



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



PAULO HENRIQUE DE SOUZA ALVES

**ESTUDO DA RIGIDEZ TORCIONAL DE UM CHASSI DE FÓRMULA
SAE POR MEIO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

OURO PRETO - MG
2019

PAULO HENRIQUE DE SOUZA ALVES

paulo.alves1@aluno.ufop.edu.br

**ESTUDO DA RIGIDEZ TORCIONAL DE UM CHASSI DE FÓRMULA
SAE POR MEIO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: Diogo Antônio de Sousa, DSc.

**OURO PRETO – MG
2019**

SISBIN - SISTEMA DE BIBLIOTECAS E INFORMAÇÃO

A474e Alves, Paulo Henrique de Souza .
Estudo da rigidez torcional de um chassi de fórmula SAE por meio do método dos elementos finitos. [manuscrito] / Paulo Henrique de Souza Alves. - 2020.
63 f.: il.: color., gráf., tab..

Orientador: Prof. Dr. Diogo Antônio de Sousa.
Monografia (Bacharelado). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas.

1. ANSYS (Desenvolvimento de software). 2. Veículos a motor – Chassi Automotivo - Rigidez torcional. 4. Pórticos espaciais. 5. Método dos Elementos Finitos. 6. Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers). I. Sousa, Diogo Antônio de. II. Universidade Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU 621



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

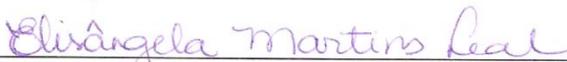
Aos 04 dias do mês de Dezembro de 2019, às 11h 00min, na sala 8, localizada na Escola de Minas – Campus - UFOP, foi realizada a defesa de Monografia do aluno Paulo Henrique de Souza Alves, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Prof. DSc. Diogo Antônio de Sousa, Prof. DSc. Elisângela Martins Leal e Prof. DSc. Paulo Anderson Santana Rocha. O candidato apresentou o trabalho intitulado: “**Estudo da rigidez torcional de um chassi de Fórmula SAE por meio do método dos elementos finitos**”, sob orientação do Prof. DSc. Diogo Antônio de Sousa. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o aluno

Aprovado.

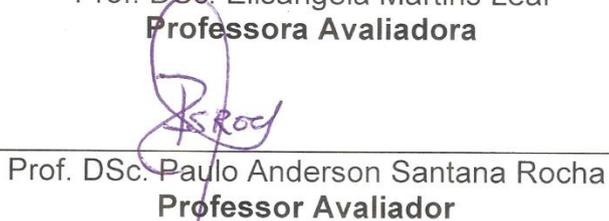
Ouro Preto, 04 de Dezembro de 2019.



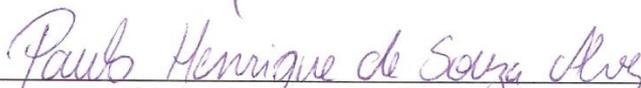
Prof. DSc. Diogo Antônio de Sousa
Professor Orientador



Prof. DSc. Elisângela Martins Leal
Professora Avaliadora



Prof. DSc. Paulo Anderson Santana Rocha
Professor Avaliador



Paulo Henrique de Souza Alves
Aluno

Dedico este trabalho ao meu Pai, Raimundo, pelo incentivo a seguir seus passos, à minha irmã, Flávia, pelo apoio em vários momentos nesta graduação e, especialmente, a minha mãe, Marli *in memoriam*, minha eterna professora.

AGRADECIMENTO

À minha família, por ser meu porto seguro, por ter sido a base de tudo que sou hoje e por todo o apoio, amor, carinho e compreensão.

Ao meu orientador Diogo Antônio de Sousa, pelo incentivo e orientação neste trabalho e por sempre incentivar o estudo da área automotiva na UFOP.

À minha orientadora na Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP (FEMU), Elisângela Martins Leal, por todos os conselhos, orientações e auxílios tanto nos bons, quanto nos maus momentos da equipe.

A todos os professores com quem tive convivência nesta graduação, em especial aos do curso de Engenharia Mecânica, por sempre nos desafiar a serem melhores estudantes, pessoas e profissionais.

A todos os amigos e colegas da Equipe FEMU, pela confiança, amizade e trabalho duro. Este trabalho não existiria sem essas pessoas. É um privilégio fazer parte de uma equipe tão competente, que não se abateu nem nos piores momentos.

Aos meus grandes companheiros de Rotaract, com os quais dividi várias experiências que moldaram muito do que sou hoje e me fizeram amadurecer muito. Obrigado por todo o alívio nas horas difíceis e por mostrar que todos nós podemos fazer a diferença no mundo.

Aos amigos do Aikido, sempre presentes, mesmo eu tendo me afastado. Seus ensinamentos vão me acompanhar por toda a vida.

A todos os amigos e colegas da UFOP e da Engenharia Mecânica que de algum modo compartilharam seus conhecimentos e experiências comigo.

“Masakatsu Agatsu Katsuhayabi – A verdadeira vitória é a vitória sobre si mesmo. Aqui e agora”.

O-Sensei Morihei Ueshiba

“Nanakorobi Yaoki – Caia sete vezes, levante-se oito”.
Provérbio Japonês

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise do atual desenho do chassi da Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP pelo Método dos Elementos Finitos, de modo a encontrar soluções para alterações no projeto em competições futuras. Diversos modelos de chassis automotivos são apresentados, para clarificar a função do chassi automotivo. É apresentado um modelo analítico com base em um sistema em série de molas torcionais. Através do *software ANSYS*, o atual desenho do chassi é submetido a diversas cargas de torção aplicadas aos pontos de fixação da suspensão dianteira, para encontrar o ângulo de torção da estrutura sob tais cargas e, portanto, sua rigidez torcional. A linearidade da rigidez torcional é demonstrada. Uma análise de convergência da malha é realizada para definir a qualidade do tamanho de elemento escolhido, com base no tempo de simulação e quantidade de memória utilizada. Alterações são sugeridas ao desenho atual e são analisadas utilizando o mesmo método, dentro das limitações do projeto e regulamento. O chassi estudado não possui rigidez torcional competitiva, em comparação a valores sugeridos e valores medidos sob condições similares.

Palavras-chave: ANSYS, Chassi Automotivo, Método dos Elementos Finitos, Fórmula SAE, Rigidez Torcional, *Spaceframe*.

ABSTRACT

This work presents a Finite Element Method analysis of the current Formula Escola de Minas UFOP chassis' torsional stiffness, as a way to help the team to find solutions to improve its chassis in future competitions. Various automotive chassis models are presented, as a way to clarify the importance of the automotive chassis. An analytical model is presented to evaluate the torsional stiffness based on torsion springs in series. The current chassis design is subjected to various torsion loads applied to the front suspension mounts by the use of ANSYS software, as a way to find the torsion angle over these loads and therefore the torsional stiffness. The linearity of the torsional stiffness is demonstrated. A mesh convergence study is executed to determine the quality of the size of the finite element chosen. Alterations of the current chassis model are suggested and analyzed with the same conditions, considering rules and design limitations of the model. The chassis subjected to the analysis does not have a competitive torsional stiffness, compared to suggested values and values measured under similar conditions.

Keywords: ANSYS, Automotive Chassis, Finite Element Method, Formula SAE, Torsional Stiffness, Spaceframe

LISTA DE SÍMBOLOS

d	Deslocamento da mola linear (caso geral);
i_s	Eixo de massa suspensa transversal ao veículo;
i_u	Eixo de massa não suspensa transversal ao veículo;
j_s	Eixo de massa suspensa longitudinal ao veículo;
j_u	Eixo de massa não suspensa longitudinal ao veículo;
K	Rigidez Torcional;
k_s	Eixo de massa suspensa vertical ao veículo;
k_u	Eixo de massa não suspensa vertical ao veículo;
L	Distância do centro de rolagem aos pontos de apoio da suspensão;
$L_{\text{fixfrente}}$	Distância entre os pontos de fixação frontais da suspensão dianteira;
L_{fixtras}	Distância entre os pontos de fixação traseiros da suspensão dianteira;
T	Torque;
W	Peso do corpo analisado;
x	Eixo longitudinal ao veículo (eixo de rolagem);
y	Eixo transversal ao veículo (eixo de arfagem);
z	Eixo vertical ao veículo (eixo de guinada);
Δz_1	Deslocamento médio dos pontos de apoio da suspensão dianteira esquerda;
Δz_2	Deslocamento médio dos pontos de apoio da suspensão dianteira direita;
θ	Ângulo de Torção.

LISTA DE SIGLAS

CAD: Desenho Assistido por Computador (*Computer Aided Design*)

CG: Centro de Gravidade

MEF: Método de Elementos Finitos

SAE: Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (*Society of Automotive Engineers*)

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Chassi do Caminhão Mercedes-Benz L113	4
Figura 2: Chassi Panther (Ford Crown Victoria 1992-1997).	5
Figura 3: Chassi Espinha Dorsal (Lotus Elan)	6
Figura 4: Estrutura Monobloco (Subaru Impreza Wagon)	7
Figura 5: Monocoque do BMW i8.	7
Figura 6: Representação da Keep Out Zone (Zona Livre das rodas).	9
Figura 7: Construção por treliças imposta pelo regulamento	10
Figura 8: Gabarito representativo do 95° percentil masculino	11
Figura 9: Restrições dos arcos de rolagem.	12
Figura 10: Restrição de posicionamento do arco principal de rolagem com apoios à frente. ...	12
Figura 11: Dimensões adicionais dos arcos de rolagem e seus apoios.....	13
Figura 12: Zona de Impacto Lateral	13
Figura 13: Interação entre os Eixos de Massa Suspensa e Não-Suspensa.....	15
Figura 14: Sistema de Eixos do Veículo, segundo a SAE J670e.	15
Figura 15: Modos de deformação do Chassi.	17
Figura 16: Modelo de equivalência mola torcional - linear.....	18
Figura 17: Rigidez Torcional em veículos submetidos a apoios cruzados e desiguais.	19
Figura 18: Modelo completo de chassi e suspensão.....	20
Figura 19: Esquema para o cálculo do Torque e Deflexão no experimento (vista frontal).....	21
Figura 20: Elementos unitários: Triangulares (a e b) e Retangulares (c e d).	23
Figura 21: Elementos de volume de forma linear (linha superior) e quadrática (linha inferior): Tetraedro (a), Pentaedro (b) e Hexaedro (c).....	23
Figura 22: Elementos de barra: reta com forma linear (a) e curva com forma quadrática (b).	24
Figura 23: Classificação das Fontes bibliográficas de pesquisa.....	28
Figura 24: Esquema de uso do Método de Elementos Finitos.	30
Figura 25: Esquema de produção do Trabalho.....	31

Figura 26: Suportes fixos nos pontos de apoio da suspensão traseira.....	32
Figura 27: Localização das cargas aplicadas.....	33
Figura 28: Sondas de deslocamento.	34
Figura 29: Esboço do chassi no <i>SOLIDWORKS</i>	36
Figura 30: Modelo em <i>SOLIDWORKS</i>	37
Figura 31: Distribuição dos perfis tubulares pelo modelo.....	37
Figura 32: Distâncias entre os pontos de fixação da suspensão dianteira.	38
Figura 33: Deslocamento máximo vertical da estrutura simulada.	40
Figura 34: Pontos de dispersão entre os valores de Torque e Ângulo de Torção.....	42
Figura 35: Tendência linear dos pontos do Gráfico Torque x Ângulo de Torção.....	43
Figura 36: Alternativa de alteração do Chassi 1.....	45
Figura 37: Distribuição dos tubos (Alternativa 1).....	46
Figura 38: Deslocamento na direção z, Alternativa 1.	46
Figura 39: Tubos adicionados à estrutura (Alternativa 2).....	48
Figura 40: Distribuição dos tubos (Alternativa 2).....	48
Figura 41: Deslocamento na direção z, Alternativa 2.	49
Figura 42: Distribuição dos tubos (Alternativa 3).....	50
Figura 43: Deslocamento na direção z, Alternativa 3.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Especificações de Tubos de aço para veículos Fórmula SAE de Combustão Interna	14
Tabela 2: Comparação entre o método quantitativo e o método qualitativo	27
Tabela 3: Variáveis e Indicadores do Estudo	34
Tabela 4: Cargas aplicadas ao modelo na simulação e torques associados.	39
Tabela 5: Deformação total registrada pelas sondas do lado esquerdo da estrutura.	40
Tabela 6: Deformação total registrada pelas sondas do lado direito da estrutura.	41
Tabela 7: Resultados das simulações.....	41
Tabela 8: Convergência de Malha.	44
Tabela 9: Deslocamento medido pelas sondas (Alternativa 1).....	47
Tabela 10: Deslocamento medido pelas sondas (Alternativa 2).....	49
Tabela 11: Deslocamentos medidos pelas sondas (Alternativa 3).	51
Tabela 12: Resumo dos resultados das alterações.	52

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	1
1.2	JUSTIFICATIVA	2
1.3	OBJETIVOS	2
1.3.1	OBJETIVO GERAL.....	2
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	CHASSIS AUTOMOTIVOS E SUAS APLICAÇÕES	4
2.1.1	CHASSI ESCADA	4
2.1.2	CHASSI ESPINHA DORSAL (<i>BACKBONE</i>).....	5
2.1.3	CHASSIS MONOBLOCO E <i>MONOCOQUE</i>	6
2.2	O CHASSI DE UM FÓRMULA SAE	7
2.3	CONDIÇÕES DE REGULAMENTO.....	9
2.3.1	REQUISITOS GERAIS	9
2.3.2	MEMBROS DO CHASSI	9
2.3.3	CONDIÇÕES DIMENSIONAIS DA ESTRUTURA.....	11
2.3.4	TUBOS E MATERIAIS BASE PARA A ESTRUTURA.....	13
2.4	SISTEMA DE EIXOS E MOVIMENTOS DO VEÍCULO	14
2.5	PARÂMETROS PARA O ESTUDO DO CHASSI.....	16
2.5.1	CENTRO DE GRAVIDADE	16
2.5.2	RIGIDEZ DO CHASSI	17
2.5.3	ANÁLISE DA RIGIDEZ TORCIONAL	18
2.6	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)	22
2.6.1	ELEMENTOS DO MEF	22
2.6.2	MODELAGEM PELO MEF	24
3	METODOLOGIA.....	26
3.1	CLASSIFICAÇÃO DA PESQUISA	26
3.2	MATERIAIS E MÉTODOS.....	29
3.2.1	TUBOS UTILIZADOS	29
3.2.2	MODELAGEM E ANÁLISE.....	30
3.2.3	PREPARAÇÃO DO MODELO	31

3.3	VARIÁVEIS E INDICADORES	34
3.4	INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS	35
3.5	TABULAÇÃO DE DADOS	35
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	36
4.1	MODELAGEM DO CHASSI	36
4.2	CARGAS APLICADAS.....	38
4.3	EXECUÇÃO DO ESTUDO	39
4.4	CONVERGÊNCIA DA MALHA	43
4.5	POSSÍVEIS ALTERAÇÕES NO CHASSI	44
4.5.1	ALTERNATIVA 1	45
4.5.2	ALTERNATIVA 2	47
4.5.3	ALTERNATIVA 3	50
4.5.4	RESUMO DAS ALTERAÇÕES	52
5	CONCLUSÕES.....	54
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	55
	ANEXO A – PROPRIEDADES DE MASSA DO MODELO (SOLIDWORKS).....	57

1 INTRODUÇÃO

1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

O programa Fórmula SAE teve início nos Estados Unidos, no ano de 1981, organizado pela SAE, *Society of Automotive Engineers*. Nele, alunos de diversas universidades ao redor do mundo têm como objetivo principal desenvolver um veículo de corrida no estilo Fórmula, ou seja, com rodas descobertas e monoposto (SAE BRASIL, 2017).

Os estudantes têm também como objetivos secundários realizar o projeto, concepção, manufatura e construção do veículo, além de levá-lo à competição, que ocorre em vários países do mundo, como Austrália, Itália, Inglaterra, Alemanha, Brasil e Estados Unidos. No Brasil, as competições ocorrem anualmente desde o ano de 2004, sendo organizadas pelo escritório local da SAE (SAE BRASIL, 2017).

Na competição, as provas são divididas em apresentações, provas estáticas e provas dinâmicas. Nas apresentações, os estudantes demonstram o plano de negócios da equipe, uma análise de custos de fabricação do veículo, e uma apresentação de projeto, exibindo as soluções definidas pela equipe para as limitações do regulamento. Nas provas estáticas, o veículo é analisado de acordo com sua conformidade ao regulamento, tal como são realizadas inspeções de segurança. Finalmente, nas provas dinâmicas, são testados o desempenho, durabilidade e eficiência do veículo. Portanto, os estudantes que participam do Fórmula SAE passam por uma experiência completa de desenvolvimento de um produto de engenharia.

Em um veículo Fórmula SAE, o chassi é responsável pela fixação dos componentes dos subsistemas do veículo, a saber: Direção, Elétrica, Freios, *Powertrain* (Motor e Transmissão) e Suspensão. O chassi suporta todos os esforços aos quais os subsistemas citados são exercidos, além de proteger o piloto e os próprios subsistemas em um acidente. Além disso, deve ser leve e simples, tornando-o mais eficiente e viável economicamente.

O chassi de um monoposto Fórmula é objeto de estudo de vários autores. Trabalhos como os de Venâncio (2013), Canut (2014) e Burba (2015), dentre vários outros, buscam aprofundar o estudo do chassi de um monoposto Fórmula através do uso do Método de Elementos Finitos e ensaios experimentais para validação dos modelos estudados. Deste modo, o estudo do chassi possui grande importância no projeto do veículo, pois é responsável por unir todos os seus subsistemas, e é necessário um dimensionamento apropriado, devido à grande

variabilidade de configurações possíveis de serem realizadas no projeto. Tendo em vista estes fatos, surge o seguinte questionamento:

Como otimizar o projeto de um chassi de um veículo Fórmula SAE, com base em sua rigidez torcional, de modo que este atenda o regulamento da competição de forma eficiente e segura?

1.2 JUSTIFICATIVA

No regulamento do Fórmula SAE, as equipes possuem relativa liberdade na confecção do chassi, podendo optar por variadas geometrias, desde que propriamente trianguladas e utilizando os tubos especificados. Uma otimização do projeto é necessária para que, além de atender as restrições de regulamento e dos subsistemas do veículo, o chassi suporte de maneira eficiente as cargas nas quais é submetido.

De acordo com Adams (1993), uma boa dirigibilidade depende da rigidez do chassi. Portanto, toda a estrutura do veículo deve possuir rigidez suficiente para suportar os esforços de torção e flexão.

Milliken & Milliken (1994) ressaltam que a rigidez do chassi possui grande importância para os cálculos da suspensão, pois todos os cálculos dos parâmetros da suspensão levam em conta um chassi completamente rígido. Pelo fato da suspensão possuir um ajuste mais fácil da rigidez do que o chassi, é mais viável que o chassi seja uma estrutura completamente rígida.

Este estudo é motivado pela necessidade de construção de um chassi para o veículo da Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP (FEMU), para a competição Fórmula SAE Brasil, buscando soluções mais eficientes para a construção do chassi, de modo que este seja leve, confiável e que consiga atender às solicitações impostas pelo projeto e regulamento da competição Fórmula SAE.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar o desempenho chassi do veículo de corrida da Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP, com base em sua rigidez torcional, com o intuito de atender o regulamento da competição Fórmula SAE Brasil, buscando uma estrutura rígida, leve e segura, de modo a ser uma base confiável para um veículo competitivo e resistente.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Explicar teoricamente os tipos de chassis utilizados em automóveis, tal como a estrutura utilizada pela Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP e os principais esforços que determinam o cálculo de sua rigidez torcional;
- Analisar a rigidez torcional do projeto atual do chassi do veículo protótipo da Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP, por meio do Método de Elementos Finitos;
- Verificar, a partir da análise realizada, possíveis inconformidades no projeto e propor melhorias para o chassi, de acordo com o regulamento da competição Fórmula SAE Brasil e com as limitações do projeto atual.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho possui cinco capítulos. O primeiro capítulo consiste em uma visão geral do trabalho.

O segundo capítulo consiste em uma revisão bibliográfica que compreende os seguintes itens: os tipos de chassis utilizados na competição, as condições de projeto definidas pelo regulamento da competição Fórmula SAE, os parâmetros para cálculo da rigidez torcional e parâmetros necessários para a análise por meio do Método de Elementos Finitos.

O terceiro capítulo envolve a metodologia para o desenvolvimento do estudo na estrutura, pautado em simulações computacionais.

No quarto capítulo, o atual desenho do chassi é analisado por meio de elementos finitos, avaliando sua rigidez torcional e a qualidade dos elementos finitos utilizados. São propostas alterações ao desenho atual, buscando melhorar os parâmetros de rigidez torcional e peso do veículo.

No quinto capítulo, é feita a conclusão do trabalho, com base nos resultados adquiridos no quarto capítulo, avaliando a atual geometria do chassi da Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CHASSIS AUTOMOTIVOS E SUAS APLICAÇÕES

Na competição Fórmula SAE, as equipes têm como objetivos de projeto do veículo possuir alto desempenho e boa durabilidade para completar todos os eventos das competições (SAE INTERNATIONAL, 2018).

A definição do chassi como uma estrutura automotiva e sua importância são destacados por Costin e Phipps (1965, p.1):

Idealmente, o objetivo de um chassi de um veículo automotor é conectar as quatro rodas em uma estrutura que é rígida em torção e flexão (...). Ela *tem* que ser capaz de comportar todos os componentes e ocupantes do veículo e *deve* absorver todas as cargas aplicadas nele sem sofrer deflexão excessiva. Qualquer seja o carro e qualquer seja sua proposta, no entanto, o chassi é somente um meio para uma finalidade. Como uma alternativa à definição dada na primeira sentença, o chassi ideal pode ser resumido em um método de posicionar e ligar, por meio de uma estrutura completa, todos os suportes de montagem de um carro.

