



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

# **Análise Computacional de Rigidez à Torção de um Chassi Tubular de um Veículo Roadster por Método dos Elementos Finitos**

**Autor: Felipe Soares da Silva, Heitor de Moura Del Esposte**  
**Orientador: Dr. Rhander Viana**

Brasília, DF  
20 de Maio de 2021





Felipe Soares da Silva, Heitor de Moura Del Esposte

# **Análise Computacional de Rigidez à Torção de um Chassi Tubular de um Veículo Roadster por Método dos Elementos Finitos**

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

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Dr. Rhander Viana

Brasília, DF

20 de Maio de 2021

---

Felipe Soares da Silva, Heitor de Moura Del Esposte

Análise Computacional de Rigidez à Torção de um Chassi Tubular de um Veículo Roadster por Método dos Elementos Finitos/ Felipe Soares da Silva, Heitor de Moura Del Esposte. – Brasília, DF, 20 de Maio de 2021-

73 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dr. Rhander Viana

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA , 20 de Maio de 2021.

1. rigidez torcional. 2. engenharia automotiva. I. Dr. Rhander Viana. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Análise Computacional de Rigidez à Torção de um Chassi Tubular de um Veículo Roadster por Método dos Elementos Finitos

CDU 02:141:005.6

---

Felipe Soares da Silva, Heitor de Moura Del Esposte

# **Análise Computacional de Rigidez à Torção de um Chassi Tubular de um Veículo Roadster por Método dos Elementos Finitos**

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

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 20 de Maio de 2021:

---

**Dr. Rhander Viana**  
Orientador

---

**MSc. Danilo dos Santos Oliveira**  
Convidado 1

---

**Eng. João Carlos Wolgemuth**  
Convidado 2

Brasília, DF  
20 de Maio de 2021



# Agradecimentos

*Felipe Soares da Silva:* Parte da jornada é o fim, e no momento de conclusão dessa etapa da minha vida, é necessário agradecer a todos que contribuíram no caminho percorrido até aqui.

Primeiramente agradeço a Deus, que me deu a capacidade de realizar todas as etapas que me levaram a Universidade de Brasília e a conclusão deste curso de engenharia.

Agradeço aos meus pais, José Carlos Soares Almeida e Maria Rejane da Silva Soares por todo o apoio, carinho e compreensão, que foram a base de minha formação como pessoa e cidadão.

Aos queridos mestres, Danilo Oliveira e José Henrique Oliveira pela atenção e todo o conhecimento na área de fabricação mecânica passado durante as aulas de processos de fabricação e na fabricação dos componentes de suspensão utilizados nos protótipos da equipe UnBaja.

Aos professores Saleh Barbosa Khalil e Rhander Viana, pelos ensinamentos transmitidos em suas aulas e em nossas conversas. O apoio e a confiança que recebi dos dois foi fundamental para minha formação como engenheiro.

Agradeço a Universidade de Brasília, que embora não seja perfeita, realiza um trabalho fundamental para sociedade, formando todos os anos excelentes profissionais em várias áreas de conhecimento, e um agradecimento especial a Faculdade do Gama que em meio a diversas dificuldades de estrutura, foi capaz de proporcionar um ambiente digno para seus alunos e professores.

E por último, mas não menos importante, agradeço aos meus amigos Mateus Almeida, o Solda, e ao Heitor de Moura. Nunca me esquecerei dos momentos que dividimos durante esses anos de UnB Gama, vocês estiveram comigo desde o início sendo duas peças fundamentais para a realização de tudo. Obrigado pela confiança, fidelidade e pela fé no meu trabalho. Sem a colaboração dos dois, a construção do STNZero e a realização deste trabalho de conclusão de curso não seria possível.



# Agradecimentos

*Heitor de Moura Del Esposte:* Primeiramente, quero agradecer a Deus pela dádiva da vida, pela minha família e amigos e pela oportunidade de estar perto de concluir meus estudos nesta área tão desafiadora e bonita. Chegar até aqui, neste ponto, nunca foi fácil e nunca tendeu a ser, por isso há felicidade mesmo sob todas condições enfrentadas na caminhada. Esta é uma grande vitória.

Agradeço meu pai, Antônio, por ser alicerce de amor, inspiração e perseverança. O homem que nunca desistiu e sempre enfrentou seus problemas face a face, construindo essa bela família e inúmeras outras maravilhas. Você é meu norte, pai. Também agradeço ao meu vovô Nadyr, que através de seu amor pelo ofício, transmitiu para mim a paixão por veículos. À minha mãe, Lucimar, pela força, amor e coração que é. Ela lutou sempre por nós, com garra e carinho, nos incentivando sempre a seguir os melhores caminhos, e apoiando seus filhos, principalmente nas dificuldades, para nunca desistirem dos seus sonhos. Obrigado minha mãe. Ao meu irmão Arthur, minha fonte de inspiração contínua. A melhor parte de mim. Com sua força e simplicidade de olhar a vida, ele nunca me deixou falhar e me colocou sempre acima de onde eu pensava estar, principalmente na agonia de pensar no amanhã. Por isso e inúmeras outras coisas, obrigado minha família. Agradeço também a minha tia Lélia e minha prima Sayonara que me ensinaram tanto sobre o amor e recentemente partiram desse mundo para um lugar melhor.

Agradeço à minha namorada, Brenda, que esteve comigo em grande parte desse processo me dando a mão nos momentos de aflição, e agonia, mas principalmente compartilhando os momentos de felicidade ao alcançar meus objetivos. Me ofereceu amor, cumplicidade e amizade. Obrigado meu amor.

Aos meus amigos Lucas porta e Lucas Avelar, que compartilharam comigo o longo caminho dessa árdua estrada, mas principalmente trazendo felicidades sempre no dia a dia, pelos encontros, risadas e sorrisos proporcionadas diariamente. Agradeço ao meu amigo Rafael, que mesmo não estando comigo presente na faculdade esteve comigo em todo o processo de criação do Heitor de Hoje. Obrigado meus caros amigos

Ao Mateus (solda), que me ensinou tanto, com todo amor e prazer, sem nunca me cobrar nada em troca, apenas minha amizade. Nos tornamos amigos, irmãos, dividindo sempre o que há de bom e de ruim também, mas sempre nos apoiando e sonhando juntos o que vamos realizar. Transformaremos um mercado injusto em algo bom de se viver. Agradeço ao meu amigo Felipe, que desde o início de tudo que trabalhamos esteve comigo aprendendo e aplicando nosso conhecimento em prol de um mundo melhor. Obrigado por me acompanhar nesse último trabalho, de muitos que fizemos, e assim continuaremos.



*"I want to thank me for believing in me,  
I want to thank me for doing all this hard work.  
I wanna thank me for having no days off.  
I wanna thank me for never quitting.  
I wanna thank me for always been a giver and trying to give more than I receive.  
I want to thank me for trying to do more right than wrong.  
I want to thank me for just being me at all times"*  
*(Snoop Dogg)*



# Resumo

A rigidez à torção de um chassi é, na engenharia automotiva, um dos principais parâmetros a serem estudados no desenvolvimento de um veículo, pela sua influência direta na segurança, dinâmica e desempenho deste, pois a estrutura suporta os demais componentes essenciais de outros subsistemas. O presente trabalho tem como objetivo a análise de rigidez torcional de um chassi tubular de um veículo tipo *roadster*, por método de elementos finitos, comparado à duas estruturas veiculares já existentes no mercado, através da aplicação de elementos de travamentos do tipo transversinas. Propõe-se, assim, apresentar toda problematização e fundamentação teórica acerca do desenvolvimento de chassis automotivos, tal qual uma abordagem sobre carregamentos atuantes nestes, juntamente com metodologia utilizada no cálculo computacional onde é mostrado todo desenvolvimento e métodos aplicados na projeção e simulação do modelo, resultando na otimização final pela aplicação de transversinas. Sob esses aspectos é mostrado todo desenvolvimento analítico comparando a evolução entre os modelos estudados, e assim, chegando a conclusão que a melhoria proposta é viável.

**Palavras-chaves:** chassis, elementos, finitos, transversinas.



# Abstract

The torsional stiffness of a chassis is, in automotive engineering, one of the main parameters to be studied in the development of a vehicle, due to its direct influence on safety, dynamics and performance, since the structure supports the other essential components of other subsystems. The present work aims to analyze the torsional stiffness of a tubular chassis of a vehicle type roadster, by finite element method, compared to two vehicle structures already existing on the market, through the application of transverse locking elements. It is proposed, therefore, to present all the problematization and theoretical foundation about the development of automotive chassis, such as an approach on loads acting on them, together with methodology used in computational calculation where all development and methods applied in the projection and simulation of the model are shown, resulting in the final optimization by the application of cross-sections. Under these aspects, all analytical development is shown comparing the evolution between the models studied, and thus, reaching the conclusion that the proposed improvement is feasible.

**Key-words:** chassis, finite, elements, cross-sections.



# Lista de ilustrações

Figura 1 – Chassi do tipo escada. . . . .	29
Figura 2 – Chassi do tipo perimetral. . . . .	30
Figura 3 – Chassi do tipo espinha dorsal do veículo Toyota 2000GT. . . . .	30
Figura 4 – Chassi do tipo Plataforma. . . . .	31
Figura 5 – Chassi do tipo monobloco. . . . .	31
Figura 6 – Chassi do tipo tubular. . . . .	32
Figura 7 – Caterham 7 - modelo 620R. . . . .	33
Figura 8 – Modo de deformação flexão vertical . . . . .	34
Figura 9 – Modo de deformação flexão lateral . . . . .	35
Figura 10 – Modo de deformação Torção longitudinal . . . . .	35
Figura 11 – Deformação Simultânea . . . . .	38
Figura 12 – Torção no chassi por inércia . . . . .	38
Figura 13 – Torção no chassi por reação . . . . .	39
Figura 14 – Modelo teórico para calculo de rigidez a torção . . . . .	40
Figura 15 – Representação de um modelo teórico de um chassi . . . . .	40
Figura 16 – Atuação das forças na ancoragem da suspensão dianteira . . . . .	41
Figura 17 – Rrepresentação da deflexão angular . . . . .	41
Figura 18 – Chassi do Lotus 7 . . . . .	45
Figura 19 – Chassis <i>Lotus 7</i> e <i>Caterham 620R</i> . . . . .	46
Figura 20 – Chassi com tubos destacados . . . . .	46
Figura 21 – Motor e câmbio utilizados no projeto . . . . .	47
Figura 22 – Estrutura de alocação de componentes . . . . .	47
Figura 23 – Estrutura de alocação completa . . . . .	48
Figura 24 – Vista frontal e lateral do Caterham 620 R e do Lotus 7 . . . . .	49
Figura 25 – Modelo inicial do Chassi do STNZero . . . . .	51
Figura 26 – Fixações no chassi dos sistemas de direção e suspensão dianteira . . . . .	51
Figura 27 – Posicionamento dos componentes principais do veículo no chassi . . . . .	52
Figura 28 – Projeção em 3D do chassi em elementos de linha com vista detalhada . . . . .	54
Figura 29 – Uniões de tubos no CAD . . . . .	54
Figura 30 – Evolução da árvore de projeto . . . . .	55
Figura 31 – Importação do chassi Lotus 7 . . . . .	56
Figura 32 – Associação do material ao chassi . . . . .	57
Figura 33 – Aplicação de elementos tetraédricos na malha . . . . .	58
Figura 34 – Comparativo de malhas . . . . .	58
Figura 35 – Criação do agrupamento de nós . . . . .	59
Figura 36 – Aplicação de parâmetros nodais . . . . .	59

Figura 37 – Configuração de deslocamento e força nodal . . . . .	59
Figura 38 – Configurando saída para simulação estrutural . . . . .	60
Figura 39 – Condições de contorno para o chassi do Lotus 7 . . . . .	61
Figura 40 – Deformação global Lotus 7 . . . . .	62
Figura 41 – Deformação global chassi do Caterham 620R . . . . .	63
Figura 42 – Deformação global chassi STNZero sem travamentos . . . . .	64
Figura 43 – Deformação global chassi STNZero com travamentos . . . . .	65
Figura 44 – Deformação global chassi STNZero com transversina . . . . .	65

# Lista de tabelas

Tabela 1 – Valores de rigidez torcional em diferentes veículos . . . . .	36
Tabela 2 – Ficha Técnica STNZero . . . . .	50
Tabela 3 – Propriedades mecânicas dos aços com baixo teor de carbono . . . . .	53
Tabela 4 – Ganho de rigidez por chassi . . . . .	70



# Lista de abreviaturas e siglas

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CG	<i>Centro de gravidade</i>
FEA	<i>Finite element analysis</i>
MEF	<i>Método dos elementos finitos</i>
N	<i>Newtons</i>
Nm	<i>Newtons metro</i>
SUV	<i>Veículo utilitário esportivo (Traduzido de Sport Utility Vehicle)</i>



# Lista de símbolos

$T$	Torque [ $Nm$ ]
$\Delta$	Delta
$\theta$	Deflexão Angular [ $^{\circ}$ ]



# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>25</b>
<b>1.1</b>	<b>Problematização e Hipóteses</b>	<b>26</b>
1.1.1	Problematização	26
1.1.2	Hipóteses	26
1.1.3	Delimitação do estudo	26
<b>1.2</b>	<b>Objetivos</b>	<b>27</b>
1.2.1	Objetivo Geral	27
1.2.2	Objetivos específicos	27
<b>1.3</b>	<b>Justificativa</b>	<b>27</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>29</b>
<b>2.1</b>	<b>Chassi</b>	<b>29</b>
2.1.1	Tipos de Chassi	29
2.1.1.1	Chassi Escada/ <i>Leader Frame</i>	29
2.1.1.2	Chassi Perimetral / <i>Perimetral Frame</i>	30
2.1.1.3	Chassi Espinha dorsal / <i>backbone</i>	30
2.1.1.4	Chassi Plataforma / <i>form</i>	31
2.1.1.5	Monobloco	31
2.1.1.6	Chassi Tubular	32
2.1.1.7	Chassi tubular de um veículo tipo roadster	32
<b>2.2</b>	<b>Carregamentos Atuantes no Chassi</b>	<b>33</b>
2.2.1	Deformações Globais	34
2.2.2	Deformações Locais	35
<b>2.3</b>	<b>Rigidez do Chassi</b>	<b>36</b>
2.3.1	Importância da Rigidez em chassis	36
2.3.2	Ocorrência de esforços torcionais	37
2.3.3	Rigidez Torcional	39
<b>2.4</b>	<b>Método dos Elementos Finitos</b>	<b>42</b>
<b>2.5</b>	<b>Solidworks</b>	<b>43</b>
<b>2.6</b>	<b>Ansys</b>	<b>44</b>
<b>3</b>	<b>CÁLCULO COMPUTACIONAL</b>	<b>45</b>
<b>3.1</b>	<b>Modelagem do chassi</b>	<b>45</b>
3.1.1	Desenho da geometria	46
3.1.2	Critérios de Projeto	48
3.1.2.1	Dimensões	48

3.1.2.2	Integração do chassi com demais subsistemas . . . . .	50
3.1.3	Propriedades do material . . . . .	52
3.1.4	União de elementos estruturais . . . . .	53
<b>3.2</b>	<b>Simulação Computacional . . . . .</b>	<b>55</b>
3.2.1	Importação do Modelo . . . . .	56
3.2.2	Associação do material . . . . .	56
3.2.3	Parametrização da malha . . . . .	57
3.2.4	Carregamentos e restrições . . . . .	58
3.2.5	Saída de análise . . . . .	60
<b>4</b>	<b>OTIMIZAÇÃO . . . . .</b>	<b>61</b>
4.1	Chassi Lotus 7 - 1969 . . . . .	61
4.2	Chassi Caterham 620R . . . . .	62
4.3	Chassi STNZero . . . . .	63
<b>5</b>	<b>RESULTADOS . . . . .</b>	<b>67</b>
<b>5.1</b>	<b>Desenvolvimento analítico . . . . .</b>	<b>67</b>
5.1.0.1	Rigidez torcional para o chassi do Lotus 7 . . . . .	67
5.1.0.2	Rigidez torcional para o chassi do Caterham 620R . . . . .	67
5.1.1	Rigidez torcional para o chassi do STNZero . . . . .	68
<b>5.2</b>	<b>Avaliação dos resultados . . . . .</b>	<b>69</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO . . . . .</b>	<b>71</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>73</b>

# 1 Introdução

Durante sua existência, a indústria automotiva desenvolve seus projetos utilizando as tecnologias mais atuais disponíveis. Segundo (RUBENSTEIN, 2001), o processo de manufatura de veículos motorizados sofreu poucas mudanças desde a revolução da produção em massa da Ford. A carroceria e o chassi eram construídos em linhas separadas dentro da fábrica e em seguida, unidos ao fim do processo.

Na linha de montagem do chassi, a maioria dos componentes do *powertrain*, como o motor, transmissão, diferencial, freios, eixos, rodas, pneus, molas e escapamento, eram presos a estrutura. Enquanto isso na linha da produção da carroceria, os painéis eram soldados, as portas instaladas, a carroceria era pintada e os componentes do interior como: para brisas, bancos, painel de instrumentos, aquecedor e rádio eram instalados.

