



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE DO NASCIMENTO CAVALCANTE

Análise de rigidez torcional do chassi de um veículo fórmula SAE pelo método
dos elementos finitos

Cabo de Santo Agostinho - PE

2024

FELIPE DO NASCIMENTO CAVALCANTE

Análise de rigidez torcional do chassi de um veículo fórmula SAE pelo método
dos elementos finitos

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito final
para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia
Mecânica, no curso Engenharia
Mecânica da Universidade
Federal Rural de Pernambuco,
Unidade acadêmica do Cabo de
Santo Agostinho.

Orientador: Prof. Dr. Erb Ferreira
Lins

Cabo de Santo Agostinho - PE

2024

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Sistema Integrado de Bibliotecas da UFRPE
Bibliotecário(a): Suely Manzi – CRB-4 809

C377a Cavalcante, Felipe do Nascimento.
Análise de rigidez torcional do chassi de um veículo
fórmula sae pelo método dos elementos finitos / Felipe do
Nascimento Cavalcante. – Cabo de Santo Agostinho, 2024.
49 f.; il.

Orientador(a): Erb Ferreira Lins.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) –
Universidade Federal Rural de Pernambuco, Unidade
Acadêmica Cabo de Santo Agostinho - UACSA, Bacharelado
em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, BR-
PE, 2025.

Inclui referências.

1. Automóveis - Chassi . 2. Estudantes
de engenharia - Competições. 3. Análise estrutural
(Engenharia). 4. Método dos elementos finitos 5.
Engenharia mecânica - Estudo e ensino. I. Lins, Erb
Ferreira, orient. II. Título

CDD 620.1

AGRADECIMENTOS

Este trabalho não seria possível sem o apoio e carinho de muitas pessoas que, de diferentes maneiras, contribuíram para a realização deste sonho.

Agradeço primeiramente à minha família, por estar ao meu lado em todos os momentos desta caminhada. Aos meus pais, que me deram todo o suporte necessário para que eu pudesse ter as melhores oportunidades que eles não puderam ter, que trabalham de forma incansável, e que sem dúvida nenhuma eu não seria nada sem vocês. Minha irmã, que me inspira generosidade e olhar a vida pelo lado bom, que luta por seus sonhos e que me traz muito orgulho por suas conquistas. A Gleybson que esteve ao meu lado me apoiando e tornando essa jornada mais feliz. Toda minha família que é exemplo de união e que me trouxe grandes ensinamentos que levarei em minha vida.

Aos meus amigos, que compartilharam comigo não apenas as alegrias, mas também os desafios ao longo deste percurso. Cada dia tenho mais certeza da importância das amizades, e como são de fato a família que escolhemos ter para além de laços genéticos.

Aos meus professores por essa longa jornada de muitos aprendizados e desafios, que me moldaram e que levarei comigo pra sempre.

A todos vocês, minha eterna gratidão.

RESUMO

Este trabalho aborda simulações de rigidez torcional em veículos da competição Fórmula SAE (FSAE), destacando a importância desse parâmetro no desempenho em pistas de corrida. A pesquisa está inserida no contexto do aprimoramento estrutural de veículos de competição, com ênfase no chassi da equipe Evolv Racing. A motivação do estudo reside na busca pela melhoria da rigidez torcional e, conseqüentemente, de outros fatores de engenharia, com o objetivo de maximizar a performance do veículo. O diferencial do trabalho está na aplicação de simulações computacionais avançadas para avaliar e aprimorar a rigidez torcional. A metodologia envolve o uso de ferramentas de modelagem computacional para criar representações virtuais do chassi, seguidas de análises por elementos finitos (FEA). Nas simulações, cargas torcionais são aplicadas na dianteira do veículo, enquanto a traseira é fixada, permitindo a avaliação da rigidez em diferentes condições de carga. De acordo com a literatura, veículos Fórmula SAE apresentam rigidez torcional entre 300 e 3000 N·m/°; o modelo inicial analisado neste estudo apresentou rigidez torcional de 831 N·m/°. A partir desses resultados, foram propostas e implementadas melhorias estruturais no modelo do chassi, cujos resultados foram comparados ao modelo original. Ao final, o estudo apresenta as melhorias alcançadas, evidenciando ganhos na rigidez torcional e, conseqüentemente, no desempenho estrutural e funcional do veículo. As conclusões reforçam a importância das simulações computacionais como ferramenta de projeto em competições de engenharia.

Palavras-chave: chassi; FSAE; rigidez torcional; elementos finitos; veículo.