2.1.1 CHASSI ESCADA

O chassi escada é um dos modos mais simples de construção de estruturas automotivas. Consiste basicamente de dois membros longitudinais, denominados longarinas. As longarinas são conectadas por barras transversais, formando uma estrutura planar, similar a uma escada, como mostra a Figura 1 (ADAMS, 1993).



Figura 1: Chassi do Caminhão Mercedes-Benz L113.

Fonte: <http://www.enzocaminhoes.com.br/uploads/veiculo_seminovo/62/579.jpg>. Acesso em 09/05/2019

Nesta estrutura, são fixados os componentes do veículo, como a carroceria (sendo um corpo separado do chassi) motor, transmissão, suspensão, etc.

Sua construção, apesar de simples, é robusta, sendo comum em veículos utilitários (BOSCH, 2005). No entanto, sua aplicação era também vasta nos veículos de passageiros e gradualmente migrou para a construção monobloco, apesar de estar presente em alguns modelos mais longevos e recentes, como a plataforma *Panther* da Ford (Figura 2), que serviu de base para diversos modelos entre os anos de 1979 e 2011, com poucas mudanças (SEABAUGH, 2011).



Figura 2: Chassi Panther (Ford Crown Victoria 1992-1997).

Fonte: <<http://www.idmsvcs.com/2vmod/hybrids/ladderframe.html>>. Acesso em 05/05/2019

2.1.2 CHASSI ESPINHA DORSAL (*BACKBONE*)

A estrutura do tipo “Espinha Dorsal”, ou *Backbone*, tem como objetivo reduzir os problemas de rigidez torcional do chassi do tipo escada, mantendo sua leveza e facilidade de construção. Consiste em uma estrutura similar ao chassi escada supracitado, no entanto, possui uma longarina (originando o nome “Espinha Dorsal”), sendo o principal membro que sofre os esforços longitudinais e de torção. Entretanto, este chassi é indicado para aplicações de dois ou quatro ocupantes, pois a longarina dificulta a instalação de assentos centrais, tornando-se menos útil em veículos de passageiros convencionais e monoposto com assento centralizado, como o Fórmula SAE (ADAMS, 1993).

Os veículos Lotus se destacam na utilização desta construção, como o Lotus Elan, mostrado na Figura 3.



Figura 3: Chassi Espinha Dorsal (Lotus Elan).

Fonte: <http://objectwiki.sciencemuseum.org.uk/wiki/Image:1967-8_Lotus_Elan_car_chassis.jpg>

Acesso em: 09/05/2019

2.1.3 CHASSIS MONOBLOCO E *MONOCOQUE*

Na atualidade, a estrutura Monobloco é o padrão da indústria nas aplicações de veículos de passeio. Esse tipo de construção consiste em estruturas ocas, painéis e chapas, unidos por pontos de solda, formando um elemento único (BOSCH, 2005).

Esta configuração permite uma distribuição mais uniforme de tensões e esforços, visto que a estrutura principal, ao contrário das construções citadas, delimita o formato externo do veículo (Figura 4), distribuindo as solicitações por toda a carroceria, aumentando sua rigidez e reduzindo seu peso, por dispensar a confecção de uma carroceria adicional (STORTO, 2011 *apud* BURBA, 2015) e por utilizar materiais mais leves e de maior resistência, como chapas de aço, aços de alta resistência e baixa liga e alumínio (BOSCH, 2005).



Figura 4: Estrutura Monobloco (Subaru Impreza Wagon)

Fonte: <<http://www.bh-exotics.com/2011/04/os-tipos-de-carroceria.html>> Acesso em 09/05/2019

O *Monocoque* possui construção similar, sendo mais utilizado em competições, como o Fórmula 1, *Indycar Series* e Fórmula SAE, tal como veículos esportivos como modelos da McLaren e BMW (Figura 5). É constituída de painéis de materiais diversos, como fibra de carbono e alumínio, que suportam e distribuem as cargas e solicitações por toda a carroceria (STORTO, 2011 apud BURBA, 2015).



Figura 5: Monocoque do BMW i8.

Fonte: <<https://jalopnik.com/five-things-to-know-about-the-futuristic-bmw-i8-1828688668>>. Acesso em 14/05/2019

2.2 O CHASSI DE UM FÓRMULA SAE

O chassi de um Fórmula SAE pode ser projetado como: uma estrutura essencialmente tubular denominada *Spaceframe*, *Monocoque*, onde “as cargas são suportadas por painéis” (SAE INTERNATIONAL, 2018, p.21) ou uma estrutura mista, com componentes de ambos os

tipos supracitados. Este trabalho terá como foco principal a estrutura *Spaceframe*, que é utilizada pela Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP em seu projeto.

O *Spaceframe*, segundo Costin e Phipps (1965) é o mais eficiente tipo de construção de chassi, levando em consideração produções limitadas, como é o caso do Fórmula SAE. Ainda segundo os autores, este tipo de construção apresenta ao mesmo tempo rigidez torcional adequada e ampla rigidez à flexão.

Para o projeto de um chassi, deve-se levar em consideração quais são as formas geométricas que conferem maior rigidez. A forma mais básica que atende este requisito é o triângulo, cuja geometria é rígida e estável, não se modifica significativamente sob esforço, a não ser que um de seus membros seja quebrado (ADAMS, 1993). Ao contrário do triângulo, o retângulo oferece baixa rigidez estrutural, sendo comumente empregado um membro diagonal, de modo a conter o deslocamento diagonal que ocorre na estrutura sob carga, formando dois triângulos e consequentemente conferindo maior rigidez. Este princípio também é empregado nos *monocoques*, com o emprego de chapas ligando os membros.

O *spaceframe* segue este princípio de triangulação, também conhecido como treliças, por toda a sua construção. Costin e Phipps (1961) afirmam que este tipo de construção seria a mais leve, mais rígida, mais simples e mais barata, mas impraticável em larga escala devido aos problemas de acessibilidade (como ocorre com a Mercedes 300 SL “Asa de Gaivota”, que utiliza a solução de portas com abertura para cima, semelhantes a uma gaivota com asas abertas, para facilitar a acessibilidade, visto que tubos estruturais passam pelas laterais do veículo, onde ficariam as portas convencionais), ainda assim, a maior vantagem deste tipo de chassi se refere ao uso mínimo de material, pois estrutura basicamente se compõe de tubos soldados, em seções treliçadas, sendo aplicável para uma produção limitada, como a de um Fórmula SAE.

Nas estruturas treliçadas são utilizadas triangulações dos membros, ou tubos, no caso da estrutura do Fórmula SAE. Hibbeler (2013) afirma que não é necessário que a treliça seja formada especificamente por triângulos, no entanto, o regulamento da competição, especifica que os tubos da estrutura devam ser “propriamente triangulados” (SAE INTERNATIONAL, 2018, p.21, T.2.1.14).

Hibbeler (2013, p.85) destaca que “os membros de uma treliça espacial podem ser tratados como membros sob força axial contanto que a carga externa seja aplicada nos nós e os nós consistam de conexões de esfera e encaixe”, logo, os membros que conectam os nós sofrem

somente *tração* ou *compressão* e este pressuposto se justifica somente se as conexões dos membros sejam feitas em um ponto de interseção comum.

2.3 CONDIÇÕES DE REGULAMENTO

O Regulamento da competição Fórmula SAE impõe certas restrições no desenho do chassi do veículo de modo a garantir a segurança dos envolvidos na competição e na adequação dos modelos ao estilo Fórmula.

2.3.1 REQUISITOS GERAIS

De acordo com a SAE INTERNATIONAL (2018, p.18), “o veículo deve possuir as rodas descobertas e o *cockpit* aberto (carroceria no estilo fórmula) com quatro rodas não-dispostas em linha reta”. As rodas não devem possuir obstruções quando vistas de cima e dos lados. As equipes são obrigadas a manter uma zona livre (*keep out zone*) de 75mm antes e após o diâmetro externo das rodas, na qual nenhuma parte do veículo deve estar dentro (Figura 6).

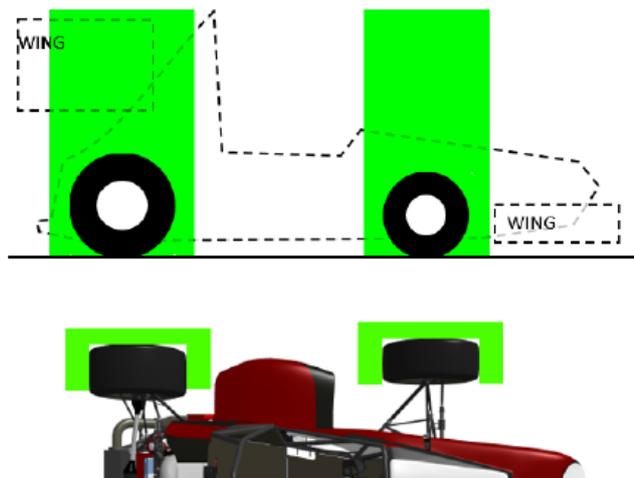


Figura 6: Representação da Keep Out Zone (Zona Livre das rodas).
Fonte: SAE INTERNATIONAL (2018)

A distância entre eixos do veículo deve ser de, no mínimo, 1525mm. A menor bitola do veículo deve possuir até 75% do tamanho da maior bitola. Além disso, o veículo deve possuir uma altura do solo suficiente para que nenhum componente além dos pneus encoste no solo durante os eventos dinâmicos (SAE INTERNATIONAL, 2018).

2.3.2 MEMBROS DO CHASSI

Segundo o regulamento regido pela SAE INTERNACIONAL (2018) a estrutura principal dos chassis tubulares é composta pelos seguintes componentes:

- Arco de Rolagem (*Roll Hoops*), que são barras de rolagem divididas em:
 - Arco Principal (*Main Hoop*): posicionado ao redor ou logo após o torso do piloto;
 - Arco Frontal (*Front Roll Hoop*): posicionado próximo ao volante, circundando as pernas do piloto;
- Apoios dos Arcos de Rolagem (*Roll Hoop Bracings*): Membros estruturais que dão sustentação aos arcos de rolagem, ligando os mesmos até a sua base;
- Anteparo Frontal (*Front Bulkhead*): Uma estrutura plana, que protege os pés do piloto;
- Atenuador de Impacto (*Impact Attenuator*): É um dispositivo absorvedor de energia deformável, fixado no anteparo frontal;
- Zona de Lateral de Impacto (*Side Impact Zone*): é a área entre os dois arcos de rolagem, fica na lateral do veículo, ligando os mesmos longitudinalmente e se estende do assoalho até 350mm acima do solo;
- Quaisquer membros estruturais, guias suportes, etc., responsáveis por transferir cargas dos sistemas de contenção do piloto (cintos, bancos e apoios) para a estrutura principal;
- Quaisquer elementos que apoiam os membros supracitados.

Todos os membros do chassi devem ser devidamente treliçados (Figura 7), de modo que todas as cargas aplicadas nos membros sejam trativas ou compressivas. Adicionalmente, a cabeça e as mãos do piloto não devem tocar o solo em nenhuma circunstância de rolagem da carroceria e todo o corpo do piloto deve estar dentro da estrutura principal do chassi.

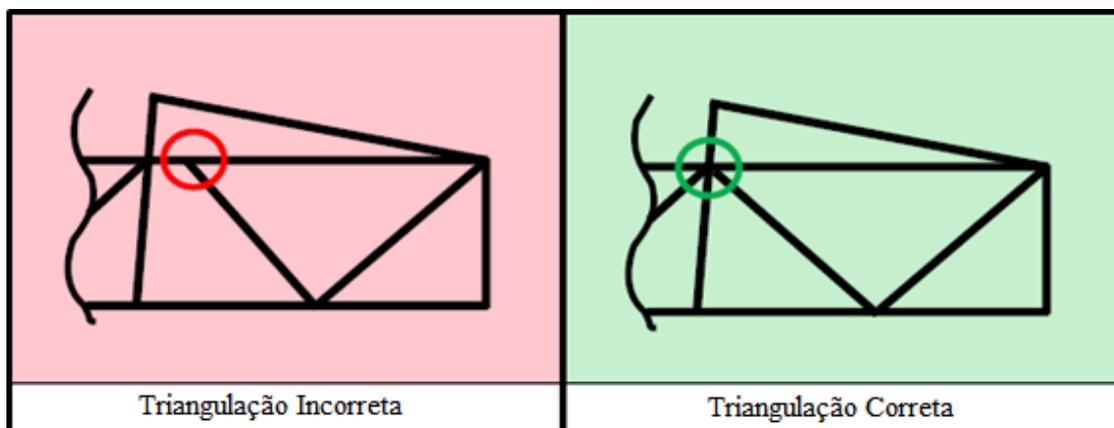


Figura 7: Construção por treliças imposta pelo regulamento
 Fonte: Traduzido de SAE INTERNATIONAL (2018)

2.3.3 CONDIÇÕES DIMENSIONAIS DA ESTRUTURA

O regulamento da SAE INTERNATIONAL (2018) define condições dimensionais para algumas das seções do chassi do veículo, de modo que todos os componentes do veículo, incluindo o piloto estejam seguramente inseridos na estrutura.

É definido no regulamento um modelo representativo do 95º percentil masculino (Figura 8), cuja finalidade é servir de base para o dimensionamento das seções do chassi que delimitam o *cockpit*, representando uma “altura grande” (BOSCH, 2005).

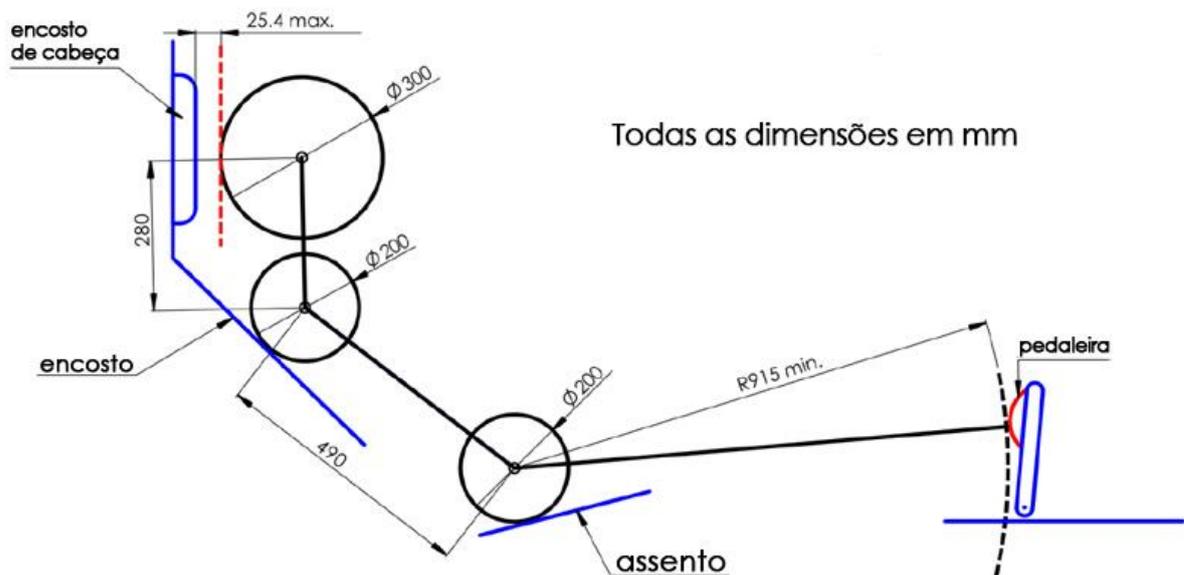


Figura 8: Gabarito representativo do 95º percentil masculino
Fonte: Adaptado de SAE INTERNATIONAL (2018)

2.3.3.1 ARCOS DE ROLAGEM (*ROLL HOOPS*)

De acordo com a SAE INTERNATIONAL (2018), devem ser dimensionados de modo que o topo do capacete do 95º percentil masculino esteja a no mínimo 50mm abaixo de uma linha reta imaginária que liga o topo dos arcos de rolagem frontal e principal (Figura 9).

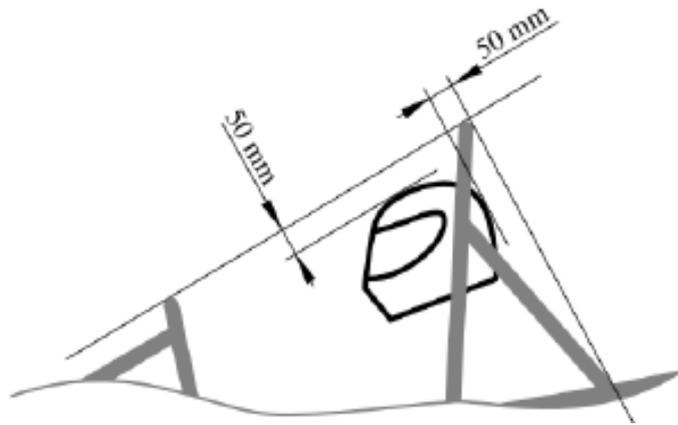


Figura 9: Restrições dos arcos de rolagem.
Fonte: SAE INTERNATIONAL (2018)

Para o arco principal (*main roll hoop*), caso seus suportes estejam posicionados atrás do arco, o capacete do gabarito deve estar posicionado no mínimo 50mm à frente de uma linha imaginária que liga o topo do arco principal até o ponto mais baixo dos apoios. Caso os suportes estejam posicionados à frente do arco, o capacete do gabarito não pode atravessar para trás o plano formado pelo arco principal, de acordo com as Figuras 10 e 11.

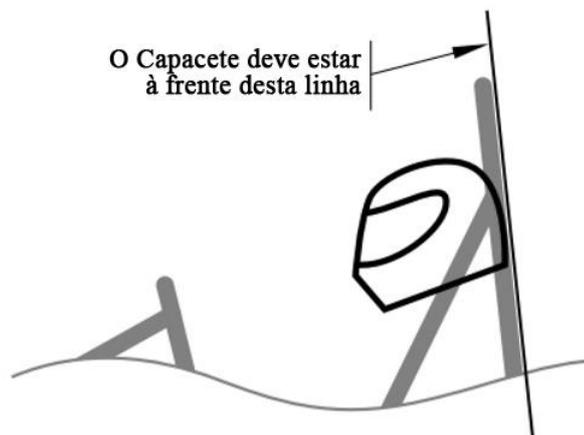


Figura 10: Restrição de posicionamento do arco principal de rolagem com apoios à frente.
Fonte: Traduzido de SAE INTERNATIONAL (2018)

O arco principal também possui restrição na sua angulação, tomando como base a vista lateral, não podendo ultrapassar 10° de inclinação com relação à vertical.

Os apoios do arco principal devem possuir pelo menos 30° de abertura em relação ao arco principal e devem ser apoiados ao arco a até 160mm de distância do topo do arco.

Quanto ao arco frontal, a sua superfície superior não deve estar abaixo da superfície do volante em qualquer angulação. Os apoios devem estar fixados a até 50mm do topo do arco. O

arco frontal pode estar inclinado a até 20° em relação à vertical. Se a inclinação for acima de 10° para trás, o membro deve possuir apoios adicionais atrás.

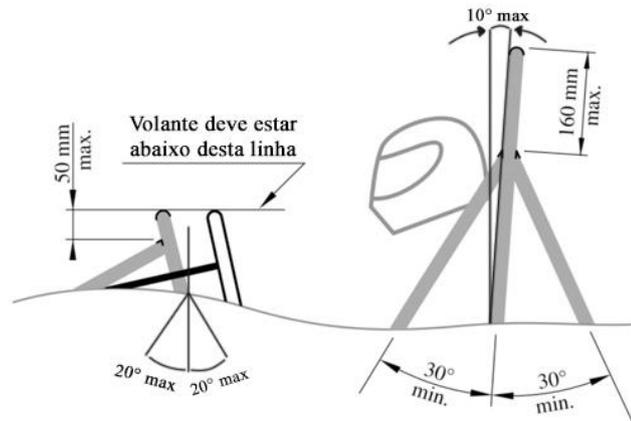


Figura 11: Dimensões adicionais dos arcos de rolagem e seus apoios.

Fonte: Adaptado de SAE INTERNATIONAL (2018)

2.3.3.2 ESTRUTURA LATERAL DE IMPACTO

A estrutura lateral de impacto (*side impact zone*) é composta por pelo menos três tubos estruturais, conectando os arcos de rolagem (Figura 12). Ela deve ser dimensionada de modo que todo o tubo superior esteja numa zona entre 300 e 350mm acima do solo, com um piloto de 77kg sentado em posição normal. O mínimo de três tubos é definido para garantir uma triangulação apropriada, como pedido pelo regulamento da SAE INTERNATIONAL (2018).

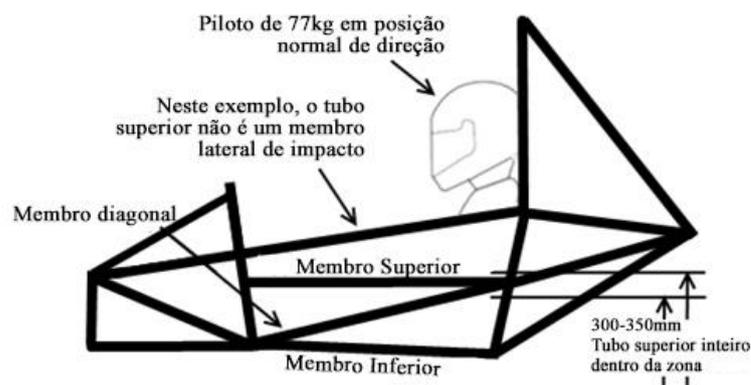


Figura 12: Zona de Impacto Lateral

Fonte: Traduzido de SAE INTERNATIONAL (2018)

2.3.4 TUBOS E MATERIAIS BASE PARA A ESTRUTURA

No caso do chassi *Spaceframe* utilizado na competição Fórmula SAE, os tubos de aço devem estar dentro das especificações para veículos de Combustão Interna, de acordo com a Tabela 1.

