

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

OCTÁVIO JOSÉ BAULER

PROJETO DE BANCADA PARA AVALIAÇÃO DE RIGIDEZ TORCIONAL PARA  
VEICULOS FORMULA SAE

Joinville

2021

OCTÁVIO JOSÉ BAULER

PROJETO DE BANCADA PARA AVALIAÇÃO DE RIGIDEZ TORCIONAL PARA  
VEICULOS FORMULA SAE

Trabalho apresentado como requisito para  
obtenção do título de bacharel no Curso de  
Graduação em Engenharia Automotiva do  
Centro Tecnológico de Joinville da  
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Modesto Hurtado Ferrer

Joinville

2021

OCTÁVIO JOSÉ BAULER

PROJETO DE BANCADA PARA AVALIAÇÃO DE RIGIDEZ TORCIONAL PARA  
VEICULOS FORMULA SAE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville, 25 de novembro de 2021.

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Dr. Modesto Hurtado Ferrer  
Orientador  
UFSC - Joinville

---

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni  
Membro  
UFSC - Joinville

---

Eng. Rafael Kiemo Pfau Santos  
Membro  
Whirlpool S.A.

Dedico este Trabalho a meus pais, Aurélio e Santa Evelina, sem vocês nada disso seria possível.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus por me dar forças e servir como base para minhas decisões.

Agradeço a meus pais, Aurélio e Santa Evelina, por proporcionar que eu estudasse em outra cidade e todo o apoio e incentivo. Vocês são meus exemplos de trabalho duro e perseverança.

Agradeço a meu irmão Victor, por todos os momentos e conversas.

Agradeço a minha namorada Ana Clara, por sempre me desafiar a ser uma pessoa melhor.

Agradeço o professor Modesto, por todo o apoio durante a graduação, bem como na orientação deste trabalho.

Agradeço a todos os colegas de graduação e aos amigos que fiz durante essa trajetória. Obrigado por todos os momentos e memórias criadas nesses anos. Vocês tornaram essa jornada muito mais prazerosa.

Uma conquista notável e gloriosa é apenas uma longa série de tarefas ordinárias e pouco gloriosas quando vistas de longe.

(URBAN, 2013)

## RESUMO

A FORMULA SAE é uma competição estudantil de engenharia que acontece em diversos países. Seu intuito é aproximar os estudantes de engenharia a uma situação real de projeto. Um dos principais componentes do veículo avaliado na competição é o chassi. O mesmo é responsável por sustentar os diversos componentes do veículo e resistir as diferentes forças que o são aplicadas. Um dos principais critérios de projeto de um chassi é sua rigidez torcional. A rigidez torcional pode ser estimada utilizando métodos de elementos finitos, contudo sua validação só é obtida a partir de testes experimental. Para a realização destes testes uma bancada específica deve ser desenvolvida. Este trabalho tratara do desenvolvimento de um projeto de bancada para medição de rigidez torcional utilizando a metodologia de Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (PRODIP), de forma a atender e selecionar diversos requisitos impostos. Diferentes métodos consolidados para avaliação de rigidez torcional foram comparados, mostrando que estes apresentam uma variação considerável em resultado numérico e constatando que a comparação direta entre valores de diferentes métodos é passível de erro.

**Palavras-chave:** Chassi. Rigidez torcional. Validação de rigidez. Bancada de rigidez.

## ABSTRACT

FORMULA SAE is a student engineering competition that takes place in several countries. Its purpose is to bring engineering students closer to a real project situation. One of the main components of the vehicle evaluated in the competition is the chassis. It is responsible for sustaining the various components of the vehicle and resisting the different forces that are applied. One of the main design criteria of a chassis is its torsional rigidity. The same can be estimated using finite element methods, however its validation is only obtained from experimental tests. To perform this test a specific rig should be developed. This work deal with the development of a rig design for the measurement of torsional stiffness using the *Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos* (PRODIP) methodology, in order to meet and select various imposed requirements. Different consolidated methods for torsional stiffness evaluation were compared, showing a considerable variation in numerical result, and indicating that direct comparison between values of different methods is subject to error.

**Keywords:** Chassis. Torcional stiffness. Stiffness validation. Stiffness rig.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Equipe fórmula CEM na competição nacional de 2017. ....	14
Figura 2 - Típico chassi veicular. ....	17
Figura 3 - Veículo FSAE com chassi tubular. ....	19
Figura 4 - Chassi monocoque e veículo FSAE. ....	21
Figura 5 - Chassi monocoque híbrido de um veículo FSAE. ....	22
Figura 6 - Principais modos de deformação de um chassi. ....	23
Figura 7 - Deformação torcional em veículos. ....	24
Figura 8 - Deformação torcional de um cilindro. ....	25
Figura 9 - Cálculo da rigidez torcional por meio de um binário de forças. ....	25
Figura 10 - Cálculo da rigidez torcional por meio de um pivoteamento central. ....	26
Figura 11 - Cálculo da rigidez torcional por meio de um pivoteamento lateral. ....	26
Figura 12 - Diferentes aplicações do movimento torcional. ....	27
Figura 13 - Medição de rigidez por torque e ângulo de torção conhecido. ....	28
Figura 14 - Avaliação da rigidez do quadro estrutural e de veículo inteiro. ....	29
Figura 15 - Equipamento para avaliação de rigidez torcional em veículo de passeio. ....	30
Figura 16 - Bancada 1. ....	31
Figura 17 - Bancada 2. ....	32
Figura 18 - Bancada 3. ....	32
Figura 19 - Bancada 4. ....	33
Figura 20 - Bancada 5. ....	34
Figura 21 - Bancada 6. ....	35
Figura 22 - Sistema de medição utilizado na bancada 6. ....	36
Figura 23 - Bancada 7. ....	37
Figura 24 - Macaco hidráulico modificado e suporte para a fixar as mangas de eixo frontais do veículo. ....	37
Figura 25 - Conjunto de molas representando a rigidez da suspensão dianteira, traseira e chassi. ....	38
Figura 26 - Rigidez total do veículo comparado com a rigidez do chassi. ....	39
Figura 27 - Etapas do modelo PRODIP. ....	41
Figura 28 - Matriz casa da qualidade a ser aplicada. ....	46
Figura 29 - Matriz casa da qualidade aplicada ao desenvolvimento da bancada. ....	47
Figura 30 - Modelo de chassi FSAE gerado. ....	50

Figura 31 - Diferentes condições de pivoteamento simulados.....	51
Figura 32 - Resultado das condições de pivoteamento simuladas.....	53
Figura 33 - Bancada proposta.....	56
Figura 34 - Veículo montado na bancada.....	56
Figura 35 - Forças de reações do teste de rigidez.....	57
Figura 36 - Deformação apresentada pelos suportes traseiros. ....	58
Figura 37 - Suporte responsável por transmitir a carga para a manga de eixo dianteira.....	59
Figura 38 - Suspensão <i>McPherson</i> e Duplo-A. ....	67
Figura 39 - Compilação dos dados simulados.....	69
Figura 40 - Compilação dos dados simulados. (continuação).....	70

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SAE – Society of Automotive Engineers

FSAE – Fórmula SAE

PRODIP – Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos

NeDIP – Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos

QFD – *Quality Function Deployment*

CAD – *Computer-Aided Design*

CAE – *Computer-Aided Engineering*

## LISTA DE SÍMBOLOS

$F$	Força aplicada [N]
$T$	Torque aplicado [N.m]
$\theta$	Ângulo de deformação [°]
$k_t$	Rigidez torcional [N.m/°]
$L$	Distância do centro do veículo até a extremidade de aplicação de força [m]
$\Delta y_1$	Deslocamento na extremidade de aplicação de força [m]
$\Delta y_2$	Deslocamento na extremidade de aplicação de força [m]
$P$	Força aplicada [N]
$L_1$	Distância entre os pontos A e B [m]
$L_2$	Distância do centro do veículo até a extremidade de aplicação de força [m]
$\Delta A$	Deslocamento do ponto A [m]
$\Delta B$	Deslocamento do ponto B [m]
$\Delta z_1$	Deslocamento na extremidade de aplicação da força [m]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1	OBJETIVOS.....	15
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivo Geral .....</b>	<b>15</b>
<b>1.1.2</b>	<b>Objetivos Específicos.....</b>	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>17</b>
2.1	CHASSI.....	17
<b>2.1.1</b>	<b>Tipos de chassi .....</b>	<b>19</b>
2.1.1.1	<i>Space Frame.....</i>	19
2.1.1.2	<i>Monocoque .....</i>	20
2.1.1.3	<i>Monocoque Híbrido .....</i>	21
<b>2.1.2</b>	<b>Carregamentos e deformações .....</b>	<b>22</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Rigidez torcional.....</b>	<b>24</b>
2.1.3.1	<i>Métodos de avaliação.....</i>	26
2.1.3.2	<i>Equipamentos existentes.....</i>	29
2.1.3.3	<i>Valores ideais de rigidez .....</i>	38
2.2	PRODIP.....	41
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>43</b>
3.1	PROJETO INFORMACIONAL .....	43
<b>3.1.1</b>	<b>REQUISITOS DE USUÁRIO .....</b>	<b>43</b>
<b>3.1.2</b>	<b>REQUISITOS DE PROJETO.....</b>	<b>44</b>
<b>3.1.3</b>	<b>Matriz Casa da Qualidade.....</b>	<b>46</b>
3.2	PROJETO CONCEITUAL .....	48
<b>3.2.1</b>	<b>Função global e subfunções .....</b>	<b>48</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Método da matriz morfológica.....</b>	<b>49</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Simulação das concepções.....</b>	<b>50</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Matriz de Pugh .....</b>	<b>54</b>
3.3	PROJETO PRELIMINAR .....	55
<b>3.3.1</b>	<b>Geometria.....</b>	<b>55</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Simulação das reações.....</b>	<b>57</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Simulação da geometria proposta.....</b>	<b>58</b>
<b>4</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>60</b>
4.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	61

<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>62</b>
<b>APÊNDICE A - Sistema de suspensão automotiva .....</b>	<b>66</b>
<b>APÊNDICE B - Convergencia da Simulação numérica .....</b>	<b>68</b>
<b>APÊNDICE C - Dados coletados da Simulação de torção .....</b>	<b>69</b>

## 1 INTRODUÇÃO

SAE (*Society of Automotive Engineers*) *International* é uma associação global de mais de 128.000 engenheiros e especialistas técnicos relacionados nas indústrias aeroespacial, automotiva e de veículos comerciais (SAE, 2021). Seus principais papéis são o desenvolvimento de padrões e normas para a indústria e a disseminação do conhecimento dentro de sua comunidade, por meio de revistas, artigos, seminários, palestras e eventos. Mantendo a comunidade atualizada sobre as mais recentes inovações do setor. No ano de 1991, com a crescente globalização industrial executivos dos segmentos automotivo e aeroespacial, conscientes da necessidade de abrir as fronteiras do conhecimento para os profissionais brasileiros de mobilidade criaram a SAE Brasil, afiliada à SAE Internacional. A SAE BRASIL hoje possui cerca de seis mil associados e 800 voluntários, promovendo anualmente dezenas de eventos nacionais, entre simpósios, fóruns, palestras e congressos (SAE BRASIL, 2021).

A FORMULA SAE é uma competição estudantil de engenharia promovida pela SAE que acontece em diversos países. Seu intuito é aproximar os estudantes de engenharia a uma situação real de projeto. Os estudantes são instigados a construir um veículo que atenda diversas regras propostas. Este veículo é avaliado por profissionais da área e testado perante diversas provas durante o evento. Desta maneira os veículos são projetados para desenvolver o máximo de desempenho durante as provas, a fim de se diferenciarem e obterem melhores colocações. A figura 1 exibe a equipe de alunos fórmula CEM, participantes da competição.

Figura 1 - Equipe fórmula CEM na competição nacional de 2017.



Fonte: Autor (2021)

Um dos componentes avaliados durante a competição é o chassi, este é responsável por unir todos os componentes do veículo e resistir diferentes esforços que lhe são transmitidos. Uma das principais características para a avaliação de um chassi é a rigidez torcional. Esta representa o principal critério para o projeto e desenvolvimento de um chassi, além de ser o fator determinante para sua alta performance (MILIKEN, 1995). Esta característica expressa quanto o mesmo pode resistir à deformação gerada pela aplicação de forças que tendem a torcer sua estrutura. A fim de obter o máximo desempenho dinâmico do veículo um valor mínimo de rigidez torcional deve ser estabelecido. Para a verificação deste valor, métodos como o de elementos finitos podem ser utilizados no decorrer do projeto, auxiliando em tomadas de decisão para o desenvolvimento do chassi. Entretanto o valor de rigidez final precisa ser verificado utilizando um teste experimental, a fim de confirmar que o método de elementos finitos está modelado de forma correta.

Diante deste contexto a equipe de a equipe Fórmula CEM, constituída por estudantes de engenharia do Centro Tecnológico de Joinville, da UFSC, necessita desenvolver, fabricar ou modificar diferentes modelos de chassis de fórmula SAE (FSAE) a cada edição da competição anual. Com a finalidade de validar o projeto construtivo do chassi do veículo e obter melhores resultados para a equipe, faz-se necessário a realização de um teste de rigidez torcional para cada chassi novo ou modificado, desta maneira o teste deverá ser realizado com frequência anual, de modo a obter dados experimentais que permitam a validação das análises numéricas, feitas com auxílio do método dos elementos finitos. O teste de rigidez é executado em uma bancada específica que simula o comportamento de torção, a mesma possui diferentes modelos construtivos sendo empregada por diversas equipes de competição.

## 1.1 OBJETIVOS

Para resolver a problemática de obter valores experimentais de rigidez torcional com frequência anual propõe-se neste trabalho os seguintes objetivos.

### 1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver o projeto de uma bancada para a avaliação de rigidez torcional para veículos do tipo FSAE utilizando as etapas de: projeto informacional, projeto conceitual e projeto preliminar utilizando a ferramenta de Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (PRODIP).



### **1.1.2 Objetivos Específicos**

- Definir métodos para medição de rigidez torcional de forma experimental;
- Comparar características de métodos e bancadas já existentes;
- Identificar os requisitos necessários para construção da bancada;
- Definir estratégias para garantir baixa variação dos dados obtidos;
- Modelar a geometria da bancada que atenda aos requisitos propostos.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

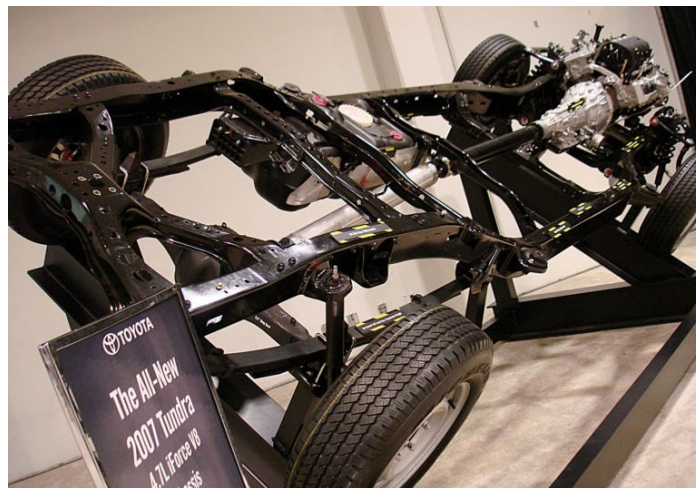
Neste capítulo são apresentados os fundamentos e conceitos aplicados ao desenvolvimento do projeto. Iniciando pela definição de chassi, cargas e deformações presentes no chassi, métodos pré-estabelecidos para a obtenção de rigidez torcional, equipamentos preexistentes no ramo de competições FSAE, valores ideais de rigidez torcional e por fim o método PRODIP.

### 2.1 CHASSI

A palavra chassi está associada ao conjunto estrutural que sustenta um veículo. Levando em consideração o sistema de suspensão, direção, freio e o próprio motor. Todos os sistemas que são essenciais para o funcionamento mínimo do veículo (HEIBING e ERSOY, 2011).

Para que as funções do chassi sejam bem desempenhadas ele deve ser capaz de suportar tanto carregamentos internos ao veículo, como externos à estrutura. Carregamentos internos são aqueles originados por fontes embarcadas no veículo, como o motor que transmite torque aos seus componentes ou o próprio peso dos ocupantes, por exemplo. Carregamentos externos são aqueles provenientes de forças aerodinâmicas ou forças de interação pneu-solo, por exemplo (STORTO, 2011).

Figura 2 - Típico chassi veicular.



Fonte: Lopez (2006)

Em suma, o chassi de um veículo é um conjunto estrutural que sustenta todos os sistemas funcionais do veículo. Para diferentes tipos de veículos existirão diferentes requisitos de projeto a serem priorizados, resultando em diferentes modelos de chassi. Em veículos urbanos a prioridade será a facilidade de manufatura, já em veículos de competição a prioridade será a alta performance dentro da competição.

Colin Chapman, engenheiro e fundador da companhia de carros esportivos Lotus descreve o chassi de um automóvel sendo simplesmente um grande suporte que segura todos os componentes em seu devido lugar. Segundo ele, a abordagem correta para projetar um chassi é descobrir onde as peças devem ir primeiro e em seguida, projetar a estrutura de forma que conecte todos os seus pontos de montagem. Conseqüentemente, embora o chassi possa ser a primeira parte de um carro de corrida a ser fabricado, de modo a fornecer uma plataforma de montagem para os demais componentes, um chassi bem projetado é sempre projetado por último. Logo após a posição de todos os outros componentes ter sido decidida. A forma do chassi deve estar de acordo com a localização dos componentes do veículo, e não o contrário. De forma geral, os pontos para as fixações do motor, transmissão, tanque de combustível, assentos, pontos de suspensão, molas e todas as outras peças que estão localizados no espaço devem ser consideradas antes do projeto do chassi (AIRD, 2008). Essa abordagem permite criar um chassi utilizando menos materiais. Em veículos de competição a redução de massa dos componentes permite que o veículo acelere e freie em um período menor, fatores muito importantes em competições contra o tempo.