ABSTRACT

This work addresses torsional stiffness simulations in Formula SAE (FSAE) competition vehicles, highlighting the importance of this parameter in race track performance. The research is situated within the context of structural improvement of competition vehicles, with emphasis on the chassis of the Evolv Racing team. The motivation for the study lies in the pursuit of improved torsional stiffness and, consequently, other engineering factors, with the goal of maximizing vehicle performance. The work's distinguishing feature is the application of advanced computational simulations to evaluate and improve torsional stiffness. The methodology involves the use of computational modeling tools to create virtual representations of the chassis, followed by finite element analysis (FEA). In the simulations, torsional loads are applied to the front of the vehicle, while the rear is fixed, allowing for the evaluation of stiffness under different load conditions. According to the literature, Formula SAE vehicles exhibit torsional stiffness between 300 and 3000 N·m/°; the initial model analyzed in this study presented a torsional stiffness of 831 N·m/°. Based on these results, structural improvements were proposed and implemented in the chassis model, and the results were compared to the original model. Finally, the study presents the improvements achieved, highlighting gains in torsional rigidity and, consequently, in the structural and functional performance of the vehicle. The conclusions reinforce the importance of computational simulations as a design tool in engineering competitions..

Keywords: chassis; FSAE; torsional stiffness; finite elements; vehicle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modo de deformação torcional.....	14
Figura 2 - Veículo em curva	15
Figura 3 - Chassi em torção simplificado	16
Figura 4 - Tipos de elementos finitos	17
Figura 5 - Exemplo de malha	18
Figura 6 - Elemento de viga tridimensional	18
Figura 7 – Gabarito posição do piloto.....	21
Figura 8 - Componentes principais chassi FSAE	22
Figura 9 - Componentes principais chassi FSAE traduzido	22
Figura 10 - Envelope de proteção contra capotamento.....	23
Figura 11 – Distâncias mínimas para envelope de proteção do piloto	23
Figura 12 - Regulamento para triângulação chassi	24
Figura 13 - Tipos de tubos e medidas	24
Figura 14 - Áreas de aplicação dos diferentes tipos tubos	25
Figura 15 - Chassi equipe EVolt racing	26
Figura 16 - Diagrama do método computacional.....	26
Figura 17 –Chassi em formato de elementos de viga	28
Figura 18 - Pontos de ligação dos elementos de viga.....	28
Figura 19 - Chassi pronto para simulação.....	29
Figura 20 - Malha em seção circular do tubo	30
Figura 21 - Pontos fixos da suspensão traseira do chassi	30
Figura 22 - Binário de forças aplicados aos suportes da suspensão dianteira. 31	
Figura 23 - Pontos de aplicação da ferramenta probe	31
Figura 24 - Simulação de torção aplicada ao chassi FSAE.....	32
Figura 25 - Distâncias entre os pontos da suspensão dianteira	32
Figura 26 -Gráfico torque x ângulo de torção	35
Figura 27 - Chassi com modificação 1	36
Figura 28 - Gráfico torque x ângulo de torção	38
Figura 29 - Chassi com modificação 2	39
Figura 30 - Gráfico torque x ângulo de torção	40
Figura 31 - Chassi com modificação 3	41
Figura 32 - Gráfico torque x ângulo de torção	43

Figura 33 - Chassi com modificação 4	43
Figura 34 - Gráfico torque x ângulo de torção	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Rigidez torcional por tipo de veículo.....	16
Tabela 2 -Tabela das forças aplicadas ao chassi e seus respectivos torques .	33
Tabela 3 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi	34
Tabela 4 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi	34
Tabela 5 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi original.....	35
Tabela 6 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 1.....	37
Tabela 7 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi modificado 1.....	37
Tabela 8 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 1.....	37
Tabela 9 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 2.....	39
Tabela 10 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 2.....	39
Tabela 11 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 2.....	40
Tabela 12 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 3.....	41
Tabela 13 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi modificado 3.....	42
Tabela 14 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 3.....	42
Tabela 15 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 4.....	44
Tabela 16 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi modificado 4.....	44
Tabela 17 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 4.....	45
Tabela 18 - Comparativo dos resultados obtidos	46

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
2	OBJETIVOS	8
2.1	Objetivo Geral	8
2.2	Objetivos Específicos	8
3	REFERENCIAL TEÓRICO	9
3.1	Competição FSAE	9
3.2	Chassi	11
3.2.1	Chassi em escadas	11
3.2.2	Chassi cruciforme	12
3.2.3	Chassi monocoque	12
3.2.4	Chassi combinado	12
3.2.5	Chassi tubular	13
3.3	Rigidez torcional	14
3.4	Método Dos Elementos Finitos	17
3.5	SolidWorks	19
3.6	Ansys	19
4	METODOLOGIA	20
4.1	Métodos e Técnicas Utilizadas	20
4.2	Criação Do Chassi	20
4.3	Cálculo Rigidez Torcional	26
4.4	Simulação Rigidez Torcional	27
4.4.1	Preparação Geometria	27
4.4.2	Condições e Simulação	29
5	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	32
5.1	Cargas Aplicadas	32
5.2	Deslocamentos Apresentadas	33

5.3 Melhorias Implementadas	36
5.3.1 Opção 1	36
5.3.2 Opção 2	38
5.3.3 Opção 3	41
5.3.4 Opção 4	43
5.3.5 Comparativo Das Opções.....	46
6 CONCLUSÃO	47
REFERÊNCIAS.....	48

1 INTRODUÇÃO

No universo automotivo, a busca pela segurança e desempenho dos veículos tem sido uma constante ao longo dos anos. Um dos elementos-chave que influencia diretamente esses aspectos é a rigidez torcional do chassi. Essa característica estrutural define a capacidade do veículo em resistir aos esforços de torção impostos durante sua operação, sendo determinante para a estabilidade, o conforto e a dirigibilidade.

