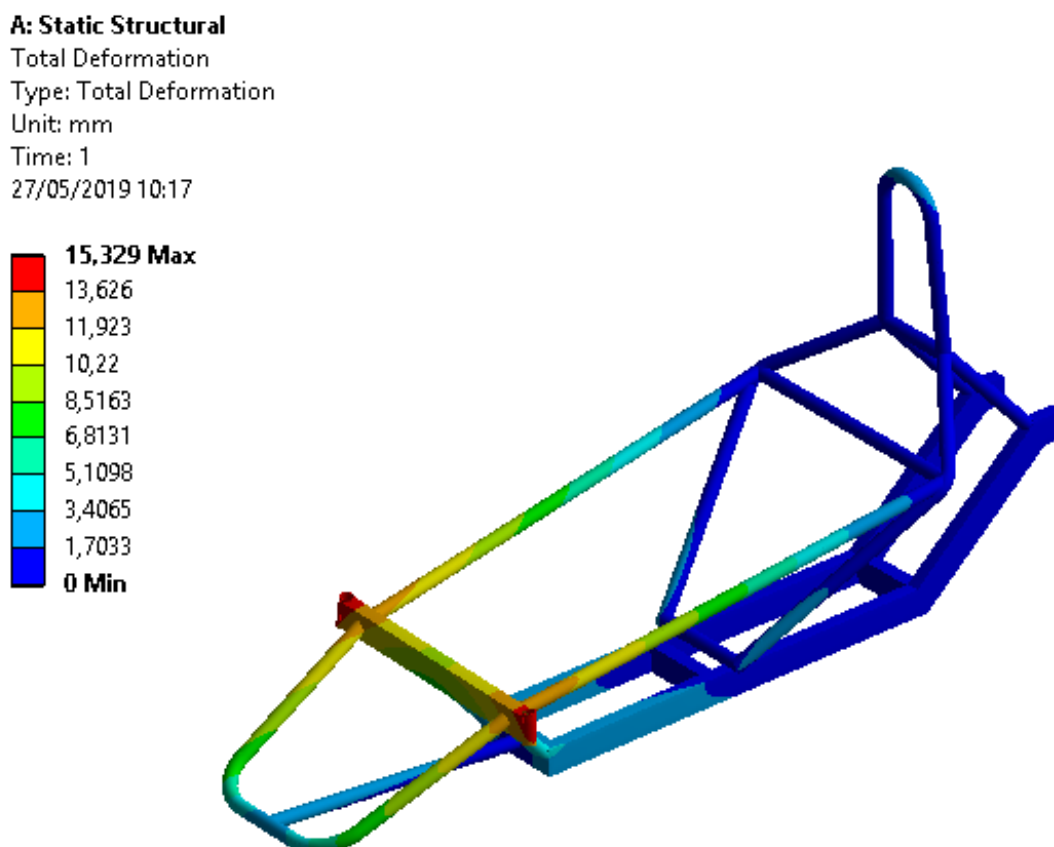
encontrada entre estes valores está localizada no ponto P2, onde o modelo 1 apresenta-se com aproximadamente 75,45% de superioridade. Já a menor diferença encontra-se no ponto P3, apresentando cerca de 1,33 %.

4.3 ANÁLISE DE RIGIDEZ TORCIONAL

Através das configurações exibidas na seção 3.4.4, é possível encontrar as deformações geradas no chassi para a situação de rigidez torcional e a partir dos valores de deformações encontrados nos pontos de atuação do binário aplicado, são determinados os valores de rigidez.

As deformações totais encontradas no modelo 1, provenientes das condições de contorno mostradas na Figura 22, podem ser visualizadas na Figura 30.

Figura 30 - Gradiente de deformação total gerada no modelo 1.

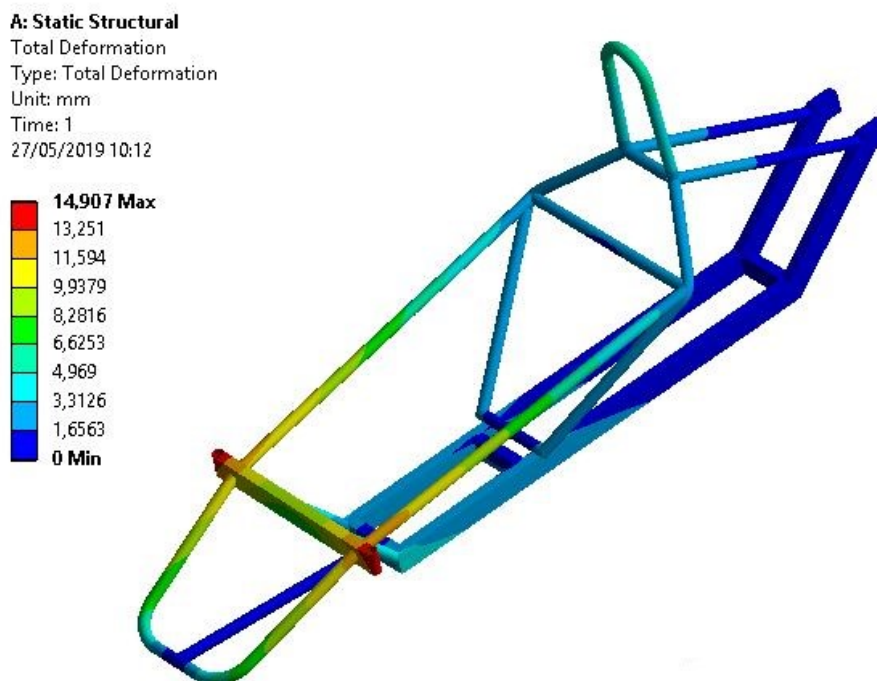


Fonte: Autor.

Verifica-se na Figura 30 que o deslocamento máximo do modelo 1 ocorre próximo aos pontos de aplicação dos binários, com deformação máxima de 15,329 mm, a condição de deslocamento zero se confirma para os pontos de travamento.

As deformações totais encontradas para o modelo 2, resultante das condições de contorno apresentadas na Figura 23 podem ser visualizadas na Figura 31.

Figura 31 - Deformação total gerada no modelo 2.