Fica assim estabelecido uma característica em comum para qualquer veículo, cabe ao chassi dar suporte a todos os componentes que possam ser instalados em um automóvel. Com isso os projetos de chassis vem sendo aprimorados ao longo dos anos. De acordo com (QUEIROZ, 2018), o sucesso no desenvolvimento de produtos das empresas automobilísticas, está relacionado com a utilização de novos conceitos e tecnologias, que tornam a atividade de projeto mais eficiente. A utilização de ferramentas computacionais é uma delas, pois, segundo (SANTOS, 2007) permite uma redução de custos, de tempo de desenvolvimento e lançamento do produto, sendo possível prever e simular o comportamento de sistemas mecânicos veiculares

Quando se trata de veículos de competição, ou esportivos, especialistas no assunto costumam avaliar a qualidade de um chassi através do estudo de dois parâmetros: leveza e rigidez. De fato pelo ponto de vista dinâmico de um veículo, esses dois parâmetros são os pontos mais importantes de um chassi automotivo. No entanto, metas de baixo peso e alta rigidez estão geralmente em conflito entre si e com outra variável importante, o custo de produção.

Segundo (SMITH, 2000), quanto mais rígida for a estrutura de um veículo, melhor será o seu potencial de desempenho dinâmico. Desta forma, a busca por estruturas veiculares cada vez mais rígidas é uma preocupação constante na indústria automobilística.

A rigidez torcional de um automóvel deve ser considerada através de critérios específicos e medida entre os eixos dianteiro e traseiro da estrutura. De acordo com (SMITH, 2000), em um veículo com rigidez torcional baixa, o condutor consegue perceber a dianteira do veículo deslocando-se para cima e para baixo, afetando desta maneira a dirigibilidade e a segurança dos ocupantes.

Este trabalho contempla o estudo sobre rigidez torcional de um chassi tubular aplicado a um veículo do tipo *roadster*, quando submetido a esforços críticos, e como sua rigidez torcional pode ser modificada através da adição de elementos de travamento.

## 1.1 Problematização e Hipóteses

### 1.1.1 Problematização

Tendo conhecimento dos reflexos da falta de rigidez torcional em um chassi automotivo, tomando como base um modelo de chassi já existente, a utilização de elementos de travamento estrutural do tipo transversina, pode contribuir para o aumento da rigidez torcional de um chassi?

### 1.1.2 Hipóteses

Hipóteses levantadas :

- A análise computacional utilizando o Método dos Elementos Finitos é um meio plausível para verificar se uma estrutura automotiva suporta carregamentos estáticos e dinâmicos;
- Existem pontos localizados em um chassi que comprometem sua rigidez torcional, em razão as suas coordenadas e ao posicionamento dos elementos estruturais ligados a eles.
- O estudo de rigidez torcional focado em possíveis modificações na estrutura do chassi, permite que tal estrutura suporte as cargas submetidas pelos amortecedores.

### 1.1.3 Delimitação do estudo

Ao desenvolver um chassi automotivo, deve-se realizar análises computacionais e testes físicos de validação para garantir a integridade física do projeto, desempenho e a segurança dos usuários. Deste modo, realiza-se nesse estudo a análise estrutural pelo Método dos Elementos Finitos utilizando como ferramenta o software Ansys. Este estudo contempla a simulação da estrutura quando submetida a esforços torcionais transmitidos pelo sistema de suspensão, a fim de otimizar a resposta do chassi, definindo um valor satisfatório para a rigidez torcional.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo Geral

Verificar se a utilização de travamentos estruturais do tipo transversina, gera aumento rigidez torcional de um chassi automotivo do tipo tubular.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Identificar os pontos críticos da estrutura que possuam a possibilidade de serem aperfeiçoados;
- Quantificar a rigidez torcional da estrutura através da aplicação de método computacional.

## 1.3 Justificativa

No universo da engenharia, um dos requisitos de um produto é que ele seja testado. Desta maneira, a utilização de métodos experimentais e prototipagem que contemplam esta etapa de produção é muito bem vista. A própria formação em engenharia exige que seus estudantes exerçam preparos práticos que simulem a realidade, que em geral são realizados em laboratórios.

A tecnologia é uma ferramenta muito poderosa neste contexto, pois a partir dela pode-se fazer inúmeros testes e simulações semelhantes ao modelo computacional de maneira mais rápida e econômica. Além disso, os métodos numéricos não necessitam de espaços físicos grandes e por diversas vezes a compra da licença de um software tem um custo muito inferior quando comparado ao preparo que envolve um experimento.

Apesar das vantagens que o método numérico tem ao ser comparado com os métodos experimentais, um não exclui a necessidade do outro, na realidade são ferramentas complementares. Entretanto, os métodos computacionais são de fácil acesso e implementação, o que pode acarretar na banalização de sua utilização, no sentido de que os métodos experimentais são rigorosamente definidos por normas, enquanto os métodos computacionais possibilitam análises em cenários ideais que são muito distantes da realidade.

Cabe ao projetista avaliar até onde o teste computacional pode ser implementado e realizar testes físicos para validar seus resultados numéricos.



## 2 Fundamentação Teórica

### 2.1 Chassi

Chassi é a base estrutural responsável pela alocação de outros sistemas como suspensão, motor e transmissão, segurança do usuário, seja referente a impactos e/ou resistência à torção. A palavra chassi é utilizada em diversos outros componentes automotivos, tendo isso em vista, pode-se resumir como a palavra “*frame*” que quer dizer estrutura.

#### 2.1.1 Tipos de Chassi

Desde o princípio da criação de automóveis surgiram diferentes modelos de chassis, cada um adequado a diferentes tipos de uso e trabalho.

##### 2.1.1.1 Chassi Escada/*Leader Frame*

Um dos chassis é conhecido como Chassi escada ou *Leader Frame*. Este chassi é comumente utilizado em veículos de carga como caminhões e camionetes. Tem em seu projeto, normalmente, duas barras paralelas espelhadas, normalmente dobradas em apenas um plano, que contribuem para a distribuição de peso, porém gera dificuldades quanto a resistência à torção por não ter diferentes planos de tubos, e impactos laterais. Um exemplo deste modelo pode ser visto na Figura 1.

Figura 1 – Chassi do tipo escada.

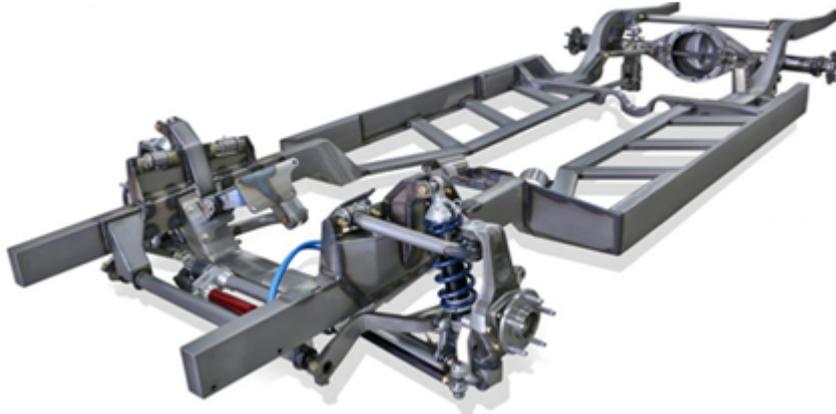


Fonte: *Best Cars Web Site*, 2003.

### 2.1.1.2 Chassi Perimetral / *Perimetral Frame*

Sendo uma evolução do chassi escada, buscando um rebaixo do assoalho, com objetivo de receber uma carroceria para melhor acoplamento dos elementos internos. Como elemento estrutural houve a implementação de barras laterais entre as barras paralelas a fim de diminuição de vão entre longarinas, como observado na Figura 2, aumentando a rigidez à torção e mais dissipação de forças contra impactos laterais. Este tipo de chassi foi largamente utilizado nos veículos de passeio americanos.

Figura 2 – Chassi do tipo perimetral.



Fonte: The Truth About Cars, 20140.

### 2.1.1.3 Chassi Espinha dorsal / *backbone*

Este tipo de conceito seguia uma linha de projeto e fabricação bem diferente dos anteriores utilizando um apenas perfil bem rígido no centro do veículo, detalhado na Figura 3, com abertura nos pontos periféricos para o acoplamento dos demais subsistemas, lhe conferindo uma boa resistência à torção, porém com uma baixa resistência a impactos laterais.

Figura 3 – Chassi do tipo espinha dorsal do veículo Toyota 2000GT.



Fonte: The Truth About Cars, 2014.

#### 2.1.1.4 Chassi Plataforma / *form*

Este modelo é uma evolução do *backbone* na busca de melhorias em pontos que este falhava, principalmente na resistência à impactos laterais e ainda assim aumentando a rigidez à torção, como observado na 4. Ficou famoso ao ser utilizado nos projetos do Fusca da Volkswagen e veículos da fabricante Porsche.

Figura 4 – Chassi do tipo Plataforma.



Fonte: The Truth About Cars, 2014.

#### 2.1.1.5 Monobloco

Este é um tipo de estrutura que junta a carroceria com o chassi e isso tem uma série de pontos positivos lhe conferindo uma resistência à torção e impactos, conferindo-lhe a um bom nível de segurança. Este é o modelo ideal da indústria automotiva há tempos e é o que os fabricantes utilizam na maioria dos seus veículos. Um exemplo pode ser visto na 5.

Figura 5 – Chassi do tipo monobloco.



Fonte: The Truth About Cars, 2014.

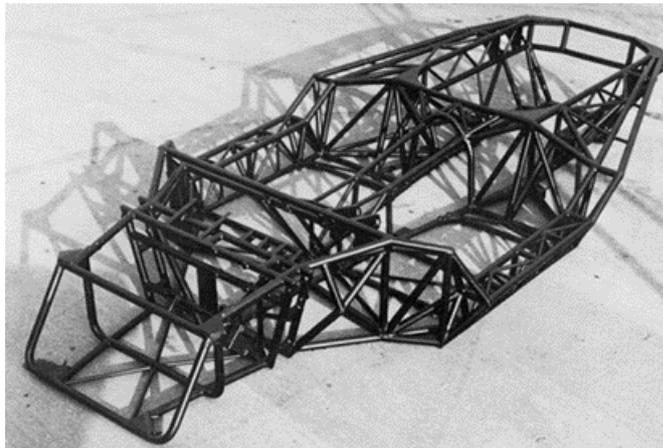
### 2.1.1.6 Chassi Tubular

Este modelo ofereceu a chance da indústria automobilística de desenhar diferentes formas aos veículos. Este tipo de chassi obteve como resultado o que é considerado um dos parâmetros ideais para a melhoria de um projeto. Pela disposição de tubos, normalmente redondos, distribuídas de acordo com as especificações de cada projeto, conferia ao chassi uma melhoria grande quanto a resistência à torção, impactos e além disso diminuindo o peso. Seria uma ótima solução para qualquer projeto automotivo, porém sua forma de fabricação é quase que artesanal e necessita de alta precisão na execução, logo necessita de uma mão de obra muito qualificada, o que encarece o valor final, além de ter um tempo de fabricação elevado, não sendo ideal para as indústrias que buscam produção em massa.

Tendo em vista que é um ótimo tipo de frame, de bons resultados em performance porém com custo elevado, este chassi é normalmente utilizado em veículos de alto valor e performance, normalmente em veículos de corrida.

Este frame é o modelo de chassi escolhido e estudado nesse trabalho.

Figura 6 – Chassi do tipo tubular.



Fonte: The Truth About Cars, 2014.

### 2.1.1.7 Chassi tubular de um veículo tipo roadster

Existem diferentes tipos de desenhos de veículos, como sedãs, *hatches*, SUVs, camionetes, *wagons*, e diversos outros. Entre eles o escolhido foi o *Roadster*.

*Roadster* é um termo popularizado nos Estados Unidos para um carro de dois lugares e sem teto fixo, sem janelas retráteis e com o pára-brisas aparafusado, ao invés de integrado na carroceria. Este tipo de veículo tem apenas dois lugares, o piloto e um passageiro, e tem aparência de apelo esportivo e desempenhos normalmente altos comparados a veículos três volumes.

Essa configuração confere ao veículo algumas características importantes, como baixo peso e possibilidade de entre-eixos curto, o que confere uma dinâmica boa ao veículo,

principalmente em curvas.

Há no mercado diversos modelos de *roadsters*, e o modelo escolhido como base do chassi é o Caterham Seven, modelo 620R, um veículo inglês fabricado originalmente pela Lotus, e posteriormente comprado pela Caterham.

Figura 7 – Caterham 7 - modelo 620R.



Fonte: Caterham Cars, 2016.

Este veículo tem sua estrutura integralmente feita de elementos tubulares. Seu motor é disposto na parte frontal e a tração acontece nos eixos traseiros, através da transmissão de força pelo diferencial. As suspensões dianteiras e traseiras são independentes. Caracteriza-se por ter baixo peso quando comparado à veículos de rua comuns, o que confere a ele altos ganhos de velocidade e uma ótima dinâmica em curvas.

## 2.2 Carregamentos Atuantes no Chassi

Segundo (SAMPO, 2011), enquanto o veículo estiver montado no chassi, a estrutura recebe diferentes carregamentos estando em movimento ou estacionado. Os carregamentos podem ser classificados como:

- Esforços gerados pela suspensão traseira: considerando um veículo com tração traseira, são as cargas mais altas aplicadas sobre o chassi, pois grande parte do seu peso está concentrado no eixo traseiro o que é agravado pela combinação de distribuição de peso e torque gerado pelo sistema de transmissão;
- Esforços gerados pela direção e suspensão dianteira: são carregamentos semelhantes aos da suspensão traseira, mas devido ao menor percentual de peso distribuído no eixo dianteiro, costuma ter uma intensidade menor;

- Motor, câmbio e diferencial: estes são normalmente os componentes mais pesados do veículo. As forças induzidas por esses componentes geralmente são transmitidas através de suas respectivas fixações no chassi;
- Cargas aerodinâmicas provenientes de aerofólios e carenagens;
- Assentos: são cargas de baixa intensidade .

Os esforços podem ser gerados por carregamentos estáticos ou dinâmicos, e um mesmo componente conectado ao chassi pode exercer os dois tipos. Por exemplo, o amortecedor, estando o veículo em repouso, atua transferindo a carga de reação do peso estático do veículo com o solo, mas em uma mudança de cenário, como trafegar em uma rodovia, transmite as ondulações do terreno para o chassi.

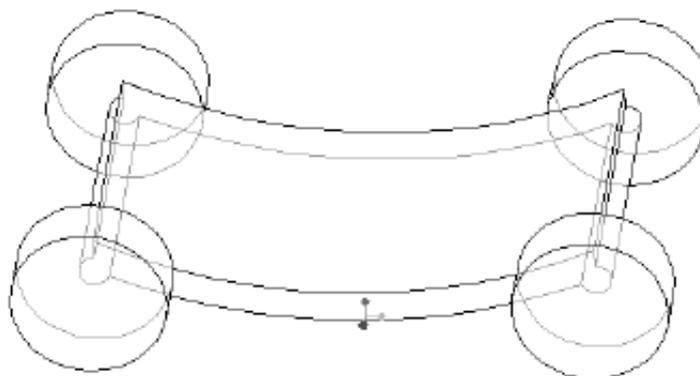
De acordo com (HEISLER, 2002), cargas geram deformações na estrutura do chassi. Uma deformação genérica pode ser vista como uma superposição de modos de deformação globais e locais.

### 2.2.1 Deformações Globais

São deformações que afetam a estrutura como um todo, reduzindo consideravelmente o desempenho do veículo e, na maioria dos casos, inutilizando o chassi.

Representado pela Figura 8, a flexão vertical ocorre devido a presença de cargas estáticas como peso dos componentes do veículo, passageiros e bagagens. Os movimentos de *pitch* podem acentuar a intensidade das cargas estáticas possibilitando o aparecimento de deformações permanentes na estrutura.

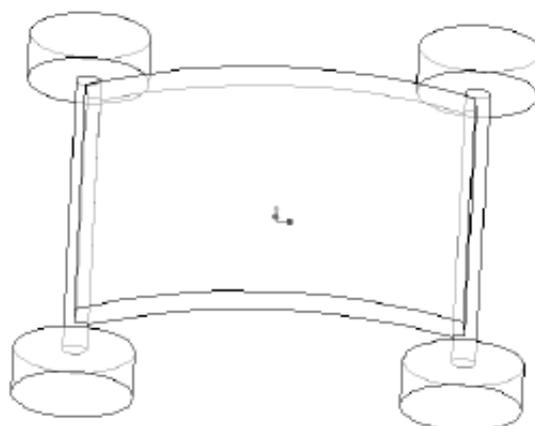
Figura 8 – Modo de deformação flexão vertical



Fonte:(RILEY; GEORGE, 2002)

Outro exemplo de deformação global é o caso da Flexão lateral, representado na Figura 9. Ocorrem quando o veículo sofre um carregamento lateral, podendo ser de diferentes fontes, como uma aceleração lateral em uma curva ou uma colisão rodoviária.