Ao longo deste estudo, serão abordados conceitos fundamentais da engenharia estrutural, bem como aspectos específicos da dinâmica veicular, visando fornecer uma base sólida para a compreensão dos fenômenos analisados.

Esta monografia analisou por meio do método de elementos finitos, um chassi tubular, desenvolvido sob norma SAE (Society of Automotive Engineers) Brasil. O chassi em estudo foi projetado para EVolt Racing de 2021 à 2023. Por meio de um modelo CAD, projetado pelo programa SolidWorks e posteriormente processado e analisado em CAE no software ANSYS.

Espera-se que este trabalho contribua para o avanço do conhecimento técnico-científico no campo da engenharia automotiva, proporcionando o aprimoramento contínuo dos veículos automotivos, tornando uma mobilidade cada vez mais segura e confortável.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Investigar e analisar a rigidez torcional de um chassi tipo formula SAE por meio de simulações para posteriores melhorias.

2.2 Objetivos Específicos

- Analisar os métodos utilizados em outros trabalhos publicados;
- Propor um método que seja simples;
- Estudar comportamento estrutural por meio da rigidez torcional;
- Fornecer recomendações e melhorias de projeto para o aprimoramento do chassi do veículo fórmula SAE, com base nos resultados das simulações e análises estruturais.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Competição FSAE

A competição FSAE (Fórmula SAE) é uma das mais prestigiadas e desafiadoras competições estudantis do mundo, focada no design, construção e competição de carros de corrida tipo fórmula. Criada em 1979 pela Society of Automotive Engineers (SAE) dos Estados Unidos, a competição FSAE nasceu com o objetivo de proporcionar aos estudantes de engenharia a oportunidade de aplicar seus conhecimentos teóricos em um projeto prático, que envolve todas as etapas de desenvolvimento de um veículo automotivo (SAE INTERNATIONAL, 2023).

O formato da competição FSAE segundo a Sae International (2023) consiste em um conjunto de provas rigorosas e avaliações técnicas que testam a capacidade dos estudantes de projetar e construir carros de corrida eficientes e competitivos. As principais categorias de avaliação incluem:

- **Design Estático:** Avaliação detalhada do projeto do veículo, incluindo análise de componentes, seleção de materiais, segurança estrutural e ergonomia.
- **Design Dinâmico,** baseado em testes de desempenho do veículo, que incluem:
 - **Aceleração:** O carro elétrico é cronometrado em uma pista reta curta para avaliar sua capacidade de aceleração rápida.
 - **Skidpad:** Testa a habilidade do carro em realizar curvas em um percurso oval para avaliar a aderência e a capacidade de manobra.
 - **Autocross:** Uma pista sinuosa é montada para testar a agilidade e a capacidade de manuseio do veículo em velocidade moderada.

- **Enduro:** Uma prova de resistência onde o carro elétrico deve percorrer uma distância determinada em um período, testando sua durabilidade e eficiência energética.

- **Apresentação Oral:** Os estudantes devem defender seu projeto perante um painel de especialistas, explicando as decisões de projeto, soluções adotadas e justificativas técnicas.

- **Custo e Viabilidade de Produção:** Análise dos custos de fabricação e montagem do veículo, bem como sua viabilidade comercial.

A Universidade Federal Rural de Pernambuco possui uma equipe para esse tipo de modalidade, a equipe EVolt Racing. O projeto iniciou em meados de 2018 após conversas entre docentes e discentes da universidade, assim surgiu o interesse em desenvolver um projeto de um veículo puramente elétrico para pesquisa e desenvolvimento de novas tecnologias voltadas para mobilidade elétrica que colaborassem com a qualificação e desenvolvimento dos estudantes e promovesse a interação entre a comunidade local e a universidade.

Para a promoção da gestão de atividades da equipe, a EVolt Racing - UFRPE divide-se nas seguintes áreas de atuação e seus respectivos setores:

- **Gestão:**

Relações Empresariais e Financeiro: Setor responsável pela gestão do relacionamento com empresas e patrocinadores, além da gestão de todos os recursos financeiros.

Marketing: Criação e gestão de estratégias de divulgação do projeto/equipe.