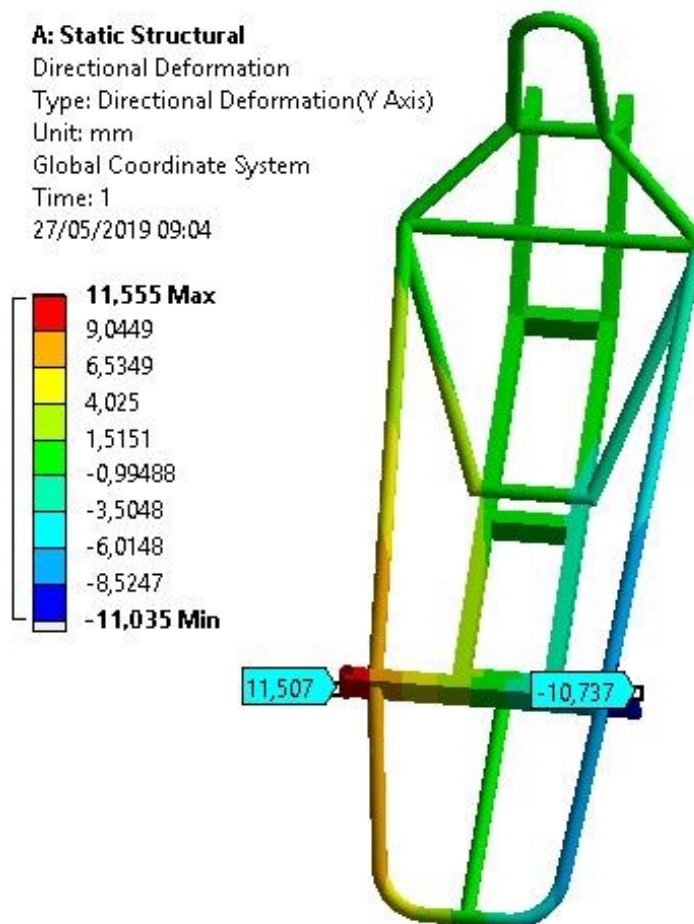
Fonte: Autor.

Verifica-se na Figura 31 que o deslocamento máximo do modelo 2 ocorre próximo aos pontos de aplicação dos binários, com deformação máxima de 14,907 mm, a condição de deslocamento zero se confirma para os pontos de travamento.

No cálculo da rigidez torcional, serão utilizados apenas deslocamentos no eixo Y nos pontos exatos de aplicação das forças binárias.

Os valores de deslocamento para cada ponto do modelo 1 pode ser visualizado na Figura 32.

Figura 32 - Gradiente e valores de deformação direcional para o modelo 1.

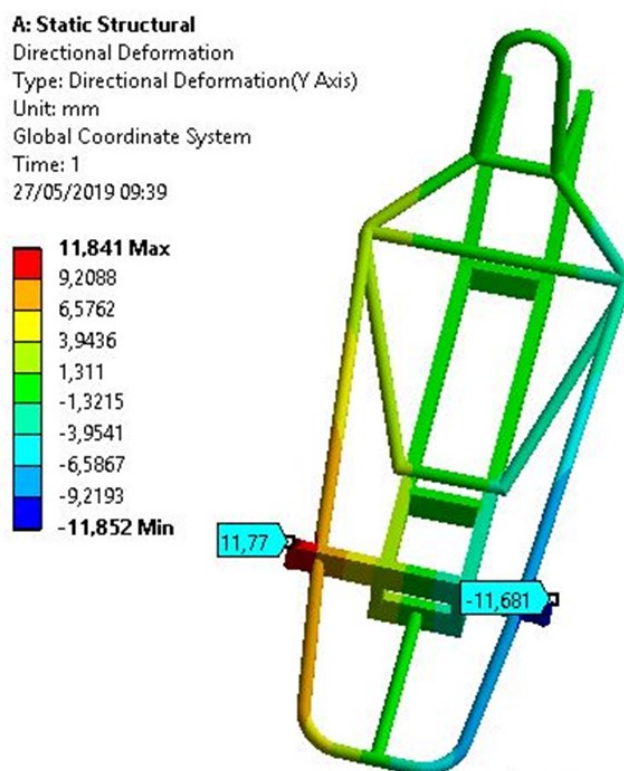


Fonte: Autor.

O deslocamento nos pontos de atuação das forças binárias no eixo dianteiro do modelo 1 apresentadas na Figura 32, possuem o valor de 11,507 mm para o lado esquerdo e 10,737 mm para o lado direito.

O valor de deslocamento para cada ponto do modelo 2 pode ser visualizado na Figura 33.

Figura 33 - Gradiente e valores de deformação direcional do modelo 2.



Fonte: Autor.

O deslocamento nos pontos de atuação das forças binárias no eixo dianteiro do modelo 2 apresentadas na Figura 33, possuem o valor de 11,770 mm para o lado esquerdo e 11,681 mm para o lado direito.

Desta forma, a rigidez torcional de cada modelo pode ser encontrada pela Equação (17), demonstrada a seguir.

$$K_b = \frac{F_b * L}{\tan^{-1} \left(\frac{\Delta_{z1} + \Delta_{z2}}{2 * L} \right)}$$

4.3.1 Rigidez Torcional - Modelo 1

Da Figura 32, temos que:

$$\Delta_{z1} = 11,507 \text{ mm}$$

$$\Delta_{z2} = 10,737 \text{ mm}$$

Da Figura 22 tem-se:

$$F_b = 700 \text{ N}$$

Da Tabela 1, obtém-se:

$$L = 250 \text{ mm}$$

Por fim a rigidez torcional será:

$$K_{b1} = \frac{700 * 250}{\tan^{-1} \left(\frac{11,507+10,737}{2*250} \right)} = \mathbf{68,70Nm/^\circ}$$

4.3.2 Rigidez Torcional - Modelo 2

Da Figura 33, temos que:

$$\Delta_{z1} = 11,770 \text{ mm}$$

$$\Delta_{z2} = 11,681 \text{ mm}$$

Da Figura 23, tem-se:

$$F_b = 700 \text{ N}$$

Da Tabela 1, obtém-se:

$$L = 250 \text{ mm}$$

Por fim a rigidez torcional será:

$$K_{b2} = \frac{700 * 250}{\tan^{-1} \left(\frac{11,770+11,681}{2*250} \right)} = \mathbf{65,17Nm/^\circ}$$

4.4 ANÁLISE GERAL

Comparando as informações obtidas no estudo de dinâmica veicular, percebeu-se que ao alongar a traseira do chassi, ocorreu a redução da altura do centro de massa em relação ao solo, este fator torna-se um ponto positivo, pois acarreta na força de tombamento do veículo. Diminuir a altura do centro de massa fez com que as forças de dinâmica lateral diminuíssem, exigindo menores forças de reações do veículo durante a execução de uma curva. Isso pode ser verificado durante a simulação na situação de curva, onde o chassi alongado obteve menores valores de tensões geradas na sua estrutura.