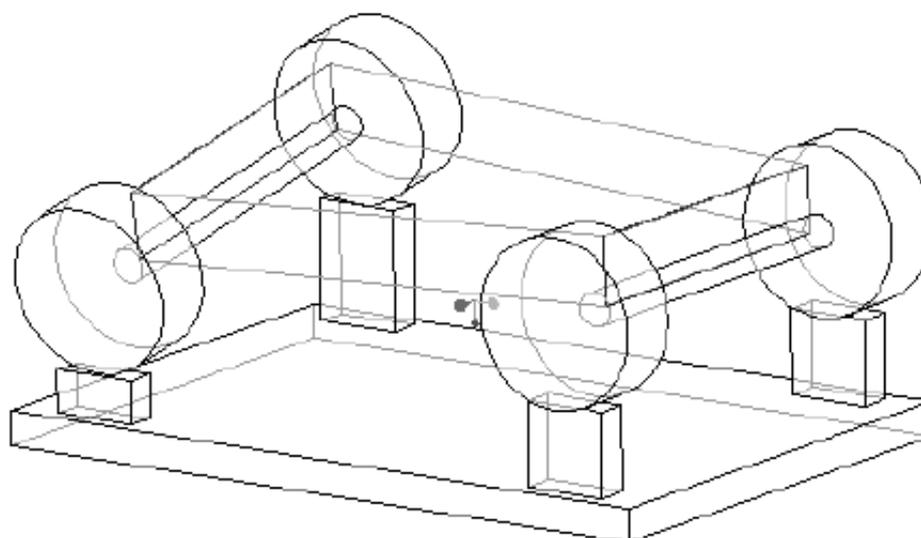
Figura 9 – Modo de deformação flexão lateral



Fonte:(RILEY; GEORGE, 2002)

O último modo de deformação abordado é a Flexão longitudinal, como representado na Figura 10. São deslocamentos que ocorrem quando o veículo realiza uma curva ou na presença de irregularidades e obstáculos na via, resultando em cargas normais diferentes nos pneus. Neste caso o chassi pode ser considerado uma mola de torção, sendo conectado entre a suspensão dianteira e traseira.

Figura 10 – Modo de deformação Torção longitudinal



Fonte:(RILEY; GEORGE, 2002)

### 2.2.2 Deformações Locais

São deformações em regiões específicas do chassi. Geralmente ocorrem devido a sobrecarga de algum elemento de amortecimento como buchas e coxins. Mesmo afetando

o desmepenho do chassi, na maioria dos casos podem ser revertidas por reparos ou substituição do componente danificado.

## 2.3 Rigidez do Chassi

A rigidez de um chassi, exerce forte influência sobre seu controle direcional e resposta as vibrações. No geral, é necessário que as deflexões geradas por carregamentos externos, não prejudiquem o funcionamento do veículo. Por exemplo, é necessário que o chassi de um veículo esteja estabilizado para que ocorra o fechamento das portas, visto que em casos de flexão vertical ou torção longitudinal, o alinhamento das portas é perdido, impossibilitando seu fechamento.

Comumente utilizados como *benchmarks* do desempenho estrutural de veículos, a rigidez a flexão é definida como a deflexão vertical simétrica de um ponto próximo ao centro da distância entre eixos, quando cargas estáticas são aplicadas ao veículo. No caso da Rigidez à torção, ela ocorre quando a estrutura está sujeita a um torque aplicado no eixo longitudinal do veículo.

Segundo (SAMPO, 2011), usualmente quando um chassi apresenta rigidez a torção longitudinal satisfatória, ele atinge valores aceitáveis de rigidez a flexão vertical. Como consequência a rigidez à torção representa o principal critério de design de um chassi de alto desempenho. Como exemplo, os valores típicos de rigidez torcional de chassis, são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores de rigidez torcional em diferentes veículos

Veículo	Rigidez Torcional (Nm/°)
Carro Fórmula SAE	300 - 3000
Carro de passageiros	5000 - 25000
Carro de GP turismo	15000 - 30000
Carro esportivo	5000 - 50000
Formula 1	5000 - 10000

Fonte:(RILEY; GEORGE, 2002)

### 2.3.1 Importância da Rigidez em chassis

Os diferentes tipos de modos de deformação influem diferentemente no comportamento do veículo. Deformações simétricas, como as de flexão, afetam diretamente a qualidade de direção - característica relacionada a reação do veículo a imperfeições na pista, intimamente ligada ao conforto e proteção. Já as deformações não simétricas, como as induzidas pela flexibilidade à torção, influenciam principalmente a dirigibilidade - característica relacionada ao comportamento do veículo ao realizar curvas, frenagens e acelerações. Logo é diretamente ligada à performance e à estabilidade do chassi.

A baixa rigidez em chassis de carros esportivos, como em um *roadster*, geram efeitos desconhecidos que tornam o veículo pouco sensível as ações do piloto. Em outras palavras, chassis flexíveis dificultam a previsibilidade do comportamento do veículo, seja nas ruas ou em pistas.

De acordo com (SAMPO, 2011), temos uma breve descrição de alguns problemas relacionados à falta de rigidez em um chassi:

- O controle da distribuição de carga lateral é difícil;
- Deslocamentos indesejáveis dos pontos de suspensão de maneira que o controle desejável do movimento dos pneus não pode ser garantido;
- Geralmente, torna o comportamento do veículo imprevisível e difícil de acertar;
- Não inspira confiança ao motorista;
- Mais suscetível à fadiga;
- Qualidade de direção baixa;

Para veículos esportivos e de corrida, considerar os efeitos desses aspectos é de suma importância, para o desempenho do veículo, pois o controle da transferência lateral de carga e da cinemática da suspensão, afetam diretamente o comportamento do veículo.

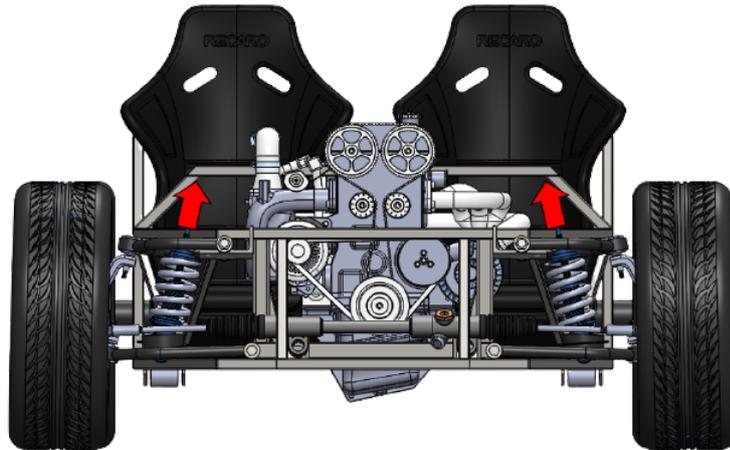
### 2.3.2 Ocorrência de esforços torcionais

As ondulações e imperfeições presentes na superfície da pista exercem fundamentalmente duas condições de comportamento do sistema de suspensão.

No primeiro caso, temos o carregamento simultâneo. Nele as cargas dos amortecedores contra a estrutura são aplicadas igualmente na vertical e na diagonal, em direção ao plano médio longitudinal do veículo. Tal comportamento ocorre em situações onde a transferência de carga longitudinal é aplicada contra as duas rodas dianteiras. Como ocorre em situações de frenagem brusca. Como as componentes vetoriais das cargas na vertical são na mesma direção e sentido, uma atua como força de reação para o momento gerado pela outra, minimizando os esforços torcionais. Porém tais cargas concentram-se pontualmente nas fixações da estrutura, como pode ser visualizado na Figura 11.

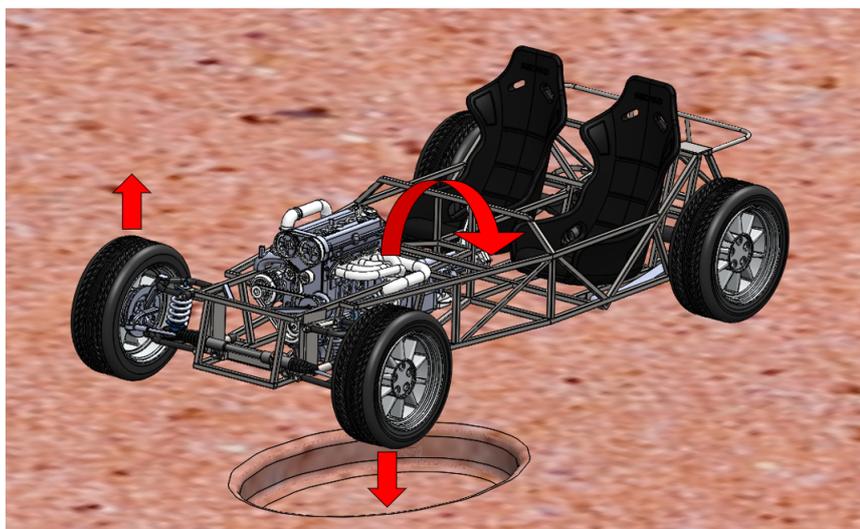
No segundo caso, em uma condição alternada os esforços dos amortecedores são aplicados singularmente, podendo gerar duas situações para o momento de torção longitudinal na estrutura, sendo uma de ação e outra de reação.

Figura 11 – Deformação Simultânea



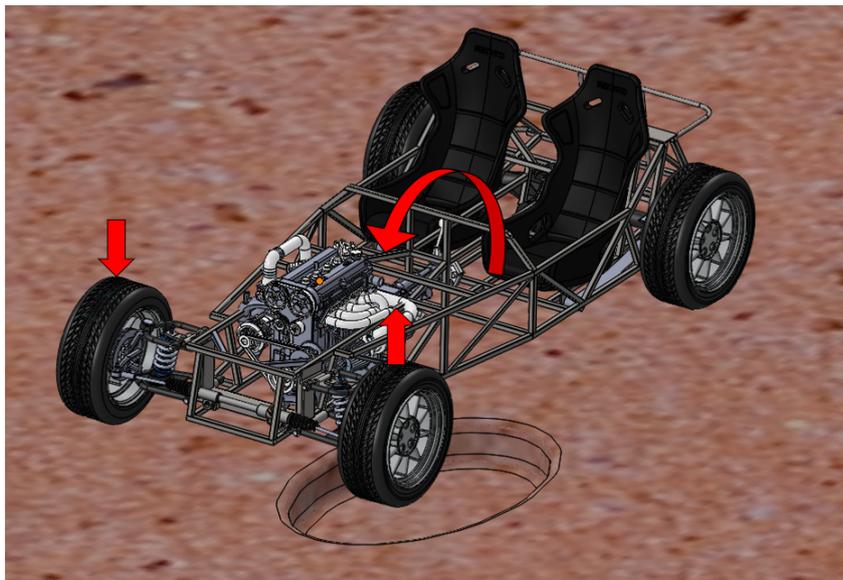
Durante situações em que o veículo é sujeito a passar uma de suas laterais por um cavidade na pista, quando o pneu dianteiro atingir a cavidade, seu sistema mola amortecedor tende a expandir até seu fim de curso. Caso o pneu entre em contato com a cavidade da pista antes de o sistema atingir o limite, também conhecido como *rebound*, a energia do impacto é dissipada pelo amortecedor e o veículo não perde estabilidade, isto é, as forças de reação não são aplicadas contra a estrutura. Entretanto, quando o sistema atinge o seu limite de deslocamento e o pneu não entra em contato com o solo, o centro de massa do veículo desloca-se para a dianteira fazendo que a massa impulsione o veículo em direção à cavidade, para que o pneu entre em contato com o solo. Gerando um momento de torção no eixo longitudinal da estrutura, conforme na figura 12

Figura 12 – Torção no chassi por inércia



Após o pneu entrar em contato com o solo, a força de reação causada pelo impacto juntamente com o *rebound* do sistema para o estado inicial atuam em forma de um momento oposto ao anterior, que se torna o momento torcional por reação, conforme Figura 13

Figura 13 – Torção no chassi por reação



Com o sistema trabalhando em condição de carregamento alternado, o momento de torção irá variar de um sentido para o outro da estrutura. Podendo gerar ruptura de junções soldadas do chassi.

De tal modo, para garantir que a estrutura suporte o momento crítico de torção, deve-se garantir que ela possua a rigidez torcional satisfatória.

Conforme (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995), alguns dos métodos para amplificar a rigidez torcional são a adição de travamentos diagonais no chassi, alteração da disposição dos tubos ou a adição de novos elementos na estrutura.

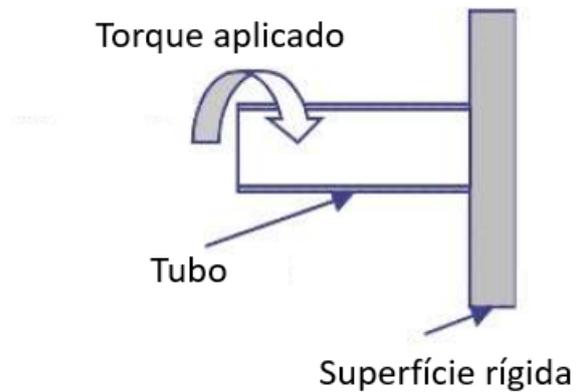
A adição de treliças permite diminuir a flexibilidade do veículo e o incremento da sua rigidez. Estes elementos apresentam maior eficiência quando conectados a pontos onde encontram-se as cargas aplicadas, como, por exemplo, na fixação dos amortecedores ao chassi.

### 2.3.3 Rigidez Torcional

Em seu trabalho (RILEY; GEORGE, 2002) descreve uma metodologia para determinar a rigidez torcional de um chassi. O modelo é representado por um tubo que possui uma de suas extremidades fixadas a uma superfície rígida, enquanto sobre a outra extremidade é aplicado um torque, como apresentado na Figura 14

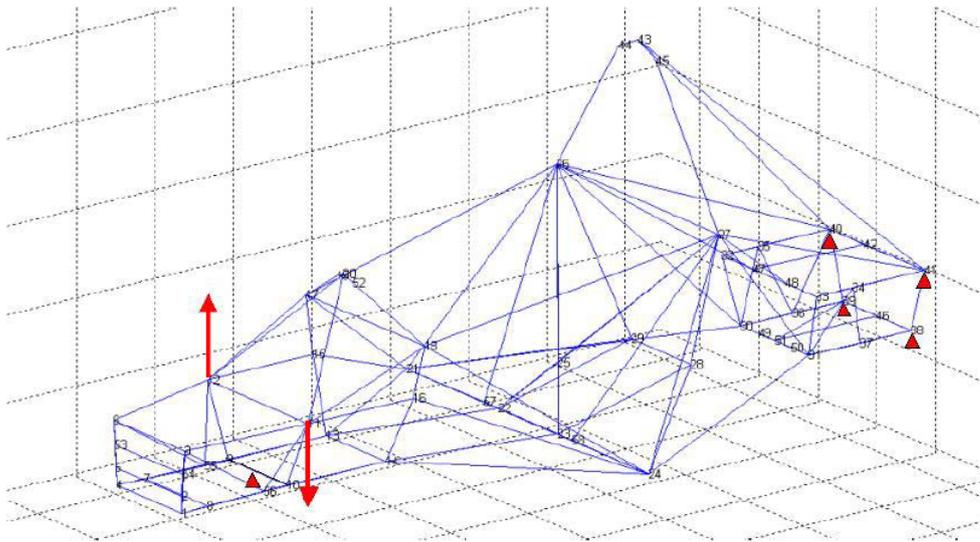
Para o caso de um chassi automotivo, o torque é aplicado as chapas de fixação da suspensão dianteira, enquanto a suspensão traseira é fixada de maneira que não ocorram deslocamentos. A Figura 15, exemplifica o modelo para um chassi tubular utilizado em Fórmula SAE.

Figura 14 – Modelo teórico para calculo de rigidez a torção



Fonte: Adaptado de (RILEY; GEORGE, 2002)

Figura 15 – Representação de um modelo teórico de um chassi



Fonte: (RILEY; GEORGE, 2002)

Matematicamente a rigidez torcional pode ser encontrada pela divisão do módulo do torque aplicado, pela deflexão angular apresentada no chassi, o que pode ser verificado pela Equação 2.1

$$K_t = \frac{T}{\theta} \quad (2.1)$$

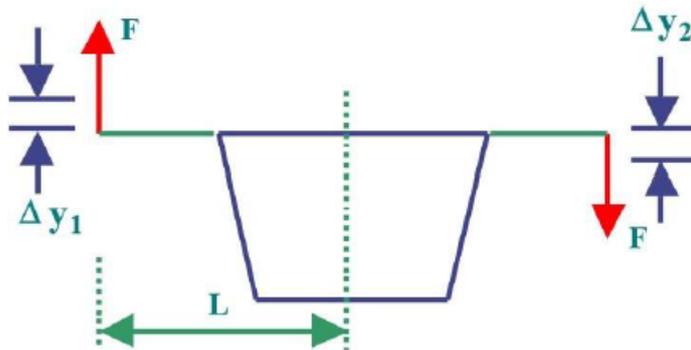
onde:

- $K_t$  = Rigidez torcional
- T = Torque Aplicado

- $\theta$  = Deflexão angular

É possível reescrever a Equação 2.1, em função do binário aplicado ao chassi, do deslocamento linear e em função da distância entre o ponto de aplicação da força e o centro do carro, como é representado na Figura 16.