- **Dinâmica Veicular:**

Aerodinâmica e compósitos: Setor responsável pelos estudos de viabilidade e projetos aerodinâmicos da carenagem, asas e aerofólios do carro.

Suspensão & Direção: Setor focado no estudo e desenvolvimento do sistema de suspensão e direção do carro pautado na capacidade de absorção de impactos e atenuação de irregularidades do solo sob à dinâmica veicular.

Estruturas: Setor que atua no projeto completo do chassi do carro e do atenuador de impacto.

Transmissão & Freios: Setor responsável pela transmissão do movimento produzido pelo eixo do motor ao carro.

- **Elétrica:**

Eletrônica: Setor responsável pelo desenvolvimento dos sistemas de monitoramento de todo veículo.

PowerTrain: Setor responsável pela disponibilidade de energia das baterias para o sistema de transmissão e tração do carro.

Proteção: Setor responsável pela segurança do piloto e também pela proteção dos circuitos contra eventuais causalidades.

3.2 Chassi

O chassi automotivo, elemento fundamental na engenharia veicular, desempenha um papel crucial na performance e segurança de veículos, especialmente quando destinados a competições automobilísticas. Sendo responsável não somente pela carroceria, mas diversos sistemas que se interligam ao corpo e impactam na eficiência do modelo (WEISS, 2016).

Segundo Puhn (1976), as principais funções do chassi são: Comportar componentes como motor, suspensão, baterias, transmissão, etc.; Ser suporte para a carenagem e seus respectivos esforços produzidos pela força de arrasto; Proteger o piloto em caso de impacto; Ser resistente aos esforços de suspensão e direção nas curvas, aceleração e frenagem.

Os chassis podem ser desenvolvidos de vários tipos, segundo Venâncio (2013) os grupos são: Chassi em escadas; Chassi cruciforme; Chassi tubular; Chassi monocoque; Chassi combinado.

3.2.1 Chassi em escadas

Segundo Adams (1993) e Milliken & Milliken (2003) a configuração do chassi em escada consiste em longarinas de aço ou alumínio dispostas longitudinalmente e travessas que conectam essas longarinas transversalmente, criando uma estrutura semelhante a uma escada. Essa disposição garante uma alta capacidade de suportar cargas verticais, sendo utilizada amplamente em veículos utilitários e pesados, como caminhões e veículos off-road.

3.2.2 Chassi cruciforme

O chassi cruciforme foi introduzido para resolver problemas de torção observados em chassis mais simples, como o chassi em escada. De acordo com Gillespie (1992), essa configuração foi popular entre os anos 1930 e 1950, particularmente em veículos de luxo como Rolls-Royce e Bentley, que exigiam uma combinação de força e conforto. Pawlowski (1981) destaca que a configuração cruciforme foi uma tentativa de melhorar a distribuição de forças no chassi, minimizando deformações em curvas e sob cargas desiguais.

Segundo Adams (1993), o formato cruciforme melhora a resistência à flexão lateral e à torção, permitindo um melhor controle da carroceria e melhorando a estabilidade em curvas.

3.2.3 Chassi monocoque

O chassi monocoque combina a carroceria e o chassi em uma única unidade estrutural, que é responsável por suportar todas as cargas do veículo. A principal vantagem dessa configuração é a rigidez resultante da distribuição das cargas por toda a estrutura da carroceria, em vez de concentrá-las em um único chassi. Adams (1993) observa que essa integração permite uma redução significativa de peso, ao mesmo tempo que melhora a segurança e o desempenho do veículo.

Embora o chassi em escada ofereça excelente resistência e durabilidade, ele tem algumas desvantagens em comparação com o chassi monocoque. De acordo com Milliken & Milliken (2003), o chassi monocoque, amplamente utilizado em carros de passeio, oferece melhor desempenho em termos de peso, eficiência de combustível e manuseio, devido à sua estrutura integrada.

3.2.4 Chassi combinado

O chassi combinado é uma configuração estrutural que busca aliar as vantagens dos dois principais tipos de chassi utilizados na indústria automotiva: o chassi monocoque e o chassi em escada (Gillespie, 1992). Enquanto o chassi monocoque oferece maior leveza e economia de combustível, o chassi em escada se

destaca pela robustez e pela capacidade de suportar grandes cargas, como em caminhões e veículos utilitários. O chassi combinado é uma tentativa de reunir os benefícios de ambos os tipos, otimizando a resistência e a leveza do veículo. Adams (1993, p. 85–94) afirma que "o chassi combinado permite uma distribuição mais equilibrada de forças ao longo da carroceria, com as longarinas proporcionando resistência adicional em situações de carga elevada".