Tabela 1: Especificações de Tubos de aço para veículos Fórmula SAE de Combustão Interna

APLICAÇÃO	DIÂMETRO EXTERNO E ESPESSURA DE PAREDE
Arcos Principal e Frontal, Barra de Montagem dos cintos (ombros).	Redondo 1,0 x 0,095 pol (25,4x2,4mm) Redondo 25,0 x 2,50mm
Estrutura Lateral de Impacto, Anteparo Frontal, Apoios dos Arcos de Rolagem e outros pontos de fixação dos cintos	Redondo 1,0 x 0,065 pol (25,4x1,65mm) Redondo 25,0 x 1,75 mm Quadrado 1,0 x 1,0 x 0,047 pol (25,4x25,4x1,2mm) Quadrado 25,0 x 25,0 x 1,20 mm
Suportes do Anteparo Frontal, Suportes dos Apoios do Arco Principal, Suportes da Barra de Montagem dos cintos	Redondo 1,0 x 0,047 pol(25,4x1,2mm) Redondo 25,0 x 1,5mm
Membro Curvado Superior de Impacto Lateral	Redondo 1,375 x 0,047 pol(35,0x1,2mm) Redondo 35,0 x 1,2 mm

Fonte: Adaptado de SAE INTERNATIONAL (2018)

Tubos aceitos também são os que possuem diâmetro igual e espessura maior do que o especificado, tubos com espessura igual e diâmetro maior que o especificado e substituir tubos redondos por quadrados com o diâmetro e espessura de parede maiores ou iguais ao especificado. Tubos com menos de 1,2 mm de espessura de parede são considerados não-estruturais. Tubos de Alumínio, Titânio e Magnésio podem ser utilizados, exceto no arco principal e seus apoios (SAE INTERNATIONAL, 2018).

2.4 SISTEMA DE EIXOS E MOVIMENTOS DO VEÍCULO

Para apresentar com maior clareza os movimentos, cargas, deformações e outras solicitações sujeitas ao chassi de um veículo automotor, é estipulado um sistema de eixos, de acordo com a norma SAE J670e da SAE INTERNATIONAL (1976, *apud* MILLIKEN & MILLIKEN, 1994).

As massas do veículo, de acordo com Nordeen (1969, *apud* MILLIKEN & MILLIKEN, 1994), podem ser divididas em massa suspensa e massa não-suspensa. A massa suspensa é considerada como um corpo rígido, que está posicionado sobre a suspensão. A massa não-suspensa é considerada como uma estrutura plana, com rodas girantes e direcionáveis. O eixo de rolagem (*roll axis*) e o ângulo de rolagem (*roll angle*) definem as interações entre as massas

(Figura 13). Os eixos da massa suspensa (i_s , j_s e k_s) e da massa não-suspensa (i_u , j_u e k_u) são combinados no veículo completo nos eixos i , j e k .

Este sistema de eixos é, como visto na Figura 13, ligado ao próprio veículo, variando com seu movimento, ou seja, não é um eixo fixo. O motivo desta escolha, como Milliken & Milliken (1994, p.115) destacam, é que “as propriedades de inércia relativas ao veículo são tratadas como constantes”.

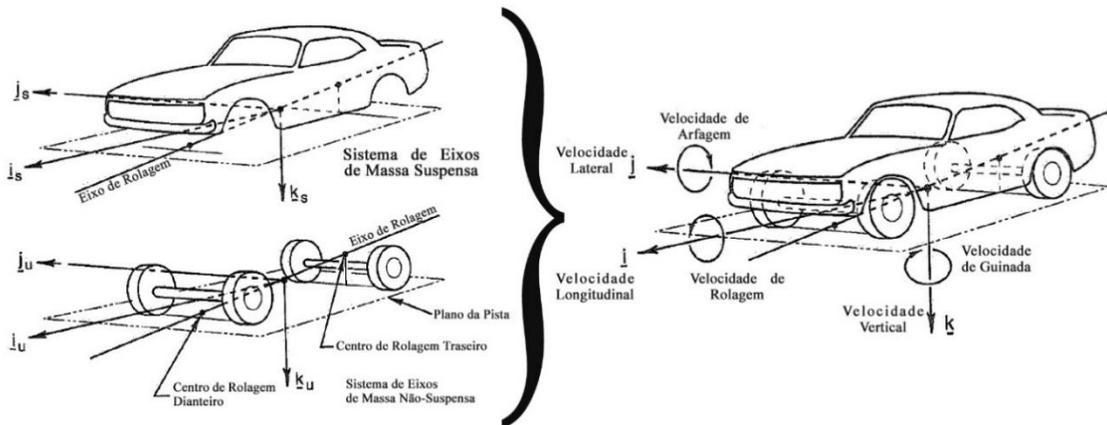


Figura 13: Interação entre os Eixos de Massa Suspensa e Não-Suspensa
Fonte: Nordeen (1969 apud Milliken & Milliken, 1994)

A Figura 14 apresenta o sistema de eixos do veículo, que é ortogonal e possui origem na interseção entre o Eixo de Rolagem (*Roll Axis*) e uma linha perpendicular à estrada, que intercepta o centro de gravidade do veículo, para um ângulo de rolagem nulo para a massa suspensa.

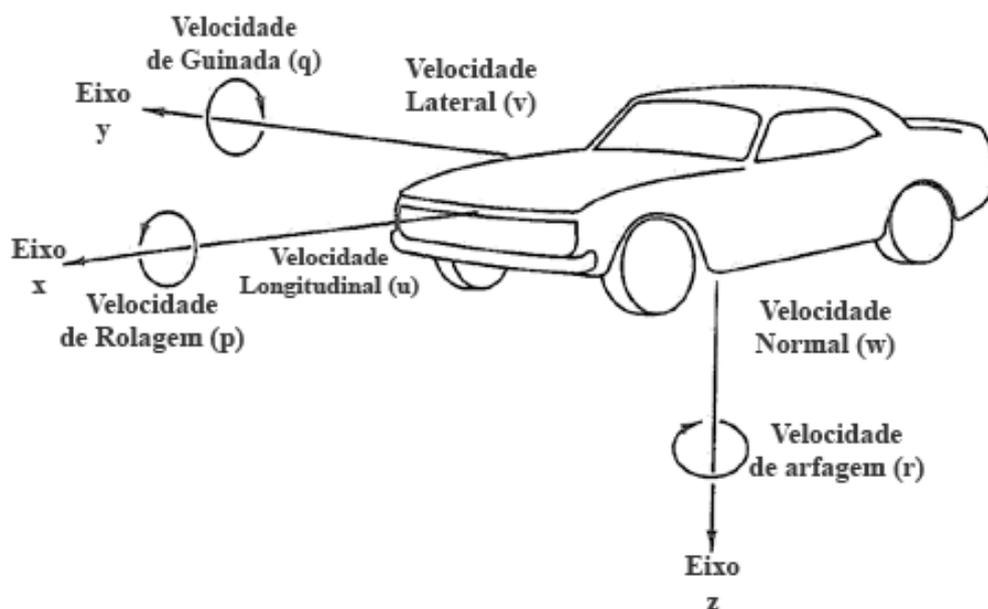


Figura 14: Sistema de Eixos do Veículo, segundo a SAE J670e.
Fonte: SAE INTERNATIONAL (1976 apud Milliken & Milliken, 1994)

Para uma pista plana, o eixo X é positivo e horizontal na direção do movimento do veículo, estando no plano de simetria do automóvel. O eixo Y aponta para a direita do motorista e é perpendicular a X. O eixo Z é perpendicular a X e Y e aponta para baixo. O sistema de eixos segue a regra da mão direita para rotação positiva (Milliken & Milliken, 1994). Os eixos i, j e k referentes à Figura 13 são idênticos aos eixos x, y e z, na Figura 14, respectivamente.

Segundo Milliken & Milliken (1994), o veículo é sujeito aos seguintes movimentos, chamados pelo autor de velocidades de perturbação (*perturbation velocities*), que perturbam o comportamento estável da massa suspensa em relação aos movimentos da massa não suspensa:

- Velocidade Longitudinal (*forward velocity*), representada por **u**, relativa ao eixo x;
- Velocidade Lateral (*side velocity*), representada por **v**, relativa ao eixo y;
- Velocidade de guinada (*yawing velocity*), representada por **r**, relativa ao giro ao redor do eixo z;
- Velocidade de rolagem (*roll velocity*), representada por **p**, relativa ao giro ao redor do eixo x;
- Velocidade de arfagem (*pitch velocity*) representada por **q**, relativa ao giro ao redor do eixo y;
- Velocidade Normal (*normal velocity*), representada por **w**, relativa ao eixo z.

2.5 PARÂMETROS PARA O ESTUDO DO CHASSI

2.5.1 CENTRO DE GRAVIDADE

Milliken & Milliken (1994, p. 666) afirmam que o centro de gravidade (CG) de um veículo é “um dos mais fundamentais determinantes de seu desempenho”. Os autores afirmam ainda que a capacidade dos pneus de um veículo mudarem de direção possuem grande dependência das cargas normais aplicadas sobre eles e que as principais mudanças no chassi de um veículo envolvem a variação dessas cargas. Uma das formas de alterar essas cargas vem da variação do CG.

De um modo geral, Hibbeler (2005) define a localização do CG pela Equação 1.

$$\bar{x} = \frac{\int \tilde{x}dW}{\int dW} ; \bar{y} = \frac{\int \tilde{y}dW}{\int dW} ; \bar{z} = \frac{\int \tilde{z}dW}{\int dW} \quad (1)$$

Onde \bar{x} ; \bar{y} e \bar{z} são as coordenadas do CG e \tilde{x} ; \tilde{y} e \tilde{z} são as coordenadas de cada partícula do corpo e $W = \int dW$ é o peso total do corpo. Deste modo, encontra-se o CG igualando o momento do peso total em relação ao peso de cada partícula do corpo em relação ao mesmo eixo, por exemplo: $\bar{x}W = \int \tilde{x}dW$. A mesma abordagem é realizada nos demais eixos do corpo.

2.5.2 RIGIDEZ DO CHASSI

A rigidez do chassi é um fator importante em todo o desenvolvimento do veículo. Segundo Milliken & Milliken (1994), os cálculos de cargas nas rodas são tomados com base em um chassi completamente rígido, que não é afetado pelas cargas de torção e flexão.

Riley & George (2002 *apud* Burba, 2015) destacam três modos principais de deformação exercidos no chassi de um veículo:

- Flexão vertical, causada principalmente pelo peso dos componentes posicionados sobre o chassi, dentre eles o piloto, motor, transmissão, etc.;
- Flexão Lateral, causada pelas forças centrífugas ou forças causadas por ventos laterais, resultando na flexão devido à resistência causada pelo atrito dos pneus ao solo;
- Torção Longitudinal, causada pelos carregamentos nas extremidades do chassi, de forma a torcer o mesmo, afetando o trabalho da suspensão.

Os modos de deformação são apresentados na Figura 15:

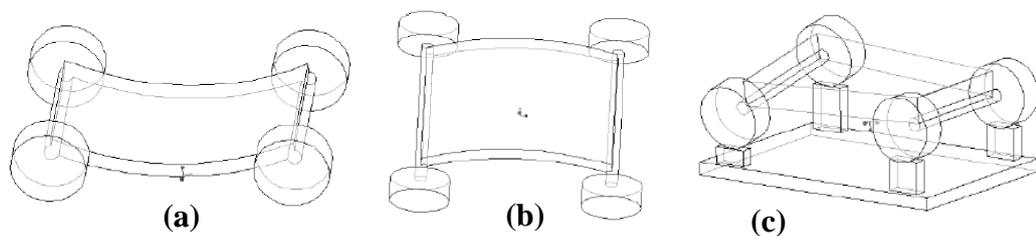


Figura 15: Modos de deformação do Chassi.
Fonte: Riley & George (2002 *apud* Burba, 2015)

Milliken & Milliken (1994) ressaltam também que a rigidez torcional, que atua nos movimentos de rolagem do veículo no eixo x, é um fator de grande importância e o chassi deve possuir uma rigidez adequada. Além disso, o veículo se torna mais facilmente controlável, sendo mais previsível com um chassi rígido o suficiente para ser desconsiderado nos cálculos e tratado como um corpo rígido. É destacado também que é pouco prático amortecer a torção

do chassi com a tecnologia disponível atualmente, além de que a torção excessiva pode causar danos por fadiga, podendo resultar em falhas e acidentes e os parâmetros de suspensão, que são mais controláveis, podem ser afetados tanto pela torção quanto pela flexão indesejada do chassi.

Costin & Phipps (1965) no entanto, ressaltam que um chassi completamente rígido é impossível de ser construído, devido a restrições de projeto distintas, afetando principalmente, em veículos monoposto a acomodação do piloto, que torna impossível a triangulação do topo da estrutura, no entanto várias alternativas de triangulação externa podem ser abordadas para aumentar a rigidez do chassi.

2.5.3 ANÁLISE DA RIGIDEZ TORCIONAL

A rigidez torcional de um chassi, segundo Danielsson & Cocaña (2015) é um dos principais parâmetros a se levar em consideração no projeto de um veículo. Ela é a resistência à torção que o chassi exerce quando uma carga de torção é aplicada em uma ou mais de uma de suas extremidades.

De modo a simplificar a modelagem do problema, o chassi do veículo e seus componentes de suspensão são aproximados por um conjunto de molas torcionais em série, como apresentado por Riley & George (2002 *apud* Burba, 2015) e Danielsson & Cocaña (2015).

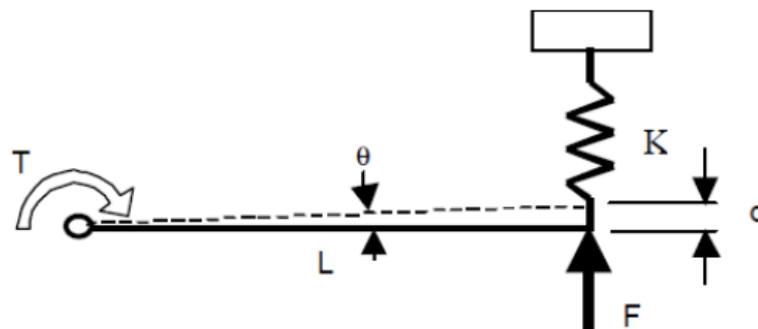


Figura 16: Modelo de equivalência mola torcional - linear.
Fonte: Riley & George (2002 *apud* Burba 2015)

Riley & George (2002 *apud* Burba, 2015) apresentam em seu estudo um modelo de equivalência de mola linear para torcional (Figura 16), onde a movimentação vertical das rodas gera um torque nos pontos de apoio da suspensão, causando uma torção no chassi em seu eixo de rolagem.

Este fenômeno é visível em veículos fora-de-estrada que possuem construção sobre chassi escada, que possui uma maior propensão à torção, onde duas camionetes são submetidas

a um caso extremo, no qual as rodas de extremidades cruzadas são deslocadas, provocando uma torção completa de sua carroceria (Figura 17). Neste exemplo, a camionete à direita possui uma rigidez torcional maior que a da esquerda, claramente visível pelo alinhamento entre a cabine e a caçamba.



Figura 17: Rigidez Torcional em veículos submetidos a apoios cruzados e desiguais.
 Fonte: <<https://www.flatout.com.br/rigidez-a-torca-o-que-raios-e-isso/>> (Acesso em 10/03/2019)

Os métodos apresentados para o cálculo da rigidez torcional não consideram os efeitos da suspensão, o que não invalida o estudo, pois como afirmado por Milliken & Milliken (1994, p.676), “a justificativa para se ter uma rigidez torcional é de garantir uma plataforma rígida para a suspensão, para garantir que as cargas laterais sejam distribuídas por todo o chassi proporcionalmente à rigidez torcional da suspensão”. Esta afirmação será comprovada matematicamente a seguir.

Riley & George (2002, *apud* Burba, 2015) modelam o veículo como um conjunto de molas torcionais em série (Figura 18) e Danielsson & Cocaña (2015) abordam este modelo de forma mais simples, tomando a rigidez equivalente das molas torcionais dianteiras e traseiras para o cálculo da rigidez torcional equivalente total. A partir das Equações 2 a 5 demonstram como uma menor rigidez do chassi torna os ajustes de suspensão praticamente desprezíveis.

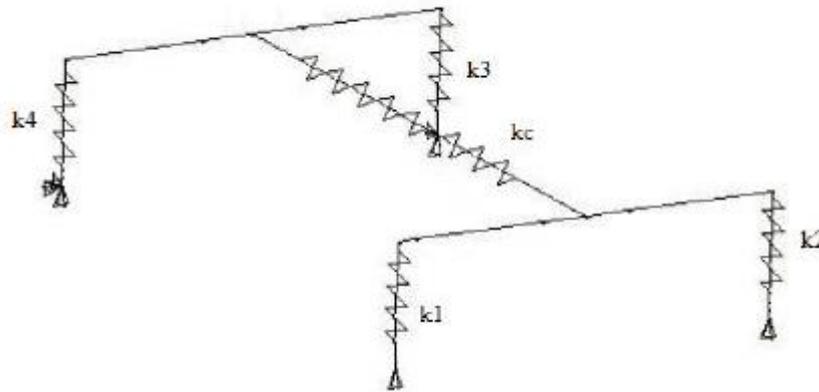


Figura 18: Modelo completo de chassi e suspensão.
Fonte: Riley & George (2002 apud Burba, 2015)

A rigidez equivalente é dada pela Equação 2.2:

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_{dianteira}} + \frac{1}{K_{chassi}} + \frac{1}{K_{traseira}} \quad (2)$$

Sendo $K_{dianteira}$ é a rigidez torcional equivalente das molas K_1 e K_2 e $K_{traseira}$ é a rigidez torcional equivalente referente às molas K_3 e K_4 .

A partir da Equação 2, toma-se o caso hipotético da rigidez torcional do chassi a ser projetado muito baixa em relação à rigidez da suspensão, como mostrado nas Equações 3 e 4 cujo raciocínio análogo pode ser aplicado à rigidez da suspensão traseira.

$$K_{chassi} \ll K_{dianteira} \quad (3)$$

$$\frac{1}{K_{chassi}} \gg \frac{1}{K_{dianteira}} \quad (4)$$

Tornando deste modo, os termos referentes à suspensão traseira e dianteira praticamente desprezíveis, resultando na Equação 5:

$$\frac{1}{K_{eq}} \approx \frac{1}{K_{chassi}} \quad (5)$$

Portanto, quanto menor a rigidez torcional do chassi, maior seu peso nas parcelas do cálculo da rigidez torcional do veículo. Esta condição não é desejada no projeto do veículo, pois os componentes de suspensão permitem um ajuste mais fino, sem interferir em outros componentes do veículo, ao contrário do chassi, que é um componente estrutural.

Para o cálculo da rigidez torcional, divide-se o torque aplicado T [N*m] pelo deslocamento angular θ [°], de forma análoga ao cálculo da rigidez linear, pela Equação 6.

$$K = T/\theta \quad (6)$$

Sendo K é a rigidez torcional em N*m/°.

O ângulo θ é encontrado a partir da deflexão vertical média dos dois lados chassi Δz e da distância do eixo de rolagem (x) do chassi até o ponto de aplicação da força, através da Equação 2.7.

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{2L}\right) \quad (7)$$

O torque aplicado é encontrado pela Equação 2.8.

$$T = L * F \quad (8)$$

As Equações 7 e 8 tomam como base o sistema da Figura 19, onde a carga F é aplicada nos pontos de fixação da suspensão dianteira e os pontos de fixação da suspensão traseira são montados. Os deslocamentos Δz_1 e Δz_2 se referem ao lado esquerdo e ao lado direito do piloto, respectivamente. A distância L é medida a partir da distância entre o ponto de aplicação de força e o eixo de rolagem do chassi.

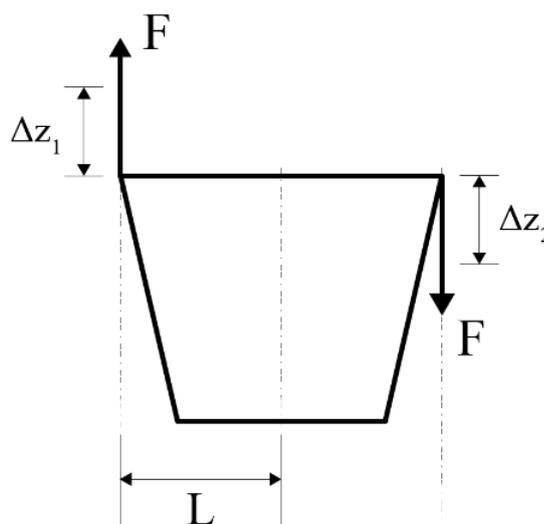


Figura 19: Esquema para o cálculo do Torque e Deflexão no experimento (vista frontal).

Fonte: Adaptado de Riley & George (2002, *apud* Burba 2015)

2.6 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)

Como a estrutura *Spaceframe* possui geometria complexa, comumente é utilizado o Método de Elementos Finitos (MEF) para a sua análise. Este é um método computacional que analisa geometrias complexas a partir do uso de diversos elementos de geometria mais simples e tamanho reduzido e conhecido espalhados por toda a geometria complexa, formando malhas de elementos finitos.

Segundo Bosch (2005, p.190):

Virtualmente, todos os procedimentos técnicos podem ser simulados num computador com o MEF. No entanto, isso envolve a divisão de qualquer corpo (gasoso, líquido ou sólido) em elementos que sejam simples na forma (reta, triângulo, quadrado, tetraedro, pentaedro ou hexaedro), tão pequenos quanto possível e que estejam permanentemente ligados entre si pelos seus vértices (nós). Pequenos elementos são importantes por causa do comportamento formulado por aproximação utilizando equações lineares aplicáveis somente a elementos infinitesimais. No entanto, o tempo de cálculo requer elementos finitos. A aproximação à realidade é melhor quanto menores os elementos.