Outro fator a ser observado durante a situação de curva, foi que os valores de tensões não ultrapassaram o valor da tensão de escoamento em nenhum dos modelos e mantiveram-se praticamente constante na maior parte da estrutura, tendo seus maiores valores localizados em cantos vivos ou em locais em que ocorrem a junção dos componentes estruturais.

Considerando valores de rigidez torcional, o chassi que teve sua estrutura alongada apresentou menores valores de rigidez, este fator pode ser vantajoso em algumas situações, pois o protótipo não possui sistema de amortecimento integrado. Além disso, caso seja necessário aumentar a rigidez, a estrutura disponibiliza espaço para traçar estratégias de aumento de rigidez.

Ao realizar o alongamento estrutural do chassi, conseqüentemente houve um acréscimo de massa ao tratar-se de um protótipo de eficiência energética, esse fator torna-se menos atrativo. Porém, é um fator que deve ser analisado para saber o quanto afetará no quesito eficiência energética, visto que ocorreu o acréscimo de apenas 400 gramas.

5 CONCLUSÃO

Em projetos de engenharia realizar um estudo voltado a análise estrutural, se mostra extremamente importante. Prever as ações dos carregamentos gerados na estrutura é essencial para a execução de um bom projeto. Tratando-se de protótipos de eficiência energética, o estudo apresenta ainda mais relevância, devido a necessidade de não ocorrer superdimensionamentos, evitando o excesso de peso e convertendo em uma boa performance energética em termos de consumo de combustível.

Partindo do objetivo de obter mais espaço para acoplamento de componentes mecânicos e elétricos e manter a integridade mecânica, utilizou-se como base o protótipo atual da Equipe Tubarão Branco da UTFPR *Campus* Pato Branco, o qual já foi testado em situações de pista e não apresentou problemas estruturais, desta forma realizar um comparativo entre a estrutural atual com a estrutura proposta, torna-se interessante.

Utilizar o MEF permitiu obter resultados de forma mais rápida, sem haver necessidade de realizar a fabricação da proposta de alongamento do chassi para realizar o comparativo, evitando assim gastos com materiais e tempo. Com o auxílio do *software* ANSYS *Mechanical* e dos conceitos de dinâmica veicular foi possível obter valores de tensões e deformações geradas nos modelos de chassi analisado, e a partir destes valores realizar o comparativo das suas respectivas características.

Através das simulações propostas, foi possível encontrar a rigidez torcional, principal índice de comparação para estruturas veiculares, onde o modelo 1 apresentou um valor de 5,14% maior que o modelo 2. Pelas comparações mostradas, o modelo 1 também apresentou maiores valores de tensões e deformações em grande parte dos pontos distribuídos ao longo do chassi. Desta maneira, conclui-se que as características geométricas e conceituais do modelo 2 mostram-se mais atrativas.

Como sugestão para futuros trabalhos, como as tensões e as deformações mantiveram-se praticamente constantes em grande parte da e estrutura poderia ser realizado um estudo relacionado a diminuir as espessuras dos tubos utilizados. Ainda poderia ser feito um estudo para padronizar os perfis tubulares usados na confecção do chassi, mantendo um único formato, ou até mesmo analisar a possibilidade de confeccionar um chassi monocoque com material compósito.

REFERÊNCIAS

BARATA, Juliano. **Vinte Tecnologias Que Deixaram Os Carros Mais Eficazes – E Até Mais Velozes**. 2014. Disponível em: <<https://www.flatout.com.br/vinte-tecnologias-que-deixaram-os-carros-mais-eficazes-e-mais-velozes/>>. Acesso em: 17 set. 2018.

BENSON T. (Cleveland). NASA. **Shape Effects on Drag**. 2015. Disponível em: <<https://spaceflightsystems.grc.nasa.gov/education/rocket/shaped.html>>. Acesso em: 20out. 2018.

BATHE, Klaus-jürgen. **Finite Element Procedures**. 2. ed. Watertown: K.j. Bathe, 2014.

BORNHOLD, A. M. **Dimensionamento de um sistema de freio para veículo offroad de pequeno porte**. 2012. 48 p. Trabalho Final de Curso, Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Horizontina, Horizontina – RS, 2012.

CANUT, Felipe Azevedo. **Análise Estrutural Do Chassi De Um Veículo Fórmula Sae Pelo Método De Elementos Finitos**. 2014. 88 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, Brasília, 2014.

CARLESSO, Jean Leonel. **Análise Estrutural De Um Chassi De Protótipo De Eficiência Energética Pelo Método Dos Elementos Finitos**. 2015. 36 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2015.

COSSA, Jovani Antonio; ROSSETO, Diego R.. **Análise do Comportamento Dinâmico em Chassi de Kart**. 2017. 129 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017.

DIAS, Anderson. **Configurações e Detalhes dos Chassis e Carrocerias**. 2018. Disponível em: <<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2018/04/configuracoes-e-detalhes-dos-chassis-carrocerias-e-interiores/>>. Acesso em: 27set. 2018.

FISH, Jacob; BELYTSCHKO, Ted. **A first Course in Finite Elements**. USA: John Wiley & Sons, Ltd, 2007. 344 p.