3.2.5 Chassi tubular

O chassi utilizado para o presente trabalho foi o chassi tubular ou *space frame*, pois apresenta uma maior liberdade geométrica e facilidade de manufatura. Segundo Oliveira (2007) o primeiro projeto de um chassi *space frame* foi desenvolvido por um aviador inglês durante a Segunda Guerra Mundial, trazendo maior resistência aos aviões, conservando sua resistência. No início do século XX, os chassis tubulares eram uma resposta inovadora às limitações dos modelos convencionais, oferecendo uma estrutura mais leve e resistente. À medida que a velocidade se tornou uma obsessão na indústria automotiva, os chassis tubulares se solidificaram como a espinha dorsal de veículos de competição, desafiando as concepções tradicionais de projeto e construção.

Ao longo das décadas, o chassi tubular evoluiu de uma solução de nicho para uma presença proeminente em diversas categorias automobilísticas. Desde corridas de alta octanagem até competições de engenharia estudantil, como a Formula SAE. Segundo Oliveira (2007), as principais vantagens do chassi tubular são:

Leveza: O uso de tubos de aço ou outros materiais leves na construção do chassi tubular resulta em uma estrutura mais leve em comparação com alternativas mais tradicionais, como chassis monocoque.

Rigidez Torcional: O chassi tubular é conhecido por oferecer excelente rigidez torsional, o que é essencial para lidar com as forças dinâmicas experimentadas pelos veículos durante curvas e mudanças de direção.

Flexibilidade no Design: A natureza modular dos tubos permite uma flexibilidade significativa no design do chassi. Isso possibilita que os engenheiros ajustem a geometria do chassi para atender a requisitos específicos de desempenho, manuseio e aerodinâmica.

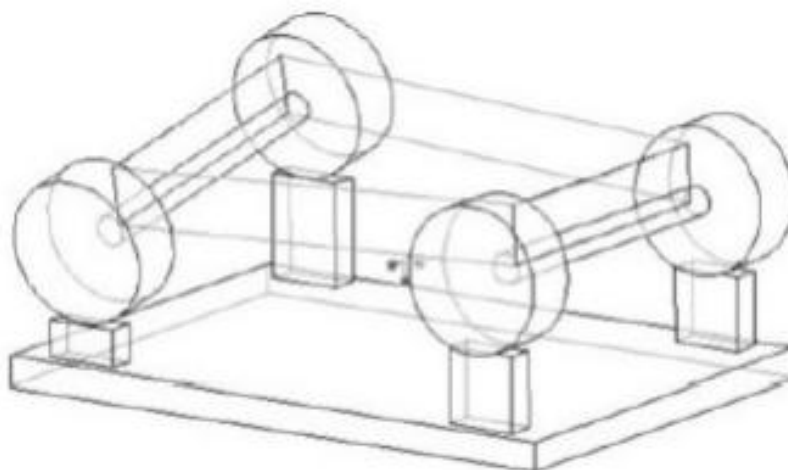
Facilidade de Reparo: Em casos de danos, o chassi tubular é frequentemente mais fácil de reparar em comparação com outras estruturas, como monocoques. Isso é particularmente importante em competições de automobilismo, onde os acidentes são uma possibilidade.

Custo Relativo: Em muitos casos, o custo de fabricação do chassi tubular pode ser mais acessível em comparação com estruturas mais complexas, como monocoques de fibra de carbono. Isso torna o chassi tubular uma opção atrativa para equipes com orçamento limitado, como equipes estudantis em competições como a Formula SAE.

3.3 Rigidez torcional

Segundo Milliken e Milliken (2003) a rigidez torcional pode ser um fator crítico em projetos de veículos de corrida, pois a precisão e controle são essenciais para desempenho em alta velocidade. A Figura 1 demonstra o modelo de deformação em torção.

Figura 1 - Modo de deformação torcional

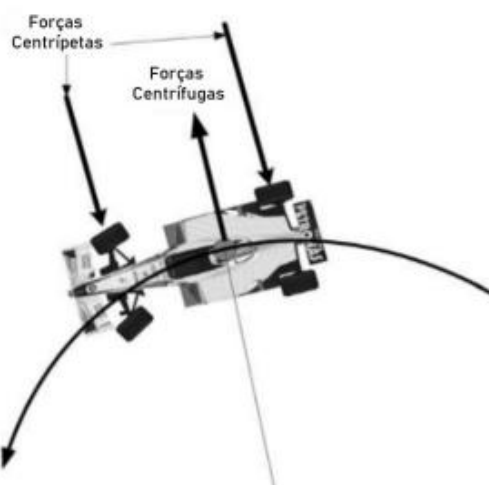


Fonte: Riley e George, 2002.

A rigidez torcional é uma característica importante e deve ser levada em consideração em projetos automotivos, pois afeta diretamente o desempenho do veículo em termos de dirigibilidade, estabilidade e conforto. Assim, modelos que apresentam uma maior rigidez torcional, são os que oferecem uma melhor resposta em curva e estabilidade (Danielsson & Cocaña, 2015).