No âmbito da competição FSAE o projeto e a construção do chassi são rigorosamente controlados por uma série de normas. Estas normas garantem segurança, padronização e competitividade dentro da competição. Delimitando de forma clara diversos requisitos de projeto. Se o veículo da equipe não estiver em conformidade com as normas propostas pela competição a mesma receberá penalidades ou até mesmo poderá ser desclassificada. Para a competição brasileira é permitido a utilização do mesmo modelo de chassi por até dois anos. Sendo que no segundo ano de utilização a equipe sofre penalidade de pontos por não apresentar inovação, sendo desclassificada ao tentar utilizar o mesmo modelo de chassi em um terceiro ano (FSAE, 2021). Desta maneira para a equipe continuar sendo competitiva e não perder pontos a mesma deverá projetar e manufaturar um chassi diferente a cada ano de competição.

### 2.1.1 Tipos de chassi

Existem basicamente três modelos de chassis que são aplicados na competição FSAE, sendo estes: Space Frame, Monocoque e Monocoque Híbrido. Sendo que para cada um destes, características diferentes são obtidas.

#### 2.1.1.1 Space Frame

Space frame ou também conhecido como chassi tubular é composto basicamente por tubos de aço ou alumínio unidos em formato triangular. Esse tipo de estrutura permite a criação de sistemas leves e versáteis de forma simples. Devido a sua geometria construtiva esses tubos sofrem majoritariamente esforços de tração e compressão (OMER, 2015). Este é o tipo mais comum de chassi em veículos de competição de baixo custo, por necessitarem apenas de ferramentas simples para seu processo de fabricação, além da sua simplicidade facilitar a execução de modificações e reparos (CHIGNOLA et al. 2002). Na figura 3 é possível observar um chassi tubular empregado em um típico veículo FSAE.

Figura 3 - Veículo FSAE com chassi tubular.



Fonte: Tyagi (2016)

Para a utilização do chassi tubular na competição, sua construção fica limitada à perfis de tubos a serem utilizados, geometrias e medidas que devem obedecer ao regulamento da competição. Desta maneira, padronizando os veículos apresentado pelas diferentes equipes. Para a construção de protótipos veiculares a principal vantagem para utilização desse tipo de

chassi é o baixo custo de manufatura, devido a matéria prima abundante e conhecimento consolidado dos processos de fabricação.

#### *2.1.1.2 Monocoque*

O monocoque é uma peça única integrada ao veículo, de forma que além de servir como elemento estrutural do carro, também delimitam seu formato externo (EURENIUS et al., 2013). Desde 1950 a maior parte dos veículos de passeio se baseiam em uma estrutura monocoque, utilizando a carenagem do veículo de forma estrutural. Antes desse período a vasta maioria dos carros utilizava uma carenagem de forma separada do chassi, onde pouco agregava na rigidez do veículo (DIXON, 1996). Em veículos produzidos em larga escala o preço de construção de um monocoque de metal se torna altamente viável. Sendo a principal escolha de montadoras automotivas.

Em veículos de competição a construção de um monocoque ocorre muitas vezes utilizando materiais compósitos, os mesmos são laminados com ajuda de moldes a fim de construir a geometria necessária para a construção do chassi. Os materiais compósitos em geral apresentam uma relação de alta resistência com baixa densidade e uma grande capacidade de modelamento de geometrias complexas, possibilitando a construção de estruturas mais leves e aerodinâmicas, melhorando a performance do veículo. Em geral este conceito apresenta uma combinação de rigidez extremamente elevada e baixa massa em comparação com o chassi tubular padrão.

A principal desvantagem do monocoque é seu elevado custo, desta maneira o custo associado para a construção de um chassi deste tipo acaba sendo extremamente alto, podendo chegar até três vezes o valor equivalente para a construção de um chassi tubular (CHRISTENSEN, 2015).

Na figura 4 é possível observar duas imagens, o chassi monocoque isolado e instalado em seu respectivo veículo. Observa-se que o mesmo já contribui para a parte da carenagem do veículo. Na competição FSAE os elementos tubulares presentes perto do habitáculo do piloto são obrigatórios por parte de regulamento, protegendo o piloto no caso de um possível acidente com veículo.

Figura 4 - Chassi monocoque e veículo FSAE.

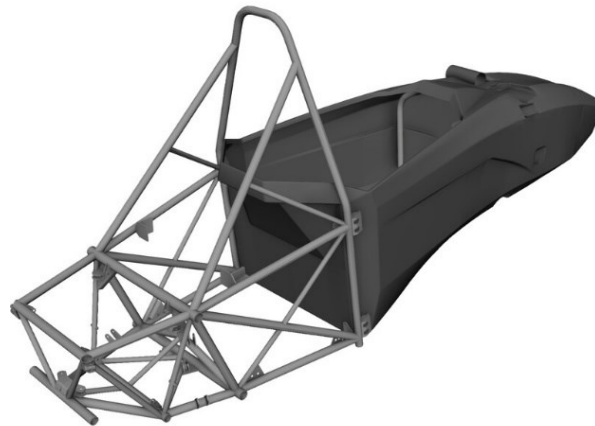


Fonte: FST Lisboa (2018)

### *2.1.1.3 Monocoque Híbrido*

Esta estrutura é composta pela união dos conceitos de chassi tubular e monocoque, desta forma apresentando um valor intermediário entre as propriedades apresentadas por estes dois. Normalmente é empregado utilizando a parte frontal do veículo como monocoque, descartando a utilização de carenagem. A estrutura híbrida apresentada pela figura 5 normalmente é empregada por equipes que estão fazendo a transição de space frame para monocoque. De forma a minimizar custos de fabricação e adquirir experiência com os novos materiais.

Figura 5 - Chassi monocoque híbrido de um veículo FSAE.



Fonte: Vosswinkel (2012)

Christensen (2015) realizou um estudo comparativo entre um chassi tubular, monocoque e monocoque híbrido, utilizando o método dos elementos finitos. O chassi tubular utilizado no estudo pesava 34 kg. O chassi monocoque consistia no núcleo de alumínio e camadas de fibra de carbono. Os resultados mostraram que o peso do chassi monocoque poderia chegar a 16 kg, enquanto o peso do chassi híbrido poderia atingir valores de 21kg. Outro estudo realizado por Hamilton et al. (2012) analisa diferentes modelos de projeto de um chassi semi-monocoque, em conformidade com as regras da FSAE 2012. Os resultados sugeriram que o peso da estrutura híbrida poderia ser reduzido em até 53% em comparação com o chassi tubular convencional. Apresentando um ganho de cerca 43% de rigidez torcional quando comparada com o valor padrão de um chassi tubular.

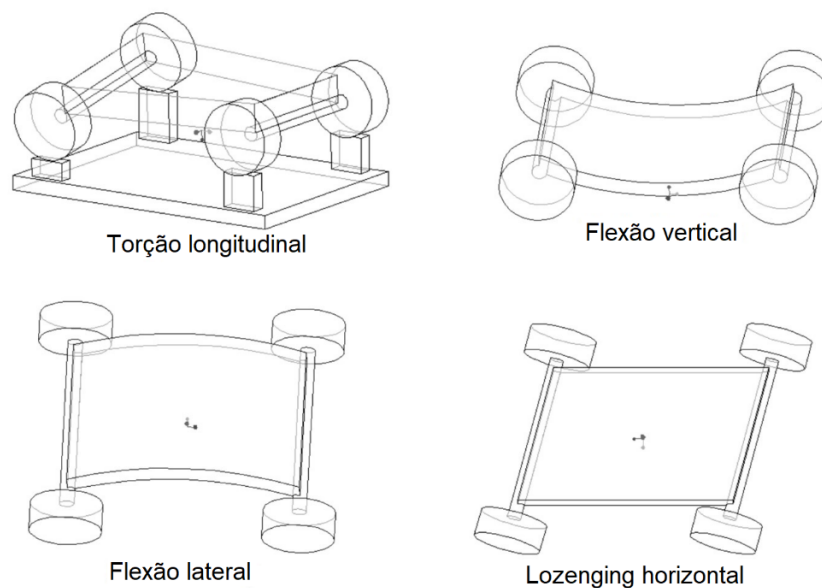
### 2.1.2 Carregamentos e deformações

O primeiro passo para projetar um chassi veicular ou qualquer outra estrutura é entender o caminho que as diferentes cargas percorrem a estrutura. Os principais modos de deformação de um chassi são (HEISLER, 2002):

- *Longitudinal Torsion* (Torção longitudinal) - Ocorre devido a curvas, irregularidades da estrada ou obstáculos, os pneus ficam expostos a cargas diferentes. Neste caso, o chassi pode ser pensado como uma mola de torção conectando as suspensões dianteira e traseira.

- *Vertical Bending* (Flexão vertical) - Qualquer chassi sob carga estática está sujeito a uma deformação por flexão no plano vertical devido ao seu próprio peso e ao peso dos componentes que ele suporta. Durante o movimento, o aumento da aceleração vertical pode modificar os carregamentos sofridos pela estrutura e causar deformações.
- *Lateral Bending* (Flexão lateral) - Ocorre quando o veículo está sujeito a uma carga lateral. Isso pode ser devido a uma aceleração lateral durante as curvas, à aerodinâmica ou à inclinação da estrada.
- *Horizontal Lozenging* (Lozenging horizontal) - Consiste em uma deformação do chassi em um formato de paralelogramo. Esse efeito ocorre quando um chassi é carregado por forças para frente e para trás aplicadas às rodas opostas. Essas forças podem ser causadas por variações verticais no pavimento ou por pequenos impactos. A figura 6 resume de forma detalhada as diversas deformações apresentadas.

Figura 6 - Principais modos de deformação de um chassi.



Fonte: Riley e George (2002)

Segundo Riley e George (2002), se a rigidez à torção e à flexão vertical forem satisfatórias, a estrutura geralmente será satisfatória. Carregamentos torcionais, estão entre os mais importantes carregamentos transmitidos ao longo do chassi. Além de serem também os de maior magnitude.



### 2.1.3 Rigidez torcional

Rigidez pode ser descrita como a resistência que um objeto tem de se envergar ou flexionar. Já a rigidez torcional é a resistência a deformação que um objeto tem à torção. Em um veículo a principal torção ocorre sobre seu eixo longitudinal. (MILLIKEN D. e MILLIKEN W., 1995). O teste mais importante, específico da estrutura do chassi e da carroceria, é a avaliação geral da rigidez torcional (GENTA e MORELLO, 2009). Tanto a dirigibilidade quanto o comportamento vibracional do veículo são afetados pela rigidez do chassi. De modo geral, as deformações ocasionadas pelas cargas externas não devem impactar o funcionamento do veículo. Essas deformações do chassi não podem impedir, por exemplo, o fechamento das portas ou o funcionamento correto da suspensão (SAMPÒ, 2011).

Na figura 7 dois veículos similares realizam manobras idênticas em uma rampa. O veículo da esquerda apresenta maior deformação em sua carroceria evidenciando baixa rigidez torcional.

Figura 7 - Deformação torcional em veículos.

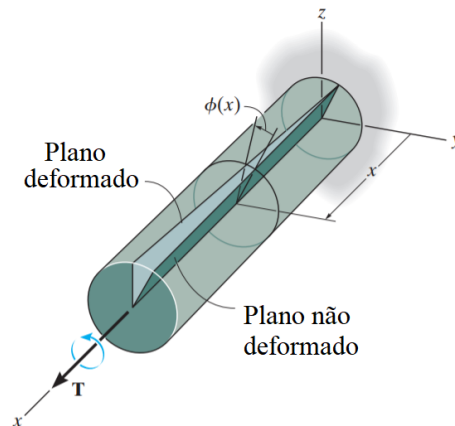


Fonte: Youcar (2011)

Quando a estrutura do chassi não é rígida o suficiente, sua deformação entra como variável no funcionamento do sistema de suspensão. Alterando o funcionamento do conjunto, afetando a previsibilidade da direção.

A resistência a torção pode ser visualizada na figura 8, onde um torque aplicado em um cilindro gerando determinado ângulo de deformação.

Figura 8 - Deformação torcional de um cilindro.



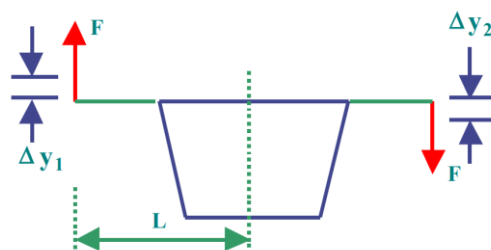
Fonte: Hibbeler (2010)

Segundo Hibbeler (2010) a rigidez torcional pode ser calculada dividindo o torque aplicado à estrutura pela deflexão angular associada, conforme a equação (1).

$$k_t = \frac{T}{\theta} \quad (1)$$

Em que  $T$  é o torque aplicado,  $\theta$  é o ângulo de deformação da estrutura e  $k_t$  é a rigidez torcional que se procura. Sua unidade é usualmente expressa em  $[Nm/^\circ]$  ou no sistema inglês  $[lb.ft/^\circ]$ . A (1) é a forma básica para determinação da rigidez torcional. Para o cálculo de rigidez torcional do chassi, será utilizado as formulações apresentadas por Riley e George (2002) e Thompson et al. (1998) conforme a figura 9, figura 10 e figura 11.

Figura 9 - Cálculo da rigidez torcional por meio de um binário de forças.

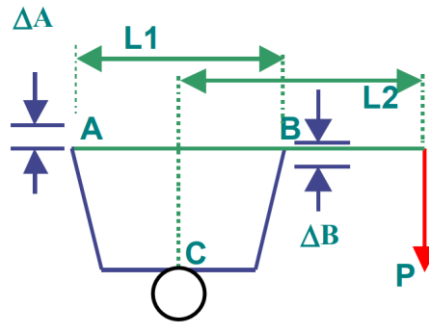


Fonte: Riley e George (2002)

$$k_t = \frac{2 \cdot F \cdot L}{\left( \tan^{-1} \left( \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2 \cdot L} \right) \right)} \quad (2)$$

A equação (2), expressada pela figura 9 representa o cálculo de rigidez para o caso de um binário de forças atuantes sobre uma estrutura. Por outro lado a figura 10 que representa a equação (3) e a figura 11 que representa a equação (4) são formas para o cálculo da rigidez com apenas a aplicação de apenas uma força.

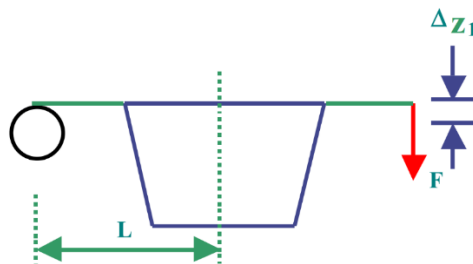
Figura 10 - Cálculo da rigidez torcional por meio de um pivoteamento central.



Fonte: Riley e George (2002)

$$k_t = \frac{P \cdot L_2}{\left(\tan^{-1}\left(\frac{\Delta A + \Delta B}{L_1}\right)\right)} \quad (3)$$

Figura 11 - Cálculo da rigidez torcional por meio de um pivoteamento lateral.



Fonte: Adaptado de Riley e George (2002)

$$k_t = \frac{2 \cdot F \cdot L}{\left(\tan^{-1}\left(\frac{\Delta z_1}{2 \cdot L}\right)\right)} \quad (4)$$

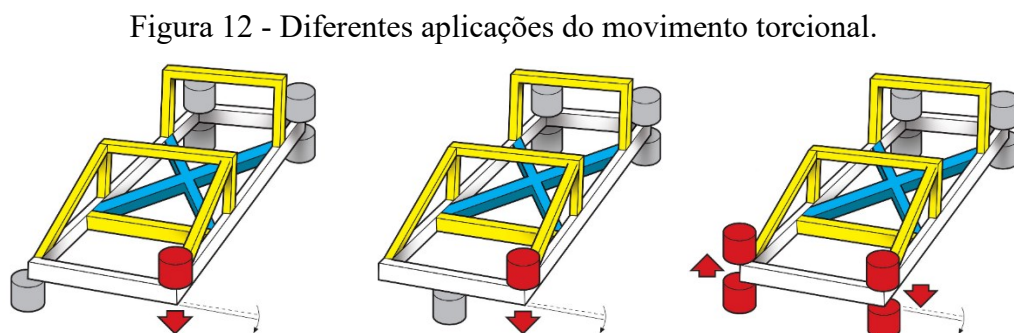
### 2.1.3.1 Métodos de avaliação

Inúmeros métodos e variações podem ser empregados em um teste para avaliação de rigidez torcional. Este tópico cobrirá as principais características presenciadas nas bancadas

estudadas até então. De acordo com Sampò (2011) e Barbosa (2015) uma bancada para avaliar rigidez torcional pode ser classificada de acordo com a aplicação do movimento torcional. Cada configuração varia do mesmo princípio, fixar uma das extremidades do chassi e aplicar uma carga na outra, de forma a criar e mensurar determinada deformação. As configurações são:

- a) Pivoteamento lateral;
- b) Pivoteamento central;
- c) Dois suportes móveis;

As duas primeiras configurações requerem que a bancada possua três pontos de contato com o chão, sendo que dois suportes rígidos engastam a traseira, limitando todos os seis graus de liberdades, o terceiro ponto de apoio se localiza na frente da estrutura, limitando apenas os movimentos de translação. O Pivoteamento central ocorre quando o ponto de apoio localizado na frente da estrutura está alinhado com o centro do chassi. Por sua vez o Pivoteamento lateral ocorre quando o ponto de apoio está em um dos lados do chassi. Nessas duas primeiras configurações uma carga vertical fora do centro longitudinal é aplicada na dianteira para gerar um momento de torção no chassi. A terceira configuração requer que a bancada possua quatro pontos de contato com o chão, a traseira do chassi é fixa da mesma forma que as duas primeiras configurações, a dianteira do chassi é apoiada por dois suportes moveis independentes. O movimento vertical contrário entre estes suportes dianteiros gera um torque na estrutura. A figura 12 apresenta em maior detalhe as configurações de pivoteamento central, lateral e dois suportes móveis.