Figura 16 – Atuação das forças na ancoragem da suspensão dianteira



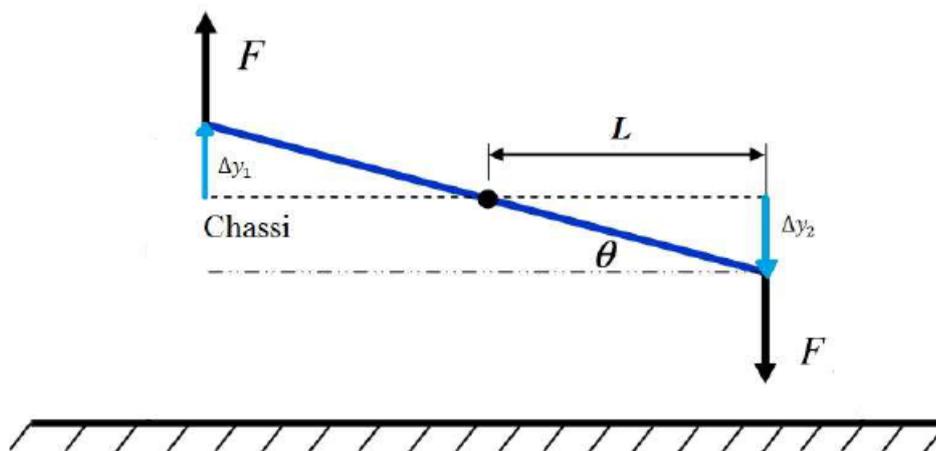
Fonte: (RILEY; GEORGE, 2002)

O torque será duas vezes o produto da força pela distância do ponto de aplicação até o centro do carro, como está representado na Equação 2.2

$$T = 2FL \quad (2.2)$$

A deflexão angular é o ângulo formado a partir do centro do carro até a extremidade deformada pela força. Como visto na Figura 17.

Figura 17 – Representação da deflexão angular



Fonte: (WEISS, 2016)

Matematicamente a deflexão angular pode ser representada pela Equação 2.3.

$$\theta = \tan^{-1} \cdot \frac{\Delta_{y1} + \Delta_{y2}}{2L} \quad (2.3)$$

Pode-se observar na equação 2.3, é tomado o deslocamento médio entre as extremidades da esquerda e da direita a fim de que se obtenha uma melhor estimativa da deflexão angular.

Substituindo as equações 2.3 e 2.2, na equação 2.1, temos a expressão que utilizaremos nesse trabalho para o cálculo da rigidez torcional através da deflexão angular, representado pela Equação 2.4

$$K_t = \frac{2F}{\tan^{-1} \cdot \frac{\Delta_{y1} + \Delta_{y2}}{2L}} \quad (2.4)$$

Onde:

- F = Força aplicada no chassi
- $\Delta_{y1}$  = Deslocamento linear direito
- $\Delta_{y2}$  = Deslocamento linear esquerdo
- L = Distância do ponto de aplicação da força até o centro do carro.

## 2.4 Método dos Elementos Finitos

Segundo (COOK, 2002) A análise de elementos finitos (FEA), também chamada de método dos elementos finitos (MEF), é um método para solução numérica de problemas de campo. Um problema de campo requer que determinemos a distribuição espacial de uma ou mais variáveis dependentes. Assim, podemos buscar a distribuição de temperatura no pistão de um motor, ou podemos buscar a distribuição de deslocamentos e tensões em uma laje de pavimentação. Matematicamente, um problema de campo é descrito por equações diferenciais ou por uma expressão integral. Qualquer uma das descrições pode ser usada para formular elementos finitos. Formulações de elementos finitos, na forma pronta para uso, estão contidas em programas FEA de uso geral. É possível usar programas FEA com pouco conhecimento do método de análise ou do problema ao qual ele se aplica, gerando consequências que podem variar de constrangedoras a desastrosas.

Com os avanços tecnológicos de programas, de inúmeras linhas de código, que facilitam a vida dos engenheiros de diversas áreas com MEF, é notável a facilidade de cometer erros por não entender de fato o problema matemático por trás da solução que esteja se desenvolvendo, logo deve-se entender o funcionamento dessa ferramenta a fundo para utilizar de fato este método.

No campo prático do entendimento, (MOAVENI, 1999) elencou etapas básicas envolvidas em qualquer análise de elemento finito:

Fase de Pré-processamento: 1 - Criar e discretizar o domínio da solução em elementos finitos, isto é, subdividir o problema em nós e elementos; 2 - Assumir uma função de forma para representar o comportamento físico de um elemento, no caso, uma função contínua aproximada é assumida para representar a solução de um elemento; 3 - Desenvolver equações para um elemento; 4 - Reúnir os elementos para apresentar todo o problema e construir a matriz de rigidez global; 5 - Aplicar condições de contorno, condições iniciais e carregamento.

Fase de Solução: 6 - Resolver um conjunto de equações algébricas lineares ou não lineares simultaneamente para obter resultados nodais, como valores de deslocamento.

Fase de Pós-processamento: 7 - Obter outras informações importantes. Neste ponto, você pode estar interessado nos valores das tensões principais, fluxos de calor, etc.

Em geral, existem várias abordagens para formular problemas de elementos finitos: (1) Formulação Direta, (2) A Formulação de Energia Potencial Total Mínima e (3) Formulações Residuais Ponderadas. Novamente, é importante observar que as etapas básicas envolvidas em qualquer análise de elemento finito, independentemente de como geramos o modelo de elementos finitos, serão os mesmos listados acima.

Para este trabalho o método dos elementos finitos foi adotado para estudar a rigidez torcional de um chassi tubular do tipo Roadster, utilizando o software Ansys Workbench®, que possibilita execução de todas etapas do cálculo computacional

## 2.5 Solidworks

O Solidworks® é um software de CAD 3D que permite a criação de projetos mecânicos em ambiente computacional. Sua arquitetura baseia-se em computação paramétrica, criando formas tridimensionais à partir de geometrias elementares (SOLIDWORKS, 2021).

Além do desenvolvimento de componentes mecânicos, o SolidWorks permite elaborar montagens complexas de vários elementos. Possibilitando ao projetista criar e durante o processo de criação elaborar planos de montagem de seu projeto. Dentro do pacote estão inclusos ferramentas de desenvolvimento ligadas ao método dos elementos finitos, cinemática de mecanismos, diagramas eletrônicos e detalhamentos 2D. A compatibilidade com outros sistemas CAD permite o trabalho com importação de dados de outras plataformas e com a possibilidade de manter o vínculo associativo entre componentes.

## 2.6 Ansys

O software ANSYS® é, em conjunto com a ferramenta de modelagem do CAD, uma das ferramentas mais importantes na área de cálculos computacionais quando direcionada a solução de problemas que envolvem sólidos. Dadas as condições de contorno, que devem ser previamente definidas pelo usuário, é possível prever possibilidades de comportamento estrutural do protótipo, dado as cargas e condições que ele suportará, com isso é possível criar diversos modelos, testá-los, através do uso de MEF, e corrigir prováveis pontos de falhas até chegar em um modelo ideal para seu projeto.

Com uso da ferramenta, que possibilita essa facilidade com a simulação computacional, que antecede etapas de fabricação, os custos de um projeto na fase de prototipagem via CAD e CAE podem, e devem, aumentar visto que há um alto custo computacional na realização de processos nesse tipo de software, porém estes custos são, no caso deste trabalho, ínfimos quando comparados aos custos de prototipagem física.

Em um universo sem o uso de uma ferramenta de CAE, modelos físicos seriam fabricados para cada mudança no projeto e assim testados, obtendo resultados empíricos, de forma que todo e qualquer objeto de estudo resultante das simulações experimentais deveriam ser observadas minuciosamente para se obter o conhecimento necessário para eventuais mudanças de projetos e assim refazendo todo estes passos até chegar em um modelo ideal. Ao observar toda essa dinâmica de trabalho percebe-se que o custo financeiro, para fabricação de diversos modelos e seus respectivos testes, seria de alto valor por gastos de materiais, mão-de-obra, entre outros, além do alto custo temporal que a produção dessas etapas tomaria, com possibilidades de eventuais erros humanos nas etapas de fabricação.

Com a ferramenta de CAE basicamente todos esses trabalhos e re-trabalhos são absorvidos, diminuindo-se o investimento financeiro final, porém necessitando de um alto custo computacional e matemático, além de acentuada atenção às condições de contorno, visto que tudo é aceitável nos *inputs* de condições, o que pode gerar resultados desastrosos para um trabalho. Tendo-se as condições ideais supracitadas, o trabalho desenvolvido com CAE tem grande potencial de êxito ao que se propõe.

## 3 Cálculo Computacional

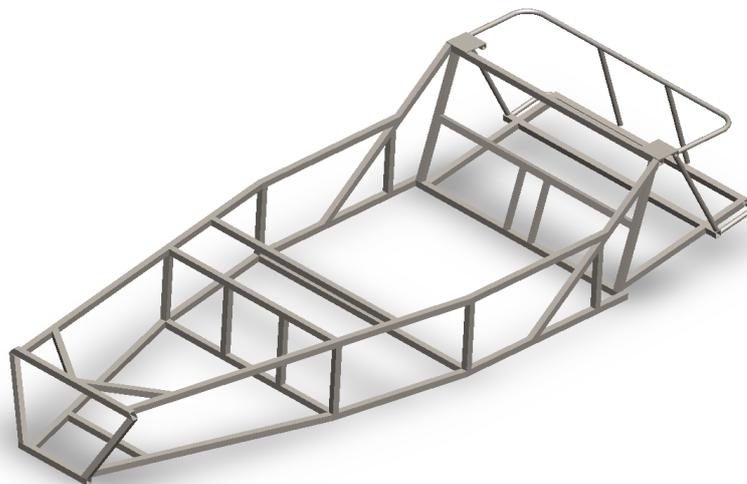
### 3.1 Modelagem do chassi

Para o desenvolvimento deste estudo, foi utilizado como base um chassi tubular utilizado em um veículo comercial do tipo *roadster*. Trata-se do clássico das pistas, o Lotus 7 e da sua releitura o Caterham 620R. Os dois veículos compartilham a mesma estrutura, mas com o avanço das tecnologias empregadas nos projetos de engenharia, o Caterham apresenta um chassi mais eficiente considerando aspectos construtivos e de segurança.

O Lotus 7, foi desenvolvido para ter um bom desempenho nas pistas. Para isso, seus criadores decidiram reduzir o peso total do veículo utilizando o mínimo de componentes necessários para sua construção. Como resultado obtiveram um veículo leve e ágil, que conquista entusiastas do meio automobilístico até os dias atuais.

O Caterham 620 R, utiliza como base o *design* do Lotus 7, com modificações para transformá-lo em um carro atual. A Caterham desenvolveu melhorias no chassi tubular, para prover maior segurança e desempenho para seus usuários. Neste trabalho inicialmente tomamos como modelo o chassi proposto por (GIBBS, 2007) representado pela Figura 18, para termos uma estimativa inicial da rigidez torcional do Lotus 7. A proposta é, a partir desse modelo, implementar as melhorias estruturais adotadas pela Caterham e propor a adição de transversinas na região de posicionamento do motor. Por fim elaborar um comparativo entre os valores de rigidez encontrados para os três casos.

Figura 18 – Chassi do Lotus 7

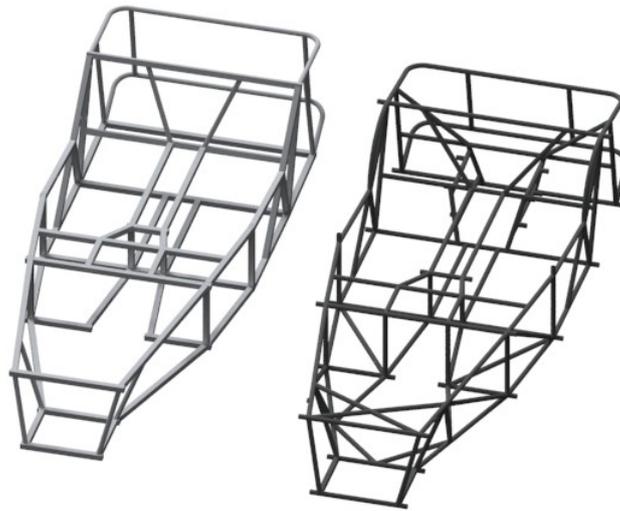


Fonte: (GIBBS, 2007)

### 3.1.1 Desenho da geometria

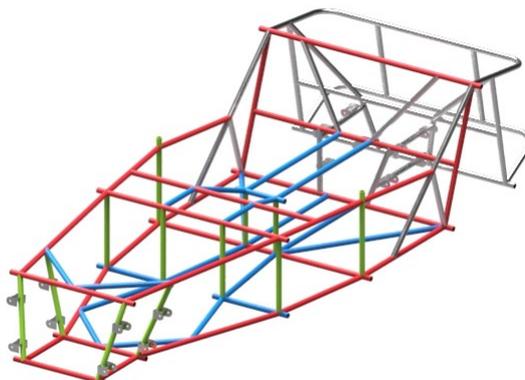
O ponto inicial escolhido pré desenho da geometria do chassi, é o estudo da evolução do design de chassi desde a *Lotus* até a *Caterham*, o qual pode-se perceber que diversas mudanças são geradas por parâmetros de projeto que mudaram entre a fabricação desses veículos, tais como sistema de *powetrain*, no modelo de motor e câmbio, e suspensão traseira, fazendo com que o *Caterham 620 R* agregasse ao seu projeto a suspensão traseira independente. Tendo tais atributos modernizados, houve uma grande evolução no design final dos chassis, como observado na figura 19

Figura 19 – Chassis *Lotus 7* e *Caterham 620R*



Como parte estrutural é notável que há mudanças nos perfis de tubos utilizados, bem como em dimensões e disposição dos elementos estruturais, mas normalmente mantendo o desenho dos tubos principais (destacados em vermelho na Figura 20), travamentos comuns (destacados em verde), porém com diferenças nos travamentos internos (destacados em azul) que variam pelos parâmetros definidos pelos respectivos projetistas para alcançar aumento de rigidez a flexão e/ou torção do chassi.

Figura 20 – Chassi com tubos destacados



Para começar a modelagem do chassi tubular do presente trabalho, chegou-se ao consenso que, para melhoria uma melhor metodologia de modelagem, seria necessário obter primeiramente os dados do *power train*, como modelo de motor, câmbio e diferencial, assim como critérios de projetos de suspensão para se obter entre-eixos e CG do veículo.

Após esta decisão foram adquiridos os componentes do power train, como mostrados na Figura 21, que estão especificados nas próximas seções, assim como foram definidos os critérios de projeção da suspensão, que posteriormente deram origem aos CADs dos sistemas de suspensão dianteira e traseira.

Figura 21 – Motor e câmbio utilizados no projeto



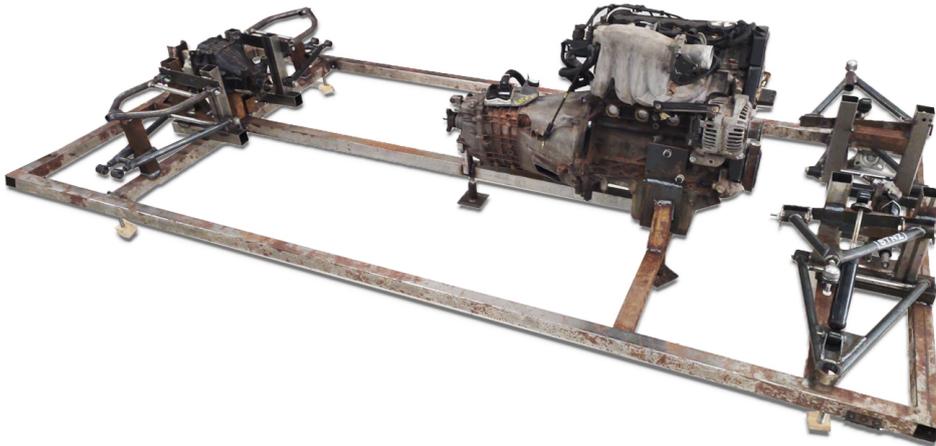
Com esses componentes e dados em mãos, foi projetado e fabricado uma estrutura com o objetivo de alocação desses itens, com finalidade de ser um *mockup*, para melhoria da noção espacial de distribuição destes, contribuindo para a projeto do chassi, como mostrado na Figura 22. Essa estrutura dispõe de rodízios que ajudam na fácil locomoção do chassi no ambiente de trabalho, assim como fusos niveladores, para que o nivelamento dos componentes estejam estabelecidos corretamente para diminuição de possíveis erros.

Figura 22 – Estrutura de alocação de componentes



A necessidade de ter os componentes de *power train* a disposição se estendeu ao projeto do sistema de suspensão que, uma vez terminado o projeto, teve a fabricação dos componentes dianteiros e traseiros finalizadas, para que pudessem ser colocados na estrutura de alocação, como visto na Figura 23, afim de completar a primeira etapa para o início do CAD do chassi tubular do STNZero.