FONTANA, Romeu. **Estudo das características dinâmicas de um veículo 4x4**. 2005. 91 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

FURTADO, Daniel Canongia. **Análise Estrutural De Chassi De Veículos Automotivos**. 2013. xi,77 f., il. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) - Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

GOLANÓ, P. G. **Design of a carbon fibre rim for a fuel efficient competition vehicle**. 2014. Bachelor Thesis of Science in Mechanical Engineering, University of Gävle, Gävle, 2014

HEIBING, Bernd; ERSOY, Metin. **Chassis Handbook: Fundamental, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives**. Berlin: Deutsche Nationalbibliothek, 2011. 616 p.

MARCHIORI, Gustavo. **ANÁLISE ESTRUTURAL UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UM CHASSI PARA VEÍCULOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA CONSTRUÍDO COM MATERIAL COMPÓSITO**. 2017. 94 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

MATWEB. **Alumínio 6063-T5**. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=79875d1b30c94af39029470988004fb6&ckck=1>>. Acesso em: 20 fev. 2019.

METZ, L. D. **Race Car Vehicle Dynamics**: chapter 4, Vehicle Axis Systems. Society of Automotive Engineers, 1998 Publications.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. 5. ed. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, 1995. ISBN 1-56091-526-9.

MOAVENI, S. **Finite element analysis**, theory and application with ANSYS. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1999.

NICOLAZZI, C. L.; LEAL, L. C. M.; ROSA, E. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Florianópolis, 2012.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas**: Uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028p.

OMER, Mohammed. **Design and Analysis of Composite Chassis for Shell Eco Marathon Prototype Vehicle 2016 using Finite Element Analysis**. 2015. 80 f. TCC (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, German University Of Technology in Oman, Oman, 2015.

PENNY, D. N. Rollover of sport utility vehicles. **The Physics Teacher**, Utah, p.3-8, fev. 2004.

RADE, Domingos Alves. **Método dos elementos finitos aplicados a engenharia mecânica**: Apostila de Elementos Finitos. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2011. 112 p.

RILEY, W.B., GEORGE, A.R.. **Design, Analysis and Testingt of a Formula SAE Car Chassis**. Motorsports Engineering Conference and Exhibition, 2002-01-3300, Indianapolis, Indiana, December 2-5, 2002.

REIMPELL, JörnSEN; STOLL, Helmut; BETZLER, Jürgen W.. **The Automotive Chassis**. Butterworth Heinemann, 2001. 444 p.

ROSOLEM, Maria de Fátima N. C. et al. Bateria de lítio-íon: conceitos básicos e potencialidades. **Cad. Cpqd Tecnologia**, Campinas, v. 8, n. 2, p.59-72, jul. 2012. Mensal. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/2344887-Bateria-de-litio-ion-conceitos-basicos-e-potencialidades.html>>. Acesso em: 04 out. 2018.

SHELL. **Shel Eco-Marathon Brasil**. Disponível em: <<https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil.html>>. Acesso em: 15 out. 2018.

SHELL. **Shel Eco-Marathon 2018 Rules Chapter I**. Disponível em: <https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil/_jcr_content/par/textimage.stream/1515622949641/2118328abd4c432b150218de0a0bc77b1a24bd14/chapter-1-global-rules-2018-sem.pdf>. Acesso em: 2 nov. 2018.

SHELL. **Shel Eco-Marathon 2018 Rules Chapter II**. Disponível em: <https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon/shell-eco-marathon-brasil/_jcr_content/par/textimage.stream/1535755785657/356a009862f4925a88b20cb664bfc83364fbfec/capitulo-2-do-regulamento-da-shell-eco-marathon-brasil-2018.pdf>. Acesso em: 2 nov. 2018.

SORIANO, Humberto Lima. **Elementos Finitos: Formulação e Aplicação na estática e Dinâmica de Estruturas**. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna Ltda, 2009. 401 p.

SOUZA, Ten. Cel. M. A. **Chassis: Estudo dos Pneus e Rodas.** Apostila de aula. Instituto Militar de Engenharia, 1990. 96p.

STASA, Frank L.2010. **Applied Finite Element Analysis for Engineers.** New York,NY: CBS college publishing, 1986.

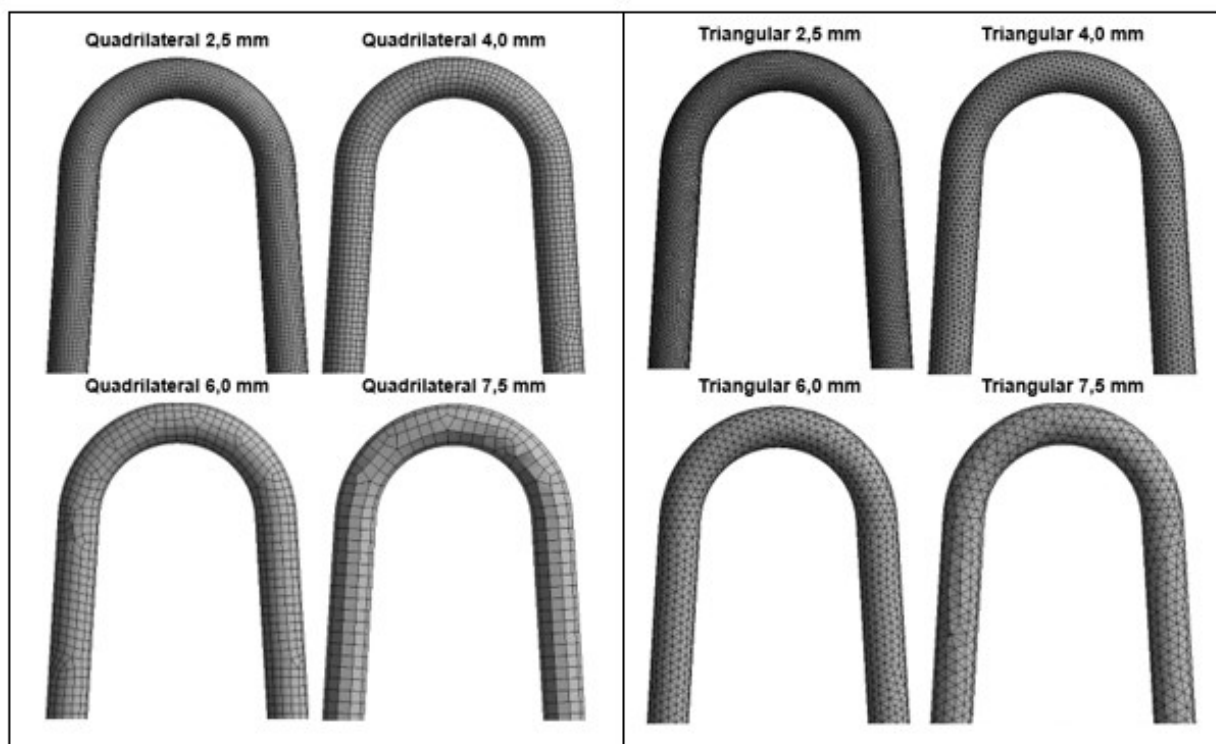
WEISS, Gabriel Hecker Evangelho. **Análise Computacional E Experimental De Rigidez À Torção De Um Chassi De Fórmula SAE.** 2016. 85 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016. Cap. 2.