Fonte: Adaptado de Ferrara (2015)

O ensaio com pivoteamento lateral necessita de menor investimento entre os três, quando comparado com o pivoteamento central, possui maior braço de alavanca, possibilitando a aplicação de forças menores para a realização do mesmo torque. Entretanto, o centro onde a

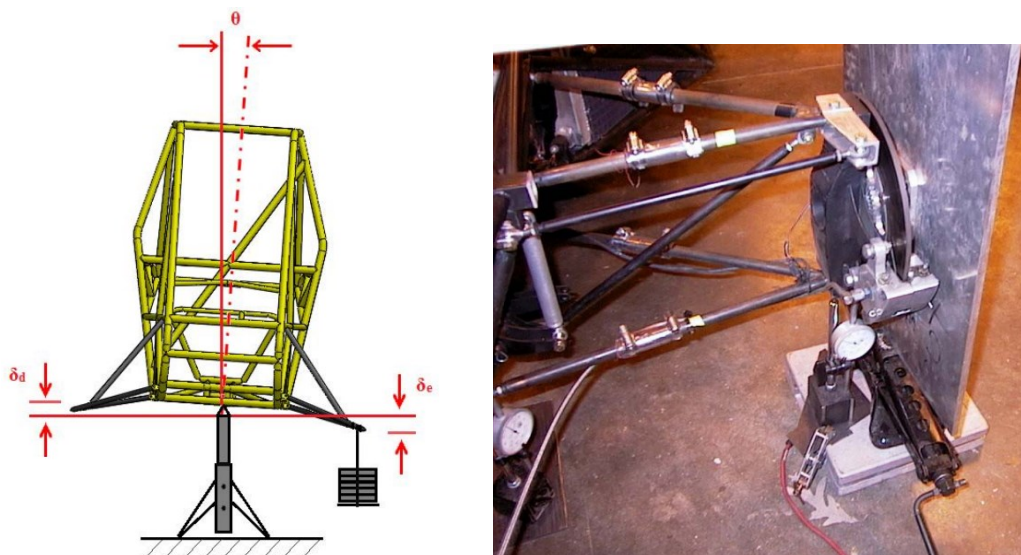
torção é aplicada fica muito deslocado de uma situação real de torção. A aplicação do pivoteamento central possibilita que o centro de torção do veículo fique mais próximo do centro de torção real. Já com a aplicação do torque utilizando dois suportes moveis é possível mudar o centro onde a torção é aplicada no veículo entre os testes. Os suportes podem se mover em distancias distintas. Possibilitando realizar testes com diferentes situações de carregamentos. Entretanto, demanda maior investimento.

O ensaio de rigidez, também, pode ser classificado de acordo com a variável independente que é usada para obter a rigidez. Pode-se aplicar um torque conhecido e mensurar o ângulo de torção obtido, ou aplica-se um ângulo de torção conhecido e mensurar as forças de reação para obter o valor do torque incidente. desta maneira as formas de se mensurar a rigidez podem ser classificadas como:

- a) Torque conhecido
- b) Ângulo de torção conhecido

Para a aplicação de um torque conhecido muitas vezes é adicionado pesos padrão em um braço de alavanca. Na aplicação de um ângulo de torção conhecido utilizasse sensores de carga, macaco hidráulico e relógios comparadores. A figura 13 demonstra estas variáveis.

Figura 13 - Medição de rigidez por torque e ângulo de torção conhecido.



Fonte: Barbosa (2015) e Riley e George (2002)

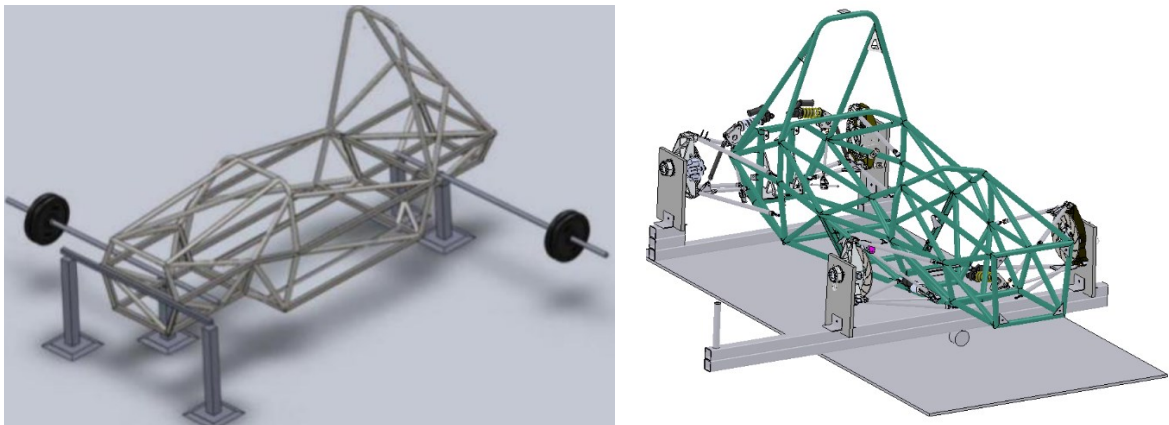
Outra variação entre os ensaios é a forma em que o chassi é conectado a bancada. Existem ensaios em que a bancada se conecta diretamente com o quadro do chassi, avaliando

somente a rigidez da estrutura principal do chassi. Entretanto em outros ensaios a bancada está conectada nos cubos de rodas do veículo. Neste caso costuma-se trocar a mola e amortecedor do veículo por barras rígidas para anular o efeito do conjunto, permitindo obter a rigidez torcional do veículo inteiro (BARBOSA, 2015). As duas formas de ensaio possuem pontos positivos e negativos. Aplicar a carga diretamente no quadro do chassi é vantajoso por não implicar que o veículo inteiro esteja construído e necessitar de uma bancada de menor complexidade. Entretanto, concentrar o carregamento de torção em pontos arbitrários pode criar um caminho artificial para as cargas de torção e assim, criar uma situação de cargas que não representa uma condição real a qual o veículo é submetido e consequentemente gerar valores incoerentes de rigidez.

Uma condição de carga mais realista só é possível com a inclusão dos elementos que fazem parte do sistema de suspensão e mensurando a rigidez diretamente da roda do veículo, conhecido como ensaio de roda a roda (Riley e George, 2002). A figura 14 apresenta os diferentes tipos de avaliação. A avaliação de rigidez pode ser classificada como

- a) Quadro estrutural do chassi
- b) Veículo inteiro

Figura 14 - Avaliação da rigidez do quadro estrutural e de veículo inteiro.



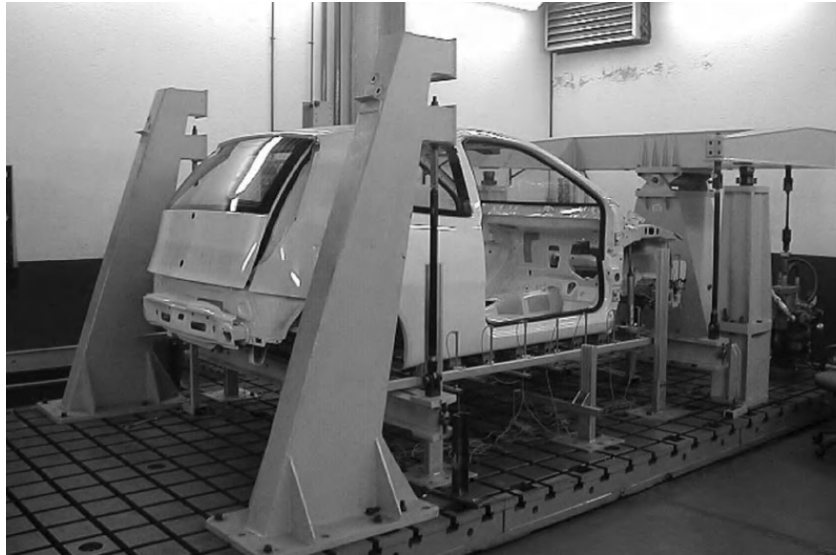
Fonte: Wang et al. (2016) e Christensen (2015)

### 2.1.3.2 Equipamentos existentes

Devido o teste de rigidez torcional abranger várias categorias de veículos, diferentes equipamentos são empregados dependendo do chassi a ser avaliado. Diferentes modelos de chassis necessitaram de diferentes aparatos para realização da medição.

As principais características para construção de um equipamento para a realização de tal experimento são, faixa de rigidez do chassi a ser testado, tamanho do veículo e qualidade dos dados obtidos. Na figura 15 podemos observar uma estrutura para avaliação de rigidez para um veículo de passeio.

Figura 15 - Equipamento para avaliação de rigidez torcional em veículo de passeio.



Fonte: Genta e Morello (2009)

O aparato para a realização das medições deve ser suficientemente rígido, a fim de que sua deformação seja mínima, de forma a não comprometer as medições de deformação do chassi testado. No aparato da figura 15 é possível observar que o torque é aplicado por meio de um pivoteamento central na estrutura da parte dianteira do veículo. A coleta de dados é feita por uma série de relógios comparadores distribuídos entre o comprimento lateral do veículo. O sistema de fixação com a bancada é feito diretamente no quadro estrutural do veículo. Devido a rigidez torcional de um veículo de passeio ser elevada em comparação a de um veículo formula SAE, um equipamento com maior rigidez necessitou ser construído, expressando o dimensionamento do aparato exibido.

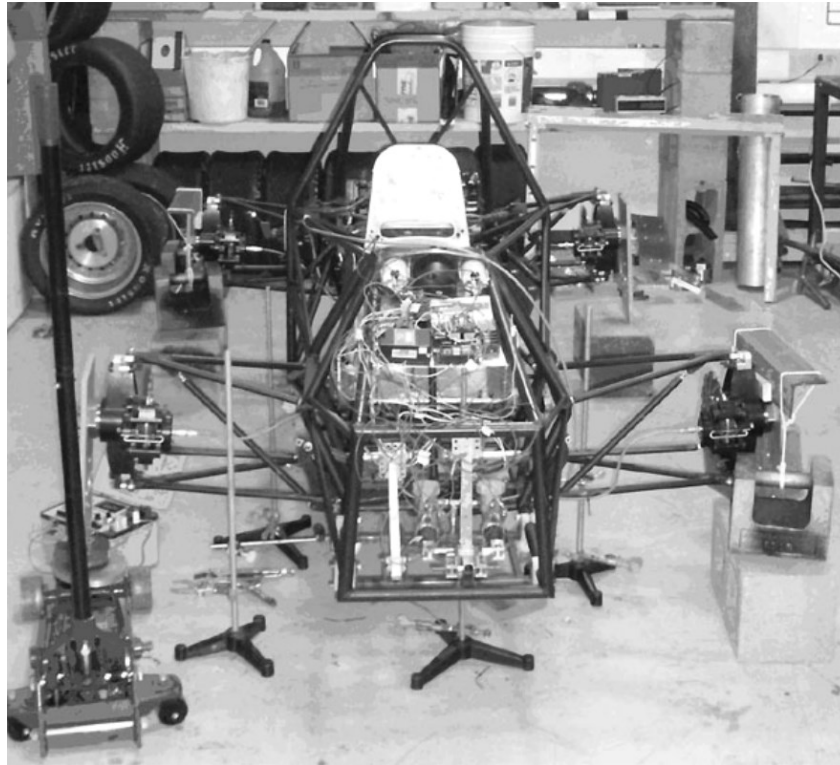
Nos parágrafos subsequentes serão apresentados diferentes modelos de equipamentos que foram utilizados para obter dados de rigidez torcional para veículos do tipo formula SAE.

Em seu artigo de otimização de chassi FSAE Riley e George (2002) descrevem o funcionamento do teste de rigidez realizado. O veículo é preso utilizando placas acopladas aos cubos de roda. As molas e amortecedores são substituídos por elementos rígidos. O teste faz uso de um pivoteamento lateral, onde um torque é aplicado de baixo para cima por meio do



deslocamento de um macaco. Células de carga são postas acima do macaco para obter o valor da força aplicada. O deslocamento do chassi é medido por relógios comparadores, possibilitando o cálculo de rigidez. Auer et al, (2006) realizam um procedimento semelhante, visível na figura 16.

Figura 16 - Bancada 1.

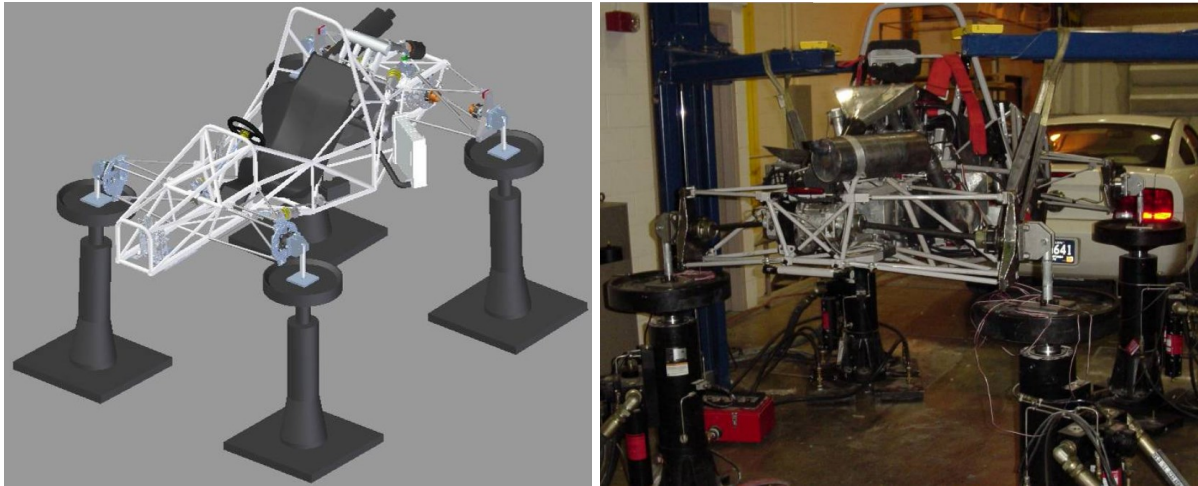


Fonte: Auer et al. (2006)

Steed (2010) realizou testes de rigidez em um veículo FSAE com auxílio de um simulador de estradas (figura 17), usado para excitar um veículo totalmente montado, simulando várias condições de funcionamento. O simulador foi projetado e construído pela *Mechanical Testing Systems*. O sistema funciona a partir de quatro pistões hidráulicos que são controlados de forma independente. Para a realização do teste o veículo foi preso no equipamento por meio de suportes montados nos cubos de roda e nos pistões hidráulicos. Os amortecedores e molas do veículo são substituídos por barras rígidas. Os pistões traseiros permanecem imóveis enquanto os dianteiros se movimentam em direções opostas, criando um torque puro no veículo.



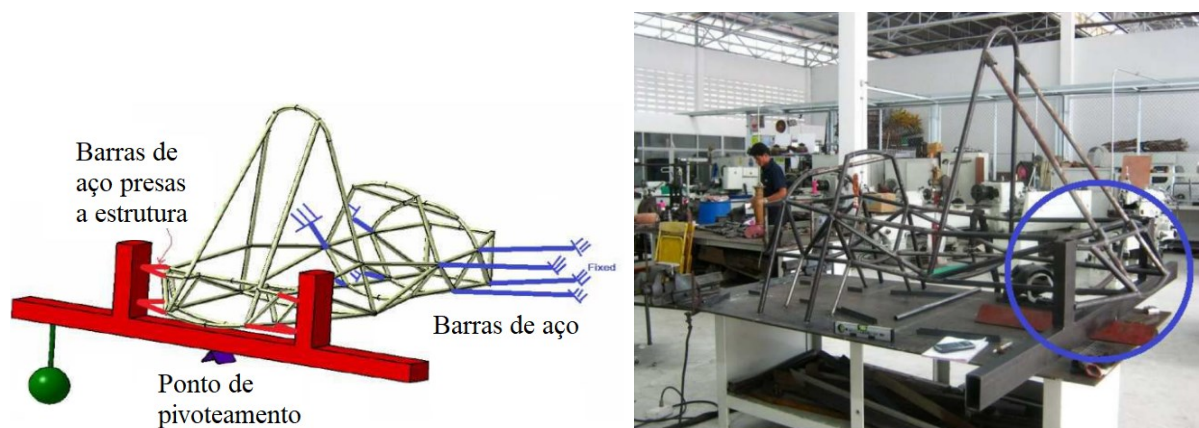
Figura 17 - Bancada 2.