Figura 23 – Estrutura de alocação completa



### 3.1.2 Critérios de Projeto

Por se tratar de um veículo comercial, os modelos de chassis do Caterham 620 R e do Lotus 7 obedecem premissas de segurança e de usabilidade, que possibilitam seu uso em vias públicas sem perder as características que tornam o veículo atrativo para uso recreativo em *track days* e categorias amadoras.

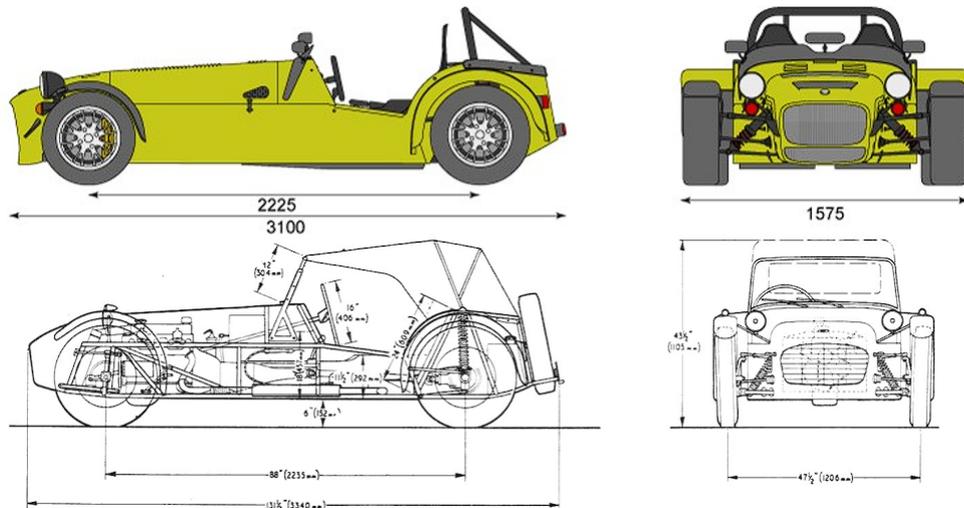
Nesta seção serão discutidas as características necessárias para cumprir os requisitos citados acima, assim como a integração da estrutura do veículo com os demais subsistemas.

#### 3.1.2.1 Dimensões

Inicialmente para o desenvolvimento do projeto, foram tomadas como base informações disponibilizadas em manuais e desenhos técnicos encontrados na internet. A partir deles, utilizando de técnicas de razão e proporção de imagens, foi possível conhecer as dimensões gerais do veículo.

A utilização de *Blueprints* para a documentação de projetos automotivos é largamente utilizada por todos os fabricantes de veículos, assim executando uma pesquisa rápida em *sites* especializados é possível encontrar os desenhos técnicos com dimensões globais da maioria dos veículos produzidos comercialmente. Na Figura 24 estão representados os modelos utilizados como base para definir as dimensões globais do chassi.

Figura 24 – Vista frontal e lateral do Caterham 620 R e do Lotus 7



Fonte: Adaptado de (BLUEPRINTS, 2021)

De posse das medidas gerais do veículo, faz-se necessário completar as informações faltantes por meio de engenharia reversa. Por se tratar de um veículo *Roadster*, algumas características do estilo de condução já são esperadas e conhecidas pelo mercado. Características como esportividade, o teto removível, a capacidade de carga e a quantidade de passageiros, fornecem os parâmetros iniciais para o desenvolvimento do projeto do chassi.

A partir da análise das características do veículo, foi possível elaborar uma ficha técnica com especificações gerais dos subsistemas, que seriam adotados em um modelo hipotético, chamado aqui de STNZero. Tomando como base os trabalhos de (GIBBS, 2007) para confirmar a possibilidade de utilização de componentes automotivos disponíveis no mercado nacional, para o emprego nos sistemas de *power train*, suspensão, freios e direção completando o quadro das informações necessárias para o desenvolvimento espacial da estrutura do chassi. A tabela 2 apresenta os valores definidos.

Para o desenvolvimento deste estudo e projeto do chassi, serão utilizadas duas entradas de dados limitantes para o modelo. Como mencionado anteriormente, uma das atribuições do chassi é fornecer suporte aos componentes instalados no veículo. Logo a primeira classe de entradas, serão as dimensões das peças utilizadas no veículo. Para segunda classe, tomaremos as dimensões limitantes externas, como o comprimento, vão livre, largura e altura do veículo, anteriormente listadas na Tabela 2.

Com o posicionamento dos componentes na estrutura representada na figura 23, foi possível a partir de uma série de medições definir as dimensões iniciais do chassi e elaborar um esboço do CAD, representado no Figura 25, para dar início ao desenvolvimento dos travamentos estruturais abordados nas próximas seções.

Tabela 2 – Ficha Técnica STNZero

<b>Dimensões</b>			
<b>Comprimento</b>	3200 mm	<b>Largura</b>	1614 mm
<b>Distância entre eixos</b>	2300 mm	<b>Altura</b>	1100 mm
<b>Bitola dianteira</b>	1400 mm	<b>Bitola Traseira</b>	1414 mm
<b>Peso</b>	500 kg	<b>Vão Livre</b>	130 mm
<b>Motor</b>			
<b>Instalação</b>	Dianteiro	<b>Aspiração</b>	Turbo Compressor
<b>Disposição</b>	Longitudinal	<b>Alimentação</b>	Injeção eletrônica
<b>Cilindros</b>	4 em linha	<b>Cilindrada</b>	1999 mm <sup>3</sup>
<b>Transmissão</b>			
<b>Tração</b>	Traseira	<b>Câmbio</b>	Manual de 5 M.
<b>Posição</b>	Longitudinal	<b>Acoplamento</b>	Embreagem a seco
<b>Suspensão</b>			
<b>Dianteira</b>	Duplo A	<b>Elemento Elástico</b>	Mola helicoidal
<b>Traseira</b>	Duplo A	<b>Elemento Elástico</b>	Mola helicoidal
<b>Freios</b>			
<b>Dianteiros</b>	Disco ventilado	<b>Traseiros</b>	Disco ventilado
<b>Pneus</b>			
<b>Dianteiros</b>	195/50 R15	<b>Flanco</b>	97,5 mm
<b>Traseiros</b>	205/55 R15	<b>Flanco</b>	112,5 mm

Este modelo tem características semelhantes aos chassis do Caterham 620 R e do Lotus 7, mas respeitando as entradas das classes um e dois, para adequar o protótipo à oferta de peças disponíveis no mercado nacional, barateando os custos para uma possível produção do veículo.

### 3.1.2.2 Integração do chassi com demais subsistemas

Definidas as medidas gerais do chassi, faz-se necessário a partir do desenvolvimento da estrutura de alocação representada pela Figura 23, levantar os recursos utilizados para integração dos sistemas de suspensão e *power train* com a estrutura. A definição do posicionamento de fixações das suspensões dianteira e traseira assim como da caixa de direção e do *power train*, foi desenvolvida com base no volume ocupado por cada componente fixado internamente e externamente. A fim de proporcionar o suporte necessário para o funcionamento ideal dos sistemas. A figura 26 representa um exemplo para as fixações da caixa de direção e do conjunto de suspensão dianteira.

Com o posicionamento dos componentes fundamentais para o funcionamento do veículo, é possível avaliar os pontos de transmissão de esforços ao chassi. Como visto anteriormente os esforços externos chegam através do contato entre a suspensão e o solo, sendo transmitidos ao chassi pelo conjunto mola amortecedor. Logo a definição dos pontos de ancoragem das suspensões traseira e dianteira são parâmetros fundamentais para o desenvolvimento de trabalhos que avaliam a rigidez torcional de chassis automotivos.

Figura 25 – Modelo inicial do Chassi do STNZero

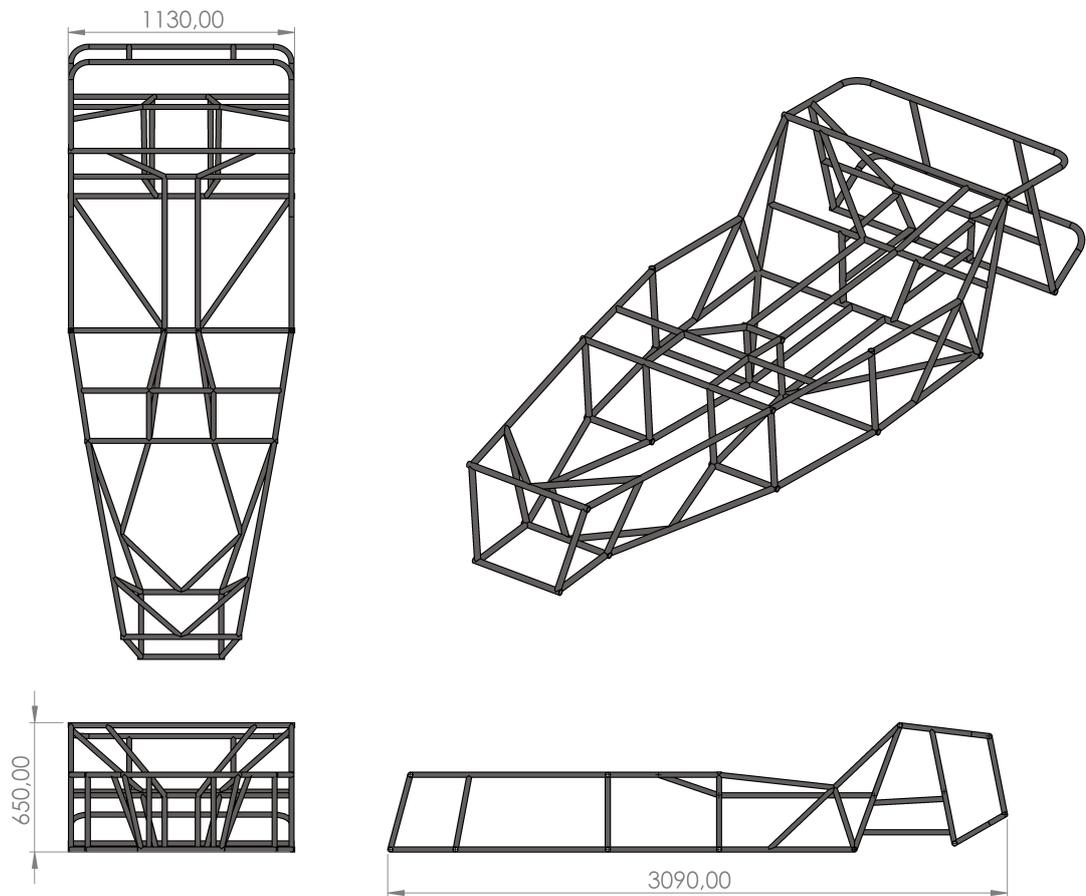
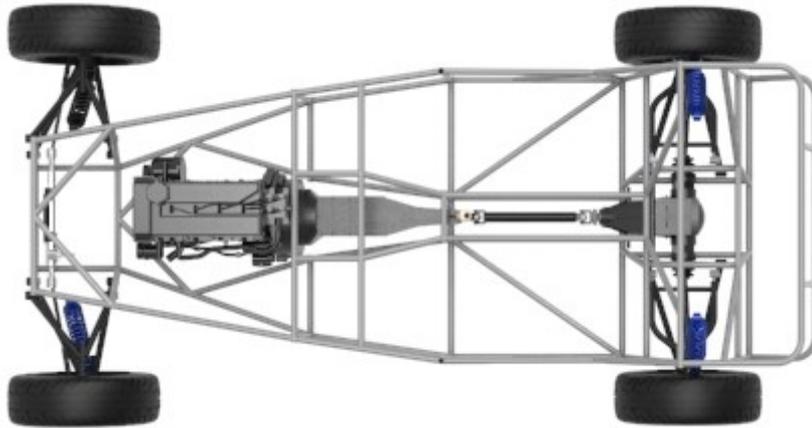


Figura 26 – Fixações no chassi dos sistemas de direção e suspensão dianteira



Definido o posicionamento dos componentes, como representado pela Figura 27, é possível dar sequência as próximas etapas do estudo.

Figura 27 – Posicionamento dos componentes principais do veículo no chassi



### 3.1.3 Propriedades do material

A seleção do material utilizado para a fabricação do chassi, é uma etapa fundamental do projeto, pois, ela impacta diretamente na segurança do motorista e passageiros, assim como na estabilidade para o funcionamento dos demais subsistemas.

Alguns fatores e propriedades devem ser levadas em consideração, tais como : peso do veículo, a resistência a corrosão e a durabilidade. No cenário atual, com a necessidade crescente de veículos sustentáveis que gerem menor impacto ao meio ambiente, a redução do peso bruto total do veículo se apresenta como uma característica importante, pois, um veículo mais leve exige menor potência para se locomover. Existe, então, uma necessidade de encontrar equilíbrio, ou seja, o material deverá ser simultaneamente leve e resistente, contribuindo para a melhoria da performance e mantendo a segurança do condutor. Deste modo, para a seleção do aço priorizam-se os que possuem baixa densidade linear e os que possuem boa resistência mecânica.

Relaciona-se o teor de carbono do aço diretamente com o comportamento mecânico da estrutura. Com o intuito de fornecer a segurança do condutor e de passageiros, estruturas como chassis automotivos devem possuir tolerância de deformação para a absorção de impactos e cargas exercidas pelos demais subsistemas. Aços de médio e alto carbono possuem maior dureza, tornando-se mais frágeis e com tendência ao acúmulo de tensões e fadigas. Para estes aços, o intervalo entre o limite de escoamento e a tensão de ruptura é desprezível, o que torna a estrutura quebradiça. Devido a natureza da utilização de um chassi tubular, é aconselhável a utilização de aços com baixo teor de carbono, devido a sua ductibilidade e elasticidade, onde os principais prontos disponíveis no mercado que satisfazem possuem essa composição são vistos na Tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades mecânicas dos aços com baixo teor de carbono

Aço SAE	Limite de escoamento	Relação Elástica	Alongamento
1020	350 MPa	1,2	15%
1025	370 MPa	1,18	15%
1030	440 MPa	1,19	23%
4130	460 MPa	1,21	21,5%

Fonte: (BARBOSA, 2015)

Dentre os aços selecionados, o aço SAE 4130 torna-se o ideal à sua baixa densidade e boa temperabilidade, tendo baixo teor de carbono e possuindo cromo e molibidênio na sua composição química, o que favorece sua resistência mecânica. Contudo, utiliza-se o aço SAE 1020 como material predominante do chassi, visto que embora seu limite de escoamento seja inferior comparado ao SAE 4130, sua densidade e relação elástica são equivalentes, o que mantém a redução de massa e a capacidade do material de se deformar antes de romper.

Em vista disso, com o aço selecionado, utiliza-se a equivalência de rigidez e resistência à flexão para determinar geometrias equivalentes que possuam menor densidade à flexão para determinar geometrias equivalentes que possuam menor densidade linear, ou seja, reduzindo massa e mantendo a resistência estrutural. Então, atendendo a tais necessidades, utilizam tubos com diâmetro externo 25,4 mm e espessura de 1,9 mm.

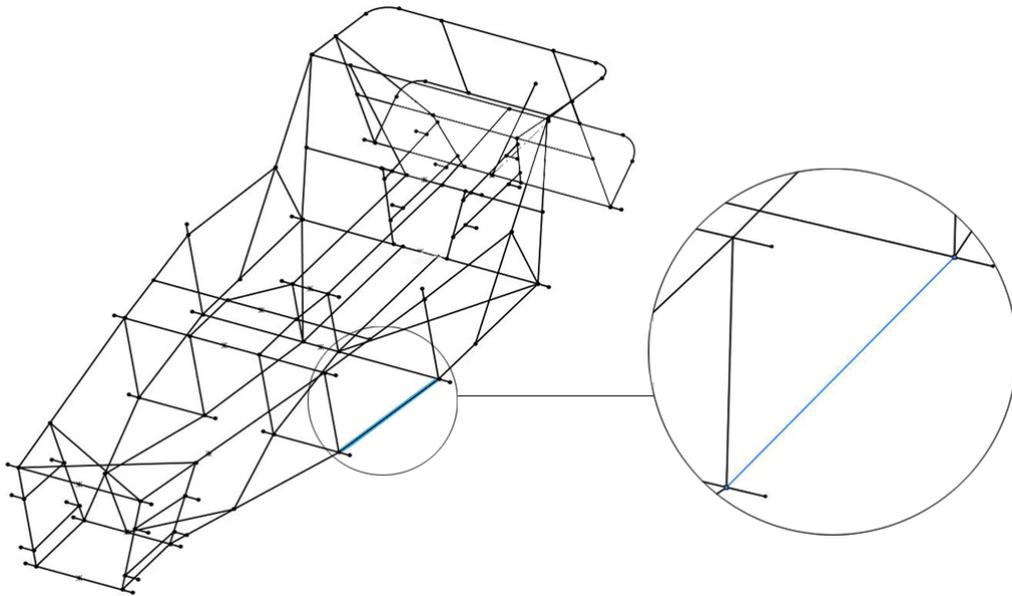
### 3.1.4 União de elementos estruturais

Outro cuidado importante que se deve ter na projeção de um elemento estrutural, principalmente em objetos metálicos, é a união desses elementos, tanto no CAD, e posteriormente para o cálculo estrutural, quanto na fabricação real, pois essa união é o que dá forma a montagem final unindo os componentes de forma permanente.