A rigidez torcional é definida como uma propriedade mecânica essencial em veículos e estruturas que define a resistência de um corpo à torção, essa torção para carros de corrida tipo fórmula pode se apresentar à estrutura do veículo durante curvas e manobras. Nesses momentos, a capacidade de torção do chassi incide de forma direta na transferência lateral de carga que um veículo experimenta quando faz uma curva, variando também as forças entre as partes do veículo como o eixo dianteiro e traseiro (Seward, 2015). Como mostra na figura 2, quando isso ocorre, a força de atrito no pneu interno a curva diminui e no externo aumenta, assim, esse estado de transferência tem um limite, e ao ser atingido o veículo inicia o processo de escorregamento do pneu. Podendo ser sub-esterçante(eixo dianteiro primeiro), sobre-esterçante(eixo traseiro primeiro) ou neutro(iniciam o escorregamento ao mesmo tempo). Para reduzir a transferência de carga, pode-se enrijecer as molas do veículo, porém se a estrutura não for rígida o suficiente, a transferência de carga continuará sendo um problema.

Figura 2 - Veículo em curva



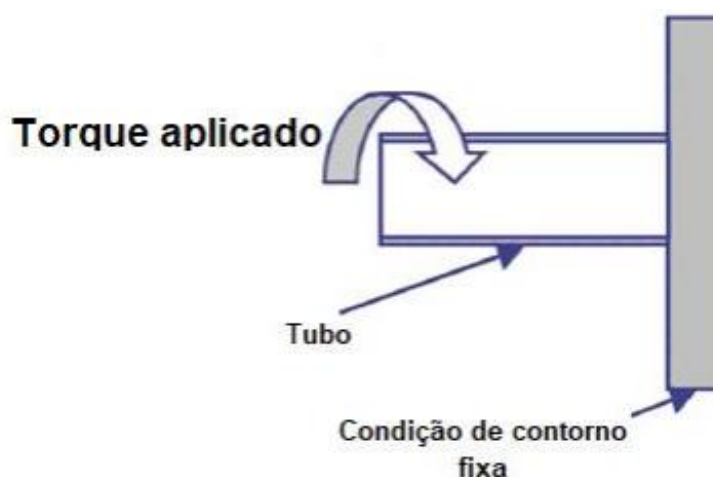
Fonte: Seward, 2015.

Outro motivo para buscar uma maior rigidez torcional é a própria vibração do carro durante o movimento. Essas vibrações devem ser absorvidas pela suspensão, mas no caso de termos um chassi com baixa rigidez, essa flexibilidade estrutural pode torná-la instável, reduzindo a manobrabilidade e estabilidade (Gillespie, 1992).

Os métodos apresentados para o cálculo da rigidez torcional desconsideram os efeitos da suspensão. No entanto, isso não compromete a validade do estudo. Como observado por Milliken & Milliken (2003, p.676), "a principal razão para assegurar uma rigidez torcional adequada é fornecer uma plataforma sólida para a suspensão,

garantindo que as cargas laterais sejam distribuídas por todo o chassi de acordo com a rigidez torcional da suspensão". De acordo com Singh (2010), os testes de rigidez torcional geralmente envolvem a fixação de uma extremidade do chassi e a aplicação de um torque na outra extremidade, enquanto se monitora o ângulo de deformação com equipamentos de medição de precisão. Segundo Riley e George (2002), para simplificação da análise, pode-se assumir o chassi como uma viga engastada, a qual em uma das extremidades será aplicado um torque, e na outra, haverá um engaste, conforme figura 3.

Figura 3 - Chassi em torção simplificado



Fonte: Riley e George, 2002.

Conforme a finalidade, vários veículos exibem uma gama variada de níveis de rigidez. A Tabela 1 é uma referência comparativa que destaca as diferentes rigidezes entre os principais tipos de veículos desenvolvidos. Esta comparação visa ilustrar a relação entre suas respectivas resistências estruturais.

Tabela 1 - Rigidez torcional por tipo de veículo

Veículo	Rigidez Torcional (N.m/grau)
Baja SAE*	750 - 1.500
Fórmula SAE	300 - 3.000
Fórmula 1	5.000 - 10.000
Carros de Passeio	5.000 - 25.000
Carros esportivos	5.000 - 50.000
Carros de corrida (Nascar)	15.000 - 30.000

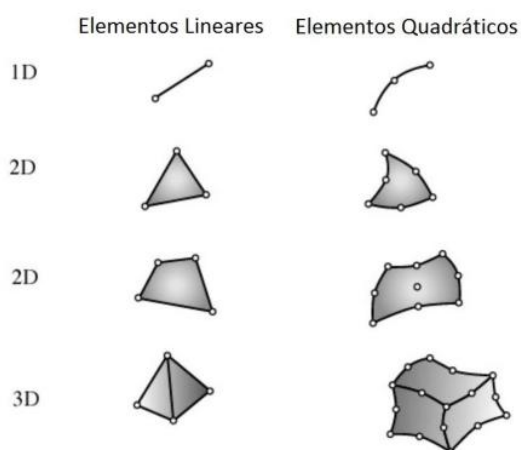
Fonte: Barbosa, 2015.