Fonte: Steed (2010)

Limwathanagura et al. (2012) descrevem em seu artigo dois métodos para avaliar a rigidez torcional de um chassi FSAE. O primeiro método consistiu em testar apenas a rigidez do chassi e o segundo consistiu em um teste completo do veículo. O primeiro método é representado na figura 18. Onde a parte dianteira do chassi foi presa a uma mesa metálica utilizando barras de aço soldadas. A parte traseira é soldada em outra estrutura móvel, responsável por aplicar o torque no chassi. O deslocamento da estrutura móvel é mensurado e o valor de rigidez é obtido.

Figura 18 - Bancada 3.



Fonte: Limwathanagura et al. (2012)

Ao analisar os resultados o teste apresentou 38% de discrepância quando comparado com simulações numéricas. Limwathanagura et al. (2012) concluiu que que esta discrepância foi causada devido a união do chassi à mesa, transferindo as deformações da mesa e das

conexões para o chassi, afetando o funcionamento do teste. Para obtenção de melhores resultados uma estrutura mais rígida seria necessária. Desta forma um segundo método de avaliar a rigidez foi proposto. Na figura 19 é possível observar o novo modelo construído para obter os dados de rigidez. O modelo utiliza pivoteamento central, aplicação de um torque conhecido e possibilita testar a rigidez do veículo inteiro, sendo esta última a principal razão de escolha da bancada.

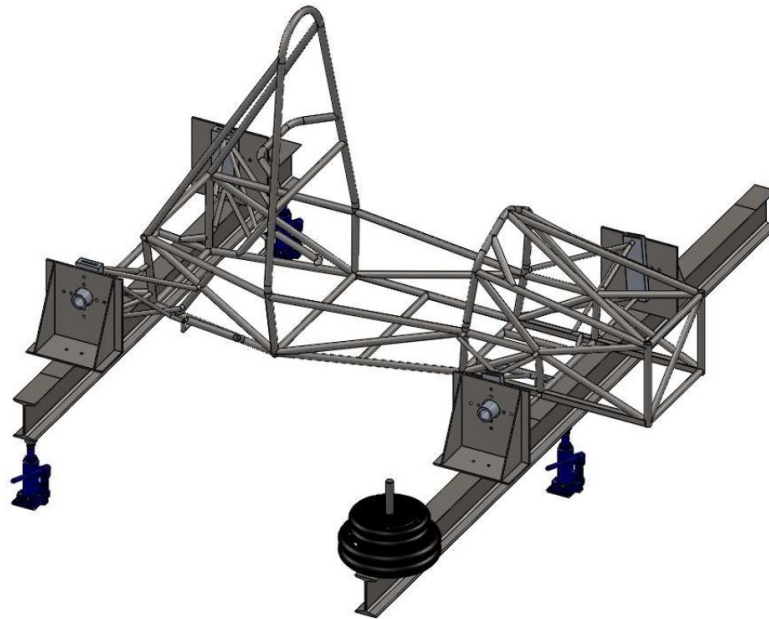
Figura 19 - Bancada 4.



Fonte: Limwathanagura et al. (2012)

Segundo Limwathanagura et al. (2012) este novo modelo apresentou 5% de discrepância quando comparado com simulações numéricas, estando dentro de valores aceitáveis. O principal ponto positivo da bancada é a possibilidade de regulagem de suas dimensões, possibilitando múltiplos testes de veículos FSAE. Entretanto a manufatura da bancada é complexa e necessita de grande espaço físico para a realização dos testes.

Figura 20 - Bancada 5.

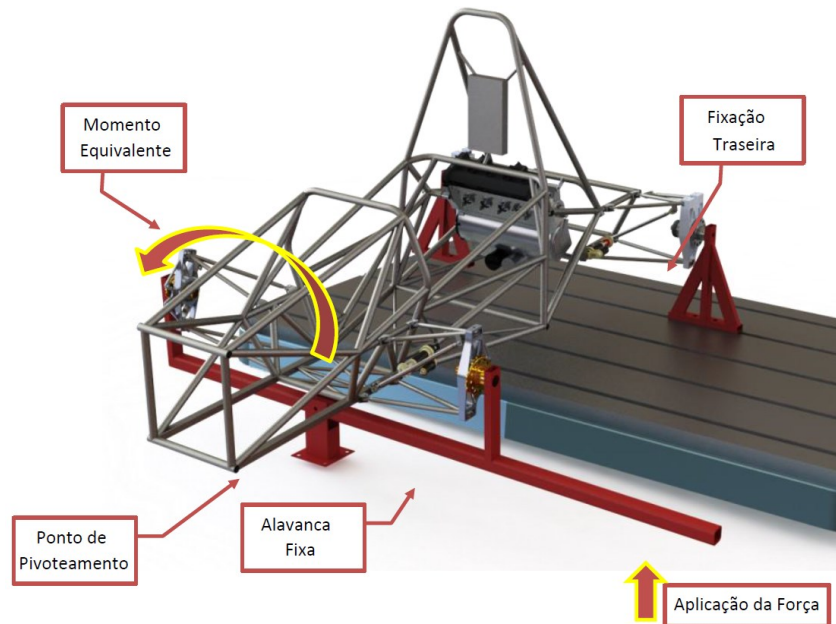


Fonte: Weiss (2016)

A bancada 5 apresentada na figura 20 foi projetado por Weiss (2016) e apresenta um princípio de construção simples e pratica, mancais são presos nos cubos de roda do veículo, os elementos da suspensão do veículo são substituídos por componentes rígidos. Desta maneira o único movimento apresentado durante o teste é o de torção do chassi, podendo ser posteriormente mensurado por relógios comparadores. Anilhas de peso são colocadas na parte frontal do veículo e aplicam uma força peso na viga frontal, está por sua vez resulta uma torção no chassi.

A parte traseira do chassi permanece estática, visto que a massa da viga e dos suportes são suficientemente elevadas, engastando a parte traseira do chassi e impedindo sua movimentação. Os macacos hidráulicos posicionados na parte inferior da estrutura garantem o nivelamento. Quando realizado o teste Weiss (2016) cita que obteve um valor de rigidez próximo de  $620\text{N.m}^\circ$  com erro experimental de cerca de 5% para seu chassi.

Figura 21 - Bancada 6.

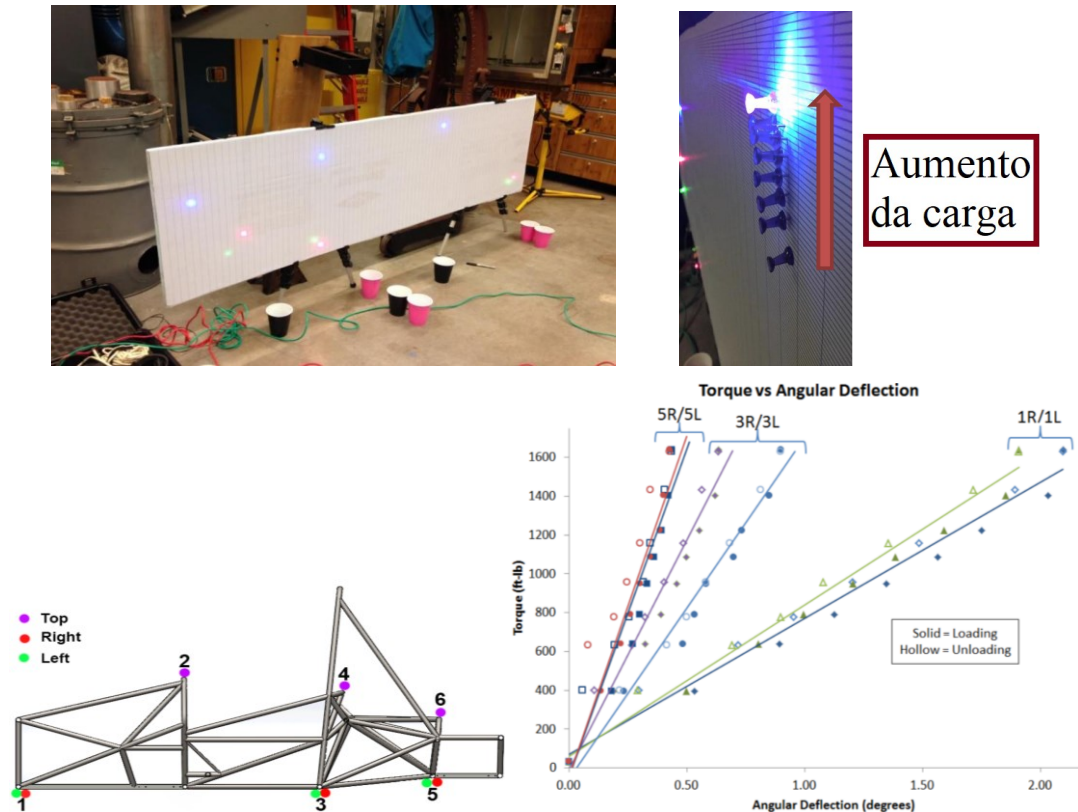


Fonte: Chambers et al. (2016)

Podemos observar na figura 21 o princípio de funcionamento da bancada 6. O teste abrange a rigidez do veículo inteiro, utilizando o pivoteamento central. A parte traseira do chassi é engastada em uma bancada específica, utilizando elementos de fixação presentes no solo. A parte da frente da bancada é fixada ao chão por parafusos. A aplicação da força é feita de baixo para cima com auxílio de um macaco hidráulico. O macaco é posicionado em cima de uma balança, possibilitando a leitura da força atuante. A leitura do deslocamento do chassi é feita utilizando lasers que são posicionados ao longo do chassi. A luz é refletida em uma escala onde é possível obter o deslocamento obtido em diferentes regiões do chassi. Na figura 22 é apresentado imagens do sistema. Segundo Chambers et al. (2016) o intuito do sistema é evitar a aquisição de relógios comparadores e baratear o sistema de medição da bancada.



Figura 22 - Sistema de medição utilizado na bancada 6.



Fonte: Chambers et al. (2016)

Shiroma et al. (2017) também realizaram estudos e a construção de uma bancada de avaliação de rigidez torcional. A torção no chassi ocorre a partir de um pivoteamento utilizando dois macacos hidráulicos moveis na frente do veículo. O deslocamento independente dos macacos gera o torque atuante no chassi. O modelo de bancada escolhido se acopla ao veículo utilizando a montagens do cubo de rodas, possibilitando mensurar a rigidez torcional completa da estrutura. Os macacos são equipados com medidores de pressão hidráulica, possibilitando a leitura da pressão interna do óleo hidráulico e consequentemente calcular a força aplicada no chassi. Abaixo da bancada é adicionado uma ripa de madeira, onde é acoplado relógios comparadores, responsáveis por mensurar a deformação sofrida pela estrutura. Ao realizar testes de rigidez, entretanto Shiroma et al. (2017) constatou que os resultados apresentados pela bancada apresentavam divergências. Repetindo o teste de rigidez quatro vezes, foi constatado uma diferença entre os valores mínima de 12%. Apresentando baixa repetibilidade entre os testes. A bancada é visível na figura 23.

Figura 23 - Bancada 7.



Fonte: Shiroma et al. (2017)

Segundo Shiroma et al (2017) a baixa repetibilidade dos dados pode estar ligada a um mal funcionamento macaco hidráulico, apresentando dados de pressão incompatíveis. Sugerindo que outro método de medição para obter o valor de torque seja aplicado. Na figura abaixo é possível visualizar o macaco hidráulico modificado com o medidor de pressão e o suporte para acoplar as mangas de eixo frontais do veículo.

Figura 24 - Macaco hidráulico modificado e suporte para a fixar as mangas de eixo frontais do veículo.



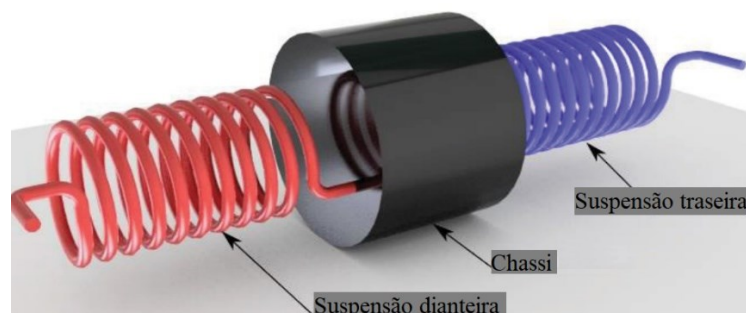
Fonte: Shiroma et al. (2017)

### 2.1.3.3 Valores ideais de rigidez

O chassi deve ser pensado como uma grande mola que interliga o sistema de suspensão dianteiro e traseiro. Se a rigidez for baixa, a tentativa de controlar a transferência de carga entre a dianteira e a traseira do veículo será confusa ou até impossível (MILLIKEN D. e MILLIKEN W., 1995). Ser capaz de controlar a distribuição da transferência de carga é, portanto, a chave para conseguir obter um bom equilíbrio de manuseio. A distribuição de transferência de carga lateral só pode ser controlada se o chassi for rígido o suficiente para transmitir os torques (DEAKIN et al, 2000).

Um chassi ideal é aquele que possui alta rigidez; baixo peso e baixo custo. De certa maneira o valor ideal de rigidez é o mais alto possível, entretanto o aumento desenfreado de rigidez faz com que o peso e, ou o custo do veículo se elevem drasticamente, tornando inviável sua construção. Desta maneira se faz necessário saber o quão rígido um chassi deve ser. Em seu artigo Riley e George (2002) descrevem um modelo simples que compara a rigidez do chassi a rigidez do sistema de suspensão presente no veículo. Utilizando esse modelo é possível ter uma base de quão rígido deverá ser o chassi do veículo. Krzikalla et al. (2019) utilizaram o mesmo método de forma similar. Transformando a rigidez das molas presentes no veículo em uma rigidez torcional equivalente para a parte dianteira (*front roll stiffness*) e traseira (*rear roll stiffness*) do veículo, que é representada pela figura abaixo.

Figura 25 - Conjunto de molas representando a rigidez da suspensão dianteira, traseira e chassi.



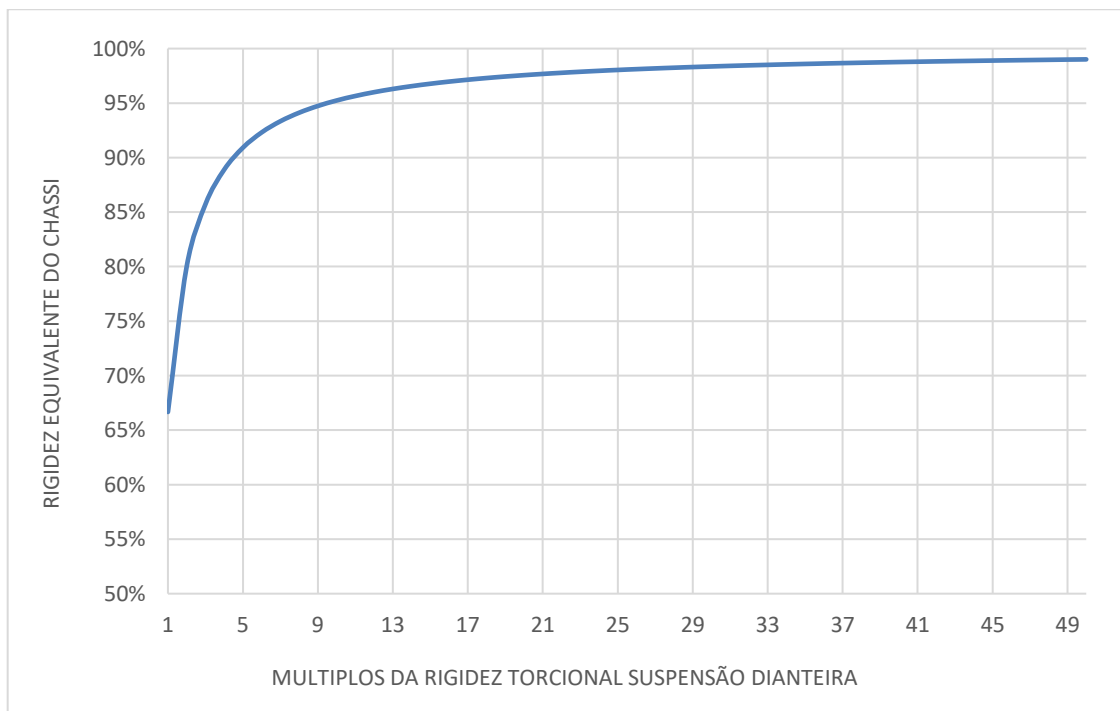
Fonte: Krzikalla et al. (2019)

O sistema é composto por três molas torcionais em série. Para descobrir a influência da rigidez torcional do chassi no sistema, a rigidez equivalente é calculada, utilizando a equação de rigidez para molas associadas em serie representada abaixo pela equação (5).

$$\frac{1}{k_{te}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \quad (5)$$

Dentro da equação acima,  $k_{te}$  é considerado a rigidez torcional equivalente do sistema em série,  $k_1$  e  $k_2$  a rigidez torcional do sistema de suspensão dianteiro e traseiro. Por fim  $k_3$  é considerado a rigidez torcional do chassi. Considerando que a rigidez da suspensão dianteira e traseira são iguais, pode-se comparar diretamente a relação entre a rigidez da suspensão dianteira do veículo com a rigidez do chassi. A rigidez do chassi será um múltiplo da rigidez da suspensão dianteira. Desta maneira para obter um chassi suficientemente rígido, de forma a afetar minimamente o sistema dianteiro e traseiro de suspensão, a rigidez do chassi deverá ser cerca de nove vezes a rigidez torcional da suspensão dianteira. A figura 26 representa esta relação.