Portanto, a aproximação é válida quanto menores forem os elementos. No entanto, a redução excessiva do tamanho dos elementos pode causar problemas no processamento dos mesmos, aumentando muito o tempo de análise e simulação.

Bosch (2005) discute também outros problemas referentes à aplicação do método. A origem do método reside na linearização de processos, descrevendo o comportamento real, naturalmente não-linear, em equações lineares. Tal como processos lineares, a movimentação dos nós é linear e muito curta, sendo necessários vários passos de vários elementos para reproduzir de maneira aceitável um movimento não-linear. Além disso, o elemento finito reproduz de maneira aproximada o movimento real, somente elementos infinitesimais reproduzem a realidade com exatidão. Estas limitações não impedem o uso deste método, mas devem ser levadas em consideração na análise e validadas em ensaios reais.

2.6.1 ELEMENTOS DO MEF

Bosch (2005) afirma que é necessário definir as propriedades dos elementos, para um desempenho apropriado do MEF. A fórmula utilizada no método é dependente do elemento. Quanto maior a qualidade do elemento, maior a qualidade da fórmula e maior a qualidade do modelo. Os elementos podem ser diferenciados entre elementos de projeções unidimensionais (barras), bidimensionais e tridimensionais.

Os elementos bidimensionais, ou unitários, são, de maneira preferencial, triângulos equiláteros ou quadrados, mas podem possuir nós intermediários, tornando suas arestas curvas conforme mostra a Figura 20.

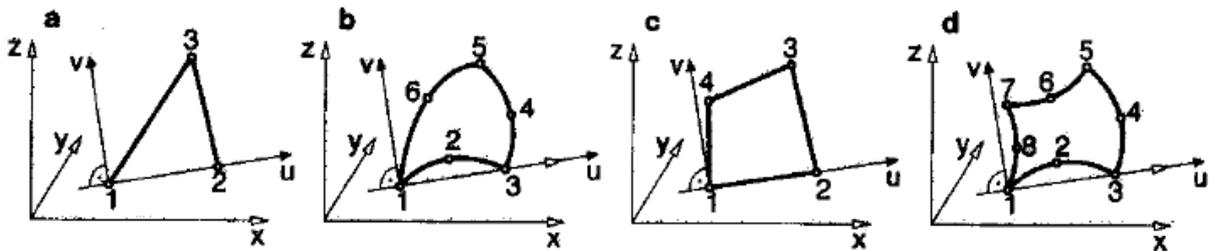


Figura 20: Elementos unitários: Triangulares (a e b) e Retangulares (c e d).
Fonte: Bosch (2005)

Os elementos tridimensionais são elementos de volume, aparecendo principalmente na forma de tetraedros, pentaedros e hexaedros, podendo aparecer como pirâmides com bases triangulares. A precisão maior ocorre em elementos com fórmula de deslocamento quadrática (Figura 21).

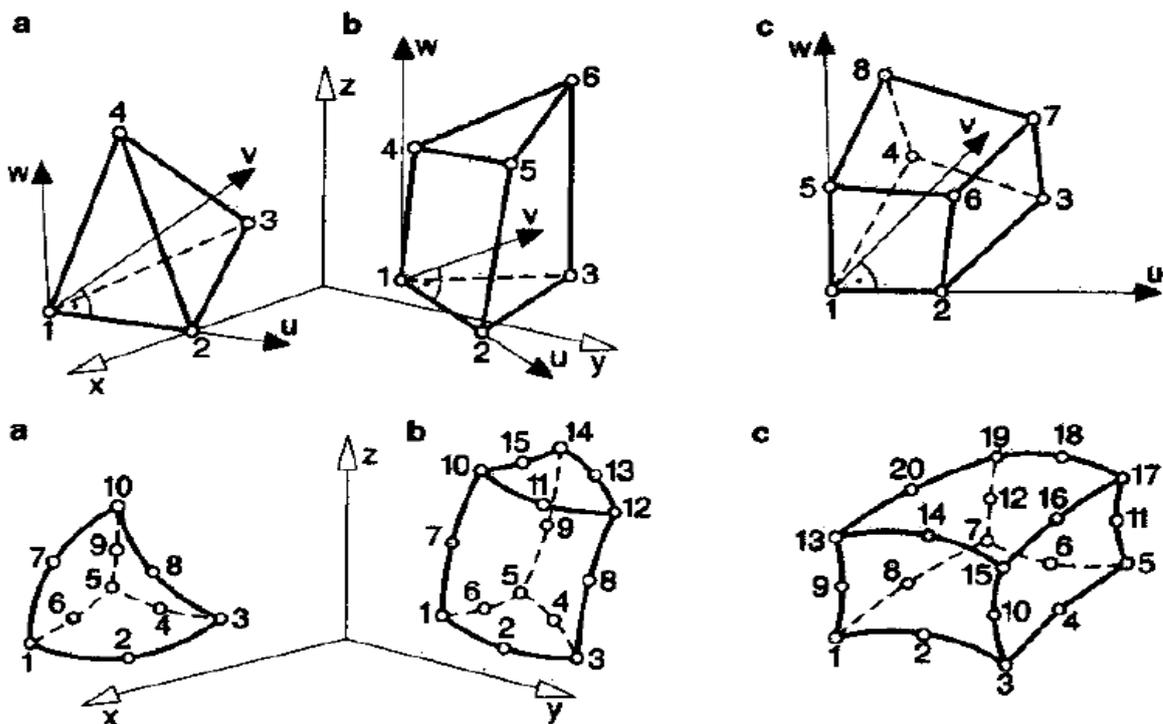


Figura 21: Elementos de volume de forma linear (linha superior) e quadrática (linha inferior): Tetraedro (a), Pentaedro (b) e Hexaedro (c).
Fonte: Bosch (2005)

Os elementos unidimensionais são no geral barras retas, com forma linear ou curvas, com forma quadrática. Os dois nós de conexão determinam seu comprimento. Com estes elementos é necessário definir informações numéricas referentes a (Bosch, 2005, p.195):

- Área da seção transversal da barra;
- Seção transversal de cisalhamento;
- Momentos de Inércia;
- Momentos de Inércia Torcional e módulo torcional da seção;
- Momento de inércia do setor para força de torção;
- Posição dos eixos principais de inércia;
- Quatro pontos de tensão máxima para cálculo de tensão.

O próprio software carrega estes valores a partir da inserção pelo usuário dos parâmetros geométricos (que podem ser retirados da geometria em CAD) e dos parâmetros de material. Os elementos lineares são representados na Figura 22.

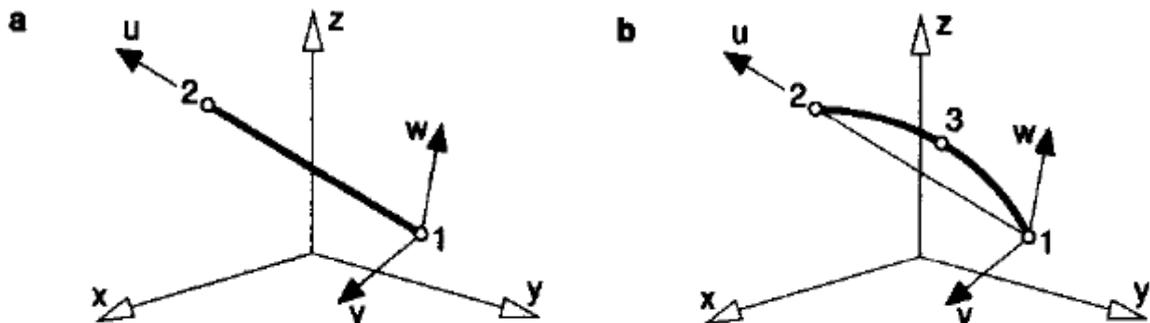


Figura 22: Elementos de barra: reta com forma linear (a) e curva com forma quadrática (b).
Fonte: Bosch (2005)

2.6.2 MODELAGEM PELO MEF

De acordo com Bosch (2005), toma-se como base uma geometria projetada por Desenho Assistido por Computador (*Computer Aided Design*, ou CAD) e a transfere para o modelo computadorizado, buscando uma aproximação com a realidade cada vez maior e a exatidão dos resultados. A experiência do operador é essencial para definir uma malha de elementos com o menor número de elementos possível para reduzir o tempo de cálculo, mas com elementos suficientes e no local apropriado com tamanho apropriado para resultados mais fiéis à realidade.

Inicialmente, é definido o modelo geométrico e o material do mesmo, que servirá de base para os estudos. Em seguida é escolhido o tipo de elemento apropriado, levando em consideração a geometria do material e as limitações do *software*. Em seguida é determinado o tamanho da malha, ressaltando que quanto mais fina a malha (com menores elementos), mais exatos são os resultados, mas mais tempo de processamento é necessário. Em geometrias simétricas, é comum analisar um dos lados da simetria, caso seja apropriado.

Posteriormente são determinadas as condições de apoio e fixação da geometria. Os pontos de maior importância são onde a geometria é fixada e onde é sujeita a tensões. Após isso, são definidas as cargas solicitantes na geometria, podendo ser distribuídas por toda a geometria, pela facilidade do MEF conduzir cálculos de carregamentos simultâneos e sobrepor os resultados.

Ao executar o estudo e escolher o tipo de resultado obtido, o próprio *software* disponibiliza graficamente e numericamente os resultados, apresentando formulários completos com os dados dos elementos, malhas, diagramas de tensão, forças e fluxos e suas respectivas flechas e deslocamentos e diversos diagramas, identificando os pontos onde ocorrem os picos de solicitações com cores diferenciadas.

3 METODOLOGIA

3.1 CLASSIFICAÇÃO DA PESQUISA

A pesquisa, segundo Gil (2002, p.17) é “o procedimento racional e sistemático que tem como objetivo proporcionar respostas aos problemas que são propostos”. O próprio autor afirma também que a pesquisa se torna necessária quando as informações necessárias se encontram escassas, indisponíveis ou desorganizadas de tal forma que impossibilitam sua relação com o problema motivador da pesquisa.

Toma-se como base para a classificação da pesquisa os objetivos definidos pelo pesquisador. Gil (2002) diferencia três tipos principais de pesquisas: as **exploratórias**, cujo objetivo é estabelecer uma maior familiaridade com o tema estudado, aprimorando ideias e construindo hipóteses de modo a conhecer melhor o tema. A pesquisa **descritiva** tem como objetivo apontar e estudar as características de determinado evento, fenômeno, população, etc., de modo a descrevê-los. Finalmente, as pesquisas **explicativas** possuem objetivo identificar as causas dos fenômenos e sua influência nos mesmos, explicando a origem dos fenômenos.

O tipo de pesquisa abordado neste estudo, portanto, é a pesquisa **exploratória**, de modo a compreender melhor o fenômeno da rigidez torcional no chassi tubular de um Fórmula SAE e os efeitos das cargas externas no mesmo, além de sugerir melhorias no projeto atual.

Quanto à abordagem, as pesquisas possuem duas abordagens distintas, qualitativa e quantitativa.

A pesquisa qualitativa, segundo Gerhardt & Silveira (2009), possui uma abordagem explicativa, buscando a razão e o porquê das coisas, apresentando soluções que não envolvem valores quantificáveis. Minayo (2001, *apud* Gerhardt & Silveira, 2009) afirma que a abordagem qualitativa trabalha com base em um espaço mais profundo nas relações, processos e fenômenos, não podendo reduzir os aspectos da realidade estudados em operações de variáveis, sendo uma abordagem mais empírica e subjetiva.

Gerhardt & Silveira (2009, p.32) apontam como principais características da pesquisa qualitativa:

Objetivação do fenômeno, hierarquização das ações de descrever, compreender e explicar, precisão das relações entre o global e o local em determinado fenômeno, observância das diferenças entre o mundo social e o mundo natural; respeito ao caráter interativo entre os objetivos buscados pelos investigadores, suas orientações teóricas e seus dados empíricos; busca de

resultados os mais fidedignos possíveis; oposição ao pressuposto que defende um modelo único de pesquisa para todas as ciências.

Quanto a abordagem quantitativa, Fonseca (2002, p. 20 *apud* Gerhardt & Silveira, 2009, p.33) esclarece que:

Diferentemente da pesquisa qualitativa, os resultados da pesquisa quantitativa podem ser quantificados. Como as amostras geralmente são grandes e consideradas representativas da população, os resultados são tomados como se constituíssem um retrato real de toda a população alvo da pesquisa. A pesquisa quantitativa se centra na objetividade. Influenciada pelo positivismo, considera que a realidade só pode ser compreendida com base na análise de dados brutos, recolhidos com o auxílio de instrumentos padronizados e neutros. A pesquisa quantitativa recorre à linguagem matemática para descrever as causas de um fenômeno, as relações entre variáveis, etc. A utilização conjunta da pesquisa qualitativa e quantitativa permite recolher mais informações do que se poderia conseguir isoladamente.

Gerhardt & Silveira (2009) resumem na Tabela 2 as principais características das duas abordagens ressaltando suas diferenças.

Tabela 2: Comparação entre o método quantitativo e o método qualitativo

Pesquisa Quantitativa	Pesquisa Qualitativa
Focaliza uma quantidade pequena de conceitos	Tenta compreender a totalidade do fenômeno, mais do que focalizar conceitos específicos
Inicia com ideias preconcebidas do modo pelo qual os conceitos estão relacionados	Possui poucas ideias preconcebidas e salienta a importância das interpretações dos eventos mais do que a interpretação do pesquisador
Utiliza procedimentos estruturados e instrumentos formais para coleta de dados	Coleta dados sem instrumentos formais e estruturados
Coleta os dados mediante condições de controle	Não tenta controlar o contexto da pesquisa, e sim, captar o contexto na totalidade
Enfatiza a objetividade na coleta e análise dos dados	Enfatiza o subjetivo como meio de compreender e interpretar as experiências
Analisa os dados numéricos através de procedimentos estatísticos	Analisa as informações narradas de uma forma organizada, mas intuitiva

Fonte: Polit *et al.*, 2004 *apud* Gerhardt & Silveira, 2009

A abordagem utilizada para a coleta das informações será a quantitativa *a priori*, no entanto, algumas melhorias podem ser sugeridas a partir de uma abordagem qualitativa. Portanto, enfatiza-se que este trabalho possui uma abordagem majoritariamente quantitativa.

De acordo com Gil (2002), a classificação da pesquisa em exploratória, descritiva e explicativa são úteis para se estabelecer uma aproximação conceitual do tema. No entanto, é definida uma classificação adicional, que visa traçar o perfil da pesquisa com maior exatidão, com base em seus conceitos e operações, dividindo seis subcategorias:

- Pesquisa bibliográfica;
- Pesquisa documental;
- Pesquisa experimental;
- Estudo de caso;
- Pesquisa-ação;
- Pesquisa participante.

Neste estudo, serão abordados os procedimentos de pesquisa bibliográfica e experimental.

A pesquisa bibliográfica, segundo Gil (2002, p.44), toma como base “material já elaborado, constituído principalmente de livros e artigos científicos”. Gil (2002) ressalta ainda que os estudos com objetivos exploratórios (que é o caso deste estudo) são definidos a partir de pesquisas bibliográficas.

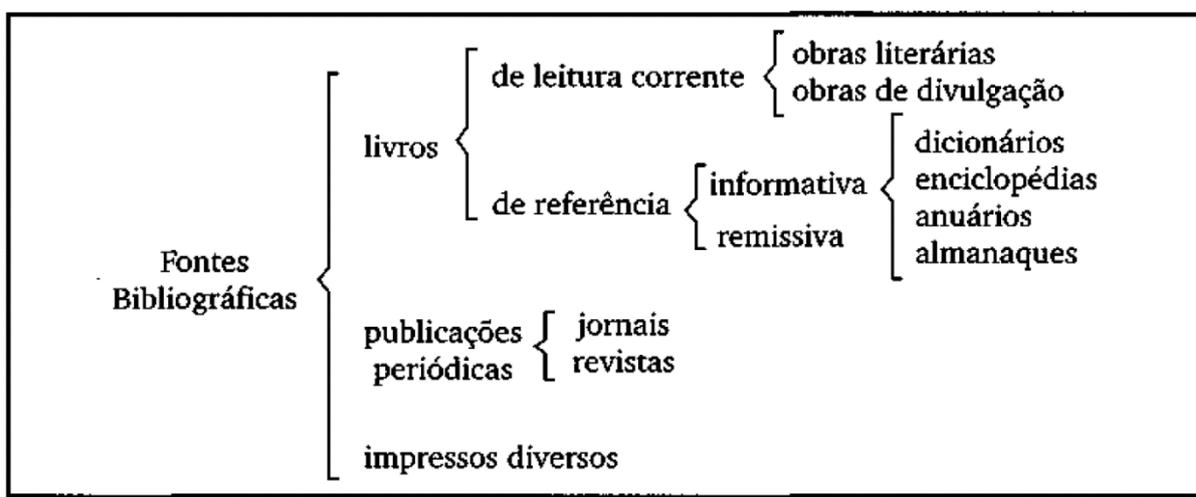


Figura 23: Classificação das Fontes bibliográficas de pesquisa.
Fonte: Gil, 2002

A aplicação deste tipo de pesquisa no presente estudo se dá a partir da pesquisa em livros de referência, possibilitando “a rápida obtenção de informações requeridas, ou, então, a localização das obras que as contêm” (Gil, 2002, p.44), a partir de referências informativas e remissivas, como evidenciado na Figura 23.

Como exposto na Figura 23, outras fontes bibliográficas presentes neste estudo são provenientes de publicações periódicas, em especial os artigos e regulamentos publicados pela SAE INTERNATIONAL, monografias e teses pertinentes ao tema proposto.

A pesquisa experimental, por sua vez, “consiste em determinar um objeto de estudo, selecionar variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, definir as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto” (Gil, 2002, p.45). Neste tipo de pesquisa, as variáveis que influenciam ou não um fenômeno são controladas e anuladas, de modo a analisar o comportamento do fenômeno perante às outras variáveis ativas.

A pesquisa experimental, segundo Gil (2002) apresenta as seguintes propriedades:

- Manipulação, ou seja, as características estudadas devem ser passíveis de variação por parte do pesquisador;
- Controle, onde o pesquisador limita parte do experimento, para analisar seus efeitos;
- Distribuição aleatória, onde os elementos presentes no grupo de experimentos e de controle são definidos de forma randômica.

3.2 MATERIAIS E MÉTODOS

3.2.1 TUBOS UTILIZADOS

Neste estudo, é realizada a análise do chassi tubular do tipo *Spaceframe* do protótipo Fórmula SAE da Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP. A estrutura real é constituída por tubos de aço sem costura, trefilados a frio, seguindo a especificação DIN ST 52, de acordo com a norma DIN 2391, 09.1994, distribuídos em três espessuras diferentes pela estrutura, atendendo os requisitos de regulamento citados na Tabela 1.

A composição química percentual e os resultados dos ensaios de tração longitudinal dos tubos estão presentes no Anexo B.

3.2.2 MODELAGEM E ANÁLISE

A estrutura é modelada em CAD pela aplicação *SOLIDWORKS*, em sua versão estudantil.

A geometria é simulada por meio da aplicação *ANSYS*, em sua versão completa, utilizando o módulo *SpaceClaim* para a adequação do desenho importado do *SOLIDWORKS* e o módulo processador *Mechanical APDL* para a simulação em si.

As Figuras 24 e 25 apresentam, respectivamente, o método de estudo em Elementos Finitos e a abordagem realizada neste trabalho.

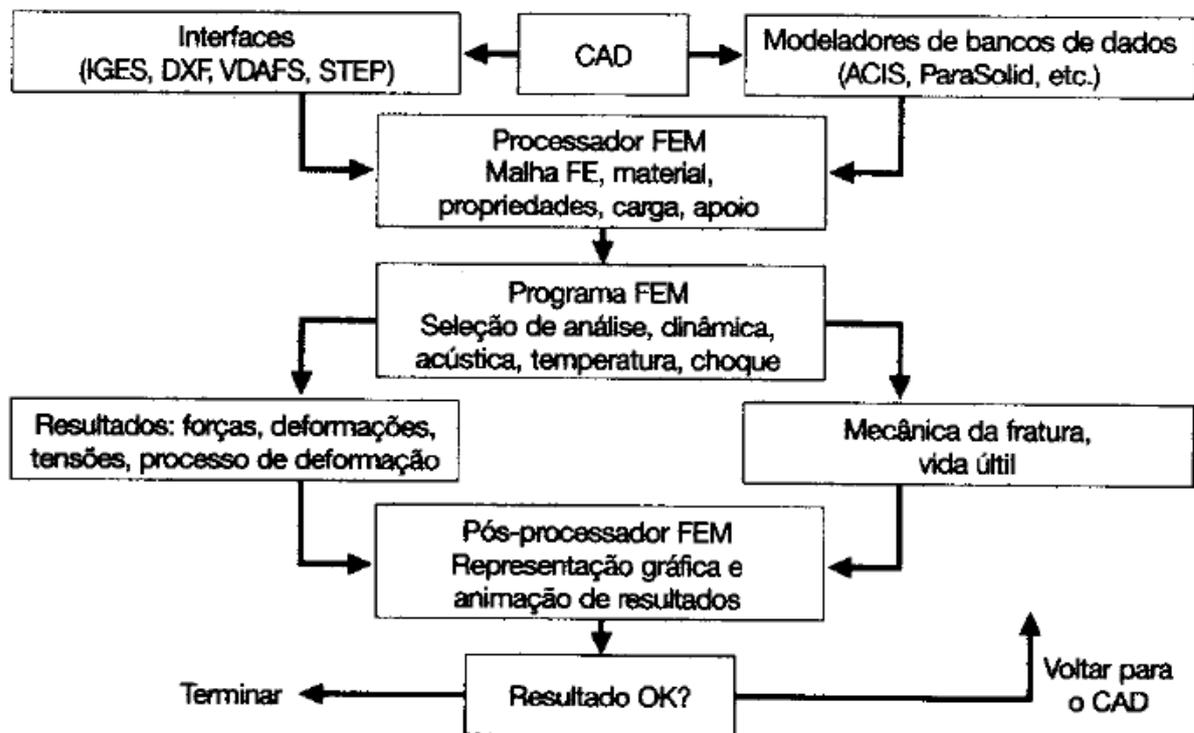


Figura 24: Esquema de uso do Método de Elementos Finitos.