3.4 Método Dos Elementos Finitos

Muito utilizada na engenharia, a análise por elementos finitos está presente em muitas áreas, permitindo descrever e prever comportamentos mecânicos e físicos por meio de simulações. Conforme descrito por Zienkiewicz e Taylor (2000), a análise por elementos finitos é capaz de resolver problemas complexos envolvendo engenharia, uma vez que seria impossível de resolvê-los de forma analítica direta. Esses problemas, segundo Bathe (1996), podem ser envolvendo mecânica estrutural, transferência de calor, eletromagnetismo, acústica, fluidos e entre outros campos de atuação.

O princípio básico do método de elementos finitos é dividir um domínio contínuo em uma malha finita, composta por subdomínios menores chamados elementos. Esses elementos, conforme mostrado na figura 4, podem ser triângulos, quadrados, tetraedros ou hexaedros, dependendo da dimensão do problema (2D ou 3D) e da forma da geometria (Nikishkov, 2004).

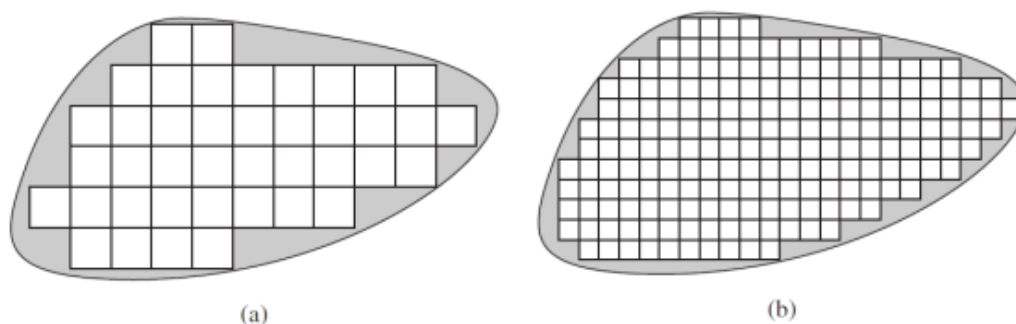
Figura 4 - Tipos de elementos finitos



Fonte: Rade, 2006.

Conforme o número de elementos cresce, as dimensões dos elementos diminuem, e assim a solução tem uma melhor resposta ao problema, se aproximando da de uma solução mais exata (Hutton, 2004). Como mostrado na Figura 5, onde tem-se um exemplo de malha.

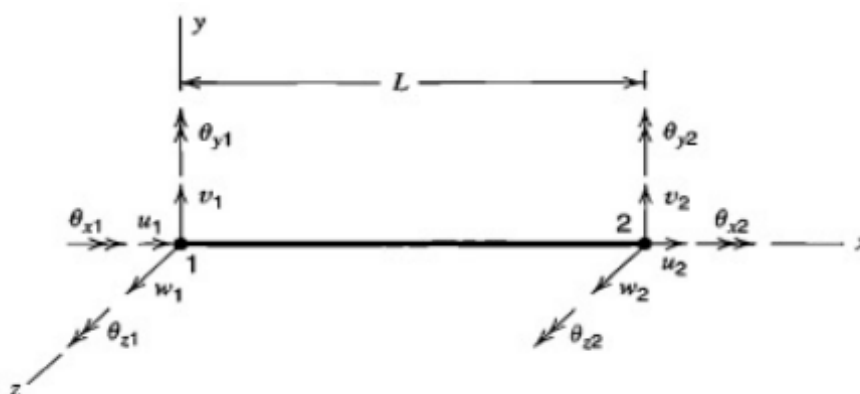
Figura 5 - Exemplo de malha



Fonte: Hutton, 2004.

Neste trabalho será utilizada a classe dos elementos unidimensionais. Segundo Cook (2001), considera-se um elemento unidimensional um elemento reto que tem um nó em cada ponta. Assim, são aplicadas as matrizes que representam a rigidez do elemento. Analisando de forma estrutural pode-se ter elementos de barra ou de viga, no qual no primeiro pode-se analisar a resistência apenas a cargas axiais, enquanto no elemento de viga pode-se analisar a carregamentos mais complexos como, momento fletor, torque e esforços de cisalhamento.

Figura 6 - Elemento de viga tridimensional



Fonte: Cook, 2001.

Como mostrado na figura 6, a formulação do elemento de viga utilizada no Ansys, é a formulação tridimensional, utilizada na maioria dos livros. Onde tem-se a

variável "u", sendo o deslocamento axial do nó, a variável "v", o deslocamento em no eixo y do nó, e a variável "w" o deslocamento no eixo z, também do nó. Já as variáveis θ , são referentes as rotações em torno dos eixos x,y e z. Cada uma dessas possibilidades de deslocamento nodal, chamadas de graus de liberdade. Portanto, um elemento de viga apresenta seis graus de liberdade em cada nó, e em um único elemento de viga, tendo dois nós, temos os 12 graus de liberdade (Cook, 2001).