Figura 26 - Rigidez total do veículo comparado com a rigidez do chassi.



Fonte: Autor (2021)

A porcentagem de rigidez do chassi dependerá das decisões de projeto do veículo, não sendo um valor exato, mas sim uma faixa de valores que podem ser utilizados. Entretanto perto de 95% de rigidez, os valores necessários para elevar este percentual de forma significativa se tornam extremamente elevados. Tornando os valores próximos a este número suscetíveis a serem escolhidos. Para a competição estudantil FSAE, valores maiores de rigidez não



apresentarão grandes benefícios no funcionamento do veículo. Na tabela abaixo é possível observar a rigidez torcional do chassi de três veículos com base nos valores de rigidez torcional equivalente de seus respectivos sistemas de suspensões.

Tabela 1 - Comparativo de rigidez de três veículos FSAE distintos.

		Veículo 1	Veículo 2	Veículo 3
Rigidez torcional suspensão dianteira e traseira [N.m/°]		250	300	350
Múltiplos da rigidez da suspensão	Rigidez equivalente do chassi [%]	Rigidez do chassi [N.m/°]		
1	66,7	250	300	350
2	80,0	500	600	700
3	85,7	750	900	1050
4	88,9	1000	1200	1400
5	90,9	1250	1500	1750
6	92,3	1500	1800	2100
7	93,3	1750	2100	2450
8	94,1	2000	2400	2800
9	94,7	2250	2700	3150
10	95,2	2500	3000	3500
11	95,6	2750	3300	3850
12	96,0	3000	3600	4200
13	96,3	3250	3900	4550
14	96,6	3500	4200	4900
15	96,8	3750	4500	5250
16	97,0	4000	4800	5600
17	97,1	4250	5100	5950
18	97,3	4500	5400	6300

Fonte: Autor (2021)

Com base no modelo apresentado por Riley e George (2002) é possível obter uma estimativa e analisar o impacto que a alteração da rigidez do chassi causa na estrutura do veículo. Possibilitando a melhor tomada de decisão na hora de projetar o chassi. Entretanto conforme descrito pelos autores, somente com a realização de testes em pista, simulando condições de uso e com pilotos capacitados será possível tirar conclusões precisas a respeito da rigidez ideal para o desenvolvimento de um chassi veicular.

## 2.2 PRODIP

Processo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (PRODIP) consiste em uma metodologia de projeto desenvolvida pelo NeDIP (Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos), com base na experiência em projeto, construção e testes de protótipos de máquinas agrícolas (Romano, 2003). A versão atual do modelo PRODIP adaptada de Back et al., 2008 é representada pela figura a seguir.

Figura 27 - Etapas do modelo PRODIP.



Fonte: BACK et al. (2008)

A metodologia pode ser dividida em 3 macro fases: planejamento, projeção e implementação, assim como suas respectivas fases, as quais estão ilustradas na imagem acima.

O planejamento envolve duas fases:

- Planejamento de produto: são idealizados produtos, buscando explorar oportunidades, utilizando de ferramentas como o mapeamento tecnológico.
- Planejamento de projeto: segundo (Romano, 2003) consiste em elaborar o plano de um novo projeto face às estratégias de negócio da empresa, sendo estabelecidos e estruturados os trabalhos a serem realizados ao longo do processo, utilizando de ferramentas como o gráfico de Gantt.

A projeção envolve quatro fases:

- Projeto informacional: fase em que são desenvolvidas as especificações de projeto, as quais definem o problema técnico a ser resolvido. Nessa fase são definidos os requisitos de usuário e de projeto, assim como o ciclo de vida do produto, e tem como principal método a matriz da casa da qualidade, a qual prioriza os requisitos de projeto.

- Projeto conceitual: responsável pelo desenvolvimento da concepção do produto, tendo como primeira etapa o desenvolvimento da função global do produto, por meio do método de síntese de funções. Posteriormente são definidas soluções para as subfunções do produto, para então gerar várias concepções distintas do produto. Tais concepções são apresentadas usando o método da matriz morfológica, e são avaliados com o método da matriz de Pugh, o qual irá então definir a concepção final do produto.
- Projeto preliminar: ocorre o desenvolvimento da concepção escolhida, são realizados modelos de análise, simulações e otimização das soluções. Nessa fase o domínio tecnológico da solução proposta é desenvolvido.
- Projeto detalhado: fase em que são feitos protótipos com as soluções otimizadas, revisando os resultados obtidos em detalhes, partindo então para o processo de produção do produto.

A implementação envolve 3 fases:

- Preparação da produção: responsável pelo desenvolvimento do primeiro lote do produto, além do desenvolvimento de toda a documentação de montagem, fabricação e testes. Sua conclusão ocorre com a liberação do produto para o lote piloto.
- Lançamento: nessa fase ocorre a produção, validação e venda do lote piloto, com auxílio do setor comercial, o qual desenvolve o marketing do produto.
- Validação: a avaliação do produto é realizada junto aos consumidores, nessa fase são realizadas auditorias para avaliar o desempenho da equipe na organização do projeto, além da prestação de contas. Essa fase termina com a desmobilização da equipe e fim do projeto.

No presente trabalho será abordada a macro fase de projeção, envolvendo as fases de projeto informacional, projeto conceitual e projeto preliminar.

### 3 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho seguirá com uma elaboração de três etapas. Primeiramente será desenvolvido o projeto informacional da bancada, levantado diversos requisitos de projeto. Em sequência será desenvolvido o projeto conceitual da bancada e por fim o projeto preliminar. Visto que o resultado deste trabalho é o projeto preliminar para a manufatura da bancada de avaliação de rigidez torcional.

Será feita uma análise com base nas diferentes bancadas já existentes com o intuito de selecionar o melhor arranjo necessário para a realização do teste. Para cada bancada serão levantados uma série de requisitos com diferentes pesos, deste modo será criada uma matriz de decisão, com o intuito de selecionar o melhor modelo construtivo.

Após a seleção do modelo construtivo que atenda os interesses de projeto, o mesmo será dimensionado com a utilização do *software* de modelagem SolidWorks e utilizado ferramentas de elementos finitos, com a finalidade de assegurar que a estrutura será suficientemente rígida e apresente deslocamentos desprezíveis durante a execução do teste proposto. De maneira a assegurar confiabilidade dos dados obtidos.

#### 3.1 PROJETO INFORMACIONAL

Como já foi apresentado anteriormente, a fase de projeto informacional consiste em definir as especificações do projeto. No presente trabalho serão estabelecidos os requisitos de usuário e requisitos de projeto, para então utilizar o método da matriz casa da qualidade e obter tais especificações.

##### 3.1.1 REQUISITOS DE USUÁRIO

Com base no modelo desenvolvido por Romano (2003), tais requisitos são utilizados para representar as necessidades do cliente de forma técnica, possibilitando posteriormente a adoção do método da matriz da casa da qualidade (*Quality Function Deployment*) para obtenção das especificações de projeto.

Mediante dados coletados em competições anteriores, foram relatados os seguintes requisitos de usuário:

Quadro 1 - Requisitos de usuário.

<b>Número</b>	<b>Requisitos</b>	<b>Descrição</b>
1	Segurança	Garantir que o processo de utilização da bancada seja seguro.
2	Baixo custo	Produzir uma bancada que possa ser adquirida ou fabricada com o atual orçamento da equipe.
3	Durabilidade	Desenvolver uma bancada que possa ser utilizada em várias competições.
4	Confiabilidade	Refere-se a confiabilidade dos dados fornecidos pela bancada.
5	Ser Compacto	O armazenamento da bancada deverá ser realizado na oficina da equipe.

Fonte: Autor (2021)

A escolha do requisito de segurança vem ao encontro com os objetivos da equipe de proteger seus integrantes contra riscos indevidos, possibilitando maior tranquilidade no ambiente de trabalho. Já o requisito de baixo custo foi escolhido com base no orçamento atual da equipe, visto que é um equipamento não essencial para realização da competição, e sim um aparelho complementar para obter dados de rigidez torcional, e conseqüentemente melhorar o projeto do chassi.

Em relação a durabilidade, espera-se que a equipe possa reutilizar a bancada em múltiplas competições, devendo resistir aos esforços aplicados e armazenamento por longos períodos. A bancada será utilizada para coleta de dados, que levará poucos dias para ser realizada, após isso a mesma será armazenada até o próximo chassi a ser testado, que pode durar cerca de um ano. Devido a este fator e a restrição da equipe possuir pouco espaço para armazenamento de equipamentos em sua oficina, o requisito de ser compacto se faz necessário. Os usuários precisam que os dados fornecidos pela bancada sejam confiáveis, portanto deverão ser evitados erros de montagem, componentes móveis e medições não padronizadas.

### **3.1.2 REQUISITOS DE PROJETO**

Os requisitos de projeto foram estabelecidos através de demandas previamente apresentadas pelos integrantes do setor de projeto e construção de chassi da equipe. De maneira a atender e alinhar todas as necessidades. Na tabela abaixo é possível observar os requisitos e seus respectivos objetivos.

Tabela 2 - Requisitos de projeto.

<b>REQUISITOS DE PROJETO</b>	<b>OBJETIVOS</b>
Faixa de Medição de Rigidez da Bancada	(500 a 4000) Nm/°
Bitola	(1100 a 1700) mm
Distância entre eixos	(1525 a 2000) mm
Tempo de manufatura	Máximo 1 mês
Custo de produção	Menor que R\$ 2000
Vida útil	Mínimo 4 anos
Qualidade dos dados	Variação máxima de 20% em relação ao teste ideal de rigidez

Fonte: Autor (2021)

Para garantir o funcionamento adequado da bancada e garantir que a mesma não se deforme e interfira na avaliação do chassi, a faixa de medição de rigidez da bancada deve ser restringida. Para definição dos valores limitantes levou-se em consideração o trabalho apresentado por Sampò (2011). Conforme citado previamente o tamanho do veículo deve ser limitado para a escolha da bancada, portanto foi necessário a criação de limitantes para a distância entre eixos e a bitola do veículo a ser testado, os quais estão de acordo com as normas estabelecidas pela competição FSAE.

Levando em conta as atividades desenvolvidas pela equipe para desenvolvimento do veículo para a competição, é necessário limitar o tempo de manufatura da bancada. Desta maneira, definiu-se 1 mês como data máxima com base nos trabalhos realizados pela equipe. Da mesma forma, o custo de produção foi definido pensando nos recursos disponíveis pela equipe.

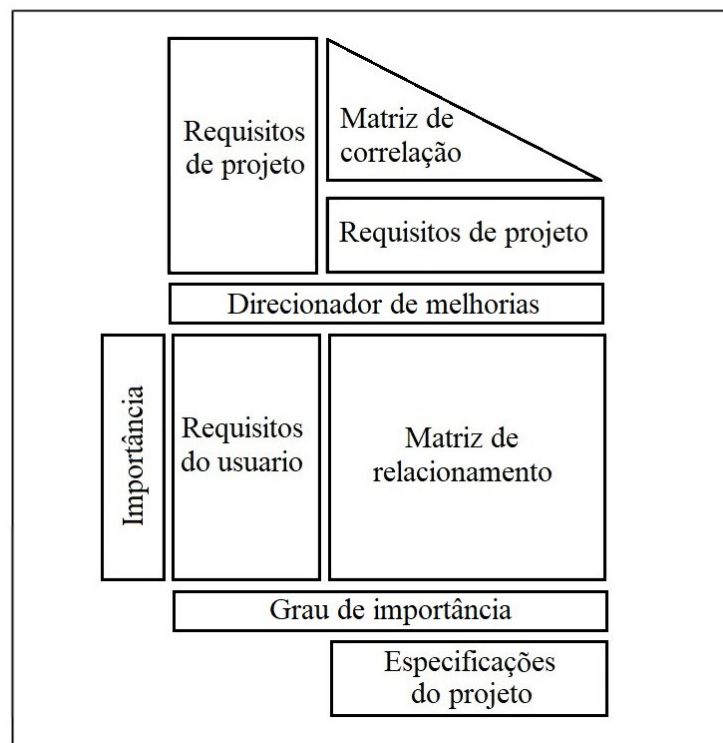
Considerando o valor financeiro, assim como o tempo despendido para projeto e manufatura da bancada, têm-se como requisito de projeto uma vida útil de no mínimo 4 anos, de forma que a mesma bancada possa ser utilizada em múltiplas competições. Em relação ao requisito de qualidade dos dados, como foi mencionado anteriormente busca-se obter os valores de rigidez mínimo do veículo, de forma que possibilite o correto dimensionamento do chassi, um erro de 20 % ao referencial teórico foi estabelecido como objetivo, no entanto, como neste trabalho não serão realizados testes experimentais, é possível que este valor sofra alterações futuras.

### 3.1.3 Matriz Casa da Qualidade

O método da matriz casa da qualidade também conhecida como método QFD (*Quality Function Deployment*) representa uma ferramenta da qualidade criada pelo japonês Yoji Akao na década de 60.

Este método é utilizado com o intuito de obter uma correlação entre os requisitos de usuário e requisitos de projeto, de forma a definir quais são os pesos de cada especificação do projeto. A imagem abaixo representa um exemplo de casa da qualidade a ser utilizada.

Figura 28 - Matriz casa da qualidade a ser aplicada.



Fonte: Autor (2021)

O primeiro passo para sua composição consiste em adicionar os requisitos de usuário e de projeto, para então preencher a matriz de relacionamento e de correlação. Serão atribuídas notas na matriz de relacionamento, e ao final de cada coluna será realizado um somatório de tais notas multiplicadas pela respectiva importância definida pelo usuário, o valor resultante deste somatório irá compor o grau de importância. Já na matriz de correlação, serão comparados os requisitos de projeto entre si, buscando gerar direcionadores de melhoria, os quais indicam se ocorre alguma melhora ou não com as variações das especificações de projeto. A partir destes processos, foi criada a matriz casa da qualidade presente na figura 29.





Tabela 3 - Importância dos requisitos de projeto.

<b>Requisitos de projeto</b>	<b>Grau de Importância (%)</b>
Faixa de Medição de Rigidez da Bancada	20
Bitola	10
Distância entre eixos	10
Tempo de manufatura	13
Custo de produção	19
Vida útil	10
Qualidade dos dados	18

Fonte: Autor (2021)

### 3.2 PROJETO CONCEITUAL

Segundo Back et al. (2008) esta fase destina-se ao desenvolvimento da concepção do produto. Também nessa fase será definido a função global do produto e suas respectivas subfunções, utilizando o método de síntese de funções. Posteriormente, serão selecionadas diversas concepções do produto, as quais serão apresentadas por meio da matriz morfológica e avaliadas pela matriz multicritério de Pugh.

#### 3.2.1 Função global e subfunções

Com base no objetivo do presente trabalho a função global do projeto é definida como medir a rigidez torcional do chassi de um veículo FSAE. Com base na fundamentação teórica elaborada previamente foram definidas as seguintes subfunções, dispostas na tabela a seguir:

Quadro 2 – Função global e subfunções.

<b>Função Global</b>	<b>Subfunções</b>
Medir a rigidez torcional	Fixação do Chassi
	Pivoteamento da bancada
	Aplicação de Torque
	Medir a deflexão do chassi

Fonte: Autor (2021)

### 3.2.2 Método da matriz morfológica

De acordo com Back et al. (2008), este método consiste em uma pesquisa sistemática de diferentes combinações de elementos ou parâmetros, com objetivo de encontrar uma nova solução para o produto. Portanto, aplicando este método para cada uma das subfunções definidas, obtemos a seguinte matriz resultante:

Quadro 3 – Princípios de solução para as subfunções.

Subfunções	Princípios de solução			
	Independente nas mangas de eixos	Nos pontos de suspensão	Nos elementos tubulares	Conjunta em ambas as mangas de eixo
Fixação do Chassi	Independente nas mangas de eixos	Nos pontos de suspensão	Nos elementos tubulares	Conjunta em ambas as mangas de eixo
Pivoteamento da bancada	Lateral	Central	Dois suportes móveis	-
Aplicação de Torque	Adição de carga com anilha	Utilização de macaco hidráulico	-	-
Medir a deflexão do chassi	Relógio Comparador	Laser	-	-

Fonte: Autor (2021)

Sendo assim, foi possível realizar um levantamento de todos os princípios de solução possíveis para realização do projeto. Com base na fundamentação teórica, serão selecionadas cinco concepções distintas para avaliação com a matriz multicritério de Pugh, as concepções encontram-se no quadro abaixo. A escolha do relógio comparador em relação ao laser se deu devido a disponibilidade do mesmo pela universidade, tornando-o mais viável financeiramente.

Quadro 4 – Concepções distintas do produto.