APÊNDICE A–ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

O propósito deste estudo é encontrar a configuração de malha adequada para a análise computacional via MEF, desta forma, realizou-se a discretização do tipo e do tamanho do elemento, seguido do confrontamento estatístico dos dados obtidos.

Para realizar a discretização, utilizou-se quatro tamanhos de elementos: 2,5 mm, 4,0 mm, 6,0 mm e 7,5 mm, como o modelo contínuo de casca disponibiliza para configuração de malha dois tipos de elementos: triangular e quadrilátero, realizou-se a configuração dos quatro tamanhos para cada tipo de elemento. A Figura A.1, ilustra as configurações aplicadas.

Figura A.34 – Configurações de malha variando o tipo e o tamanho de elemento.



Fonte: Autor.

Para realizar o estudo, utilizou-se a condição de rigidez torcional, onde aplicou-se um binário de 900 N no eixo dianteiro e manteve o eixo traseiro fixo, como mostra a Figura A.2.

Figura A.35 - Condição de torção aplicada para realizar a coleta de dados.

A: Static Structural

Static Structural

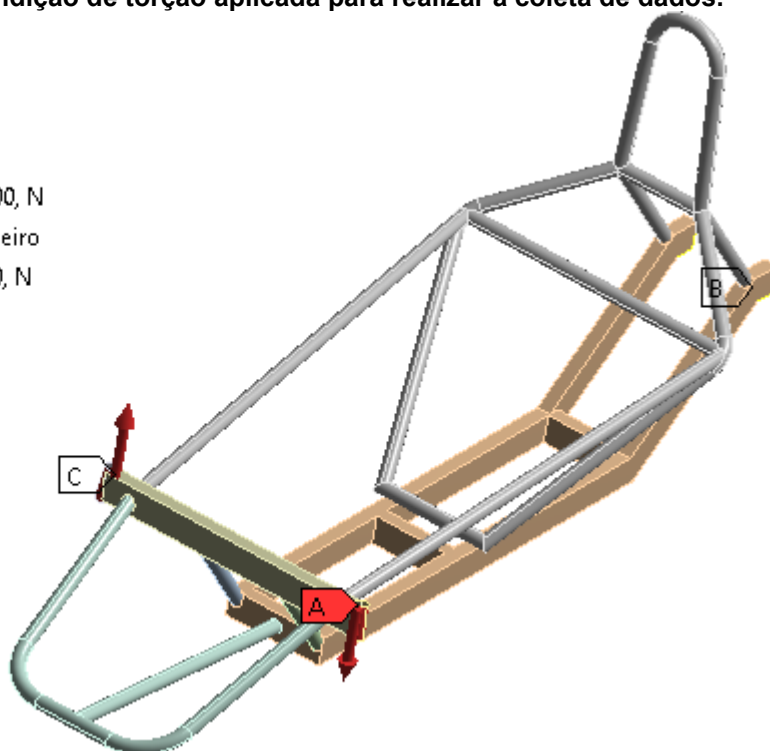
Time: 1, s

23/05/2019 23:32

A Binário Negativo: 900, N

B Fixação do eixo Traseiro

C Binário Positivo: 900, N



Fonte: Autor.

Como auxílio na escolha da malha adequada a ser utilizada no projeto, será realizado um confrontamento estatístico de dados entre os elementos triangulares e quadriláteros, desta forma, serão analisados os seguintes parâmetros:

1. Número de elementos;
2. Número de nós;
3. Skewness Médios;
4. Deformações em diferentes pontos do chassi;
5. Tempo de processamento;

Os valores obtidos durante a variação dos parâmetros de simulação são mostrados na Figura A.3 que ilustra a tabela de coleta de dados.

Figura A.36 - Tabela da coleta de dados para cada parâmetro analisado.

Estudo de Densidade de Malha					
Malha					Solução
Elemento	Tamanho do Elemento	Número de nós	Número de Elementos	Skewness Médio [mm]	Tempo de Simulação [seg]
Triangular	2,5 mm	197172	394289	0,042	453
Quadrilateral	2,5 mm	175718	175939	0,037	182
Triangular	4,0 mm	72168	144321	0,032	90
Quadrilateral	4,0 mm	68960	69224	0,058	45
Triangular	6,0 mm	32899	65802	0,039	38
Quadrilateral	6,0 mm	32206	32352	0,077	15
Triangular	7,5 mm	20599	41213	0,047	11
Quadrilateral	7,5 mm	19804	19883	0,078	7