Para o ambiente de projeção 3D, o esboço de um tubo, tem sua linha de projeção traçada do início ao fim do seu comprimento, o que é conhecido como elementos de linha, como pode ser visto na Figura 28, onde também é possível observar, pela vista detalhada, um exemplo de elemento de linha selecionado.

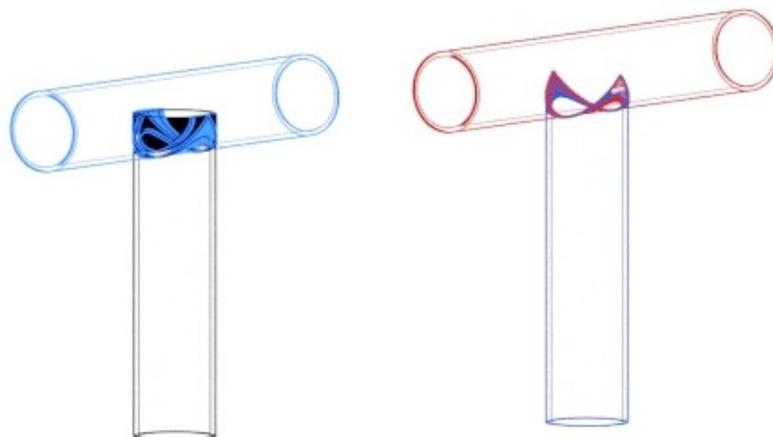
Cada linha desta representação descreve o caminho que cada tubo irá percorrer em seu preenchimento com o perfil de tubo escolhido, ou seja, esse caminho será todo ocupado por uma seção transversal que dará as características mecânicas de cada componente com esse perfil, como tensões que esse tubo irá aguentar.

Figura 28 – Projeção em 3D do chassi em elementos de linha com vista detalhada



No ambiente de CAD no SOLIDWORKS, esse preenchimento do perfil de tubo é feito pela ferramenta "componente estrutural", sendo necessário colocar na biblioteca do programa a seção transversal do perfil que desejar. Ao cumprir esta etapa para todos os tubos, no caso realizando esta ação nos elementos de linha, deve-se fazer a parte principal tratada nesta seção, que é a união de elementos estruturais. Com isso há um conflito pois os tubos acabam se inteccionando, como visto na figura na junção de tubos na parte esquerda da Figura 29, gerando conflitos na etapa de simulações posteriormente, pois nesta etapa, é necessário que o arquivo seja considerado uma peça só, como em um processo de soldagem, diferentemente de como fica o arquivo no programa de CAD que entende cada tubo como uma peça única, mostrado na união de tubos da parte direita da 29. Para esse tipo de junção a qual um tubo primário corta um tubo secundário com seu perfil, utiliza-se a ferramenta "aparar/extender".

Figura 29 – Uniões de tubos no CAD



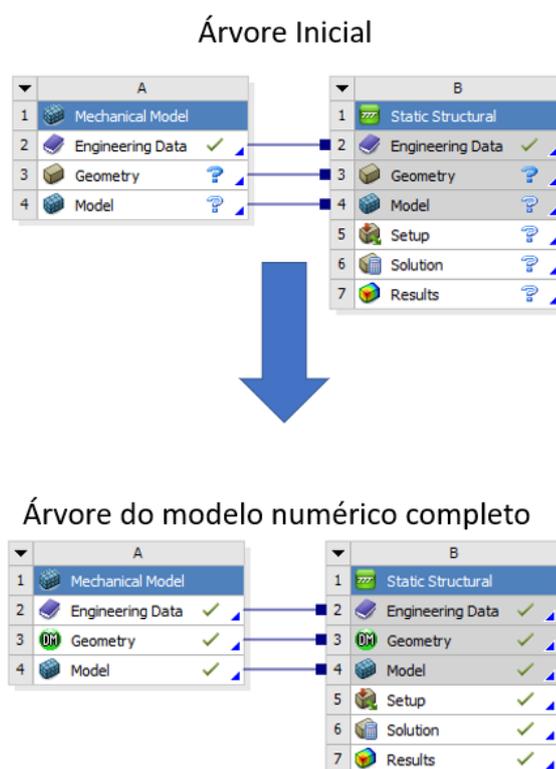
Para o modelo final do arquivo, deve-se ter todos tubos da estrutura bem definidos, sem nenhuma interferência espacial com outros elementos, para que o arquivo, ao ser exportado para o *software* de simulação computacional reconheça cada elemento individualmente para que, posteriormente, seja feito a união destes tubos como um só, da forma que delimita o programa utilizado.

## 3.2 Simulação Computacional

O ambiente do software ANSYS® Workbench será utilizado para as simulações estruturais para aplicação do Método dos Elementos Finitos neste trabalho. Essa ferramenta permitirá avaliar os valores de deslocamento encontrados nos modelos de chassi com a aplicação de um carregamento definido.

A organização do modelo numérico ocorre através de etapas, sendo cada etapa responsável pela definição das características do modelo. No modo de análise estática o Workbench permite que o usuário organize as etapas de projeto seguindo o exemplo da Figura 30, onde é possível acompanhar o *status* de cada etapa, recebendo a legenda de interrogação para uma etapa não realizada e um *check* para cada etapa concluída.

Figura 30 – Evolução da árvore de projeto

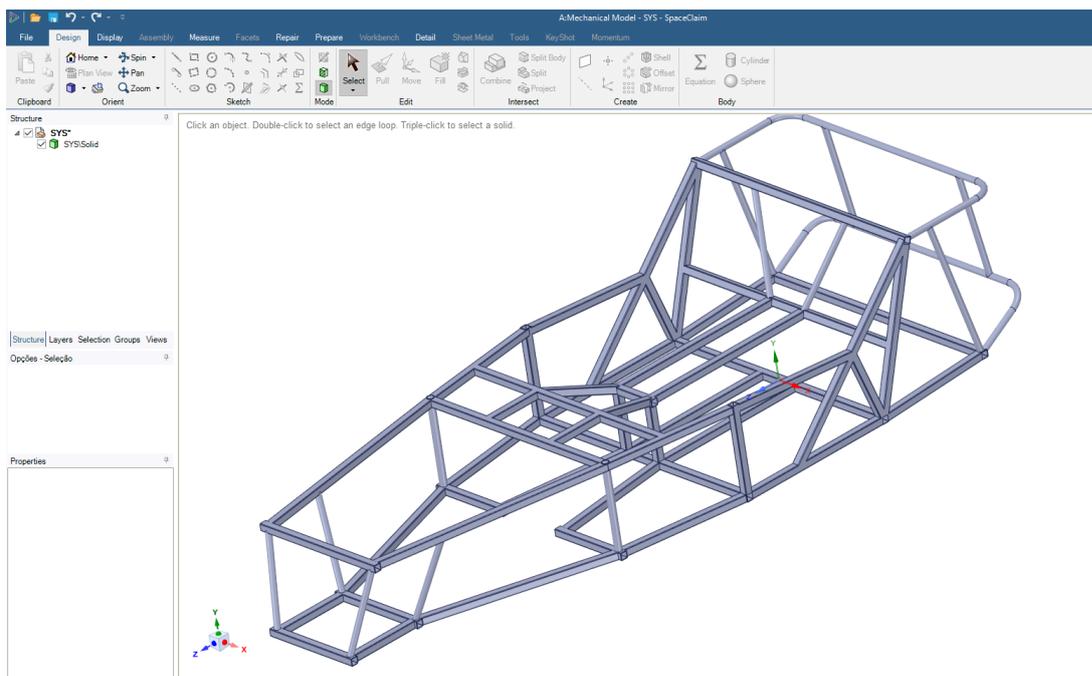


### 3.2.1 Importação do Modelo

Por ser uma ferramenta completa para o desenvolvimento de projetos mecânicos em 3D, o Ansys fornece um plugin chamado SpaceClaim, para a criação da geometria CAD. No entanto neste trabalho, o referido *plugin* é utilizado apenas como ferramenta para importação do modelo de chassi desenvolvido no Solidworks®.

O SpaceClaim suporta o formato de arquivo nativo exportado pelo Solidworks®. Excluindo a necessidade de conversão do arquivo nativo em alguma extensão geral como arquivos .IGES ou .STP. Essa característica torna o SpaceClaim uma poderosa ferramenta para o projetista, pois, a partir do momento que ele é capaz de reconhecer os recursos utilizados no software anterior, permite a realização de simplificações na geometria, sem a necessidade de modificações do arquivo original. Na figura Figura 31 é possível visualizar o modelo do chassi importado para o *Space Claim*.

Figura 31 – Importação do chassi Lotus 7



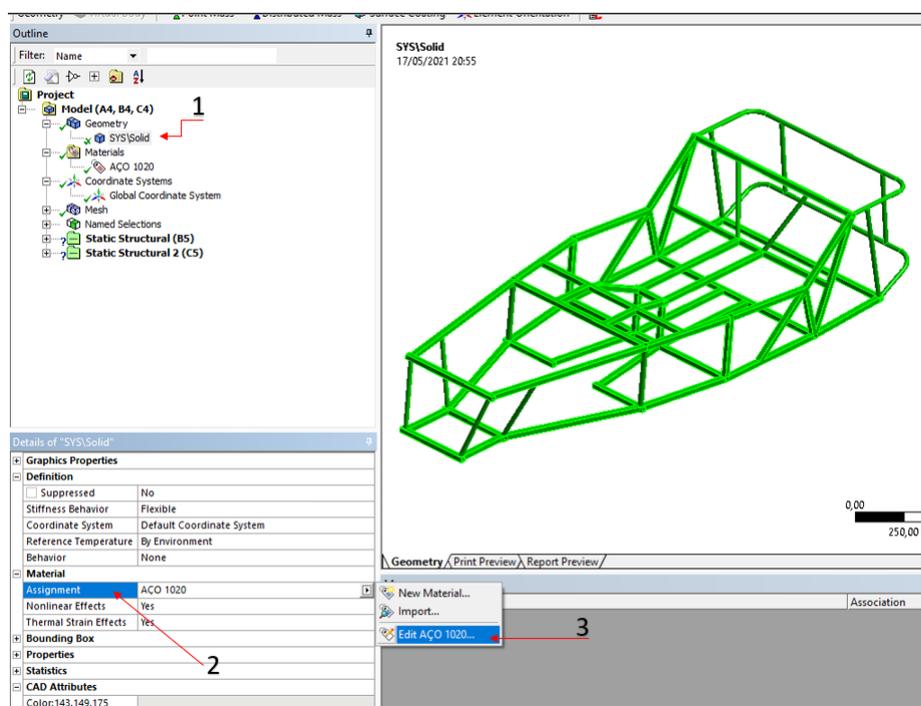
### 3.2.2 Associação do material

O banco de dados do ANSYS® possui uma vasta gama de materiais, contendo suas principais propriedades mecânicas. Originalmente, o programa define como *Structural Steel*, que é um padrão de material genérico com propriedades genéricas e similares à aços convencionais, como o material para qualquer modelo.

Em virtude de o aço carbono SAE 1020 não estar situado na biblioteca usual, deve-se adicioná-lo como um novo material à biblioteca e cadastrá-lo manualmente suas propriedades mecânicas provenientes das referências bibliográficas. Deve-se associar o ma-

material criado à geometria pela interface de simulação chamada *Mechanical*, acessada pelo menu *model*, selecionando o sólido e aplicando o material através do menu interativo na sequência, conforme Figura 32.

Figura 32 – Associação do material ao chassi



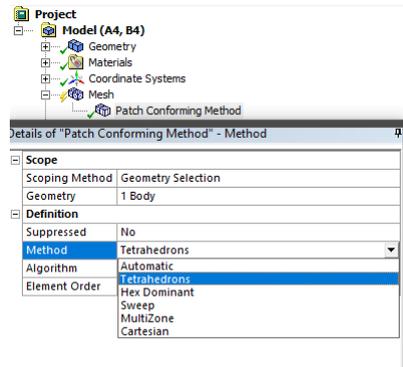
Nota-se que após este procedimento, a estrutura passa a portar todas as características e comportamentos do material vinculado. Sendo capaz de representar o comportamento do chassi a requisições mecânicas como carregamentos diversos e também simular condições diversas, como efeitos de intemperes, ação de corrosão entre outros.

### 3.2.3 Parametrização da malha

Para determinar a geometria e o tamanho da malha, leva-se em consideração o perfil da seção transversal dos elementos, no caso seções transversais retangulares e circulares de parede fina, utiliza-se comumente o elemento tetraédrico, devido sua adaptação em geometrias complexas com baixa distorção de elementos mantendo a qualidade da malha.

Para isto, com a malha (*mesh*) selecionada, deve-se inserir o tipo de elemento no modelo matemático através da opção *Method*, conforme a Figura 33

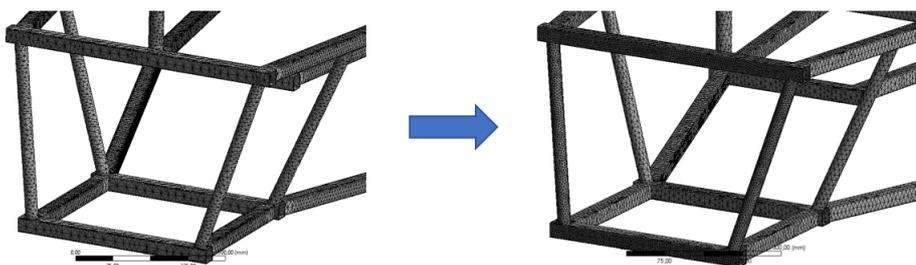
Figura 33 – Aplicação de elementos tetraédricos na malha



Com o tipo de elemento definido, outra estratégia para refino de malha adotado é a utilização da ferramenta *body sizing*. Essa ferramenta permite que o usuário defina o tamanho limite para o elemento utilizado na composição da malha. A ferramenta pode ser aplicada em todo o sólido ou em faces específicas. Sua utilização é importante para reduzir o tamanho do elemento em regiões onde ocorrem variações bruscas na geometria como nas proximidades de raios, furos ou junções tubulares, que são elementos presentes no chassi deste estudo.

A malha gerada automaticamente utiliza a configuração padrão do *software*, não atendendo necessariamente a uniformidade necessária para o modelo. Os ajustes manuais realizados permitem a melhor adequação da malha, como visto na Figura 34. Onde a estrutura a esquerda representa a malha gerada automaticamente (grosseira) e a direita a malha com ajustes manuais (refinada).

Figura 34 – Comparativo de malhas

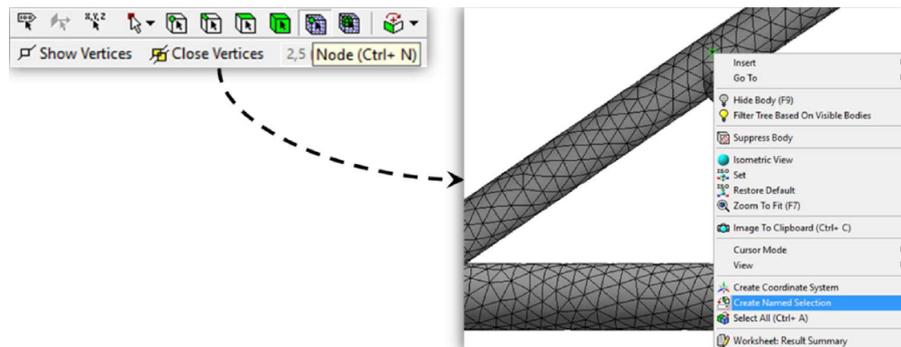


### 3.2.4 Carregamentos e restrições

Originalmente, para qualquer análise no modelo matemático em elementos finitos, caso o mesmo não possua nenhuma carga submetida ou restrição de movimento, subentende-se que este está livre no espaço. Portanto, para a obtenção das saídas de análise, necessita-se aplicar as condições de contorno como restrições e carregamentos na estrutura.

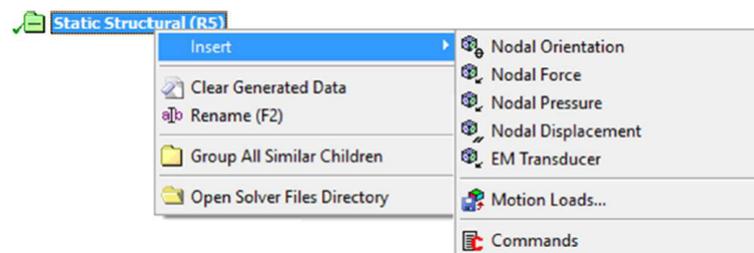
Visto que o chassi físico utiliza chapas soldadas como pontos de fixação da suspensão, a fim de simplificar a geometria, estas não são inseridas no modelo, utilizando os nós da malha nas coordenadas correspondentes à localização das fixações. Conforme visto na Figura 35 utiliza-se a ferramenta de seleção de nós e após selecionar os nós pretendidos, aplica-se a função *Named Selection* para que o programa consiga aplicar qualquer condição no conjunto. Utiliza-se tal processo para agrupar os pontos de fixação dos braços de suspensão dianteira e traseira, bem como os pontos de fixação dos amortecedores.