Fonte: Bosch (2005).

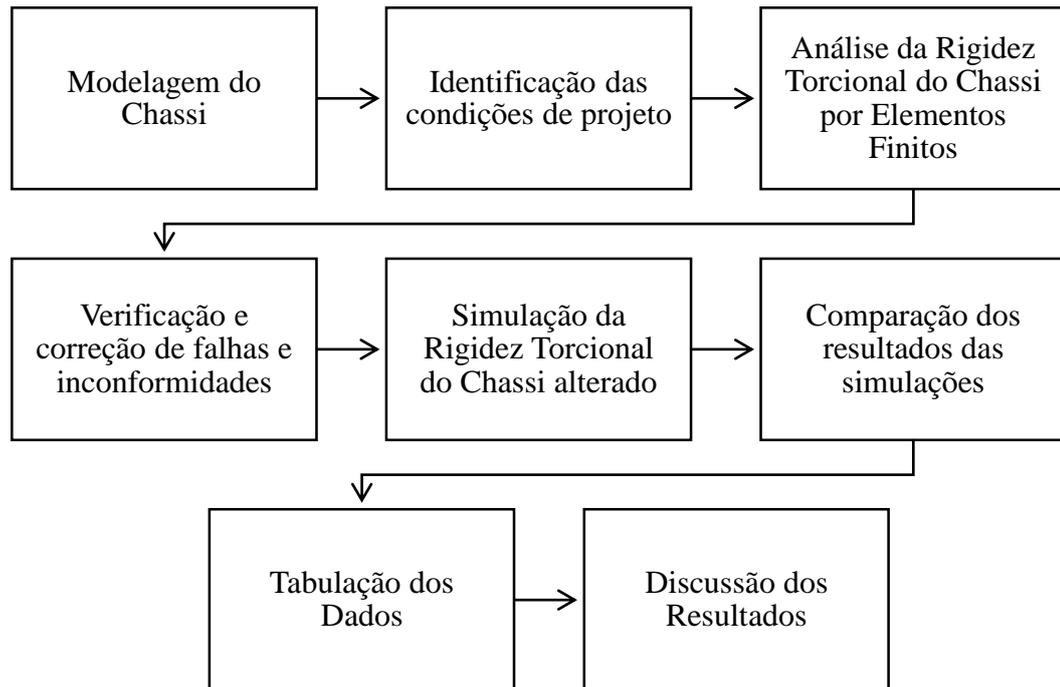


Figura 25: Esquema de produção do Trabalho.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

3.2.3 PREPARAÇÃO DO MODELO

A partir da importação do modelo no *ANSYS Workbench*, é realizada uma preparação da geometria por meio do módulo *SpaceClaim*, com o intuito de eliminar conflitos e problemas para a geração da malha do modelo e execução da simulação.

A geometria composta por sólidos e convertida para barras. Deste modo, o *ANSYS* já processa o desenho em elementos mais simples (linhas), mantendo registradas as seções transversais dos tubos, evitando conversões adicionais de arquivos como *IGES* e *Parasolid*.

A aparagem dos tubos é realizada conectando as barras dentro do *SpaceClaim*. A aparagem dentro do *ANSYS* evita problemas de conexões e contatos dos elementos ao resolver a simulação. O *SpaceClaim* conecta automaticamente todos os corpos ao exportar para o módulo *Mechanical APDL*.

Pela dificuldade em definir com exatidão todas as características dos tubos reais no *ANSYS*, o material aplicado ao modelo é o aço AISI1020, que possui propriedades similares ao material que será utilizado no modelo real.

3.2.3.1 GERAÇÃO DE MALHA

Após o refinamento da geometria base, o modelo é levado para o suplemento *Mechanical APDL* do *ANSYS*, por onde será realizada a geração da malha. O método definido

para a criação da malha foi o automático, utilizando o elemento BEAM188, um elemento finito linear de barra. Será inserido um controle de tamanho de elemento de 5mm.

3.2.3.2 CONDIÇÕES DE CONTORNO E PONTOS DE APLICAÇÃO DE CARGA

O experimento computacional simula o teste de rigidez torcional padrão, descrito na seção 2.5.3. Os pontos onde a suspensão traseira é fixada foram definidos como suportes fixos na preparação para a simulação. Deste modo, o deslocamento e a deformação dos pontos são restritos, como se estivessem engastados. Os pontos de fixação da suspensão dianteira estão livres como representado na Figura 26.

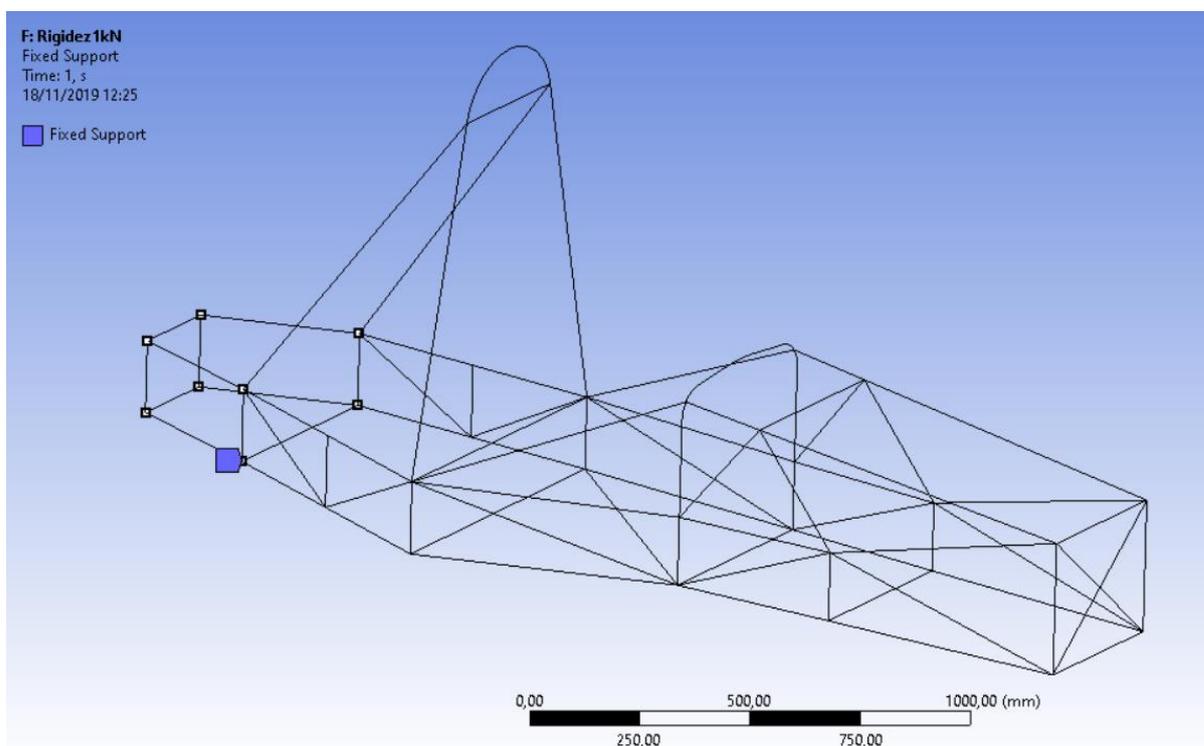


Figura 26: Suportes fixos nos pontos de apoio da suspensão traseira.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

A carga é aplicada nos pontos de fixação da suspensão dianteira, na direção Z. O sentido é negativo para o lado esquerdo do piloto e positivo do lado direito, resultando em um torque ao redor do eixo X do veículo no sentido horário, tomando como referência a visão do piloto, como representado na Figura 27.

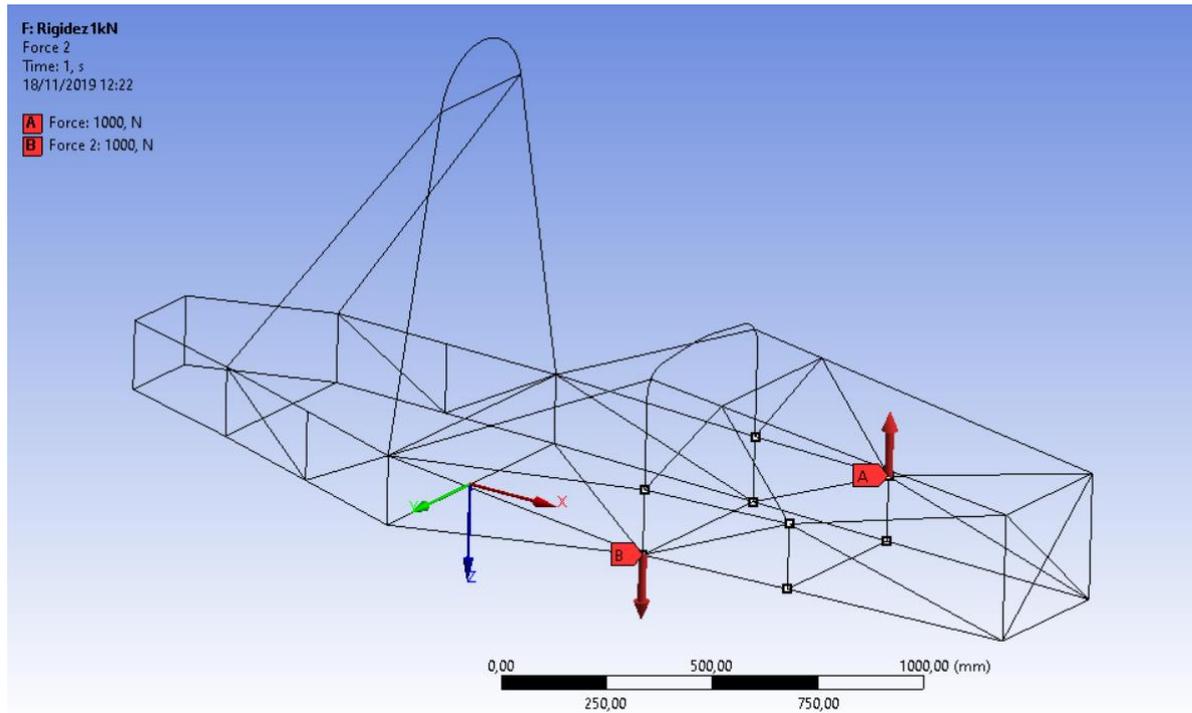


Figura 27: Localização das cargas aplicadas.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

3.2.3.3 PREPARAÇÃO DAS SONDAS

Para o cálculo da rigidez torcional, como descrito na seção 2.5.3, é necessário definir o valor do deslocamento vertical (direção z) dos pontos de fixação da suspensão. Para tanto, o *ANSYS* possui o recurso de sondas (*probes*), que medem quaisquer parâmetros definidos pelo usuário em pontos específicos da geometria. Neste trabalho, são definidas sondas de deslocamento em cada lado do chassi, posicionadas em cada um dos pontos de fixação da suspensão dianteira, onde são aplicadas as cargas, como representado na Figura 28.

O valor médio registrado pelas sondas em cada lado do chassi é considerado neste estudo. Além das sondas, o deslocamento direcional de todo o chassi também é analisado.

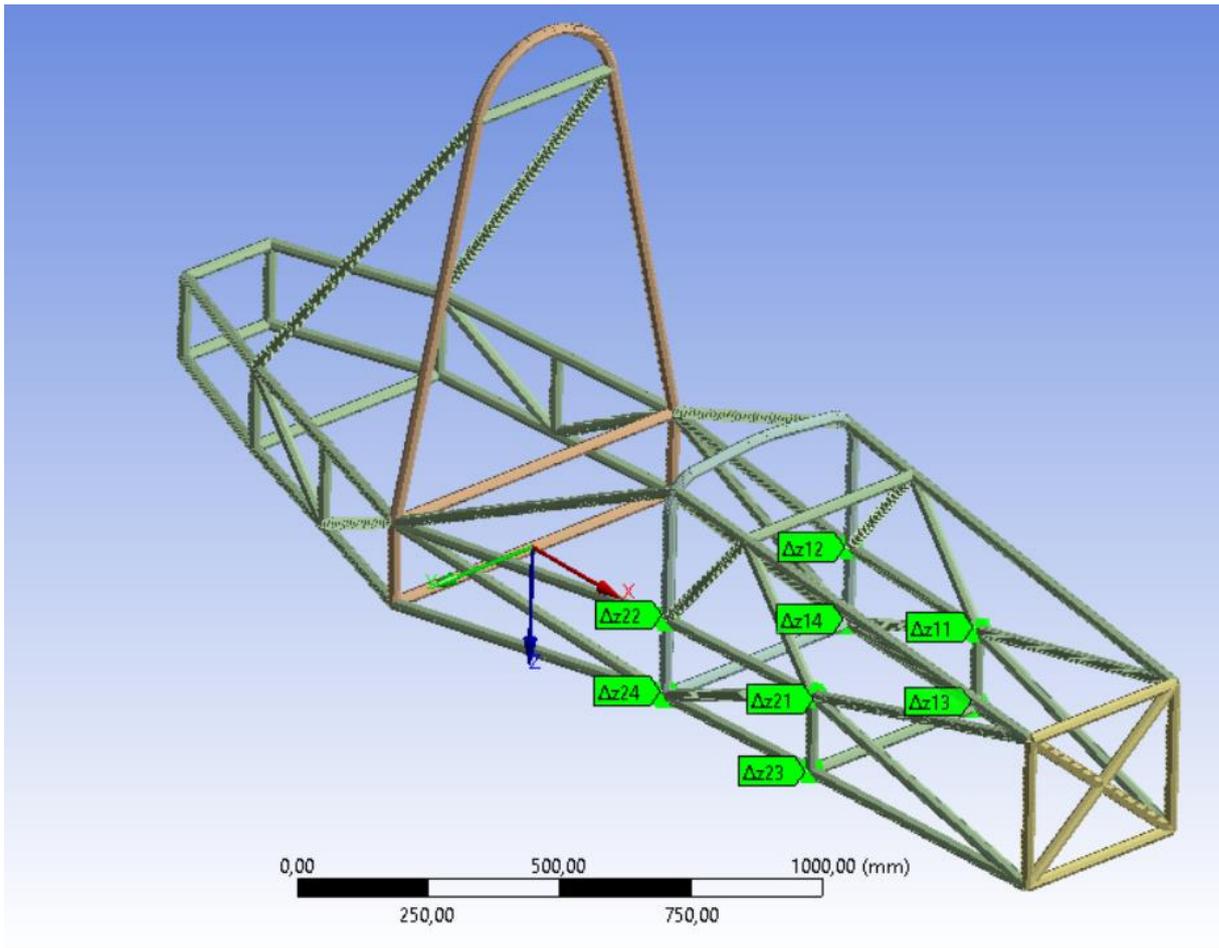


Figura 28: Sondas de deslocamento.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

São realizados diferentes estudos, aplicando cargas diferentes ao chassi, de modo a demonstrar a linearidade do modelo matemático exposto na seção 2.5.3, Equação 6, onde a rigidez torcional é constante.

3.3 VARIÁVEIS E INDICADORES

A Tabela 3 apresenta de maneira resumida as variáveis e indicadores pertinentes a este trabalho.

Tabela 3: Variáveis e Indicadores do Estudo

Etapa	Variáveis	Indicadores
Elementos Finitos	Dimensões dos Tubos: <ul style="list-style-type: none"> • Diâmetros interno e externo; • Comprimento. Tamanho do Elemento Finito Pontos de aplicação da Força; Pontos de Suporte; Disposição dos tubos;	Malha propriamente refinada com elementos suficientemente pequenos para a análise. Deslocamento na direção z medido pelas sondas Deslocamento total da estrutura na direção z

Fonte: Pesquisa Direta (2018)

3.4 INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS

A análise pelo Método de Elementos Finitos é realizada pelo *software ANSYS*, em sua versão completa, a partir do módulo *Static Structural* (Estrutural Estático), usando o solucionador *ANSYS Mechanical APDL*.

A máquina utilizada é um computador com processador Intel Core i7-7500U de 2.7GHz, podendo ser acelerado a até 3.5GHz, possui placa de vídeo NVIDIA GeForce 940MX com 4GB de memória VRAM dedicada, memória RAM de 16GB DDR4 e 1TB de armazenamento em HDD, rodando o sistema operacional Microsoft Windows 10.

3.5 TABULAÇÃO DE DADOS

A tabulação de dados é realizada a partir das informações coletadas das simulações computacionais no *ANSYS* e registradas através do *Microsoft Excel*, em formato de planilhas para melhor visualização e comparação.

Após o processamento, o *ANSYS* apresenta o desenho utilizado nas análises com a deformação simulada e apresenta os indicadores necessários em escalas de cor, facilitando sua visualização diretamente no objeto de estudo, além de possibilitar o uso de sondas em pontos específicos do desenho em CAD para análises mais detalhadas, gerando valores específicos de uma geometria definida.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 MODELAGEM DO CHASSI

A modelagem do chassi é realizada pela aplicação do *software SOLIDWORKS*, por possuir uma interface mais amigável e ser utilizado como padrão da *Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP*. Suas dimensões foram tomadas a partir dos gabaritos e restrições apresentados na seção 2.3. Estas medidas são revisadas por meio de relatórios enviados para o comitê da competição e após a aprovação dos relatórios técnicos são inspecionadas na competição com o chassi já construído e componentes montados, para garantir a conformidade entre o modelo e a estrutura real com as regras.

Inicialmente, desenha-se a estrutura utilizando somente as ferramentas de esboço 3D, formando uma gaiola constituída somente por linhas e pontos, ou nós, denominada *wireframe*, como mostrado na Figura 29.

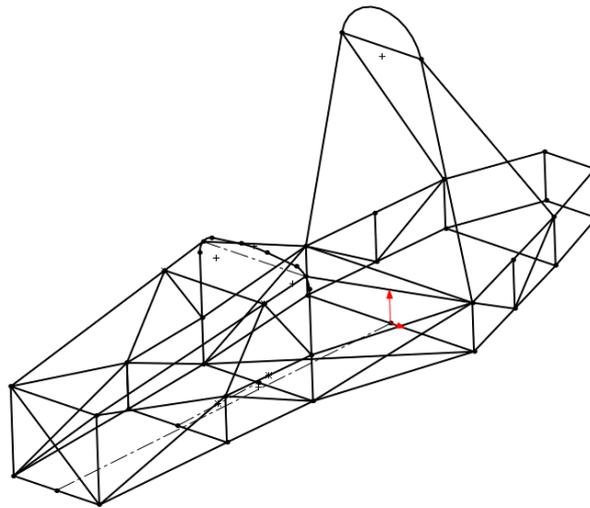


Figura 29: Esboço do chassi no *SOLIDWORKS*.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Com o esboço, a modelagem da estrutura é facilitada, pois os tubos são processados como perfis circulares que varrem cada linha presente no desenho, formando um modelo 3D constituído por sólidos cilíndricos. Após a inserção dos sólidos, estes são aparados, para evitar a presença de interferências entre dois sólidos adjacentes, o que gera problemas na criação de malha, podendo até mesmo impossibilitar sua geração, tal como auxiliar na futura manufatura do protótipo.

Na Figura 30 é apresentado o desenho do chassi em elementos sólidos cilíndricos, representando os tubos estruturais.

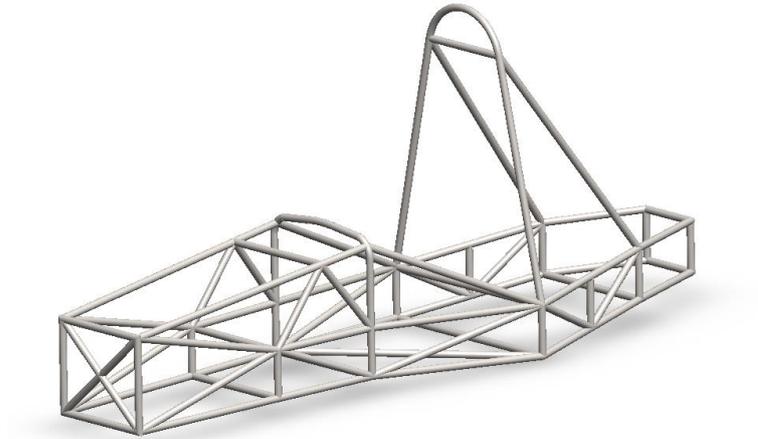


Figura 30: Modelo em *SOLIDWORKS*.
Fonte: Pesquisa Direta (2019.)

Ainda segundo o regulamento da competição, os tubos selecionados com base na Tabela 1 estão dispostos pelo chassi, como representado na Figura 31.

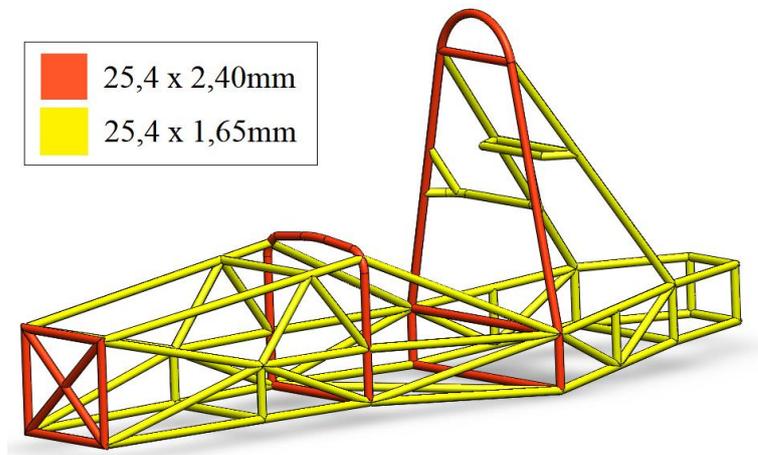


Figura 31: Distribuição dos perfis tubulares pelo modelo.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Ressalta-se a importância de não aparar os tubos da geometria a ser enviada para o *software ANSYS*. As aparagens proporcionam um bom resultado esteticamente e auxiliam na construção final do chassi, guiando a equipe na confecção das “bocas de lobo” que facilitam no processo de encaixe e soldagem dos tubos. Quanto mais simples os sólidos exportados, mais fácil o processamento pelo *software ANSYS*.