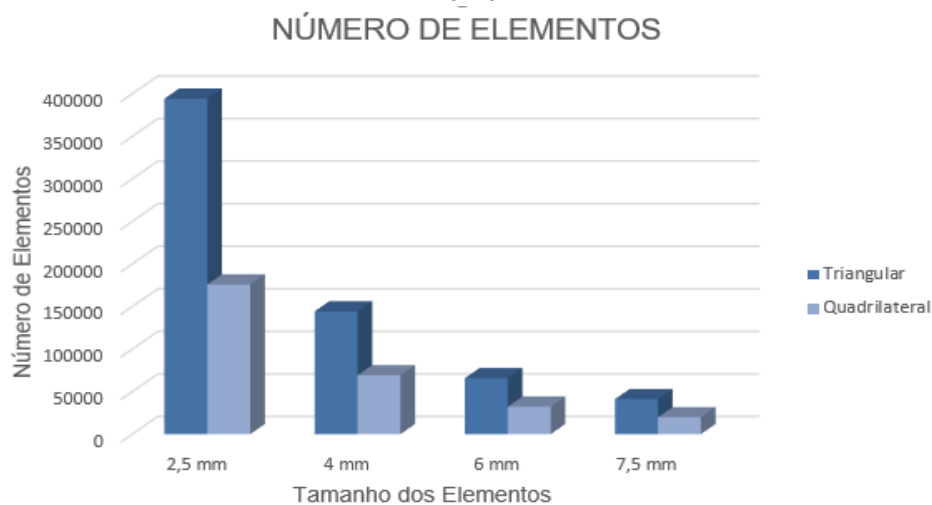
Estudo de Densidade de Malha										
Solução										
Pontos de Deformação [mm]										
D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	D10	D11
5,0595	13,7020	14,4220	14,6040	19,0410	18,1650	9,7834	2,9574	10,3330	1,0870	3,2416
5,8145	15,0000	15,4000	15,8420	20,5600	19,6050	12,2350	3,3282	12,8600	1,0956	3,4183
5,5352	14,0660	14,4160	15,1320	19,6700	18,9260	10,7690	3,1065	11,0120	1,1056	3,3227
5,8677	15,0920	15,7470	16,0870	21,2980	19,9960	12,1510	3,3407	12,3970	1,1656	3,5727
4,0954	11,1610	12,4000	13,0890	17,2680	16,3110	10,7310	2,4056	11,3560	1,0218	2,9689
5,4797	15,0300	15,1880	15,5670	20,4900	19,6940	12,1000	3,1957	12,5130	1,1439	3,4923
4,7188	13,4810	13,1640	13,9860	18,4290	17,9450	11,3530	2,7481	11,5810	1,0012	3,0753
5,9939	14,6160	15,3990	15,8180	20,5620	19,6500	13,1750	3,5378	12,8530	1,0782	3,5171

Fonte: Autor.

A.1 NÚMERO DE ELEMENTOS

A Figura A.4, ilustra o gráfico comparativo do número de elementos, onde ocorre o confrontamento de dados referentes aos tamanhos dos elementos triangulares e quadriláteros.

Figura A.37 - Gráfico comparativo dos números de elementos para cada configuração de malha.



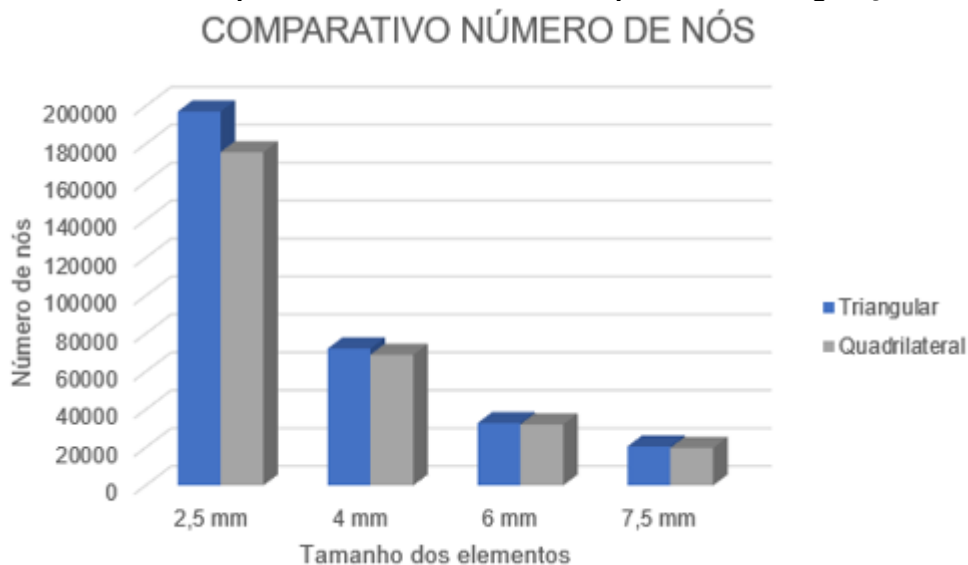
Fonte: Autor.

Em análise da Figura A.4, percebe-se que em todos os comparativos a malha triangular possui maior número de elementos do que a malha quadrilateral. Individualmente, a malha triangular possui 55,38% a mais de elementos no tamanho de 2,5 mm, 52,03% no tamanho de 4,0 mm, 50,83% no tamanho de 6,0 mm e 51,75% para elementos de 7,5 mm. Apresentando em média 52,0% de superioridade.

A.2 NÚMERO DE NÓS

O gráfico ilustrado na Figura A.5 mostra o comparativo referente ao número de nós concebido para cada tamanho e tipo de elemento.

Figura A.38 - Gráfico comparativo dos números de nós para cada configuração de malha.



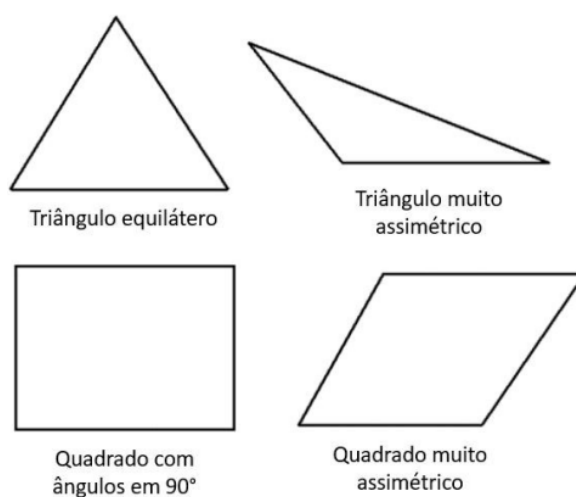
Fonte: Autor.