Concepção Alternativa 1	Concepção Alternativa 2	Concepção Alternativa 3	Concepção Alternativa 4	Concepção Referência
Independente nas mangas de eixo	Independente nas mangas de eixo	Conjunta em ambas as mangas de eixo	Independente nas mangas de eixo	Independente nas mangas de eixo
Lateral	Dois suportes móveis	Central	Central	Central
Utilização de macaco hidráulico	Utilização de macaco hidráulico	Adição de carga com anilha	Utilização de macaco hidráulico	Adição de carga com anilha
Relógio Comparador	Relógio Comparador	Relógio Comparador	Relógio Comparador	Relógio Comparador

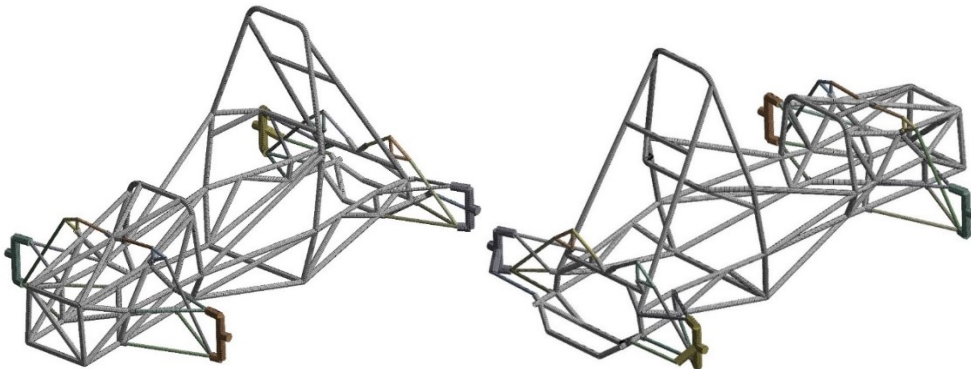
Fonte: Autor (2021)

Com o objetivo de simplificar a análise as concepções 1, 2, 3, 4 e de referência, serão chamadas de modelos A, B, C, D e E respectivamente.

### 3.2.3 Simulação das concepções

Com o objetivo de obter resultados quantitativos a respeito das diferentes formas de aplicação de torque impostas sobre o chassi, realizou-se a construção de cinco modelos numéricos de bancadas. Para tal, um chassi FSAE foi modelado no *software Ansys Mechanical* de elementos finitos. O modelo criado é a simplificação do chassi utilizado pela equipe formula CEM na competição de 2018. O veículo foi modelado utilizando elementos finitos de vigas, visto que estes favorecem a rápida construção e boa representatividade dos esforços aplicados, podendo resistir a torque e esforços de cisalhamento (COOK, 2001). O modelo numérico preserva os elementos construtivos do sistema de suspensão, substituindo os elementos de mola e amortecedor por barras rígidas, criando uma representação realista de transferência de carga sofrida pelo veículo em situações de funcionamento.

Figura 30 - Modelo de chassi FSAE gerado.

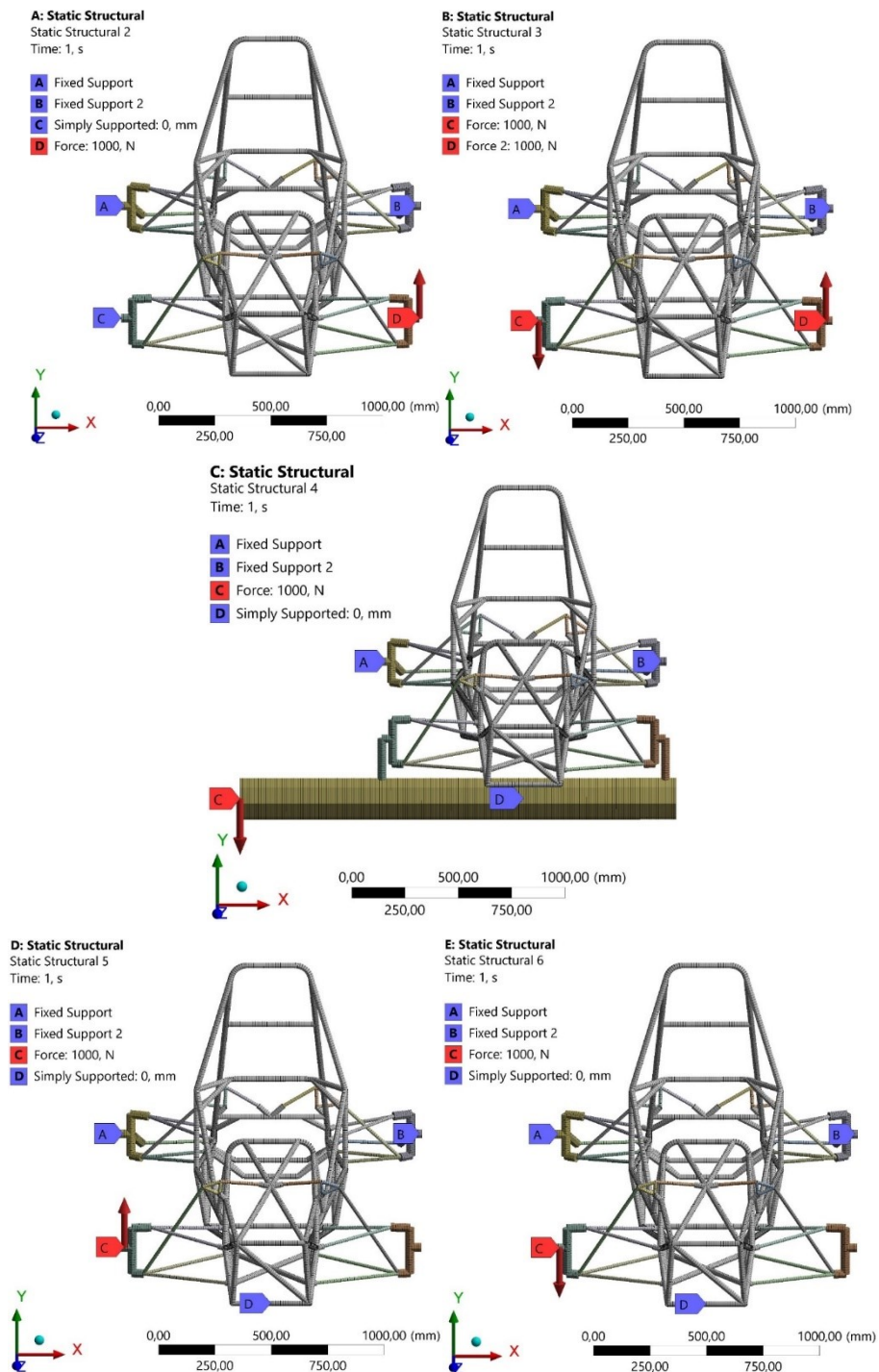


Fonte: Autor (2021)

A figura 30 apresenta a malha numérica do modelo construído de elementos finitos de viga. Para a realização da análise a geometria gerada foi submetida a cinco carregamentos distintos. Para cada carregamento foi realizado uma análise de convergência de malha, de forma a confirmar os valores obtidos pelo método de elementos finitos e está incluída no apêndice B. As análises em elementos finitos foram feitas pelo método linear, considerado que as cargas aplicadas não variam de acordo com a deformação da geometria ao longo do tempo. Os materiais utilizados estão no regime elástico e considerados isotrópicos. O material definido em

toda estrutura foi aço estrutural com 200 GPa de módulo de elasticidade. As dimensões dos elementos de viga que compõem o modelo são  $\varnothing 25,5$  mm x 1,47 mm para o chassi,  $\varnothing 15,88$  mm x 1,25 mm para os braços de suspensão e  $\varnothing 40$  mm para os elementos que compõem as mangas de eixo. Na imagem abaixo é possível analisar os cinco tipos de carregamentos que o modelo numérico do chassi foi submetido.

Figura 31 - Diferentes condições de pivoteamento simuladas.



Fonte: Autor (2021)

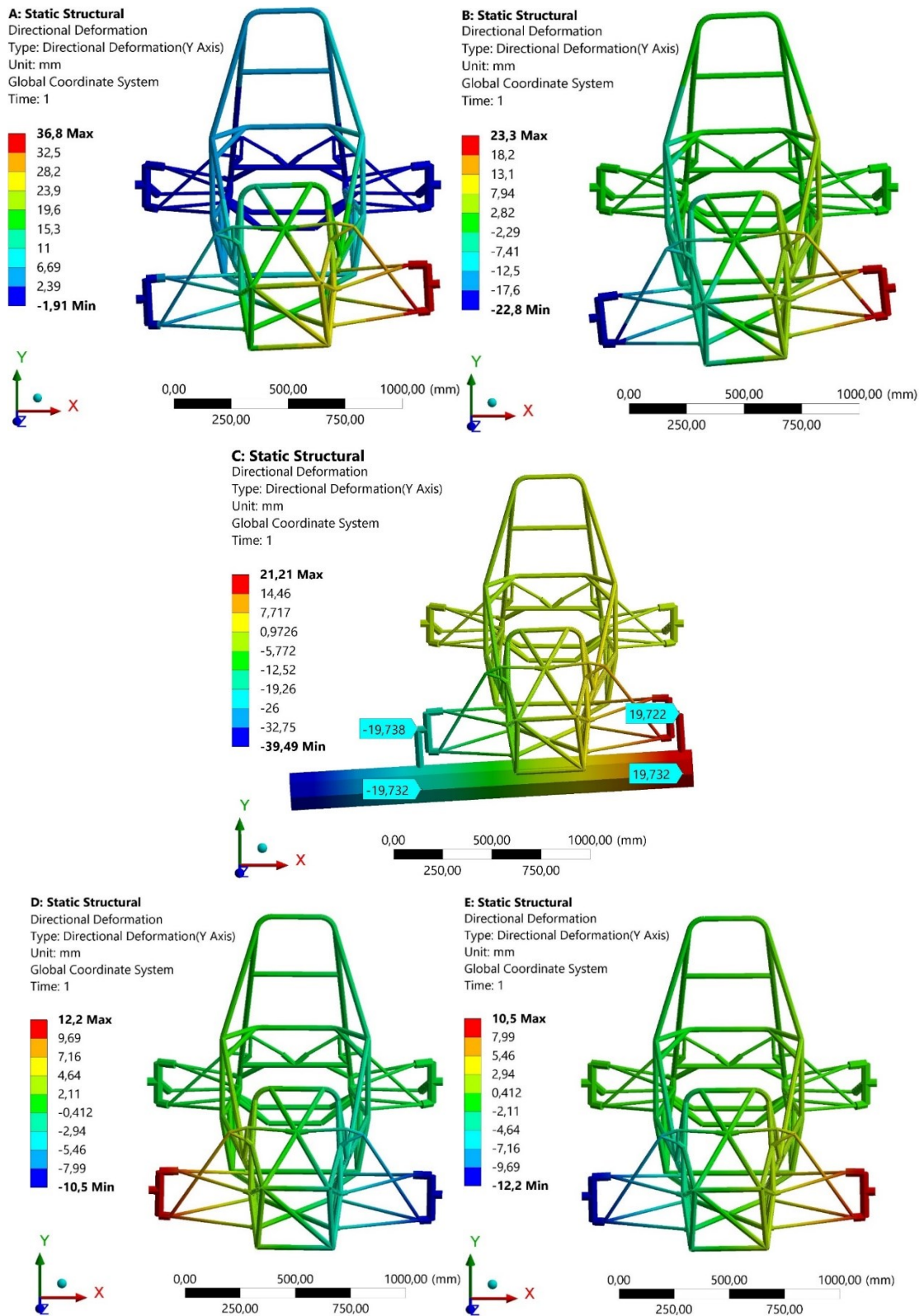
Todos os cinco modelos anteriores apresentam dois engastes na traseira, limitando translação e rotação do eixo de coordenada representado. O modelo “A” apresenta uma fixação na dianteira que limita a translação, e aplicação de 1000 N de força para cima. Representando o modelo proposto por Auer et al. (2006), figura 16. O modelo “B” apresenta um binário de forças de 1000 N aplicado em sua dianteira, representando o modelo apresentado por Steed (2010), figura 17. Segundo Thompson et al. (1998) é considerado o caso ideal de torção.

Dentre todas as condições apresentadas, o modelo “C” se diferencia por necessitar da inclusão de uma grande viga para a realização das simulações. De forma a se assemelhar as bancadas apresentados por Weiss (2016), figura 20 e Chambers et al. (2016), figura 21. Para isso uma viga suficientemente rígida foi modelada, de modo a ser considerada indeformável em relação ao torque aplicado. Esta viga é engastada nas mangas de eixo frontais do veículo. A viga é fixada por um apoio que possibilita apenas sua rotação, e uma força de 1000 N é aplicada em sua extremidade maior, de forma a impor torque ao chassi.

O modelo “D” apresenta um apoio central logo abaixo da região dianteira do chassi. Este apoio previne a translação do chassi e possibilita a rotação. Uma força de 1000 N é aplicada sobre a manga de eixo, simulando uma deformação proveniente do solo. Por fim, o modelo “E” é quase idêntico ao modelo “D”, a diferença entre estes é a direção que a força de 1000 N é aplicada. Este modelo simula o apresentado por Barbosa (2015), figura 13.

Todas as simulações foram realizadas utilizando uma força máxima de 1000 N, de forma a não aplicar torque excessivo sobre os modelos, conforme análises apresentadas por Santos (2016, p.58). Com a aplicação de tal força limite é possível verificar os deslocamentos máximos presentes na estrutura e verificar se estes são suficientes para obter dados para o cálculo de rigidez. Para a realização do cálculo de rigidez foram utilizados os dados de deslocamentos apresentados pelas regiões centrais das mangas de eixo do veículo. Apresentados pela figura 32 e presente em maiores detalhes na figura 39.

Figura 32 - Resultado das condições de pivoteamento simuladas.



Fonte: Autor (2021)

A partir dos dados de deslocamento da região central das mangas de eixo dianteiras dos veículos foi possível realizar o cálculo de rigidez torcional para cada modelo. Analisando os dados é possível identificar que os métodos de avaliação de rigidez “A” e “C” demonstram valores maiores de rigidez. Por outro lado, o modelo “B” apresenta o menor valor de rigidez. Podendo ser considerado o modelo mais conservador.

Tabela 4 - Rigidez mesurada pelos diferentes modelos de bancadas.

<b>Modelo</b>	<b>Rigidez Média (Nm/°)</b>	<b>Varição em relação ao menor valor (%)</b>
A	839,23	125,20
B	670,27	100,00
C	782,40	116,72
D	679,33	101,35
E	679,33	101,35

Fonte: Autor (2021)

### 3.2.4 Matriz de Pugh

A matriz de Pugh é um método sugerido por Back et al. (2008) para seleção da concepção final entre conceitos, tal método também é apresentado por Rozenfeld et al. (2006) e Ullman (2010), o método foi criado por Stuart Pugh na década de 90.

O método consiste na comparação entre as concepções escolhidas, com base em uma concepção de referência. Esta comparação é feita com base em critérios definidos pelos requisitos de usuário, os quais já tiveram seu nível de importância definidos na utilização do método da matriz da casa da qualidade. E sua avaliação se dar por meio de notas, de forma que se a concepção avaliada propuser uma solução melhor ou mais eficiente que a concepção de referência atribui-se a nota +1, caso a solução seja pior que a de referência a nota é -1 e em último caso se ambas as soluções surtirem o mesmo efeito a nota zero será atribuída. Logo abaixo encontra-se a matriz de Pugh elaborada com as cinco concepções escolhidas anteriormente, sendo que uma delas será usada como referência.

Para seleção da concepção final será levado em conta a maior nota total, sendo que esta é calculada pelo somatório da nota de cada critério multiplicado pelo peso atribuído. A nota atribuída referente a confiabilidade baseou-se nas simulações realizadas, levando em consideração que quanto menor o valor médio da rigidez torcional, mais conservador será o resultado, garantindo uma melhor nota na matriz.

Tabela 5 - Matriz de Pugh.

Critérios de Avaliação	Pesos	Concepção Alternativa				
		1	2	3	4	5
Segurança	4	1	1	0	1	0
Baixo Custo	5	-1	-1	-1	-1	0
Durabilidade	3	-1	-1	-1	-1	0
Confiabilidade	5	-1	1	-1	0	0
Ser compacto	3	-1	-1	-1	-1	0
<b>Total</b>		<b>-12</b>	<b>-2</b>	<b>-16</b>	<b>-7</b>	<b>0</b>

Fonte: Autor (2021)

Analisando os resultados obtidos pela matriz de Pugh acima, percebe-se que a concepção final escolhida será a concepção alternativa 5, a qual obteve o maior valor total, este valor foi zero porque esta concepção também serviu como referência para a realização do método.

### 3.3 PROJETO PRELIMINAR

De acordo com Back et al. (2008) nessa fase a concepção final do produto é desenvolvida, levando em conta as especificações de projeto definidas anteriormente, no presente trabalho será definida a geometria da bancada, assim como uma simulação numérica das reações obtidas durante a realização dos testes.