4.2 CARGAS APLICADAS

Para a definição da rigidez torcional é necessário conhecer o torque aplicado, que é resultado das cargas opostas aplicadas nos pontos de fixação da suspensão e definido pela Equação 8.

Para se calcular a distância L, o centro de gravidade do chassi foi considerado como coincidente ao plano longitudinal de simetria do chassi, pelo fato de estar deslocado a 1mm de distância do mesmo, na direção y (ANEXO A). Com isso, o eixo de rolagem do modelo torna-se coincidente ao plano de simetria, portanto o valor de L será metade da largura média entre os pontos de fixação da suspensão dianteira (Figura 32).

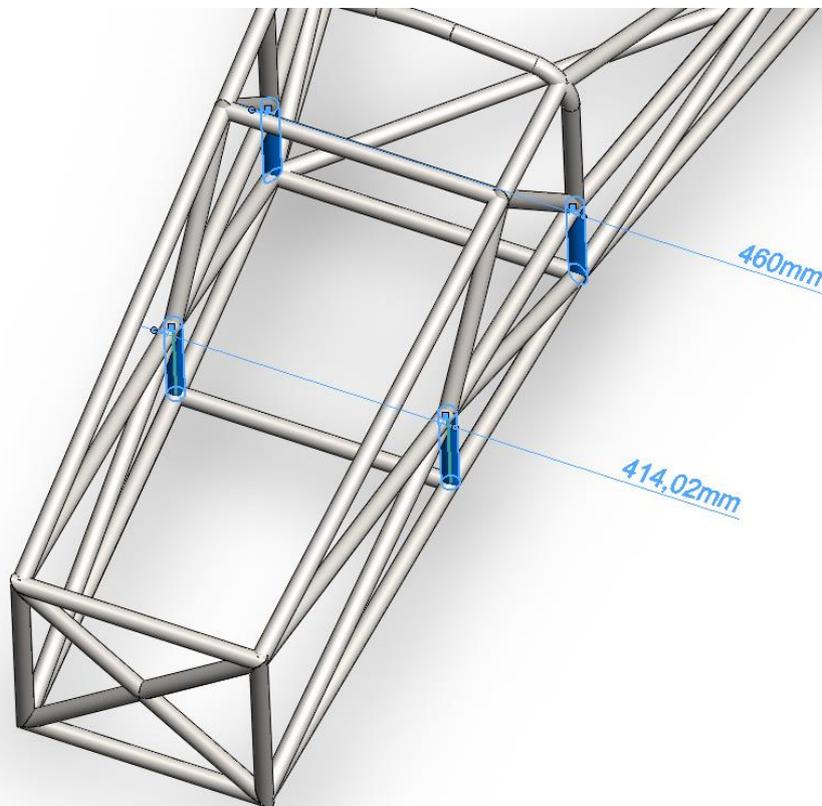


Figura 32: Distâncias entre os pontos de fixação da suspensão dianteira.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

O valor de L foi calculado pela Equação 9.

$$L = \frac{1}{2} \left(\frac{L_{fixfrente} + L_{fixtras}}{2} \right) \quad (9)$$

A partir da Equação 4.1, tem-se:

$$L = \frac{1}{2} \left(\frac{414,02mm + 460mm}{2} \right) = 218,505mm$$

No estudo computacional foram aplicadas cargas de 200N, 500N, 750N, 1kN e 2kN, para verificar se os resultados da simulação para diferentes cargas aplicadas confirmam a linearidade da rigidez torcional. A partir das cargas definidas, foram calculados a partir da Equação 8 os valores de torque presentes na Tabela 4.

Tabela 4: Cargas aplicadas ao modelo na simulação e torques associados.

Carga (N)	Torque (Nm)
200	43,701
500	109,253
750	163,879
1000	218,505
2000	437,01

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

4.3 EXECUÇÃO DO ESTUDO

Com base nos valores de força expostos na Tabela 4, foram executados cinco estudos Estáticos Estruturais (*Static Structural*) referentes a cada uma das cargas. Os resultados apresentados são referentes à carga de 2kN. As demais cargas foram simuladas da mesma maneira.

A deformação na direção z (vertical) de todo o chassi é apresentada na Figura 33.

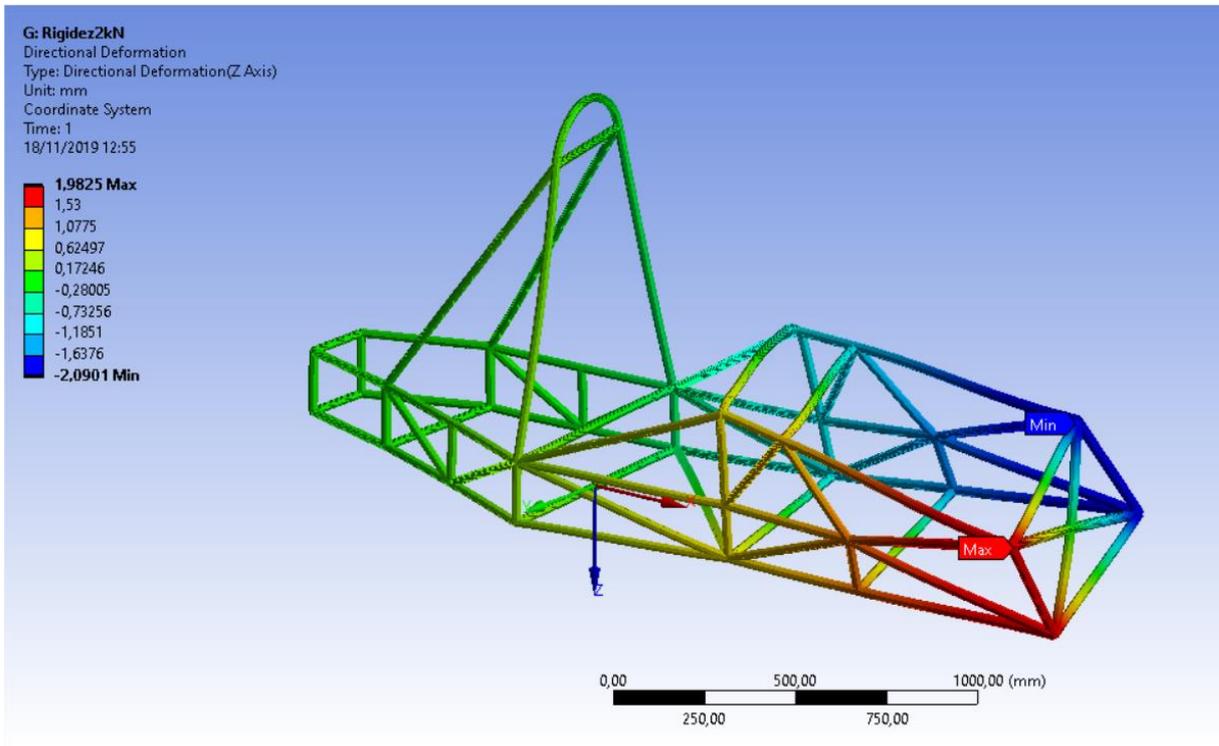


Figura 33: Deslocamento máximo vertical da estrutura simulada.
 Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Com os resultados indicados pela Figura 33, a deformação máxima ocorre nos pontos superiores de apoio do anteparo frontal, com módulo máximo de 2,090mm (representado pela etiqueta “Mín”) no lado esquerdo e 1,903mm no lado direito.

A deformação registrada pelas sondas no lado esquerdo da estrutura de acordo com cada carga aplicada é dada pela Tabela 5.

Tabela 5: Deformação total registrada pelas sondas do lado esquerdo da estrutura.

Cargas (N)	Δz_{11} (mm)	Δz_{12} (mm)	Δz_{13} (mm)	Δz_{14} (mm)	Δz_1 (mm)
200	0,144	0,096	0,143	0,095	0,120
500	0,378	0,251	0,378	0,251	0,314
750	0,566	0,376	0,567	0,376	0,472
1000	0,755	0,501	0,757	0,502	0,629
2000	1,511	1,003	1,513	1,003	1,257

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Os valores das sondas Δz_{11} a Δz_{14} se referem aos deslocamentos dos pontos de fixação da suspensão apresentados na Figura 28. O valor Δz_1 é a média aritmética das deformações registradas pelas sondas supracitadas. Os dados das sondas Δz_{21} a Δz_{24} e a média Δz_2 são registrados de maneira análoga na Tabela 6.

Tabela 6: Deformação total registrada pelas sondas do lado direito da estrutura.

Cargas (N)	Δz_{21} (mm)	Δz_{22} (mm)	Δz_{23} (mm)	Δz_{24} (mm)	Δz_2 (mm)
200	0,151	0,101	0,153	0,101	0,126
500	0,361	0,240	0,361	0,240	0,301
750	0,541	0,361	0,542	0,361	0,451
1000	0,721	0,481	0,723	0,481	0,601
2000	1,443	0,961	1,445	0,962	1,203

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Portanto, a partir dos dados das Tabelas 5 e 6 e do valor de L, definido na seção 4.2 é possível calcular o valor do ângulo de torção (θ) nos pontos da suspensão, pela Equação 7.

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{2L}\right) \quad (7)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{1,257mm + 1,203mm}{2 * 218,505mm}\right) = 0,323^\circ$$

Com o valor do ângulo de torção definido, é possível calcular a rigidez torcional utilizando a Equação 6 e os valores de torque apresentados na Tabela 6.

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (6)$$

$$K = \frac{437,01Nm}{0,323^\circ} = 1352,972 Nm/^\circ$$

Os cálculos acima foram realizados por meio do *software* Microsoft Excel para os demais valores de força considerados no estudo. A partir deles, foi construída a Tabela 7 reunindo todos os dados calculados.

Tabela 7: Resultados das simulações

F	T	Δz_1	Δz_2	Δz	θ	K
Força (N)	Torque (Nm)	Desloc. Esq (mm)	Desloc. Dir (mm)	Desloc. somado (mm)	Ângulo de Torção (°)	Rigidez Torcional (Nm/°)
200	43,701	0,120	0,126	0,246	0,032	1365,656
500	109,253	0,314	0,301	0,615	0,081	1348,802
750	163,879	0,472	0,451	0,923	0,121	1354,372
1000	218,505	0,629	0,601	1,230	0,161	1357,174
2000	437,01	1,257	1,203	2,460	0,323	1352,972

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Utilizando os valores de torque e do ângulo de torção da Tabela 7, foi confeccionado um gráfico Ângulo versus Torque com o intuito de encontrar uma tendência nos valores coletados (Figura 34).

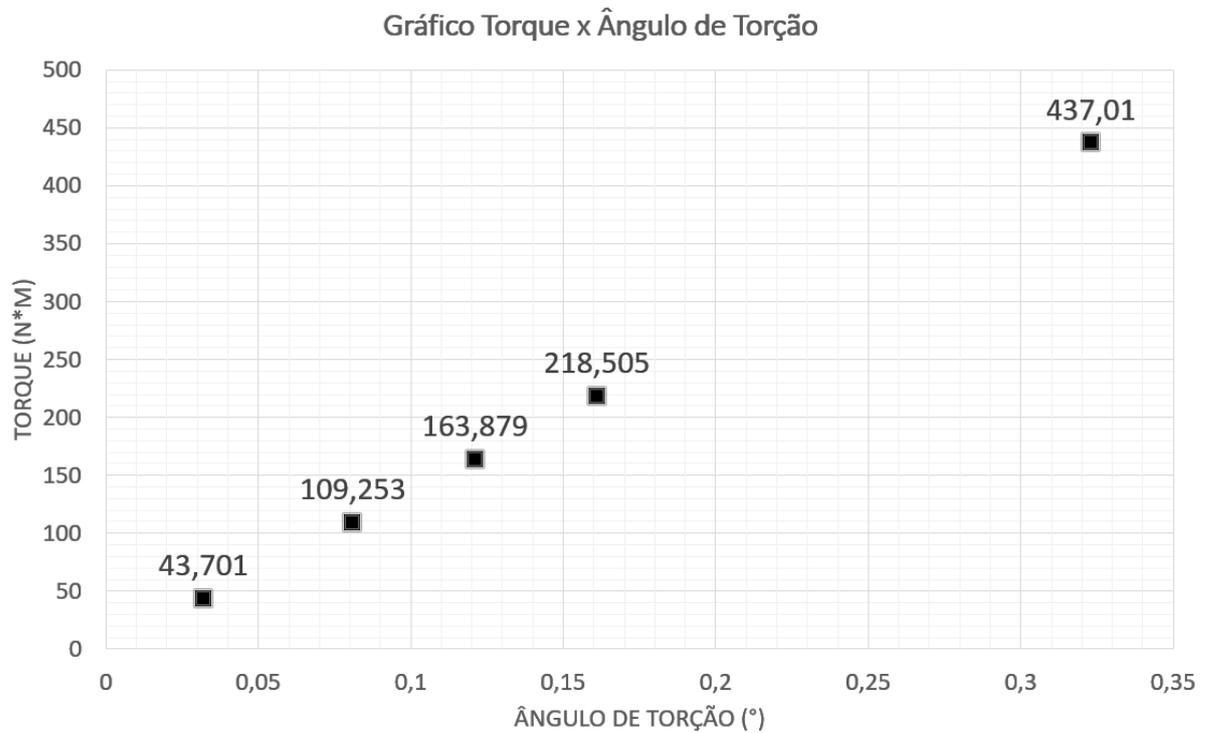


Figura 34: Pontos de dispersão entre os valores de Torque e Ângulo de Torção
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

A Equação 2.6 é linear. Manipulando-a, tem-se:

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (6)$$

$$T = K * \theta$$

Pela Equação 6, a rigidez torcional (K) é a inclinação da reta que representa a tendência linear dos dados coletados pela simulação. A partir dos dados da Tabela 7 e o gráfico apresentado na Figura 34, o *software* Microsoft Excel plota a reta de tendência linear (Figura 35) e processa a equação da reta.

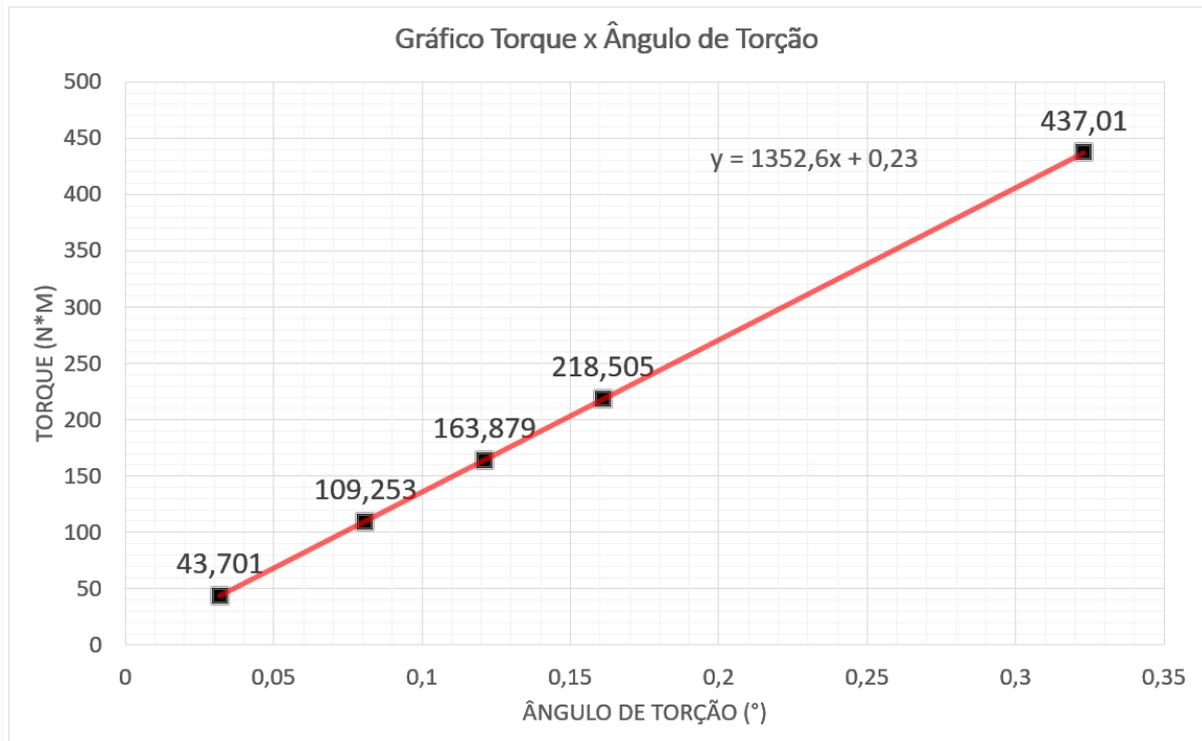


Figura 35: Tendência linear dos pontos do Gráfico Torque x Ângulo de Torção.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Portanto, pela Figura 35, a tendência dos dados medidos é visualmente linear, a equação que mostra essa tendência pode ser escrita como:

$$T = 1352,6\theta + 0,23$$

Desconsiderando o valor do resíduo (0,23Nm), a Rigidez Torcional calculada é da ordem de 1352,6 Nm/°.

4.4 CONVERGÊNCIA DA MALHA

Outro estudo é realizado sob carga de 2kN e as mesmas condições de contorno, medindo a deformação vertical registrada pelas sondas Δz_{11} e Δz_{21} (Figura 28), com o objetivo de encontrar um tamanho de elemento finito otimizado para o estudo e verificar se o tamanho escolhido de 5mm é razoável. Para isto, diversos tamanhos de elemento foram simulados, sendo apresentados na Tabela 8 acompanhado pelos deslocamentos medidos pelas sondas.

Tabela 8: Convergência de Malha.

Tam. do Elemento (mm)	Nº de Nós	Nº de Elementos	Tempo de Execução (s)	Memória Utilizada (MB)	Tamanho do arquivo (MB)	$\Delta z11$ (mm)	$\Delta z21$ (mm)
200	387	217	2	86	768	1,5093	1,4413
143,2	519	283	2	87	896	1,5093	1,4413
100	727	387	3	88	1,0625	1,5091	1,4412
50	1407	727	3	263	1,75	1,5091	1,4412
25	2759	1403	3	270	3,125	1,5103	1,4424
20	3459	1753	3	272	3,8125	1,5105	1,4426
15	4591	2321	3	279	4,9375	1,5105	1,4427
10	6883	3465	3	287	7,1875	1,5106	1,4427
5	13703	6875	5	315	13,938	1,5106	1,4427
2	34225	17136	5	504	34,438	1,5106	1,4428
1	68403	34225	9	996	68,5	1,5106	1,4428
0,5	136779	68413	21	1268,0192	136,63	1,5106	1,4428
0,2	341911	170979	106	3019,9808	340,94	1,5106	1,4428
0,1	683797	341922	499	4358,0416	681,5	1,5106	1,4428

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

De acordo com a Tabela 8, os valores de deslocamento medidos pelas sondas convergem a 1,5106mm em $\Delta z11$ e 1,4428mm em $\Delta z21$. O valor escolhido para o estudo de 5mm é satisfatório, pois pela medição em $\Delta z11$ os valores registrados foram os mesmos e em $\Delta z21$ o valor é 0,1 μ m menor do que a medição com os menores elementos possíveis neste estudo, de 0,1mm, um valor muito pequeno levando em conta a carga de 2kN aplicada.

O valor de 143,2mm é o valor definido automaticamente pelo processador *Mechanical APDL*. O tamanho de elemento de 0,1mm foi o máximo possível de ser medido, em função da limitação da máquina utilizada e pelos avisos mostrados pelo próprio *ANSYS*, apontando que o tempo de processamento extrapolou excessivamente o recomendado pela configuração da CPU do computador utilizado. Contudo, os valores de $\Delta z11$ já apontam convergência desde o tamanho de elemento de 10mm e os valores de $\Delta z21$, no tamanho de elemento de 2mm, sendo desnecessário o uso de elementos finitos de tamanho muito menor que 2mm para este estudo, economizando tempo, memória e armazenamento.

4.5 POSSÍVEIS ALTERAÇÕES NO CHASSI

Nesta seção, são apresentadas possíveis alterações no desenho estudado. Todas as geometrias foram alteradas dentro do *SpaceClaim*. As condições de contorno, carregamento e malha são as mesmas da seção 3.2.3.1.

4.5.1 ALTERNATIVA 1

Esta alteração envolve o reposicionamento e exclusão de alguns tubos do chassi estudado, com o objetivo de reduzir o peso do modelo e a complexidade da estrutura. É esperado que se tenha poucas alterações nos resultados, sem variar os pontos de fixação existentes.