Figura 35 – Criação do agrupamento de nós



Deste modo, com o agrupamento de nós, pode-se aplicar as restrições de movimento e forças nodais, como visto na Figura 36.

Figura 36 – Aplicação de parâmetros nodais



Com a seleção dos nós concluída, deve-se incluir os apoios e os carregamentos. Para os carregamentos é inserido os componentes de força enquanto para os deslocamentos inserem-se as tolerâncias de movimentação. A figura 37 mostra como devem ser configurados os apoios e os carregamentos.

Figura 37 – Configuração de deslocamento e força nodal

Details of "Nodal Displacement"		Details of "Nodal Force"	
<b>Scope</b>		<b>Scope</b>	
Scoping Method	Named Selection	Scoping Method	Named Selection
Named Selection	nos traseiros esq	Named Selection	Amortecedor esquerdo
<b>Definition</b>		<b>Definition</b>	
Type	Displacement	Type	Force
Coordinate System	Nodal Coordinate System	Coordinate System	Nodal Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Component	0, mm (ramped)	<input type="checkbox"/> X Component	0, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	0, mm (ramped)	<input type="checkbox"/> Y Component	1000, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	0, mm (ramped)	<input type="checkbox"/> Z Component	0, N (ramped)
Divide Load by Nodes	No	Divide Load by Nodes	Yes
Suppressed	No	Suppressed	No

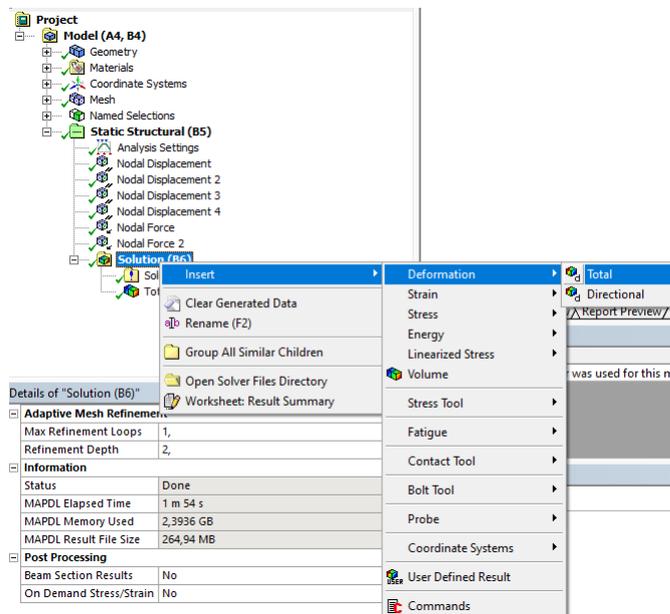
### 3.2.5 Saída de análise

Na etapa seguinte, chamada de pós processamento, obtêm-se os resultados numéricos da simulação. Cabe ao usuário do *software* definir os parâmetros que serão analisados. Neste estudo a variável de interesse é o deslocamento no plano xy dos nós que representam as fixações dos amortecedores.

Para tal, com o quadro de soluções (*Solution*), Figura 38, ativado, deve-se inserir a deformação total e com o auxílio da ferramenta *maximum* encontrar o valor de deslocamento do nó.

Conhecido o módulo do deslocamento, o que resta é substituir o valor de deslocamento na equação 2.4 para encontrar a rigidez a torção da estrutura.

Figura 38 – Configurando saída para simulação estrutural



Conhecido o desenvolvimento do método para levantamento da rigidez torcional, a partir da utilização do Ansys com o implemento de elementos finitos. As próximas seções abordam o procedimento de análise para cada modelo de chassi estudado.

## 4 Otimização

Nesta seção é apresentado o desenvolvimento da melhoria proposta para aumento da rigidez torcional do chassi tubular estudado, a partir da implementação de elementos de travamento do tipo transversina, instalados na região do cofre do motor.

Inicialmente temos a apresentação dos modelos de chassi para o Lotus 7 e do Caterham 620 R e o calculo de suas respectivaz rigidez torcional. Após esta etapa, são apresentados os dados de rigidez torcional para o chassi do STNZero com suas respectivas evoluções até o modelo final.

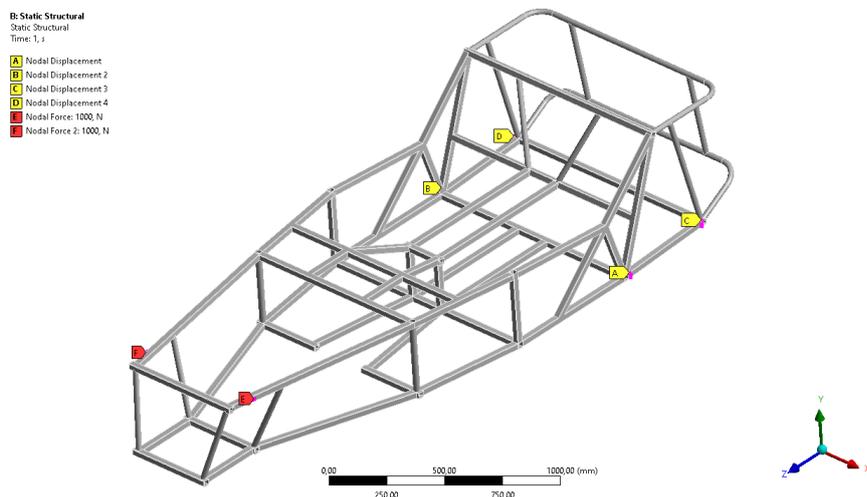
### 4.1 Chassi Lotus 7 - 1969

O design original do Lotus 7 foi desenvolvido pelo fundador da marca *Colin Chapman*, com o objetivo de desenvolver um veículo leve e ágil que, mesmo com um motor de baixa potência, obtivesse bom desempenho em rodovias e circuitos.

Em seu conceito inovador, utilizou de tubos com seção transversal quadrada em composições com geometrias triangulares, buscando estabilizar a estrutura evitando deslocamentos indesejáveis entre os tubos, como representado na Figura 18.

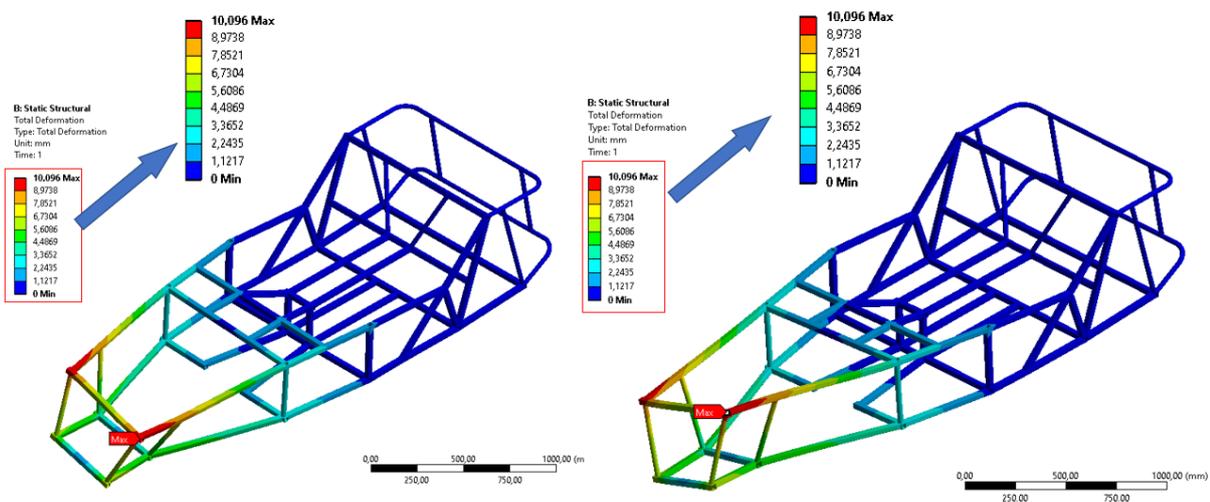
O tipo de suspensão utilizado no Lotus 7, eixo rígido, por se tratar de uma suspensão dependente, apresentava o tipo de fixação ao chassi diferente dos outros dois modelos estudados. Essa diferença gera impacto no processo de definir as condições de contorno referênte a limitação dos graus de liberdade associados aos nós. A disposição dos nós proposta para o modelo está representada na Figura 39.

Figura 39 – Condições de contorno para o chassi do Lotus 7



Com a definição dos nós de suporte para as condições que simulam a fixação das bandejas de suspensão traseira, foram aplicados dois carregamentos equivalentes a 1000 N aos nós que representam os pontos de fixação dos amortecedores da suspensão dianteira, com o objetivo de representar um torque gerado em relação ao eixo longitudinal do veículo. Vale ressaltar que o sentido de aplicação das forças foi invertido em um segundo processamento do modelo numérico, para se obter uma média no valor máximo de deslocamento encontrado. Os resultados gráficos da análise numérica estão representados na Figura 40.

Figura 40 – Deformação global Lotus 7



Em ambos os casos com a aplicação do momento em sentido horário e anti-horário, obteve-se o mesmo módulo para o deslocamento máximo, sendo equivalente a 10 mm. Este valor será utilizado como base para o cálculo da rigidez torcional, usando o método abordado nas seções anteriores.

## 4.2 Chassi Caterham 620R

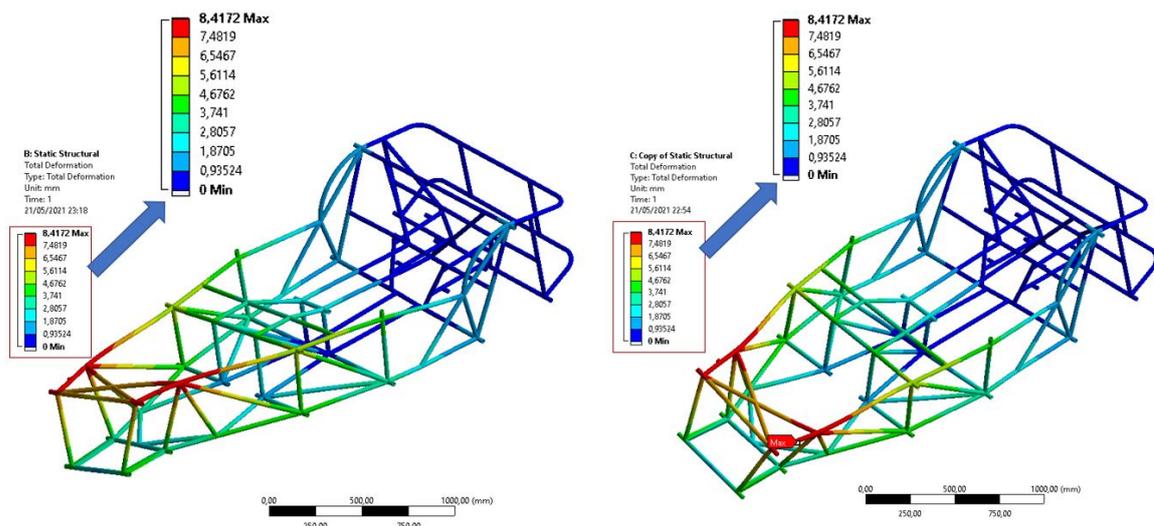
Após a compra dos direitos de comercialização do Lotus 7, a Caterham que já fornecia *kits* de peças para montagem do Lotus, começou a desenvolver melhorias mecânicas e estruturais no veículo. A versão 620 R é comercializada pela Caterham desde 2015 sendo a série com maior potência e desempenho desde a criação do Lotus.

As melhorias estruturais desenvolvidas pela Caterham vem da necessidade da adequação aos sistemas de suspensão e *power train* implementadas. A maioria dos modelos da Caterham utilizam suspensão independente no eixo traseiro, e como motorização, a utilização de um conjunto Ford com potência por volta dos 300 CV. O que trouxe a necessidade de aumento da rigidez torcional para suportar as novas condições de uso.

No desenvolvimento do seu chassi, a Caterham substituiu a maioria dos perfis com seção tubular retangular, por tubos com seção tubular redonda. Além disso aumentou a quantidade de elementos triangulares no chassi, com o intuito de reduzir os deslocamentos entre os painéis estruturais principais do chassi. Como visto anteriormente a Figura 19, traz um comparativo entre os dois modelos de chassi existentes.

Assim como na seção 4.1, as condições de contorno foram definidas para fixações dos nós que representam os pontos de ancoragens dos braços de suspensão traseira em ambos os lados e aplicação de dois carregamentos equivalentes a 1000N nos nós que representam os pontos de fixações dos amortecedores dianteiros, em um primeiro processamento aplicando as forças em um sentido definido e no segundo invertendo o sentido essas forças, para se obter, também, uma média no valor máximo de deslocamento encontrado, como pode ser observado na 41.

Figura 41 – Deformação global chassi do Caterham 620R



Com a aplicação dos momentos no sentido horário e anti-horário, obteve-se, também, o mesmo módulo para deslocamento máximo, com o valor de 8,4 mm. É notável os mesmos resultados para ambas simulações por conta da simetria dos elementos estruturais do chassi. Este valor será utilizado como base para o cálculo da rigidez torcional deste modelo de chassi, usando o método abordado nas seções anteriores.

### 4.3 Chassi STNZero

Desenvolvido para alcançar níveis altos de performance, pouco comumente vistos no mercado automotivo brasileiro, o STNZero é fruto de anos de observação e trabalhos nas respectivas áreas de desenvolvimento automotivo. Com os projetos de suspensão dianteira e traseira próprios e *powertrain* definidos para o projeto, o desenvolvimento do veículo, em

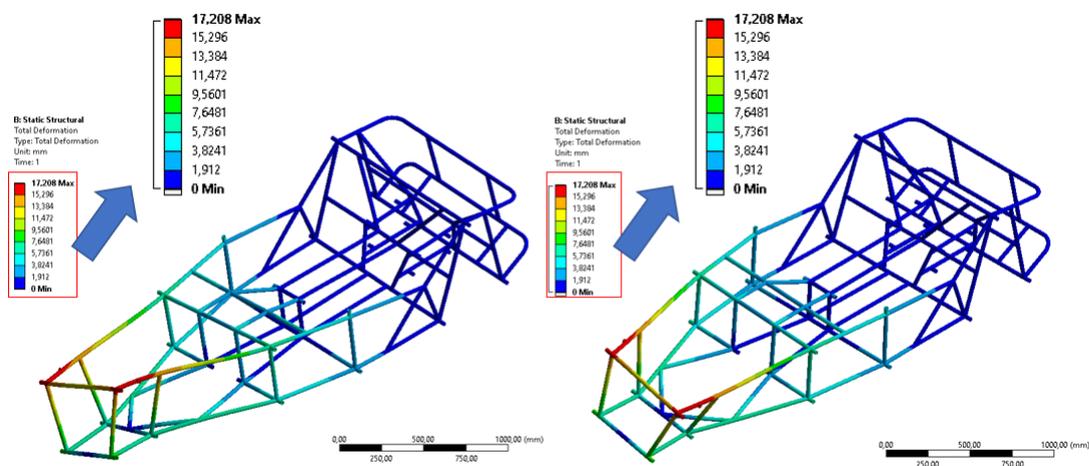
todas suas partes, foi pensado voltado ao mercado de peças brasileiro, que difere muito do mercado europeu em que a Lotus e Caterham baseiam seus produtos.

Na busca pela melhoria contínua foi desenvolvido um modelo de chassi para ser utilizado no veículo, com inspirações no chassi do Caterham 620R que, como observado, apresentou deslocamentos de menor módulo ao Lotus 7, porém com *design* próprio e mudanças estruturais afim de buscar uma maior resistência a torção.

Como forma de evolução, 3 modelos de chassis foram projetados e simulados para serem observados possíveis pontos de otimizações. O primeiro modelo é um chassi que contém apenas os tubos considerados essenciais, sem travamentos, para que pudesse ser observado a necessidade de alocação de novos elementos estruturais e seus respectivos locais.

Ao concluir o modelo final do primeiro chassi do STNZero, este foi preparado também para ser simulado de acordo com as mesmas condições de contorno aplicados no chassi do Caterham 620R, afim de obter os deslocamentos máximos da deformação global deste chassi, como pode ser observado na figura 42. Para os dois modelos de chassi seguintes essas mesmas condições também foram aplicadas para que pudesse ser observado a evolução do modelo até um projeto final e definitivo.