#### 3.3.1 Geometria

Com o auxílio do *software* SolidWorks e com base no chassi do veículo da equipe FCEM de 2018 utilizado previamente, o modelo de bancada na figura a seguir foi criado. O modelo leva em base todas as premissas de projeto discutida das anteriormente. Sua construção é idealizada a partir de chapas se chapas de aço de 10 mm de espessura. As chapas deverão de cortadas conectar por meio de soldas. Tais materiais e processos são de fácil aquisição, e podem ser realizados junto com a manufatura do chassi do veículo. A concepção prevê dois suportes idênticos que serão utilizados para prender a traseira do veículo. As rodas traseiras serão removidas e os suportes ocuparão seus lugares, presos nas mangas de eixo. Estes suportes deverão ser fixos no chão para a realização do teste. A parte dianteira do veículo é apoiada em



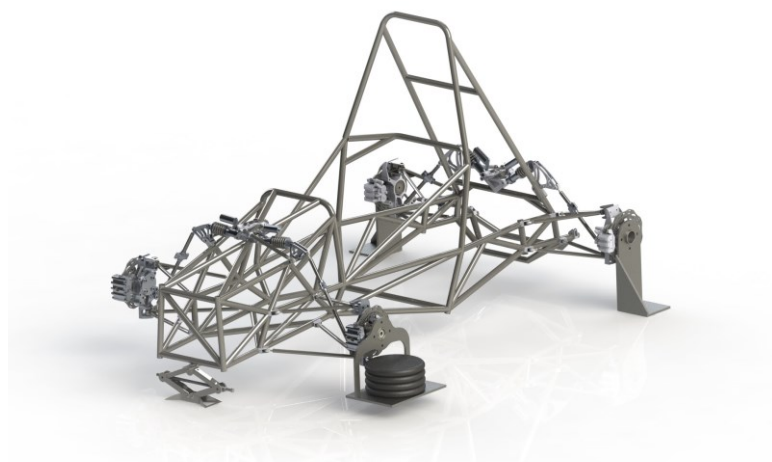
seu centro por um pequeno suporte, neste caso sendo idealizado por um macaco mecânico, permitindo o ajuste de altura da parte dianteira do veículo, garantindo estabilidade em sua sustentação. Em sua superfície é adicionada uma pequena cantoneira metálica, esta servirá como apoio para o pivoteamento do chassi. Por fim, tem-se o aparato responsável por transmitir a carga para a manga de eixo dianteira do veículo e assim implicar torque sobre o chassi. Este também é concebido de forma a utilizar chapas de aço recortadas e soldadas, de maneira a criar um espaço seguro para a adição de cargas durante o teste. Levando em consideração os resultados de deslocamento das simulações anteriores, baixas cargas são necessárias para proporcionar deformação significativa ao chassi. A figura 33 e figura 34 apresentam o modelo proposto.

Figura 33 - Bancada proposta.



Fonte: Autor (2021)

Figura 34 - Veículo montado na bancada.

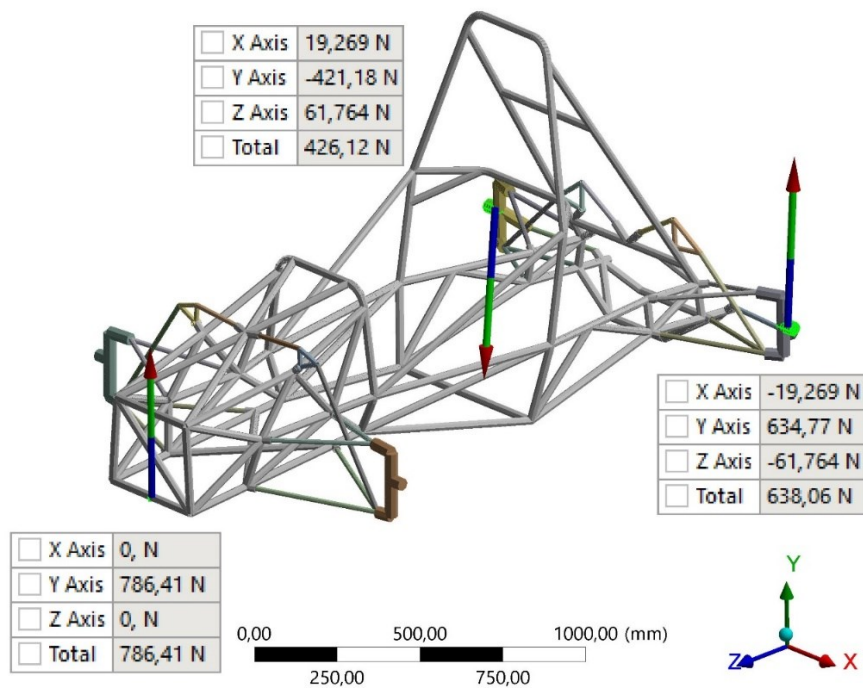


Fonte: Autor (2021)

### 3.3.2 Simulação das reações

A fim de melhor dimensionar a geometria proposta para a construção da bancada é necessário obter informações sobre as forças de reações atuantes em seus suportes de sustentação. Utilizando a força de 1000 N atuante nas simulações anteriores, as forças de reações da bancada escolhida foram obtidas com o auxílio do *software* de simulação de elementos finitos, sendo visíveis na figura abaixo.

Figura 35 - Forças de reações do teste de rigidez.



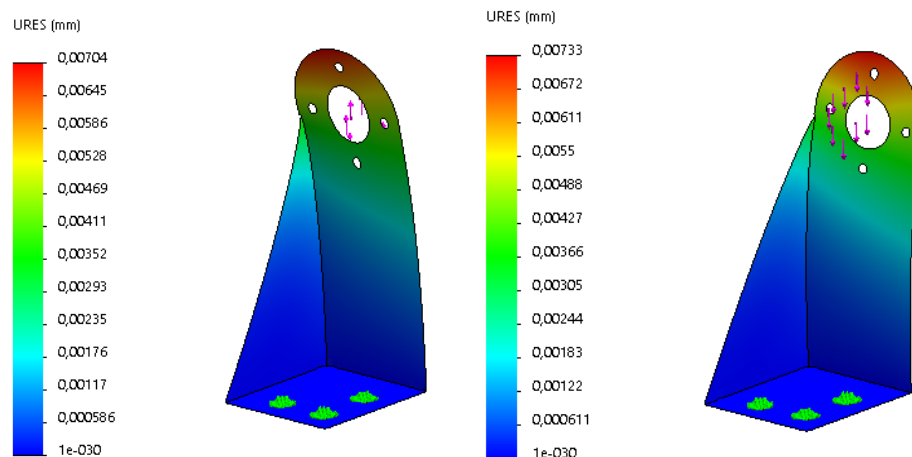
Fonte: Autor (2021)

Pelas forças de reação é possível observar que o suporte dianteiro e traseiro direito realizam forças para cima, indicando que nesses pontos a bancada é comprimido para o chão. A força de reação do suporte traseiro esquerdo indica que neste ponto a bancada é erguida do chão. A partir desses dados é possível prever que a adição de um objeto com peso acima de 421,18 N apoiado sobre o suporte traseiro esquerdo da bancada será o suficiente garantir que este não seja erguido do chão. Desta maneira a bancada ficara estática durante a realização do teste, não sendo necessário que seus componentes sejam fixos ao chão.

### 3.3.3 Simulação da geometria proposta

Para melhor dimensionamento e garantir o funcionamento adequado dos componentes modelados, simulações numéricas em elementos finitos foram empregadas. Devido as geometrias propostas apresentarem baixa complexidade, as simulações foram realizadas utilizando o modulo de simulação em elementos finitos do *software* SolidWorks. Em virtude dos elementos da bancada serem constituídos de chapas metálicas, estes são representados por elementos finitos bidimensionais, recomendados pelo próprio *software*. As simulações ocorreram de forma estática e os materiais utilizados foram definidos como aço estrutural com modulo de elasticidade de 200 GPa. As forças atuantes sobre os suportes são provenientes das simulações de reações apresentadas anteriormente. Abaixo é possível observar as imagens da simulação dos suportes traseiros da bancada, devido a estes serem iguais, foram realizadas duas simulações numéricas. Para cada uma foi aplicando o carregamento de 640 N, porém em direções opostas. De forma a verificar os valores de deformação incidentes no suporte, a figura 36 apresenta os resultados desta simulação.

Figura 36 - Deformação apresentada pelos suportes traseiros.



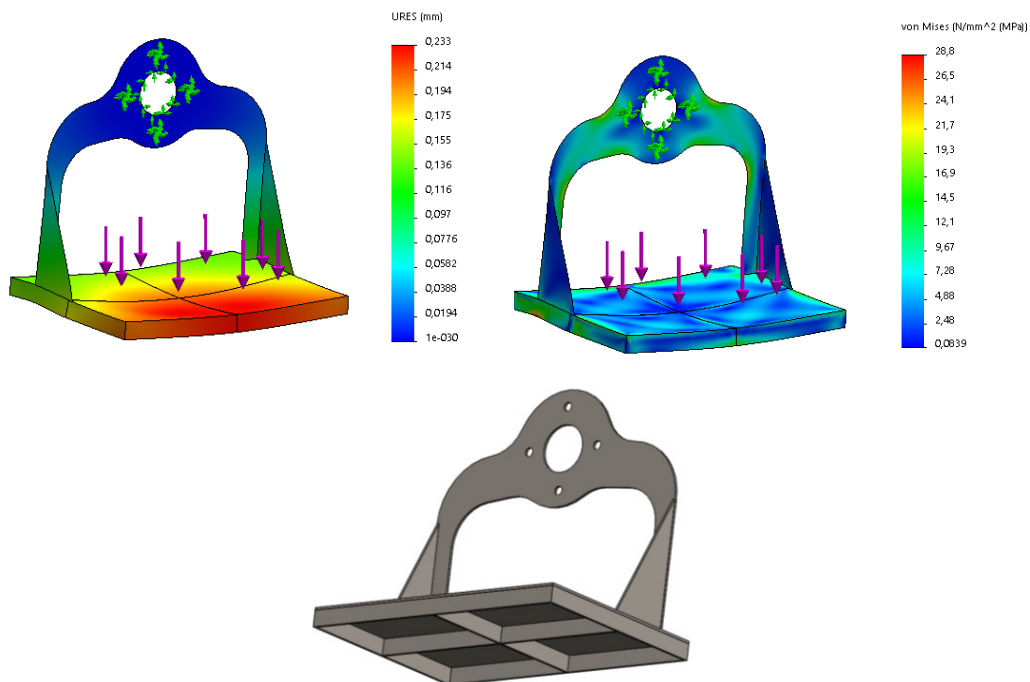
Fonte: Autor (2021)

A geometria apresentada na figura acima é a versão final da geometria concebida inicialmente. Considerar as chapas com 10 mm de espessura provou ser desnecessário, visto os baixos valores de deslocamento e tensão máxima apresentados. Após algumas interações definiu-se o conceito acima, sendo constituído por chapas de 3 mm de espessura. Os valores de deformações apresentam variações abaixo de um centésimo de milímetro, podendo ser consideradas desprezíveis para a realização do teste. Os valores de tensão equivalente de von

Mises máximas foram na ordem de 5 MPa, muito abaixo das tensões máximas apresentadas pelo material utilizado, que é na ordem dos 300 MPa

Por meio de outra rodada de simulações foi possível observar que o aparato responsável por transmitir a carga para a manga de eixo dianteira estava subdimensionado. A partir de algumas interações foi definido o conceito apresentado na figura 37. Este apresenta uma estrutura feita com chapas de 3 mm de espessura, de forma a garantir maior resistência as regiões necessárias. Reforços estruturais foram inseridos na base do suporte, garantindo maior rigidez a estrutura. O componente também foi simulado com menores valores de espessuras de chapas, entretanto, espessuras menores apresentaram valores elevados de deslocamento, impossibilitando essa escolha.

Figura 37 - Suporte responsável por transmitir a carga para a manga de eixo dianteira



Fonte: Autor (2021)

A carga aplicada para o estudo realizado foi de 1000 N. As deformações apresentadas por este suporte são mínimas e não influenciarão no teste de rigidez da bancada. Os valores máximos de tensão e deformação estão dentro de valores seguros para o componente estudado. A bancada proposta é apta a realizar o teste de rigidez torcional, garantindo a coleta de dados experimentais.

#### 4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresenta como resultado o projeto preliminar de uma bancada para a avaliação de rigidez torcional. Sendo este funcional, de forma a atender as características necessárias para a realização do teste. Os componentes da bancada podem ser considerados sobres mencionados, contudo isso se faz necessário de maneira que seus deslocamentos não influenciem nos testes. A bancada ainda deverá passar pela etapa de projeto detalhado a fim de ser construída, implicando que outras alterações e otimizações poderão ser realizadas com o intuito de melhorar suas características.

No decorrer da elaboração deste trabalho foi possível definir diferentes métodos para a avaliação da rigidez torcional de forma experimental, sendo estes aplicados nas diversas bancadas existentes que aqui foram comparadas. A comparação entre estas com o uso de simulações numéricas mostrou que há divergência nos resultados apresentados. O que dificulta a comparação direta do valor de rigidez entre os múltiplos estudos do mesmo tema apresentados. A principal hipótese para este problema sugere que o deslocamento excessivo do centro de rotação da bancada em relação ao centro de rolagem do veículo favorece a obtenção de valores distintos de rigidez, de forma a sobrestimar esses valores. A solução prevista para este problema é tentar aproximar o máximo possível o centro de pivoteamento da bancada com o centro de rolagem da dianteira do veículo e assim obter melhores resultados. Fato este que justificou a escolha do sistema de pivoteamento selecionado.

Todas as etapas de elaboração da bancada foram voltadas aos recursos disponíveis a equipe Fórmula CEM, de forma a suprir as necessidades da equipe de se ter uma bancada para realização de testes de rigidez torcional, possibilitando a realização de melhorias na estrutura do chassi. Os principais benefícios do correto dimensionamento da rigidez torcional implicam em maior estabilidade, controle sobre o veículo e redução de massa, e conseqüente melhor desempenho durante a competição.

O modelo PRODIP se mostrou eficaz para a caracterização do problema proposto. Possibilitando a criação de uma metodologia simples e objetiva para a resolução deste trabalho. Agindo de forma a priorizar os requisitos identificados para a construção da bancada, favorecendo a seleção das características que mais se assemelham as condições necessárias para sua construção.

Nas etapas de projeto conceitual e preliminar foram utilizadas as ferramentas de CAD e CAE, as quais se referem respectivamente aos softwares Solidworks e Ansys, o primeiro foi utilizado para a modelagem geométrica do chassi e da bancada proposta, já o segundo foi utilizado para a realização das simulações, referentes aos diferentes tipos de funcionamento das bancadas, fornecendo dados para tomadas de decisão no decorrer do projeto.

#### 4.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros, pode-se citar:

- Realizar a fase de projeto detalhado da bancada e assim executar sua fabricação.
- Realizar o teste de rigidez torcional e comparar os resultados com o modelo numérico proposto.
- Realizar testes de dinâmica veicular em pistas para verificar como a rigidez torcional do chassi afeta a estabilidade direcional do mesmo.
- Realizar um estudo sobre como o deslocamento do centro de rotação da bancada em relação ao centro de rolagem do veículo afeta os valores de rigidez torcional.

## REFERÊNCIAS

- AIRD, Forbes. **The Race Car Chassis: Design, Structures and Materials for Road, Drag and Circle Track Open- And Closed-Wheel Chassis**. New York: Hp Books, 2008. ISBN 9781557885401.
- AUER, Brian; MCCOMBS, Jared; ODOM, Edwin. **Design and Optimization of a Formula SAE® Frame**. SAE Technical Paper Series 2006-01-1009, 2006. DOI <https://doi.org/10.4271/2006-01-1009>.
- AURÉLIO, Marcos. **Quais as Diferenças Entre os Tipos de Suspensão independente**. Revista Quatro Rodas, 2016. Disponível em: <https://quatrorodas.abril.com.br/auto-servico/quais-as-diferencas-entre-os-tipos-de-suspensao-independente>. Acesso em: 22 abr. 2020.
- BACK, Nelson; OGLIARI, André; DIAS, Acires; SILVA, Jonny C. **Projeto Integrado de Produtos: planejamento, concepção e modelagem**. São Paulo: Manole, 2008. ISBN 9788520422083.
- BARBOSA, Luis Felipe Ferreira Motta. **Avaliação da Rigidez Torcional do Chassi de um Protótipo Baja SAE Através do Método de Elementos Finitos e de Ensaio Experimental**. 2015. 95f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2015.
- CHAMBERS, Amy Elizabeth; RODRIGUEZ, Sergio Anibal; WALSH, Robert Michael. **Development of a Test Stand for Determining the Torsional Rigidity of a Formula SAE Space Frame**. ASEE ANNUAL CONFERENCE AND EXPOSITION, 123, New Orleans, 2016.
- CHIGNOLA, S.; GADOLA, M.; LEONI, L.; RESENTERA, M. **On the design of a low-cost racing car chassis**. International Design Conference, p. 1035–1040, 2012. Disponível em: <https://www.designsociety.org/publication/29692/On+the+Design+of+a+Low-Cost+Racing+Car+Chassis>. Acesso em: 1 jun. 2021.
- CHRISTENSEN, John. **Carbon Fibre Monocoque Chassis Feasibility and Manufacturability for FSAE**. SAE Technical Paper 2015-01-0078, 2015. DOI <https://doi.org/10.4271/2015-01-0078>.
- COOK, R. **Concepts and applications of finite element analysis**. New York: Wiley, 2001. ISBN 0471356050.
- EURENIUS, Carl Andersson; DANIELSSON, Niklas; KHOKAR, Aneesh; KRANE, Erik; OLOFSSON, Martin; WASS, Jacob. **Analysis of Composite Chassis**. 2013. 80 f. Dissertação (Bachelor Thesis in Applied Mechanics) - Chalmers University of Technology, Göteborg, 2013.
- FERRARA, Michael. **Vehicle Torsional Rigidity Explained**. DSPORT Magazine, 2015. Disponível em: <https://dsportmag.com/the-tech/chassis-tuning-torsional-rigidity>. Acesso em: 22 abr. 2021.

FSAE. **Formula SAE Rules 2021**. Disponível em:

<https://fsaeonline.com/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>. Acesso em: 22 abr. 2021.

FST LISBOA. **FST 08e Final Assembly**. Museu do Técnico, 2018. Disponível em:

<http://desenhotecnico.museudec.tecnico.ulisboa.pt/mecanica/fst>. Acesso em: 22 abr. 2021.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis Vol 1**. Dordrecht: Springer, 2009. ISBN 9781402086748.