De acordo com a Figura A.5, o comparativo realizado entre os elementos triangulares e quadriláteros mostra que a malha triangular possui mais nós em todas as variações de tamanho do que a malha comparada. Individualmente, a malha triangular apresenta superioridade de 10,88% no tamanho de 2,5 mm, 4,45% no tamanho de 4,0 mm, 2,10% no tamanho de 6,0 mm e 3,86% no tamanho de 7,5 mm.

A.3 SKEWNESS

Será analisada nessa etapa a qualidade dos elementos utilizados na discretização do modelo. Existem alguns fatores que servem como parâmetro para medir a qualidade de malha. O fator de medição de qualidade de malha utilizado para esta análise é conhecido como Skewness, ou assimetria. Este parâmetro compara cada face do elemento de malha com o que seria a sua face ideal. Por exemplo, para uma malha retangular, o Skewness mede quanto de distorção angular ocorre nas quatro faces e compara com as faces retangulares que possuem ângulos considerados ideais (ANSYS, 2018). A figura A.6, representa esse fenômeno em elementos de malhas triangulares e quadrilaterais.

Figura A.39 - Comparação de faces ideais e faces distorcidas.



Fonte: ANSYS (2018).

A tabela A.1 mostra os valores de Skewness, que variam de 0 a 1 e sua respectiva qualidade de malha.

Tabela A.9 - Valores de Skewness e suas respectivas qualidades de malha.

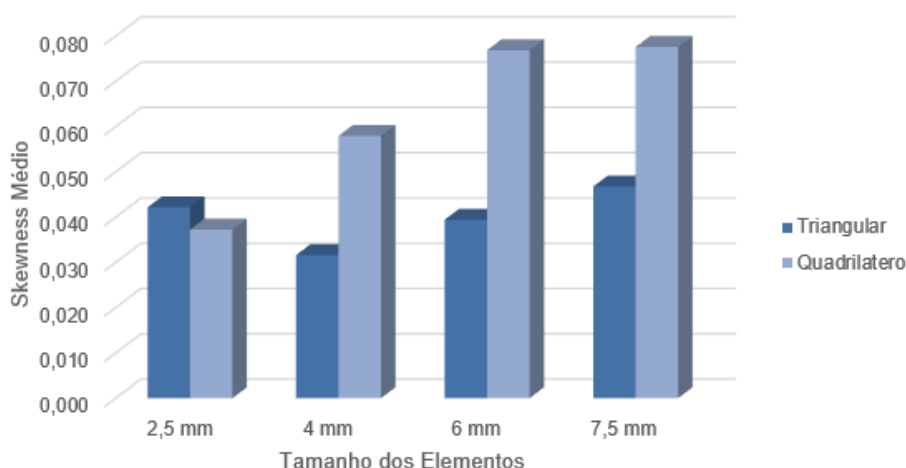
Valores de Skewness	Qualidade da malha
1	Corrompida
0,9 - <1	Ruim
0,75 - <0,9	Baixa
0,5 - <0,75	Razoável
0,25 - <0,5	Boa
>0 - <0,25	Excelente
0	Equilátera

Fonte: Adaptado de ANSYS (2018).

Elementos com grandes distorções não são aceitáveis, pois as equações são resolvidas assumindo que os elementos da malha são relativamente equiláteros ou possuem mesmo ângulo de inclinação (ANSYS, 2018).

O gráfico demonstrado na figura A.7 apresenta o comparativo feito entre os Skewness médios obtidos para cada tamanho de elemento e tipo de malha.

Figura A.7 - Comparação dos Skewness médio.
COMPARATIVO DOS SKEWNESS MÉDIOS



Fonte: Autor.

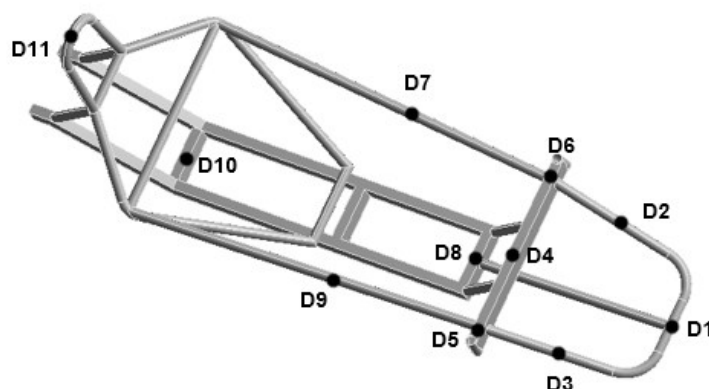
Como mostrado na Figura A.7, todos os valores encontrados referentes a Skewness são inferiores a 0,1 e isso nos indica que todas as configurações analisadas apresentam uma baixa distorção de elementos. Porém a configuração que obteve menor valor de Skewness foi na malha triangular com tamanho de elemento de 4,0

mm. Comparado individualmente as outras configurações, no tamanho de 2,5 mm a malha quadrilateral apresentou aproximadamente 11,65% a menos de distorção do que a malha triangular, na configuração com tamanho de 4,0 mm a malha triangular apresentou cerca de 45,44% a menos de distorção que na malha quadrilateral, no tamanho de 6,0 mm a malha triangular aponta cerca de 48,71% a menos de distorção do que a malha comparada e no elemento de 7,5 mm a diferença aproxima-se de 39,75% de inferioridade da triangular.

A.4 PONTOS DE DEFORMAÇÃO

Nesta etapa, foram mapeados onze pontos no chassi como mostra a figura A.8, para cada configuração realizada e simulada, anotou-se os valores de deformação nos respectivos pontos.