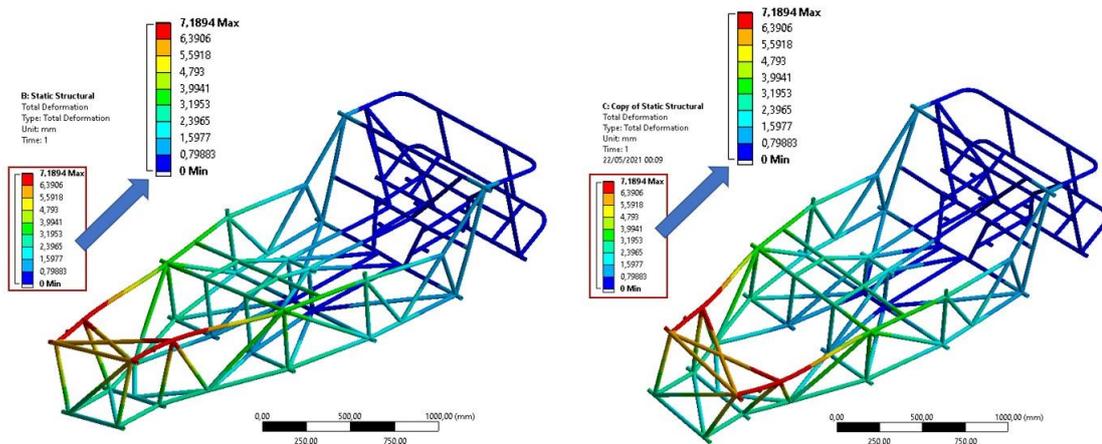
Figura 42 – Deformação global chassi STNZero sem travamentos



Como resultado da aplicação dos momentos no sentido horário e anti-horário, obteve-se o deslocamento máximo, com valor de 17,2 mm.

A partir da simulação do primeiro modelo, foi feito a análise de quais são os locais na estrutura que mais necessitavam de reforços com o objetivo de buscar maior resistência contra as forças aplicadas. Com nova projeção inspirada no CAD do STNZero sem travamentos, chegou-se ao resultado final do projeto do segundo modelo que foi também submetido a mesma simulação de aplicação de forças buscando a deformação global do modelo. Os resultados estão expressos na figura 43.

Figura 43 – Deformação global chassi STNZero com travamentos



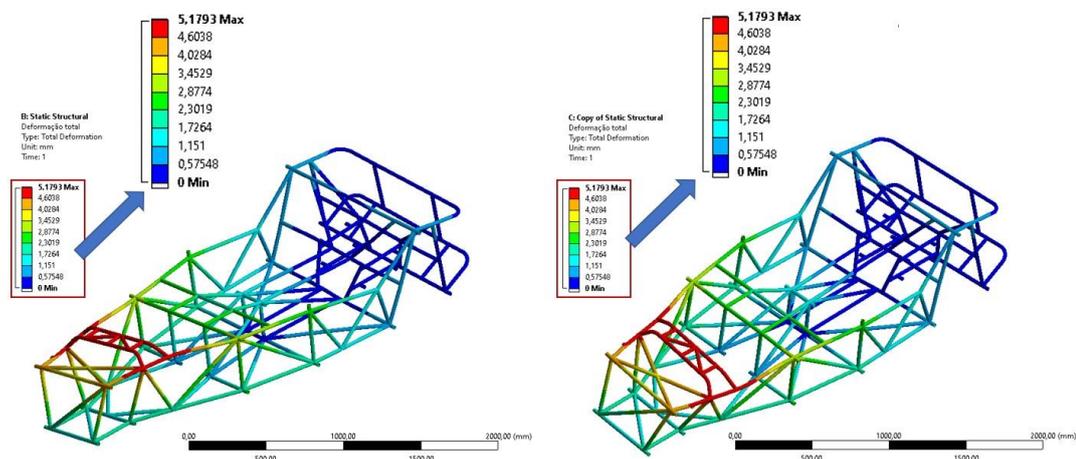
Como resultado da aplicação dos momentos no sentido horário e anti-horário, obteve-se o deslocamento máximo, com valor de 8,4 mm.

Após concluída a etapa de modelagem do segundo chassi e feito a simulação, observou-se novamente pontos de melhorias e otimização para execução de outro modelo em CAD, sendo este o modelo definitivo e otimizado.

Para melhoria da característica de resistência à torção, foi concluído que, em questão de travamentos estruturais, não seria necessário mais a adição de novos travamentos entre os elementos estruturais já existentes, mas sim, como referido no objetivo inicial do trabalho, a adoção de transversina visando o melhor resultado entre todas simulações feitas.

Em termos de noção espacial do veículo, a transversina foi projetada com o objetivo de não conflitar na alocação de componentes do veículo, principalmente por ficar próximo ao *powertrain*. Para a simulação as mesmas condições de contorno foram aplicada a este chassi, e seus resultados podem ser observados na figura 44

Figura 44 – Deformação global chassi STNZero com transversina



Como resultado da aplicação dos momentos no sentido horário e anti-horário, obteve-se o deslocamento máximo, com valor de 5,17 mm.

Por ter adição de tubos, conectados a estrutura principal, há um aumento de peso comparado a segunda estrutura do STNZero, além de uma perda estética em relação a modelos anteriores, porém o ganho desses fatores adversos em relação a diminuição do deslocamento total será justificada na seção de resultados.

## 5 Resultados

Neste capítulo são apresentados os resultados de rigidez torcional obtidos através da otimização da estrutura do STNZero, como mostrado na seção anterior, tomando como base uma situação inicial sem travamentos, uma situação com a instalação de travamentos nas regiões críticas com deslocamentos acentuados, e na versão final com a adoção de uma estrutura do tipo transversina. Além disso, são expressos os valores de rigidez torcional encontrados avaliando o chassi do Lotus 7 e do Caterham 620R.

### 5.1 Desenvolvimento analítico

Com base nos deslocamentos encontrados nos três chassis, foi possível a partir da Equação 2.4, podemos encontrar analiticamente a grandeza de rigidez torcional para cada chassi estudado.

#### 5.1.0.1 Rigidez torcional para o chassi do Lotus 7

Seguindo o procedimento exposto na seção 3.2, e a partir dos dados de entrada da análise de rigidez torcional e as informações dimensionais do chassi do Lotus 7, temos:

$$K_t = \frac{2 * (1000N)}{\tan^{-1} \left( \frac{10mm+10mm}{2*265,4mm} \right)} = 926,8Nm/^\circ \quad (5.1)$$

onde :

- $K_t$  é a rigidez torcional.
- Nm é o torque em Newtons metro.
- N é a força aplicada em Newtons.
- 10 mm é o deslocamento máximo encontrado.
- 265,4 mm é a distância entre o plano longitudinal e o ponto de aplicação da carga.

#### 5.1.0.2 Rigidez torcional para o chassi do Caterham 620R

Por se tratar de um chassi vindo da evolução do chassi original do Lotus 7, era esperado que o chassi desenvolvido pela Caterham que equipa modelo 620 R da marca, apresentasse uma rigidez torcional superior a do seu antecessor da Lotus, com o intuito de acompanhar as evoluções de *power train* adotadas. Sendo assim temos:

$$K_t = \frac{2 * (1000N)}{\tan^{-1} \left( \frac{8,4mm+8,4mm}{2*312,2mm} \right)} = 1297,3Nm/^\circ \quad (5.2)$$

onde :

- $K_t$  é a rigidez torcional.
- Nm é o torque em Newtons metro.
- N é a força aplicada em Newtons.
- 8,4 mm é o deslocamento máximo encontrado.
- 312,2 mm é a distância entre o plano longitudinal e o ponto de aplicação da carga.

### 5.1.1 Rigidez torcional para o chassi do STNZero

Como citado anteriormente o desenvolvimento do chassi do STNZero, foi dividido em três etapas onde a rigidez torcional foi avaliada a cada desenvolvimento, e acrescimo de elementos para o travamento.

Para o primeiro caso, no qual foram retirados todos os travamentos secundários, temos:

$$K_t = \frac{2 * (1000N)}{\tan^{-1} \left( \frac{17,22mm+17,22mm}{2*312,2mm} \right)} = 633,3Nm/^\circ \quad (5.3)$$

onde :

- $K_t$  é a rigidez torcional.
- Nm é o torque em Newtons metro.
- N é a força aplicada em Newtons.
- 17,22 mm é o deslocamento máximo encontrado.
- 312,2 mm é a distância entre o plano longitudinal e o ponto de aplicação da carga.

Esse valor de rigidez embora seja menor que das versões anteriores, representa apenas um ponto de partida. Como foi dito anteriormente o objetivo em avaliar a rigidez torcional do chassi sem travamentos, era conhecer os pontos críticos e atuar para reduzir seus respectivos deslocamentos, para na sequência desenvolver o chassi do STNZero com travamento. Sendo sua rigidez torcional:

$$K_t = \frac{2 * (1000N)}{\tan^{-1} \left( \frac{7,2mm+7,2mm}{2*312,2mm} \right)} = 1513Nm/^\circ \quad (5.4)$$

onde :

- $K_t$  é a rigidez torcional.
- Nm é o torque em Newtons metro.
- N é a força aplicada em Newtons.
- 7,2 mm é o deslocamento máximo encontrado.
- 312,2 mm é a distância entre o plano longitudinal e o ponto de aplicação da carga.

Na última etapa com a adição do elemento de travamento do tipo transversina a rigidez torcional é obtida através de:

$$K_t = \frac{2 * (1000N)}{\tan^{-1} \left( \frac{5,17mm+5,17mm}{2*312,2mm} \right)} = 2107,5Nm/^\circ \quad (5.5)$$

onde :

- $K_t$  é a rigidez torcional.
- Nm é o torque em Newtons metro.
- N é a força em Newtons.
- 5,17 mm é o deslocamento máximo encontrado.
- 312,2 mm é a distância entre o plano longitudinal e o ponto de aplicação da carga.

## 5.2 Avaliação dos resultados

Após o cálculo da rigidez torcional, utilizando os dados de deslocamento máximo em cada chassi, fica visível o ganho de rigidez com o aprimoramento das geometrias. Na época de desenvolvimnto do Lotus 7, o objetivo do projetista era obter um chassi leve que repondesse de maneira satisfatória as solicitações, mas devido as restrições tecnológicas da época, não foi possível aprimorar a geometria até o limite.

Com a evolução da tencologia o acréscimo de métodos numéricos para avaliação de desempenho em farramentas computacionais, a Caterham, conseguiu um aumento considerável de rigidez na estrutura utilizada em seus veículos, compensando assim o ganho de desempenho gerado pelo *power train* moderno. Em seu chassi eles obtiveram

um ganho de rigidez de 40 % apenas com a substituição dos tubos de seção transversal retangular, por tubos com seção cilíndrica e a adição de elementos de travamento.

A proposta para o desenvolvimento do chassi do STNZero, iniciou-se com o levantamento da rigidez de seus antecessores, com os dados em mãos, foi possível comparar o resultado final de cada etapa de desenvolvimento, com os modelos de chassi comercial.

Inicialmente foi necessário avaliar a rigidez torcional do chassi proposto, mas sem a presença de elementos de travamento, o intuito desta etapa era de conhecer os pontos de maior deslocamento na estrutura antes de iniciar o processo de travamento, visto que a adição de travamentos no chassi gera um aumento na massa total da estrutura, o que se torna inviável quando o projeto do chassi tem como objetivo um baixo peso. Embora tenha ocorrido uma redução de rigidez na ordem de 46%, conhecer os pontos de maior deslocamento existente foi fundamental para o desenvolvimento da etapa seguinte.

Na segunda etapa de desenvolvimento do chassi, foram adicionados os elementos de travamento, formando as estruturas triangulares, muito conhecidas em chassis do tipo tubular. Atacando diretamente os pontos de maior deslocamento do chassi, na versão anterior, foi possível obter um ganho percentual de rigidez torcional de 63 % em comparação com o chassi original do Lotus 7. Este valor já seria satisfatório para um veículo atual, pois apresenta um ganho de rigidez de 23 % superior ao Caterham 620R.

Devido a configuração de posicionamento do motor originada do projeto do Lotus 7, a parte frontal do chassi apresenta uma desvantagem estrutural, pois, na região do cofre do motor não é possível instalar um elemento estrutural fixo, que seja capaz de conectar o lado esquerdo do chassi com o lado direito. No desenvolvimento deste trabalho, foi proposto que a adição de um elemento de travamento do tipo transversina ajudaria no ganho de rigidez torcional, pois vincularia os deslocamentos de um lado do chassi ao outro lado.

Os resultados da análise estrutural realizada aqui, provam que existe um acréscimo de rigidez considerável com baixo ganho de peso, apenas pela adição deste elemento. Os resultados do desenvolvimento estão expressos na Tabela 4, com o comparativo do ganho de rigidez em cada etapa realizada.

Tabela 4 – Ganho de rigidez por chassi

Chassi	Rigidez torcional [Nm/°]	Ganho percentual %
Lotus 7	926,8	-
Caterham 620 R	1297,7	40
STNZero inicial	633,3	-46
STNZero com travamento	1513	63
STNZero com transversina	2107	127

## 6 Conclusão

No presente trabalho, foram apresentadas as características de um chassi tubular utilizado em um veículo do tipo *roadster*. Com o intuito de estimar, através da utilização de métodos computacionais, propriedades referentes à rigidez torcional em estruturas veiculares.

Sendo o parâmetro de projeto estrutural que gera maior influência na dinâmica comportamental de um veículo, a rigidez torcional é abordada em uma série de estudos com o objetivo de desenvolver métodos de estimar sua grandeza. Neste cenário, a utilização do Método dos Elementos Finitos se prova como uma opção extremamente viável, pois os custos de realização de um estudo através de MEF são irrisórios comparado a ensaios experimentais. Como anteriormente expressado, segundo (RILEY; GEORGE, 2002) os modelos numéricos desenvolvidos através do MEF chegam a representar com fidelidade de 95% a realidade, o que torna confiável a utilização de tais métodos em projetos automotivos, embora não exclua a necessidade de ensaios físicos para validação de resultados.

Após utilizar o método de simulação aqui proposto, para estimar a rigidez torcional de dois chassis semelhantes ao desenvolvido, teve-se início o projeto do chassi para o veículo chamado de STNZero. A princípio com a avaliação dos pontos críticos de maior deslocamento em um cenário de torção, foi possível rastrear os locais ideais para inclusão de elementos de travamento, gerando um acréscimo notável de rigidez, comprovando a hipótese de ganho de rigidez com a utilização de tais elementos.

Ao final, a inclusão do elemento de transversina representou um ganho percentual de 127 % na rigidez torcional global da estrutura, em relação ao chassi original do Lotus 7, comprovando a eficácia da utilização deste tipo de elemento ao chassis automotivos.

Tomando como finalizado este estudo ficam como sugestões para trabalhos futuros, a realização de ensaio de rigidez torcional em laboratório, utilizando as mesmas condições do estudo numérico realizado para a validação dos resultados e o desenvolvimento de um projeto de suspensão, abordando aspectos de controle de vibrações e dinâmica veicular, garantindo assim um projeto completo para aplicação comercial.



# Referências

- BARBOSA, L. Trabalho de graduação. *Avaliação da rigidez torcional do chassi de um protótipo BAJA SAE através do método de elementos finitos e de ensaio experimental*, Guaratinguetá, SP - BR, 2015. Citado na página 53.
- BLUEPRINTS, T. *Caterham 7*. 2021. <[www.the-blueprints.com/vectordrawings/](http://www.the-blueprints.com/vectordrawings/)>. (Accessed on 25/04/2021). Citado na página 49.
- COOK, R. D. *Concepts and applications of finite element analysis*. University of Wisconsin, Madison: [s.n.], 2002. 719 p. Citado na página 42.
- GIBBS, C. *Build your own Sports Car*. [S.l.]: Haynes Publishing, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 49.
- HEISLER, H. *Advanced vehicle technology*. [S.l.]: Butterworth - Heubemann, 2002. Citado na página 34.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race car vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1995. Citado na página 39.
- MOAVENI, S. *Finite Element Analysis, Theory and application with ANSYS*. Minnesota State University, Mankato: [s.n.], 1999. 527 p. Citado na página 43.
- QUEIROZ, E. F. de N. Estudo de rigidez torcional em um chassi space frame do tipo baja sae. Manaus, Brazil, p. 55, 2018. Citado na página 25.
- RILEY, W. B.; GEORGE, A. R. Artigo. *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*, Warrendale, PA - USA, 2002. Citado 7 vezes nas páginas 34, 35, 36, 39, 40, 41 e 71.
- RUBENSTEIN, J. M. Making and selling cars: Innovation and change in the u.s. automotive industry. Baltimore, p. 400, 2001. Citado na página 25.
- SAMPO, E. Dissertação. *Vehicle chassis and vehicle dynamics: Modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation*, Guildford - Surrey U.K, 2011. Citado 3 vezes nas páginas 33, 36 e 37.
- SANTOS, V. L. dos. Estudo da dinâmica vertical de um veículo através da teoria de sistemas multicorpos. São Paulo, Brasil, p. 10, 2007. Citado na página 25.
- SMITH, J. H. Introduction to modern vehicle design. p. 632, 2000. Citado na página 25.
- SOLIDWORKS. *Solid Works Overview*. 2021. <[www.solidworks.com/pt-br/search?wockw=OVERVIEW](http://www.solidworks.com/pt-br/search?wockw=OVERVIEW)>. (Accessed on 04/04/2021). Citado na página 43.
- WEISS, G. H. E. Análise computacional e experimental de rigidez à torção de um chassi de fórmula sae. Rio de Janeiro, Brazil, p. 55, 2016. Citado na página 41.