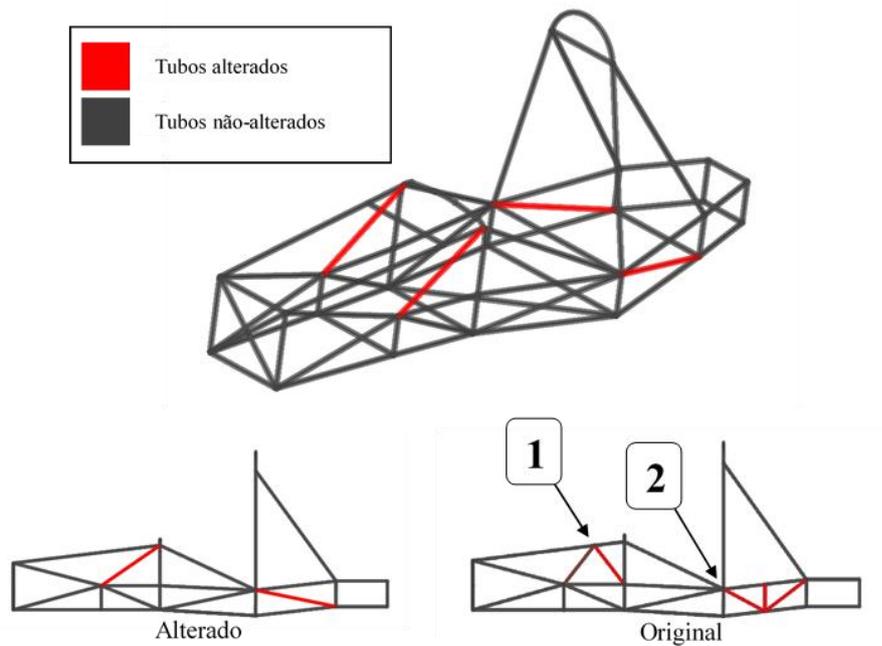


Figura 36: Alternativa de alteração do Chassi 1
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Na porção dianteira, o nó número 1 destacado na Figura 36, onde serão fixados os amortecedores, teve os dois tubos utilizados como apoio retirados e o tubo transversal superior foi mantido, pois a configuração definitiva do posicionamento dos amortecedores dianteiros ainda não havia sido especificada no momento da escrita deste trabalho. O reposicionamento tem como base o descrito na seção 2.3.2, na Figura 7, que descreve a triangulação correta dos tubos da estrutura.

Na porção traseira, foi feita uma simplificação diminuindo a quantidade de tubos treliçados, pelo fato de não possuir nenhuma fixação presente no local. Os demais tubos da estrutura não sofreram alterações.

A disposição dos perfis tubulares é apresentada na Figura 37.

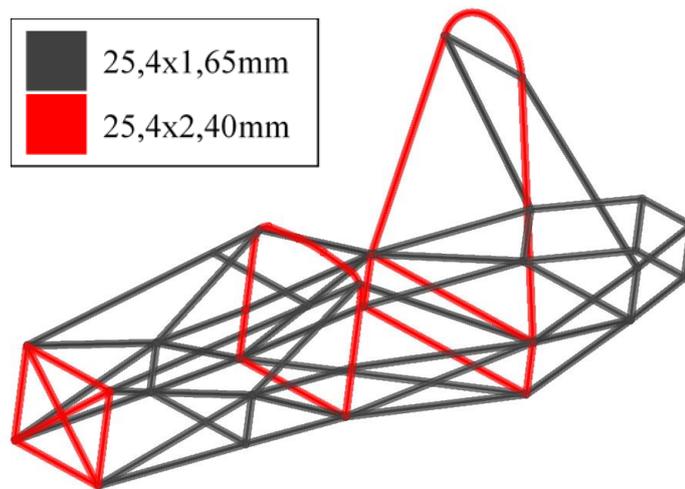


Figura 37: Distribuição dos tubos (Alternativa 1).
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Os resultados da simulação da deformação da estrutura sob carga de 2kN na direção z são apresentados na Figura 38.

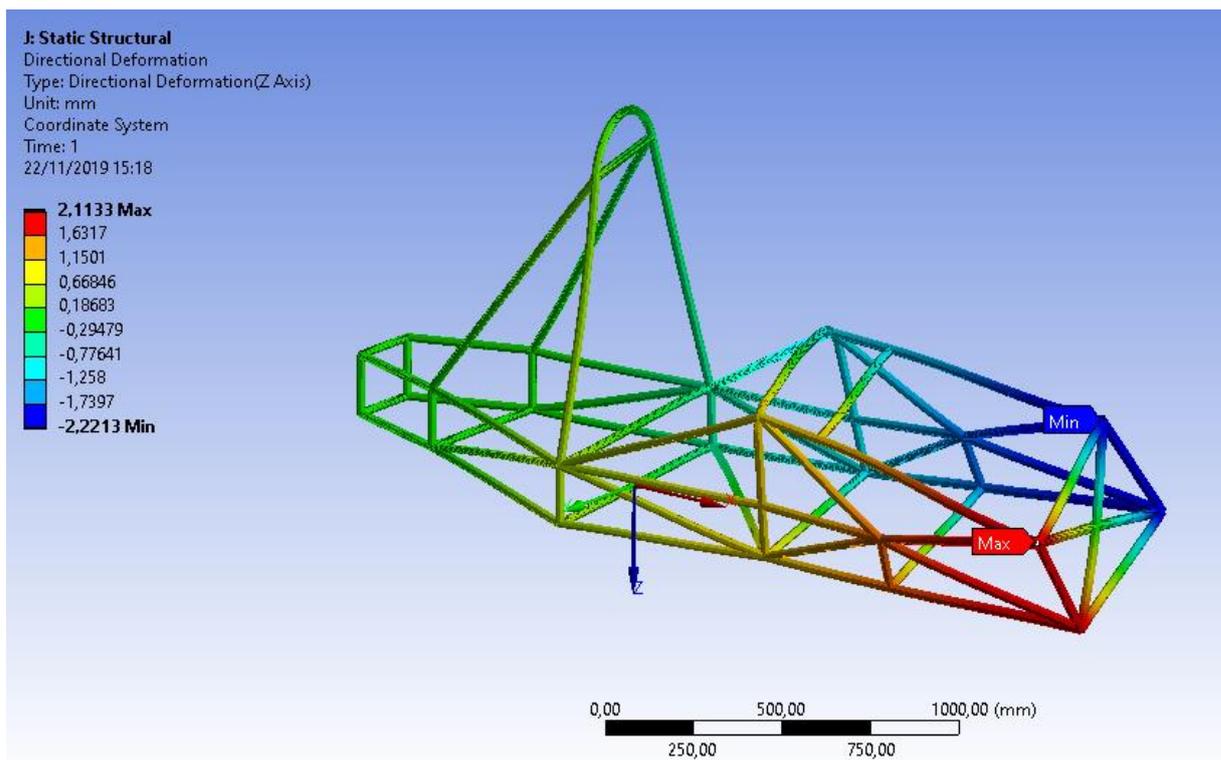


Figura 38: Deslocamento na direção z, Alternativa 1.
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

A partir da Figura 38, observa-se que os valores máximos de deslocamento em módulo são de 2,221mm e 2,113mm, ambos localizados no topo do anteparo frontal.

Os valores registrados pelas sondas de deslocamento são expostos na Tabela 9.

Tabela 9: Deslocamento medido pelas sondas (Alternativa 1).

Lado Esquerdo	$\Delta z_{11}(\text{mm})$	$\Delta z_{12}(\text{mm})$	$\Delta z_{13}(\text{mm})$	$\Delta z_{14}(\text{mm})$	$\Delta z_1(\text{mm})$
Original	1,511	1,003	1,513	1,003	1,257
Alternativa 1	1,661	1,153	1,663	1,153	1,407
Lado Direito	$\Delta z_{21}(\text{mm})$	$\Delta z_{22}(\text{mm})$	$\Delta z_{23}(\text{mm})$	$\Delta z_{24}(\text{mm})$	$\Delta z_2(\text{mm})$
Original	1,443	0,961	1,445	0,962	1,203
Alternativa 1	1,592	1,111	1,595	1,112	1,353

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Com os valores da Tabela 9, são encontrados o ângulo de torção e a Rigidez Torcional, a partir das Equações 7 e 6.

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{2L}\right) \quad (7)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{1,407\text{mm} + 1,353\text{mm}}{2 * 218,505\text{mm}}\right) = 0,362^\circ$$

Pela Equação 2.6, o valor da Rigidez Torcional é calculado.

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (6)$$

$$K = \frac{437,01\text{Nm}}{0,362^\circ} = 1207,210\text{Nm}/^\circ$$

4.5.2 ALTERNATIVA 2

Nesta alternativa, manteve-se a simplificação da seção 4.5.1 (Alternativa 1), com a adição de treliças no assoalho dianteiro e a redução da espessura do anteparo frontal, de modo a reduzir a deformação excessiva, sem grandes acréscimos no peso do modelo. As alterações são apresentadas na Figura 39.

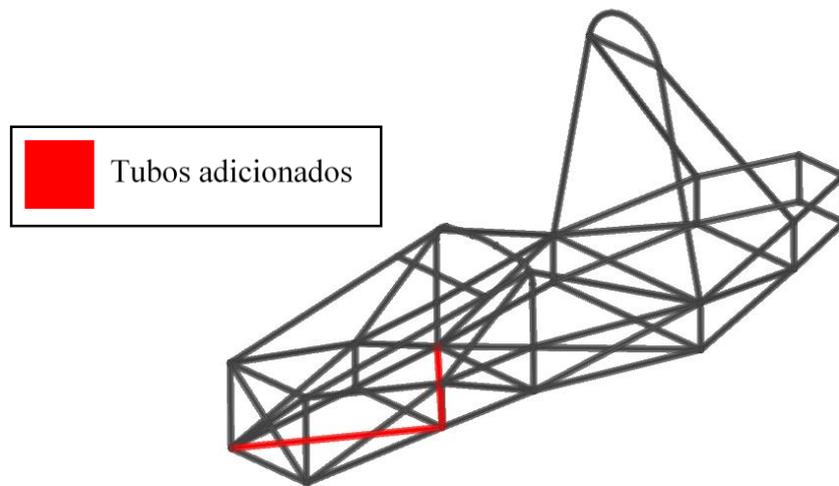


Figura 39: Tubos adicionados à estrutura (Alternativa 2)
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Os perfis dos tubos são apresentados na Figura 40.

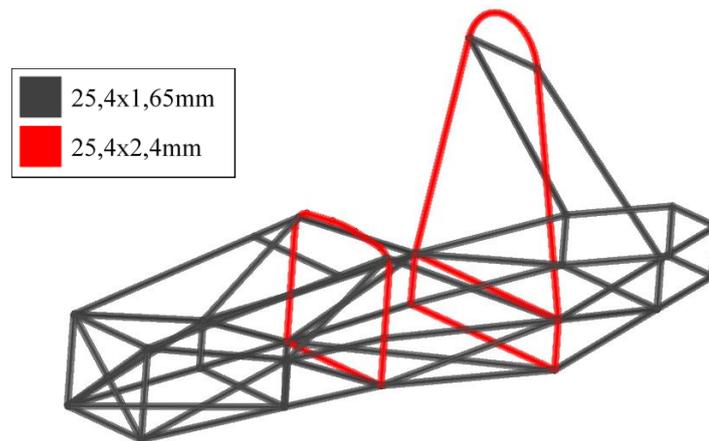


Figura 40: Distribuição dos tubos (Alternativa 2)
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Os resultados da simulação da deformação da estrutura sob carga de 2kN na direção z são apresentados na Figura 41.

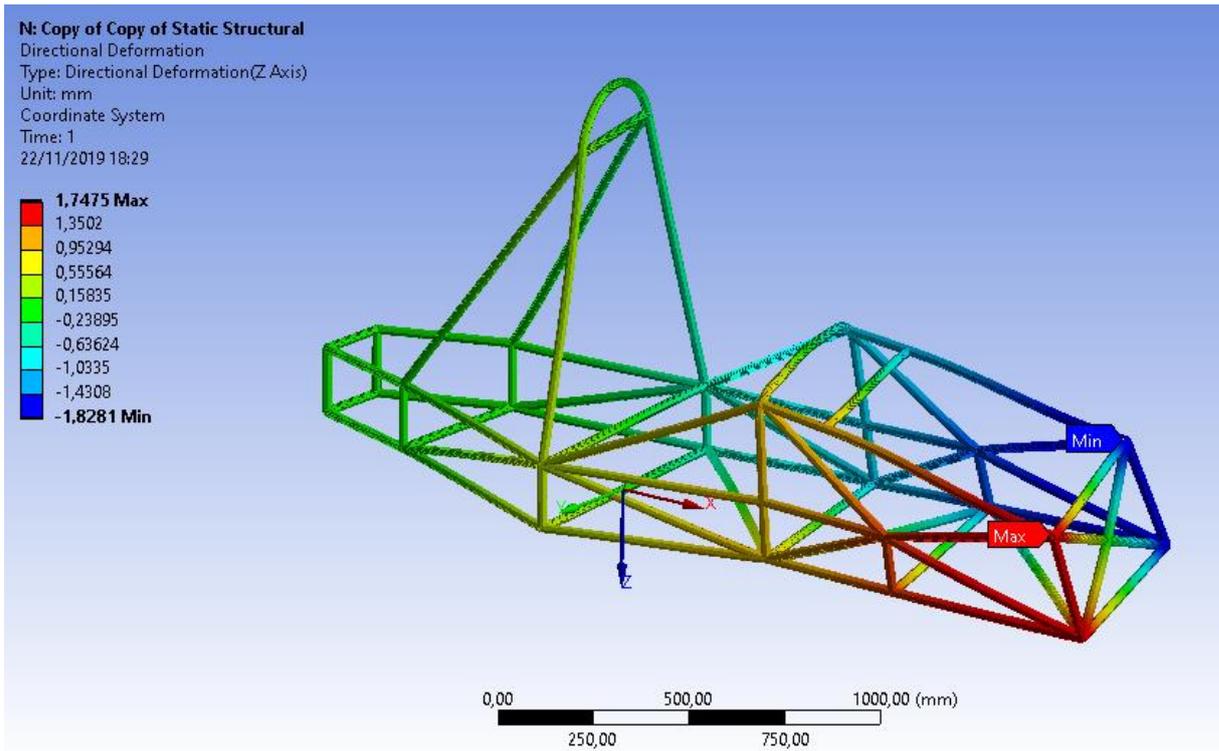


Figura 41: Deslocamento na direção z, Alternativa 2.
 Fonte: Pesquisa Direta (2019).

A partir da Figura 41, observa-se que os valores máximos de deslocamento em módulo são de 1,828mm e 1,748mm, localizados em no topo do anteparo frontal.

Os valores registrados pelas sondas de deslocamento são expostos na Tabela 10.

Tabela 10: Deslocamento medido pelas sondas (Alternativa 2).

Lado Esquerdo	$\Delta z11$(mm)	$\Delta z12$(mm)	$\Delta z13$(mm)	$\Delta z14$(mm)	$\Delta z1$(mm)
Original	1,511	1,003	1,513	1,003	1,257
Alternativa 2	1,431	1,028	1,433	1,028	1,230
Lado Direito	$\Delta z21$(mm)	$\Delta z22$(mm)	$\Delta z23$(mm)	$\Delta z24$(mm)	$\Delta z2$(mm)
Original	1,443	0,961	1,445	0,962	1,203
Alternativa 2	1,387	0,999	1,389	1,000	1,194

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Com os valores da Tabela 10, são encontrados o ângulo de torção e a Rigidez Torcional, a partir das Equações 7 e 6.

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{2L}\right) \quad (7)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{1,230\text{mm} + 1,194\text{mm}}{2 * 218,505\text{mm}}\right) = 0,318^\circ$$

Pela Equação 2.6, o valor da Rigidez Torcional é calculado.

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (6)$$

$$K = \frac{437,01Nm}{0,318^\circ} = 1374,245 Nm/^\circ$$

4.5.3 ALTERNATIVA 3

Nesta configuração, foram associadas todas as alterações dos chassis anteriores com o uso dos tubos de dimensão mínima recomendados na Tabela 1. As dimensões dos tubos se referem aos perfis disponíveis para uso da *Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP* (Anexo B). A distribuição dos perfis dos tubos é apresentada na Figura 42.

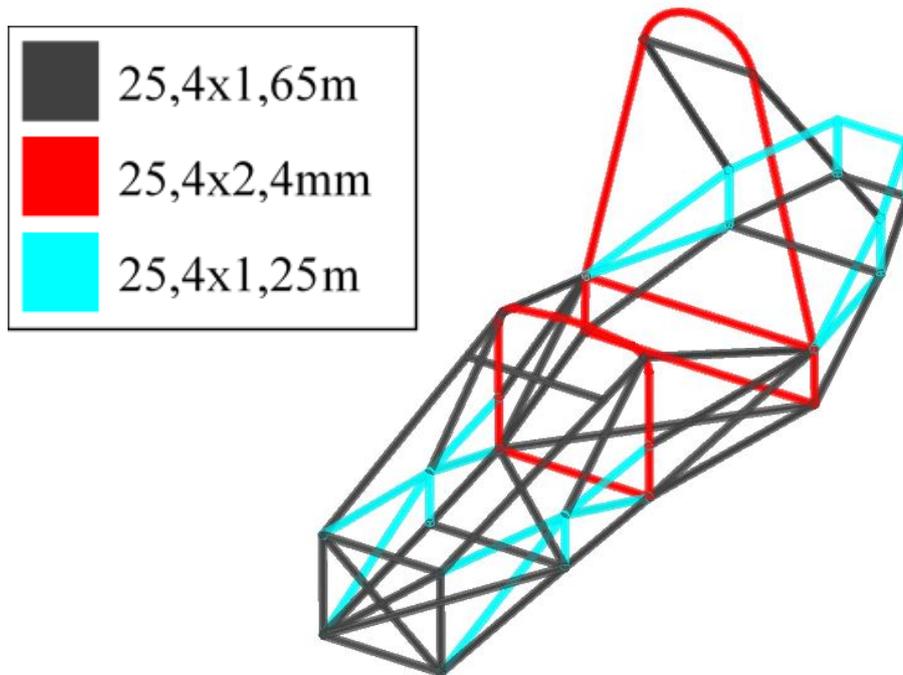


Figura 42: Distribuição dos tubos (Alternativa 3)
Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Os resultados da simulação da deformação da estrutura sob carga de 2kN na direção z são apresentados na Figura 43.

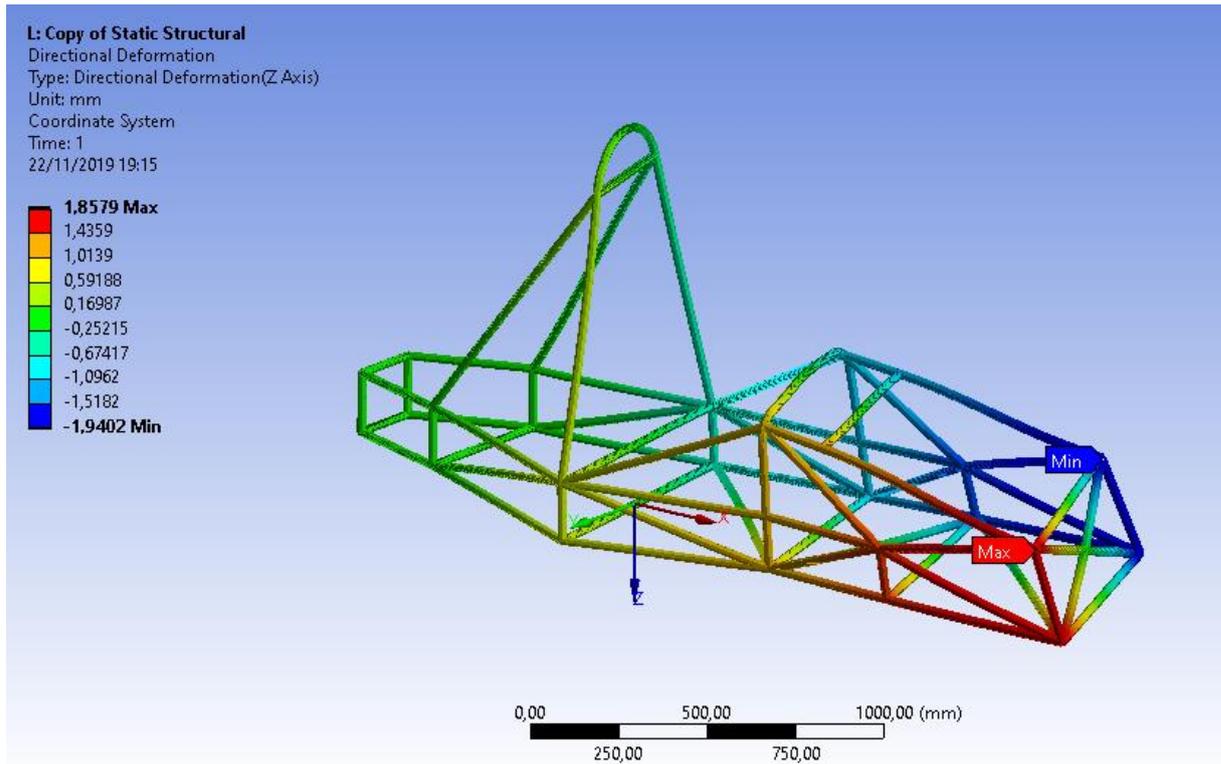


Figura 43: Deslocamento na direção z, Alternativa 3.
 Fonte: Pesquisa Direta (2019).

A partir da Figura 38, observa-se que os valores máximos de deslocamento em módulo são de 1,9402mm e 1,8579mm, localizados no topo do anteparo frontal.

Os valores registrados pelas sondas de deslocamento são expostos na Tabela 11.

Tabela 11: Deslocamentos medidos pelas sondas (Alternativa 3).

Lado Esquerdo	$\Delta z_{11}(\text{mm})$	$\Delta z_{12}(\text{mm})$	$\Delta z_{13}(\text{mm})$	$\Delta z_{14}(\text{mm})$	$\Delta z_1(\text{mm})$
Original	1,511	1,003	1,513	1,003	1,257
Alternativa 3	1,542	1,127	1,550	1,127	1,335
Lado Direito	$\Delta z_{21}(\text{mm})$	$\Delta z_{22}(\text{mm})$	$\Delta z_{23}(\text{mm})$	$\Delta z_{24}(\text{mm})$	$\Delta z_2(\text{mm})$
Original	1,443	0,961	1,445	0,962	1,203
Alternativa 3	1,496	1,098	1,500	1,098	1,298

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Com os valores da Tabela 11, são encontrados o ângulo de torção e a Rigidez Torcional, a partir das Equações 7 e 6.