HAMILTON, Leonard; JOYCE, Peter; FORERO, Chris; MCDONALD, Martin. **Production of a Composite Monocoque Frame for a Formula SAE Racecar**. SAE Technical Paper Series 2013-01-1173, 2013. DOI <https://doi.org/10.4271/2013-01-1173>.

HEISLER, Heinz. **Advanced Vehicle Technology**. 2. ed. Londres: Elsevier Butterworth Heinemann, 2002. ISBN 9780080493442.

HEIßING, Bernd; ERSOY, Metin. **Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives**. Berlin: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. ISBN 978-3-8348-0994-0

HIBBELER, R. C. **Resistência de Materiais - 7 ed**. Pearson Education. São Paulo, 2010. ISBN 9788576053736.

KRZIKALLA, David; MESICEK, Jakub; PETRU, Jana; SLIVA, Ales; SMIRAUŠ, Jakub. **Analysis of Torsional Stiffness of the Frame of a Formula Student Vehicle**. Journal of Applied Mechanical Engineering Vol. 8 Iss. 1 No: 315, 2019. DOI <https://doi.org/10.35248/2168-9873.19.8.315>

LIMWATHANAGURA, Tanawat et al. **The Frame Analysis and Testing for Student Formula**. Engineering And Technology International Journal of Mechanical And Mechatronics Engineering Vol:6, No:5, 2012.

LOPEZ, John. **Toyota Tundra 2007 Chassis**. Flickr, 6 out. 2006. Disponível em: <https://www.flickr.com/photos/jrok/265838085>. Acesso em: 20 jun. 2021.

MILLIKEN, W.F.; MILLIKEN, D.L.. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995. ISBN 9781560915263.

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

RILEY, William B.; GEORGE, Albert R.. **Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis**. SAE Technical Paper Series 2002-01-3300, 2002. DOI <https://doi.org/10.4271/2002-01-3300>.



ROMANO, Leonardo Nabaes. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. 2003. 266 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

ROZENFELD, Henrique et al. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos: uma referência para a melhoria do processo**. São Paulo: Saraiva, 2006. 542 p

SAE. **About SAE International**, 2021. Disponível em: <https://www.sae.org/about>. Acesso em: 22 abr. 2021.

SAE Brasil. **Conheça a SAE BRASIL**, 2021. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/quem-somos>. Acesso em: 22 abr. 2021.

SAMPÒ, Enrico. **Modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation**. 2011. 171 f. Tese (Philosophy Doctor Degree) - Faculty of Engineering and Physical Sciences, University of Surrey, Guildford, 2011.

SANTOS, Rafael Kiem Pfau. **Desenvolvimento de Produto para Sistema de Suspensão de Veículo de competição**. 2016. 84 f. Dissertação (Graduação em Engenharia Automotiva) - Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2016.

SHIROMA, Cheyne; OVER, Clayton; WUBSHET, Nadab, **Torsional Stiffness Measuring Device**. 2017. Mechanical Engineering Design Project Class. 81. Disponível em: <https://openscholarship.wustl.edu/mems411/81>. Acesso em: 17 jun. 2019.

STEED, William Thomas. **Torsional Stiffness Measuring Machine (TSM) & Automated Frame Design Tools**. 2010. 125 f. Tese (Masters of Science in Mechanical Engineering) - University Of Canterbury, Ilam, 2010.

STORTO, Flávio Henrique. **Projeto de monocoque para veículo formula SAE utilizando materiais compósitos de matriz polimérica**. 2011. 112 f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

THOMPSON, Lonny L; LAMPERT, Jon; LAW, E. Harry. **Design of a Twist Test Fixture to Measure Torsional the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis**. SAE Technical Paper Series 983054, 1998. DOI <https://doi.org/10.4271/983054>.

TYAGI, Apoorva. **Design and Analysis of a Space Frame Tubular Chassis for a Formula Student car**. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology 2319-8753, p. 16451-16456, 2006. Disponível em: [http://www.ijirset.com/upload/2016/september/130\\_Design.pdf](http://www.ijirset.com/upload/2016/september/130_Design.pdf). Acesso em: 18 jun. 2020.

ULLMAN, David G. **The mechanical design process**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2010.

VOSSWINKEL, Martin. **Formula SAE Monocoque and Frame**. 3D CAD BROWSER, 2012. Disponível em: <https://www.3dcadbrowser.com/3d-model/formula-sae-monocoque-and-frame>. Acesso em: 18 jun. 2019.

WANG, Yu; LIU, Jianwei; LI, Yuhan; YANG, Nianjiong. **Research on Optimization of Formula SAE Truss-Frame**. International Conference on Mechatronics and Mechanical Engineering 07008, 2017. DOI <https://doi.org/10.1051/mateconf/20179507008>.

WEISS, Gabriel Hecker Evangelho. **Análise Computacional e Experimental de Rigidez à Torção de um Chassi de Fórmula Sae**. 2016. 85 f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

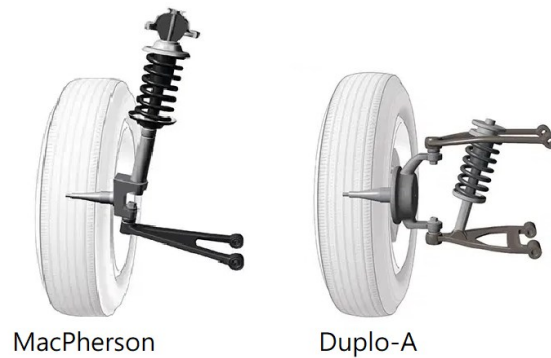
YOUCAR. **Chevy Silverado HD - Test Twist Ditch**. Youtube, 7 abr. 2011. Disponível em: [https://youtu.be/HuqESiO\\_MFM?t=112](https://youtu.be/HuqESiO_MFM?t=112). Acesso em: 18 jun. 2021.

## APÊNDICE A - Sistema de suspensão automotiva

O sistema de suspensão é o mecanismo que interliga a roda do veículo diretamente ao corpo do veículo. Sua principal funcionalidade é manter o contato simultâneo de todas as rodas com o chão. Sendo descrito como um sistema deformável. Para completar sua tarefa a suspensão deve permitir a distribuição de forças entre as rodas e a estrutura do veículo, de forma a obedecer às premissas de projeto. Além de absorver e suavizar choques recebidos das rodas, provenientes de irregularidades do solo (GENTA e MORELO, 2009).

Este sistema dita o funcionamento dinâmico do veículo, sendo de extrema importância em todos os tipos de veículos. O primeiro passo para o desenvolvimento de um sistema suspensão automotiva é selecionar os requisitos de projeto a serem atendidos. Para veículos comerciais a principal premissa do sistema é garantir conforto para os passageiros, minimizando os impactos devido ao solo irregular. Já em veículos de competição o principal foco é o desempenho do veículo. Além disso, outras características consideradas no processo de design são custo, peso, espaço, capacidade de fabricação, facilidade de montagem e outros (GILLESPIE, 1992). Para que o sistema funcione de maneira adequada e previsível seu funcionamento deve ser minimamente afetado pelos demais componentes do veículo, de forma a garantir sua correta operação.

Existe vários modelos construtivos de suspensão automotiva, sendo os mais utilizados em carros a suspensão McPherson e suspensão Duplo-A (*Double Wishbone*). Em carros de passeio o modelo *McPherson* é amplamente utilizado devido possuir design mais simples e menor número de componentes, possibilitando sua montagem em larga escala apresentar maior viabilidade financeira. O modelo de suspensão Duplo-A é preferencialmente empregado em veículos de competição. Seu principal benefício é o aumento de cambagem negativa da roda quando os braços de suspensão se movimentam para cima e para baixo. Isto acontece quando o braço em “A” superior é menor que o inferior. Este efeito traz maior performance para o veículo, visto que em curvas os pneus do lado de fora conseguem exercer melhor contato na pista, possibilitando manobras com maior velocidade (HEIßING e ERSOY, 2011). Modificando severamente o comportamento dinâmico de veículos em eventos competitivos.

Figura 38 - Suspensão *McPherson* e Duplo-A.

Fonte: Aurélio (2016)

Uma importante característica da suspensão automotiva é a rigidez, está por sua vez é determinada de acordo com o projeto de dinâmica veicular do veículo. A rigidez da suspensão tem influência direta de sua geometria e do dimensionamento de seus componentes. Sendo mais afetada pelas molas o principal componente a prover rigidez ao sistema de suspensão, sendo responsável por armazenar a energia proveniente dos impactos com o solo. O amortecedor por outro lado tem o papel de dissipar energia armazenada pelas molas, garantindo amortecimento ao sistema (RAO, 2014). Nos modelos de suspensão apresentados na figura 38 o amortecedor está inserido dentro da mola, minimizando o espaço ocupado pelos componentes.

## APÊNDICE B - CONVERGENCIA DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Na tabela abaixo está representada as informações a respeito da convergência de malha para os cinco tipos de modelos numéricos de pivoteamento avaliados.

Tabela 6 - Convergência de malha numérica.

Número de elementos	Tensão máxima combinada [MPa]					Número de elementos
	Modelo C	Modelo A	Modelo B	Modelo D	Modelo E	
1890	221,7174	189,1042	233,5677	124,1365	113,5843	1877
2613	222,2300	189,1042	233,5677	123,4453	113,7353	2365
3031	221,7942	189,1042	233,5677	124,1365	113,5196	2776
1890	222,2142	189,1035	233,5682	124,7042	113,7272	1877
5142	221,7971	189,1020	233,5679	124,0017	113,5208	4809
6979	221,9871	189,1014	233,5676	124,5561	113,6977	6502

Fonte: Autor (2021)

A tabela acima demonstra a variação das tensões máximas apresentadas nos modelos simulados em relação ao número de elementos finitos. O menor número de elementos é criado automaticamente pelo *software*. O aumento de número de elementos apresenta baixa variação, sendo menor que um por cento dos valores subsequentes, indicando convergência da malha para o estudo realizado. Em todas as simulações subsequentes, utilizou-se a malha com maior número de elementos apresentada.

## APÊNDICE C - DADOS COLETADOS DA SIMULAÇÃO DE TORÇÃO

Na imagem abaixo é possível observar um compilado com o resultado das diferentes situações simuladas nos cinco modelos de aplicação de força.

Figura 39 - Compilação dos dados simulados.

Modelo A					Modelo B						
F [N]	Torque [N.m]	D [mm]	Ângulo [°]	Rigidez [N.m/°]	F1 [N]	F2 [N]	Torque [N.m]	D1 [mm]	D2 [mm]	Ângulo [°]	Rigidez [N.m/°]
50,00	66,50	1,84	0,08	839,16	50,00	-50,00	66,50	-1,14	1,16	0,10	670,18
100,00	133,00	3,68	0,16	839,16	100,00	-100,00	133,00	-2,28	2,33	0,20	670,18
150,00	199,50	5,52	0,24	839,16	150,00	-150,00	199,50	-3,42	3,49	0,30	670,18
200,00	266,00	7,36	0,32	839,17	200,00	-200,00	266,00	-4,55	4,66	0,40	670,19
250,00	332,50	9,20	0,40	839,17	250,00	-250,00	332,50	-5,69	5,82	0,50	670,19
300,00	399,00	11,04	0,48	839,18	300,00	-300,00	399,00	-6,83	6,99	0,60	670,20
350,00	465,50	12,88	0,55	839,18	350,00	-350,00	465,50	-7,97	8,15	0,69	670,21
400,00	532,00	14,72	0,63	839,19	400,00	-400,00	532,00	-9,11	9,32	0,79	670,22
450,00	598,50	16,56	0,71	839,20	450,00	-450,00	598,50	-10,25	10,48	0,89	670,23
500,00	665,00	18,40	0,79	839,21	500,00	-500,00	665,00	-11,38	11,65	0,99	670,24
550,00	731,50	20,23	0,87	839,22	550,00	-550,00	731,50	-12,52	12,81	1,09	670,26
600,00	798,00	22,07	0,95	839,23	600,00	-600,00	798,00	-13,66	13,98	1,19	670,27
650,00	864,50	23,91	1,03	839,25	650,00	-650,00	864,50	-14,80	15,14	1,29	670,29
700,00	931,00	25,75	1,11	839,26	700,00	-700,00	931,00	-15,94	16,31	1,39	670,31
750,00	997,50	27,59	1,19	839,28	750,00	-750,00	997,50	-17,08	17,47	1,49	670,33
800,00	1064,00	29,43	1,27	839,29	800,00	-800,00	1064,00	-18,21	18,64	1,59	670,35
850,00	1130,50	31,27	1,35	839,31	850,00	-850,00	1130,50	-19,35	19,80	1,69	670,37
900,00	1197,00	33,11	1,43	839,33	900,00	-900,00	1197,00	-20,49	20,97	1,79	670,39
950,00	1263,50	34,95	1,51	839,35	950,00	-950,00	1263,50	-21,63	22,13	1,88	670,42
1000,00	1330,00	36,79	1,58	839,37	1000,00	-1000,00	1330,00	-22,77	23,30	1,98	670,44
Média				839,23	Média						670,27

Modelo C						Modelo D						
F1 [N]	Torque [N.m]	D1 [mm]	D2 [mm]	Ângulo [°]	Rigidez [N.m/°]	F1 [N]	Torque [N.m]	D1 [mm]	D2 [mm]	Ângulo [°]	Rigidez [N.m/°]	
-50,00	66,50	-0,99	0,99	0,09	782,32	50,00	33,25	-0,53	0,61	0,05	679,30	
-100,00	133,00	-1,97	1,97	0,17	782,32	100,00	66,50	-1,05	1,22	0,10	679,30	
-150,00	199,50	-2,96	2,96	0,26	782,33	150,00	99,75	-1,58	1,83	0,15	679,31	
-200,00	266,00	-3,95	3,94	0,34	782,33	200,00	133,00	-2,10	2,44	0,20	679,31	
-250,00	332,50	-4,93	4,93	0,43	782,34	250,00	166,25	-2,63	3,05	0,24	679,31	
-300,00	399,00	-5,92	5,92	0,51	782,34	300,00	199,50	-3,15	3,66	0,29	679,31	
-350,00	465,50	-6,91	6,90	0,60	782,35	350,00	232,75	-3,68	4,27	0,34	679,31	
-400,00	532,00	-7,90	7,89	0,68	782,36	400,00	266,00	-4,20	4,88	0,39	679,31	
-450,00	598,50	-8,88	8,88	0,76	782,37	450,00	299,25	-4,73	5,50	0,44	679,32	
-500,00	665,00	-9,87	9,86	0,85	782,38	500,00	332,50	-5,26	6,11	0,49	679,32	
-550,00	731,50	-10,86	10,85	0,93	782,39	550,00	365,75	-5,78	6,72	0,54	679,32	
-600,00	798,00	-11,84	11,83	1,02	782,40	600,00	399,00	-6,31	7,33	0,59	679,33	
-650,00	864,50	-12,83	12,82	1,10	782,42	650,00	432,25	-6,83	7,94	0,64	679,33	
-700,00	931,00	-13,82	13,81	1,19	782,43	700,00	465,50	-7,36	8,55	0,69	679,34	
-750,00	997,50	-14,80	14,79	1,27	782,45	750,00	498,75	-7,88	9,16	0,73	679,34	
-800,00	1064,00	-15,79	15,78	1,36	782,47	800,00	532,00	-8,41	9,77	0,78	679,35	
-850,00	1130,50	-16,78	16,77	1,44	782,49	850,00	565,25	-8,94	10,38	0,83	679,35	
-900,00	1197,00	-17,77	17,75	1,53	782,51	900,00	598,50	-9,46	10,99	0,88	679,36	
-950,00	1263,50	-18,75	18,74	1,61	782,53	950,00	631,75	-9,99	11,60	0,93	679,36	
-1000,00	1330,00	-19,74	19,72	1,70	782,55	1000,00	665,00	-10,51	12,21	0,98	679,37	
Média					782,40	Média						679,33

Fonte: Autor (2021)

Figura 40 - Compilação dos dados simulados. (continuação)

Modelo E					
F1 [N]	Torque [N.m]	D1 [mm]	D2 [mm]	Ângulo [°]	Rigidez [N.m/°]
-50,00	33,25	0,53	-0,61	0,05	679,30
-100,00	66,50	1,05	-1,22	0,10	679,30
-150,00	99,75	1,58	-1,83	0,15	679,31
-200,00	133,00	2,10	-2,44	0,20	679,31
-250,00	166,25	2,63	-3,05	0,24	679,31
-300,00	199,50	3,15	-3,66	0,29	679,31
-350,00	232,75	3,68	-4,27	0,34	679,31
-400,00	266,00	4,20	-4,88	0,39	679,31
-450,00	299,25	4,73	-5,50	0,44	679,32
-500,00	332,50	5,26	-6,11	0,49	679,32
-550,00	365,75	5,78	-6,72	0,54	679,32
-600,00	399,00	6,31	-7,33	0,59	679,33
-650,00	432,25	6,83	-7,94	0,64	679,33
-700,00	465,50	7,36	-8,55	0,69	679,34
-750,00	498,75	7,88	-9,16	0,73	679,34
-800,00	532,00	8,41	-9,77	0,78	679,35
-850,00	565,25	8,94	-10,38	0,83	679,35
-900,00	598,50	9,46	-10,99	0,88	679,36
-950,00	631,75	9,99	-11,60	0,93	679,36
-1000,00	665,00	10,51	-12,21	0,98	679,37
Média					679,33

Fonte: Autor (2021)