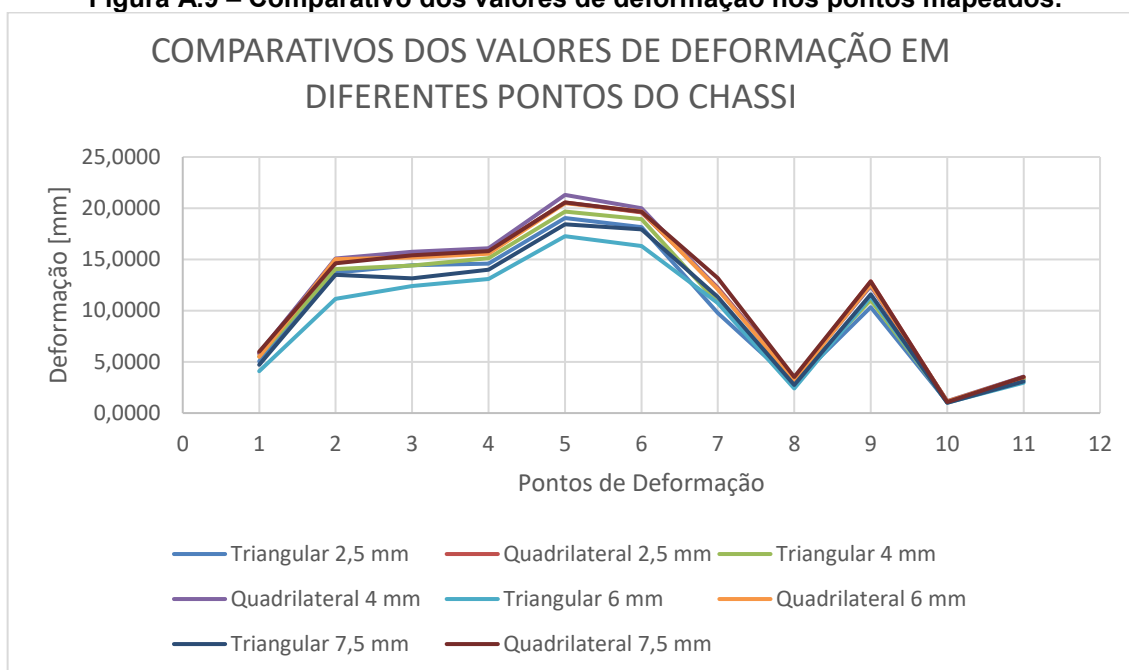
Figura A.8 – Localização dos pontos de deformação analisados.



Fonte: Autor.

A Figura A.9 apresentada em forma de gráfico mostra os valores de deformação em cada ponto.

Figura A.9 – Comparativo dos valores de deformação nos pontos mapeados.



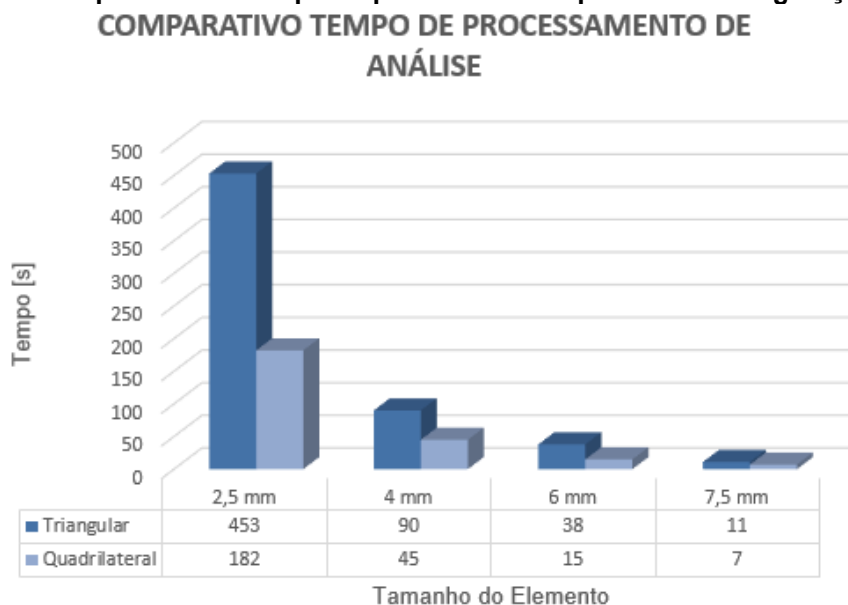
Fonte: Autor.

Em análise a Figura A.9 é possível notar que a maior diferença entre os valores de deformação em um mesmo ponto, está localizada no ponto D5, apresentando cerca de 18,92% de diferença entre o maior e o menor valor. O maior valor de deformação encontrado nesse ponto pertence a configuração com elemento quadrilátero e tamanho de 4,0 mm e o menor valor pertence a configuração de elemento triangular com tamanho de 6,0 mm.

A.5 TEMPO DE PROCESSAMENTO DE ANÁLISE

Nessa etapa serão anotados os tempos em segundos referentes a simulações realizadas para cada configuração. O gráfico da Figura A.10, mostra o comparativo do tempo de processamento para cada tamanho e tipo de elemento.

Figura A.10 – Comparativo do tempo de processamento para cada configuração de malha.



Fonte: Autor.

Nota-se através da Figura A.10 que os maiores valores em termos de tempo de processamento ocorrem nas configurações que envolvem malhas triangulares. Para os elementos com tamanho de 2,5 mm e 6,0 mm a diferença é de aproximadamente 60% de superioridade na malha triangular, para o tamanho de 4,0 mm e 7,5 mm a malha triangular supera o tempo em torno de 50% e 36,36%, respectivamente.

A.6 CONCLUSÃO

Ao analisar os dados apresentados no decorrer deste estudo, é possível afirmar que todas as configurações de malha se encaixariam ao trabalho, já que possuem pequenas diferenças de valores em termos de deformação, além disso, apresentam Skewness médio inferior a 2,5 mm e são considerados de excelente qualidade de acordo com a Tabela A.1 fornecida pelo ANSYS. Ao verificar os parâmetros propostos, existem duas configurações que são consideradas mais adequadas, a triangular com tamanho de 4,0 mm e a triangular com 6,0 mm, analisando os parâmetros individualmente para esses dois casos, a configuração com elemento de 6,0 mm apresenta cerca de 54,41% menos número de nós e número de elementos do que a configuração de 4,0 mm e possui um tempo de processamento de aproximadamente 57,78% menor do que a configuração de 4,0 mm, esta configuração possui 19,80% a mais no deformação no elemento (Skewness), porém não possui um valor físico tão

significativo, cerca de 0,007 mm, desta forma, a malha configuração de malha escolhida para este projeto é a triangular de 6,0 mm.