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta z_1 + \Delta z_2}{2L}\right) \quad (7)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{1,335\text{mm} + 1,298\text{mm}}{2 * 218,505\text{mm}}\right) = 0,345^\circ$$

Pela Equação 2.6, o valor da Rigidez Torcional é calculado.

$$K = \frac{T}{\theta} \quad (6)$$

$$K = \frac{437,01Nm}{0,345^\circ} = 1266,696Nm/^\circ$$

4.5.4 RESUMO DAS ALTERAÇÕES

Depois de simular as quatro geometrias disponíveis (original e três alternativas), os resultados gerais são apresentados na Tabela 12, com cálculos realizados por meio do Microsoft Excel. Associados aos resultados estão apresentados também os valores de massa de cada geometria, retornados pelo *ANSYS Mechanical APDL*.

Tabela 12: Resumo dos resultados das alterações.

Geometria	$\Delta z1(mm)$	$\Delta z2(mm)$	$\Delta z(mm)$	$\theta(^\circ)$	$K(Nm/^\circ)$	$m(kg)$
ORIGINAL	1,257	1,203	2,460	0,323	1352,972	36,294
ALT1	1,407	1,353	2,760	0,362	1207,210	35,468
ALT2	1,230	1,194	2,424	0,318	1374,245	35,813
ALT3	1,335	1,298	2,633	0,345	1266,696	33,944

Fonte: Pesquisa Direta (2019).

Analisando os dados da Tabela 12, a Alteração 2 é a mais rígida dentre as geometrias analisadas, apresentando a maior rigidez torcional e a segunda menor massa calculada pelo *ANSYS*.

A simplificação da geometria (Alteração 1) por si só aumentou sensivelmente os valores de deformação direcional, retornando uma rigidez torcional menor e reduzindo um pouco a massa do chassi.

A terceira alteração, referente à variação dos tubos associada à simplificação do chassi e enrijecimento do assoalho, retornou também um aumento nos valores de deformação e numa redução da rigidez torcional, mas com uma redução significativa na massa, com 2,35kg a menos que a geometria original.

Baseado nos valores encontrados por Burba (2015) em experimento semelhante, de 1639 Nm/° no chassi de 2014 e 3402 Nm/° no chassi de 2015 da equipe *Apuama Racing* da UnB e em valor sugerido por Miliken & Miliken (1994), de 4067 Nm/°, o chassi analisado no presente trabalho possui rigidez torcional baixa.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo principal estudar a rigidez torcional do primeiro projeto de chassi a ser construído pela *Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP*, por meio do Método de Elementos Finitos através da aplicação comercial *ANSYS*. O valor encontrado foi definido a partir de diversas cargas aplicadas ao modelo do chassi, encontrando um valor médio de $1352,6 \text{ Nm/}^\circ$.

Os resultados obtidos a partir das alterações propostas obtiveram uma pequena melhora tomando como base os valores encontrados na geometria inicial, sendo o melhor valor de rigidez encontrado de $1374,245 \text{ Nm/}^\circ$. As alterações sugeridas associadas à otimização dos perfis dos tubos utilizados, reduzindo sua seção transversal retornaram uma redução significativa no peso do chassi modelado, em $2,35\text{kg}$. As geometrias sugeridas são alternativas viáveis à atual utilizada pela *Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP*, por modificarem pouco a geometria vigente e utilizarem materiais já disponíveis no estoque da equipe, levando em conta todas as limitações impostas a se alterar um projeto já existente.

É necessário ressaltar que os valores encontrados nas simulações precisam de validação por meio de ensaios físicos no chassi já construído. Os valores reais certamente sofrerão interferência do modo como o chassi vai ser manufaturado, tal como as fixações dos componentes periféricos podem colaborar com a variação dos valores de rigidez medidos.

Portanto, a *Equipe Fórmula Escola de Minas UFOP* possui um desafio em mãos para equilibrar o baixo peso e uma alta rigidez torcional nos projetos futuros. Por ser uma equipe iniciante projetando o seu primeiro chassi, os valores encontrados na simulação possuem uma grande margem para melhorias, o que certamente pode ser alcançado nos próximos anos.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ADAMS, H. Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling. New York (Estados Unidos): 1993.

BOSCH, R.; Manual de tecnologia automotiva/Robert Bosch; tradução Helga Madjderey, Gunter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman; Tradução da 25ª edição alemã– São Paulo: Blucher, 2005.

BURBA, L.T.; Análise da Rigidez Torcional do Chassi de Um Veículo Fórmula SAE. Projeto de Graduação – UNB – Faculdade de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, 2015.

CANUT, F.A.; Análise Estrutural do Chassi de Um Veículo Fórmula SAE Pelo Método De Elementos Finitos. Projeto de Graduação – UNB – Faculdade de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, 2014.

COSTIN, M.; PHIPPS, D. Racing and Sports Car Chassis Design: 2ed. Londres (Inglaterra): Bentley Pub, 1965.

DANIELSSON, O.; COCAÑA, A.G. Influence of Body Stiffness on Vehicle Dynamics Characteristics in Passenger Cars: Master's thesis in Automotive Engineering. Department of Applied Mechanics – Division of Vehicle Engineering and Autonomous Systems – Vehicle Dynamics Group – Chalmers University of Technology – Göteborg (Suécia), 2015.

GERHARDT, T. E.; SILVEIRA, D.T.; Métodos de pesquisa/[organizado por] Tatiana engel Gerhardt e Denise Tolfo Silveira coordenado pela Universidade Aberta do Brasil – UAB/UFRGS e pelo Curso de Graduação Tecnológica – Planejamento e Gestão para o Desenvolvimento Rural da SEAD/UFRGS. –Porto Alegre: Editora da UFRGS, 2009.

GIL, A.C.; Como elaborar projetos de pesquisa/Antonio Carlos Gil.-4.ed.-São Paulo: Atlas, 2002.

HIBBELER, R.C. Estática: Mecânica para engenharia, vol. 1/R.C. Hibbeler; tradução Everi Antonio Carrara, Joaquim Nunes Pinheiro; revisão técnica Wilson Carlos da Silva Junior. – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

HIBBELER, R.C.; Análise das Estruturas/ R. C. Hibbeler; tradução Jorge Ritter; revisão técnica Pedro Vianna: Tradução da 8 ed. Norte-americana. – São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2013.

- MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L. Race Car Vehicle Dynamics: SAE International: 1994.
- SAE BRASIL. Fórmula SAE BRASIL. São Paulo: 2017. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>>. Acesso em 15/10/2018.
- SAE INTERNATIONAL. Formula SAE Rules 2019. [S.L.] 2018. Disponível em: <<https://fsaeonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=64b861c2-980a-40fc-aa88-6a80c43a8540>>. Acesso em 02/10/2018.
- SEABAUGH, C.; An American Icon: Ford's Panther Platform: We Drive the Crown Vic and Look Back at the Panther as It Rides off into History. Motor Trend: 2011. Disponível em: <<https://www.motortrend.com/news/an-american-icon-ford-panther-platform/>>. Acesso em 05/05/2019.
- VENÂNCIO, N.F.; Projeto do Chassis de Uma Viatura Fórmula: Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto - Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica. Porto (Portugal), 2013.

ANEXO A – PROPRIEDADES DE MASSA DO MODELO (SOLIDWORKS)

Propriedades de massa de Estrutura13-11
 Configuração: Valor predeterminado<Como usinado>
 Sistema de coordenadas: Sistema de coordenadas3

Densidade = 0.00 quilogramas por milímetro cúbico

Massa = 34.70 quilogramas

Volume = 4391833.42 milímetros cúbicos

Área de superfície = 5091137.47 milímetros quadrados

Centro de massa: (milímetros)

X = 413.81

Y = -1.47

Z = -249.37

Eixos principais de inércia e momentos de inércia principais: (quilogramas * milímetros quadrados)

Tomado no centro da massa.

$I_x = (1.00, 0.00, 0.03)$ $P_x = 3815880.36$

$I_y = (-0.03, -0.05, 1.00)$ $P_y = 18751310.46$

$I_z = (0.00, -1.00, -0.05)$ $P_z = 19039829.21$

Momentos de inércia: (quilogramas * milímetros quadrados)

Obtido no centro de massa e alinhado com o sistema de coordenadas de saída.

$L_{xx} = 3828757.26$ $L_{xy} = 31265.09$ $L_{xz} = 437300.45$

$L_{yx} = 31265.09$ $L_{yy} = 19039060.19$ $L_{yz} = -13349.22$

$L_{zx} = 437300.45$ $L_{zy} = -13349.22$ $L_{zz} = 18739202.58$

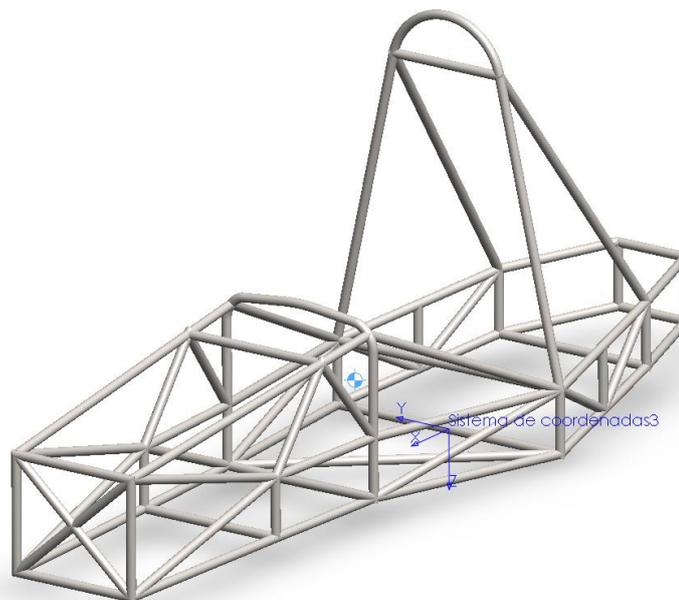
Momentos de inércia: (quilogramas * milímetros quadrados)

Tomados no sistema de coordenadas de saída.

$I_{xx} = 5986369.42$ $I_{xy} = 10151.40$ $I_{xz} = -3142979.38$

$I_{yx} = 10151.40$ $I_{yy} = 27137817.76$ $I_{yz} = -625.75$

$I_{zx} = -3142979.38$ $I_{zy} = -625.75$ $I_{zz} = 24680498.05$



ANEXO B – CERTIFICADO DE INSPEÇÃO DOS TUBOS (VALLOUREC, 2018)

Vallourec
 Vallourec Soluções Tubulares do Brasil S.A.
 Usina Barreiro - Av. Olimo Meireles, 65
 Barreiro de Baixo - CEP: 30640-010



Certificado de Inspeção
 (De acordo com DIN EN 10204.3.1)
 N.º.: 0030025895 / 00
 Folha: 1 / 2

Cliente: Universidade Federal de Ouro Preto

País: Brasil

Cod.Material: 408566
 Pedido Usina: 514354 / 10
 Pedido Cliente: Fórmula Escola de Minas UFOP

PRODUTO: TUBO DE AÇO SEM COSTURA TREFILADO A FRIJO , PONTA LISA , NBK

DIMENSÕES: 25,40 mm X 20,60 mm X 2,40 mm GRAU DO AÇO: DIN ST 52

NORMAS: DIN 2391, 09.1994

PROTEÇÃO SUPERFICIAL: EXTERNA: OLEADO

TOLERÂNCIAS: DIÂMETRO EXTERNO(CORPO TUBO): -0,08 mm / +0,08 mm DIÂMETRO INTERNO: -0,15 mm / +0,15 mm PAREDE: -0,24 mm / +0,24 mm

COMPRIMENTO: FAIXA 3000,00 mm - 6000,00 mm

Corrida	Lote Coletor	Amarrado	Peças	Comprimento(m)	Peso (Kgf)
141690	472282	8000451643	6	29,39	40
			6	29,39	40
			Total		

O PRODUTO FOI APROVADO NOS SEGUINTES TESTES INSPEÇÕES: DIMENSIONAL # VISUAL # TESTE DE ALARGAMENTO # TESTE DE ACHATAMENTO # TESTE DE CORRENTES PARASITAS ; COM TESTE DE EDDY-CURRENT #

vallourec

Tubo Verde
SISTEMA PRODUTIVO SEM RESÍDUOS

RINA
ISO 9001:2015 / ISO 14001:2015
Certified Management Systems

Certificado de Inspeção
(De acordo com DIN EN 10204.3.1)
N.º.: 0030025895 / 00

Folhas: 2 / 2

Composição Química (%)

Processo: Forno básico a oxigênio, aço acalmado

	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Al	Cu	V	Nb	Ti
Análise de Corrida	0,220	1,600	0,025	0,025	0,550						0,050	0,030	0,030
Corrida Lote Controle	0,18	1,42	0,010	0,001	0,24	0,01	0,14	0,03	0,032	0,010	0,005	0,002	0,002

Ensaio de Tração

Direção do Corpo Prova: Longitudinal	Temperatura: Ambiente	Corpo de Prova	Espessura da parede: 2,40 mm			Medida L0: L0=A5
			Área (MM²)	LE (MPA)	RT (MPA)	
				355	490	22
					630	
			180,7	360	530	34
		SEÇÃO TOTAL				

Especificador: Min
Max

Corrida Lote Controle

N.º Tubo

141690 030002902615 47228

LE-Limite de Escoramento; RT-Resistência a Tração; AL-Alongamento;

Observações:

Certificamos que este material foi produzido e inspecionado de acordo com todas as exigências destas normas e especificações, e todos os resultados considerados satisfatórios. Este Certificado é processado por sistema informatizado e é válido sem assinatura.

DEPARTAMENTO DE CONTROLE DE QUALIDADE

FAX: (31) 3328-2987

e-mail:assistencia.automad-bra@vallourec.com

RONALDO DE FARIA ANTUNES - CREA-MG 62.943

RESPONSÁVEL TÉCNICO

DATA

20.12.2017

TUBOS VERDES: Os tubos da Vallourec do Brasil S.A. são fabricados com aço, cujo processo de produção utiliza o carvão vegetal como fonte de energia. Este carvão é oriundo de mais de 100.000 ha de florestas plantadas pela Vallourec Florestal Ltda.. Com a aquisição de 0,0 tonelada(c) de tubo de aço da Vallourec do Brasil S.A., sua empresa contribuiu para a redução do efeito estufa, ao evitar o acúmulo de 0,0 tonelada(c) de CO₂ na atmosfera.



Vallourec Soluções Tubulares do Brasil S.A.
Usina Barreiro - Av. Olinto Meireles, 65
Barreiro de Baixo - CEP: 30640-010



Certificado de Inspeção
(De acordo com DIN EN 10204.3.1)
N° : 0030026318 / 00

Folhas: 1 / 2

Cliente: Universidade Federal de Ouro Preto

País: Brasil

Cod.Material: 408567

Pedido Usina: 514354 / 20

Pedido Cliente: Fórmula Escola de Minas UFOP

PRODUTO: TUBO DE AÇO SEM COSTURA TREFILADO A FRIJO , PONTA LISA , NBK
DIMENSÕES: 25,40 mm X 22,10 mm X 1,65 mm GRAU DO AÇO: DIN ST 52
NORMAS: DIN 2391 , 09.1994

PROTEÇÃO SUPERFICIAL: EXTERNA: OLEADO

TOLERÂNCIAS: DIÂMETRO EXTERNO(CORPO TUBO): -0,08 mm / +0,08 mm DIÂMETRO INTERNO: -0,08 mm / +0,08 mm PAREDE: -0,17 mm / +0,17 mm
COMPRIMENTO: FAIXA 3000,00 mm - 6000,00 mm

Corrida	Lote Coletor	Amarrado	Peças	Comprimento(m)	Peso (Kgf)
141700	472737	8000452263	6	31,06	30
		Total	6	31,06	30

O PRODUTO FOI APROVADO NOS SEGUINTE TESTES,INSPEÇÕES: DIMENSIONAL # VISUAL # TESTE DE ACHATAMENTO # TESTE DE ALARGAMENTO # TESTE DE CORRENTES PARASITAS : COM TESTE DE EDDY-CURRENT #

Composição Química (%)

Processo: Forno básico a oxigênio, aço acalmado

	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Al	Cu	V	Nb	Ti
Análise de Corrida													
Min	0,220	1,600	0,025	0,025	0,550						0,050	0,030	0,030
Max	0,20	1,51	0,011	0,014	0,25	0,01	0,17	0,04	0,023	0,020	0,005	0,002	0,002

Ensaio de Tração

Direção do Corpo Prova: Longitudinal

Temperatura: Ambiente
Corpo de Prova

Espessura da parede: 1,65 mm

Medida L0: L0=A5

	Área (MM ²)	LE (MPa)	RT (MPa)	AL (%)
Especificado: Min		355	490	22
Max			630	
Nº Tubo				
Corrida Lote Controle				
141700 030002905601	128,6	409	565	34
SEÇÃO TOTAL				

LE-Limite de Escoamento; RT-Resistência a Tração; AL-Alongamento;

Observações:

Certificamos que este material foi produzido e inspecionado de acordo com todas as exigências destas normas e especificações, e todos os resultados considerados satisfatórios. Este Certificado é processado por sistema informatizado e é válido sem assinatura.

DEPARTAMENTO DE CONTROLE DE QUALIDADE
FAX: (31) 3328-2987

DATA
03.01.2018

RONALDO DE FÁRIA ANTUNES - CREA-MG 62.943
RESPONSÁVEL TÉCNICO

e-mail: asistencia.autoumd-bra@vallourec.com

TUBOS VERDES: Os tubos da Vallourec do Brasil S.A. são fabricados com aço, cujo processo de produção utiliza o carvão vegetal como fonte de energia. Este carvão é oriundo de mais de 100.000 ha de florestas plantadas pela Vallourec Florestal Ltda.. Com a aquisição de 0,0 toneladas(€) de tubo de aço da Vallourec do Brasil S.A., sua empresa contribuiu para a redução do efeito estufa, ao evitar o acúmulo de 0,0 toneladas(€) de CO2 na atmosfera.



Vallourec Soluções Tubulares do Brasil S.A.
Usina Barreiro - Av. Olimo Meneses, 65
Barreiro de Batco - CEP: 30640-010



Certificado de Inspeção

(De acordo com DIN EN 10204.3.1)

Nº.: 0030026330 / 00

Folha: 1 / 2

Cliente: Universidade Federal de Ouro Preto

País: Brasil

Cod.Material: 408568

Pedido Usina: 514354 / 30

Pedido Cliente: Fórmula Escola de Minas UFOP

PRODUTO: TUBO DE AÇO SEM COSTURA TREFILADO A FRIO, PONTA LISA, NBK

DIMENSÕES: 25,40 mm X 22,90 mm X 1,25 mm GRAU DO AÇO: DIN ST 52

NORMAS: DIN 2391, 09.1994

PROTEÇÃO SUPERFICIAL: EXTERNA: OLEADO

TOLERÂNCIAS: DIÂMETRO EXTERNO(CORPO TUBO): -0,12 mm / +0,12 mm DIÂMETRO INTERNO: -0,12 mm / +0,12 mm PAREDE: -0,13 mm / +0,13 mm

COMPRIMENTO: FAIXA 3000,00 mm - 6000,00 mm

Corrida	Lote Coletor	Amarrado	Peças	Comprimento(m)	Peso (Kgf)
141701	473193	8000526905	2	12,41	9
			Total	12,41	9

O PRODUTO FOI APROVADO NOS SEGUINTE TESTES INSPEÇÕES: DIMENSIONAL # VISUAL # TESTE DE ACHATAMENTO # TESTE DE ALARGAMENTO # TESTE DE CORRENTES PARASITAS : COM TESTE DE EDDY-CURRENT #

Composição Química (%)

	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Al	Cu	V	Nb	Ti	Processo: Forno básico a oxigênio, aço acalmado	
														0,050	0,030
Análise de Corrida															
Min	0,220	1,600	0,025	0,025	0,550										
Max															
Corrida Lote Controle															
141701 030002908751	0,20	1,44	0,010	0,003	0,25	0,01	0,14	0,03	0,038	0,020	0,005	0,002	0,002		

Ensaio de Tração

Direção do Corpo Prova: Longitudinal	Temperatura: Ambiente	Corpo de Prova	Espessura da parede: 1,25 mm			Medida L0: L0=A5
			Área (MM²)	LE (MPa)	RT (MPa)	
				355	490	22
					630	
Corrida Lote Controle						
141701 030002908751		SEÇÃO TOTAL	94,8	439	602	30

Observações:

Certificamos que este material foi produzido e inspecionado de acordo com todas as exigências destas normas e especificações, e todos os resultados considerados satisfatórios. Este Certificado é processado por sistema informatizado e é válido sem assinatura.

DEPARTAMENTO DE CONTROLE DE QUALIDADE
FAX: (31) 3328-2987

DATA
03.01.2018

e-mail: assistencia.automaid-bra@vallourec.com

RONALDO DE FARIA ANTUNES - CREA-MG 61.943
RESPONSÁVEL TÉCNICO

TUBOS VERDES: Os tubos da Vallourec do Brasil S.A. são fabricados com aço, cujo processo de produção utiliza o carvão vegetal como fonte de energia. Este carvão é oriundo de mais de 100.000 ha de florestas plantadas pela Vallourec Florestal Ltda.. Com a aquisição de 0,0 tonelada(s) de tubo de aço da Vallourec do Brasil S.A., sua empresa contribuiu para a redução do efeito estufa, ao evitar o acúmulo de 0,0 tonelada(s) de CO₂ na atmosfera.



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



DECLARAÇÃO

Certifico que o aluno **Paulo Henrique de Souza Alves**, autor do trabalho de conclusão de curso intitulado “**Estudo da rigidez torcional de um chassi de Fórmula SAE por meio do método dos elementos finitos**” efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.

Ouro Preto, 11 de dezembro de 2019.

Prof. Dr. Diogo Antônio de Sousa

Orientador