3.5 SolidWorks

O SolidWorks é um software de CAD amplamente utilizado em diversos setores da indústria para o projeto e modelagem de produtos em 3D. Conhecido por sua interface amigável e suas poderosas ferramentas de criação e simulação, tornando-se uma das principais escolhas para engenheiros, designers e estudantes na criação de modelos virtuais de peças, montagens e sistemas completos (Solidworks, 2022)

No contexto do presente trabalho, o SolidWorks se tornou uma ferramenta essencial para a realização de projeto, sendo o meio para criação e modelagem do chassi. Posteriormente o arquivo foi exportado para o Ansys para simulação.

3.6 Ansys

O ANSYS é um software de simulação e análise de engenharia amplamente utilizado em diversos setores industriais e acadêmicos. Possuindo uma gama de ferramentas para a modelagem e solução de problemas complexos de engenharia, de áreas como mecânica estrutural, dinâmica de fluidos, transferência de calor, eletrônica, acústica e eletromagnetismo (ANSYS MECHANICAL, 2013).

Uma de suas abordagens é baseada no Método dos Elementos Finitos (MEF), uma técnica numérica que divide estruturas complexas em elementos menores para realizar análises detalhadas. Para o presente trabalho, foi utilizada a ferramenta ANSYS Mechanical (ou ANSYS Workbench), que é utilizada para análises estruturais, termomecânicas e dinâmicas. Permitindo a análise de tensões, deformações, fadiga, vibrações, análises não-lineares, entre outros (ANSYS MECHANICAL, 2013).

4 METODOLOGIA

4.1 Métodos e Técnicas Utilizadas

A metodologia utilizada inicia com o estudo do regulamento do chassi, em que tem-se diversos parâmetros a serem seguidos garantindo a segurança dos componentes e piloto. Após isso, alguns esboços são desenhados para uma ideia geral do chassi. A construção inicia com linhas em 3D no software SolidWorks.

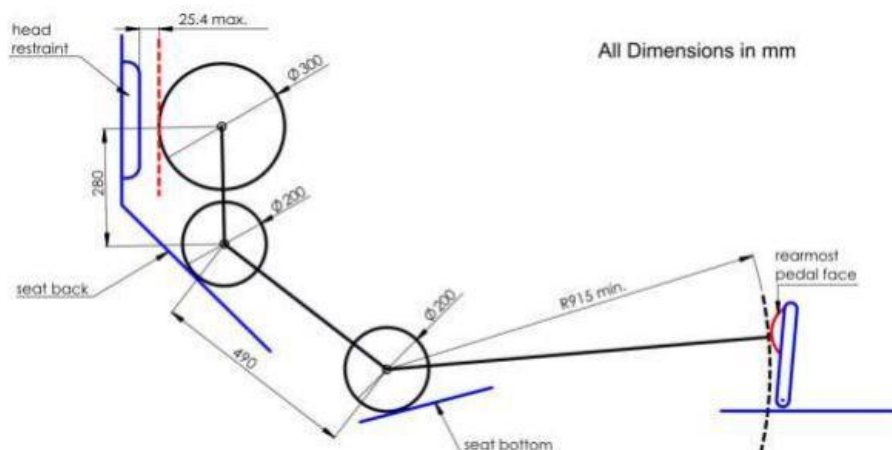
Após a conclusão do desenho em linhas, foi adicionado o perfil tubular a estrutura e feito os devidos ajustes nas junções dos tubos. Seguindo para a próxima etapa, onde transferiu-se o arquivo para o software ANSYS, nesse foi definido o material aplicado a preparação da estrutura como uma viga, assim tem-se que definir os pontos de junção. Após isso, tem-se a estrutura pronta para simulação. Sendo assim, se faz necessária a criação da malha, com tamanho máximo de elementos igual ou inferior a 5 milímetros para a obtenção desses parâmetros. Adicionando os pontos de fixação na traseira do chassi para impedir o movimento e os pontos de força bidirecionais na dianteira para realizar a torção. Após isso, são adicionados parâmetros de análise como a *displacement* e o *load* para análise dos dados obtidos.

4.2 Criação Do Chassi

No início do projeto, foi realizada uma análise no gabarito de posição do piloto, conforme figura 7. Esse gabarito foi combinado com estudos de ergonomia para determinar as acomodações e posições adequadas para as principais partes do corpo, como braços, pernas e cabeça, garantindo o conforto e a eficiência durante a condução. Esses estudos são essenciais para otimizar a interação do piloto com o

veículo, considerando tanto o desempenho quanto o bem-estar durante a operação (Sae international, 2023).

Figura 7 – Gabarito posição do piloto

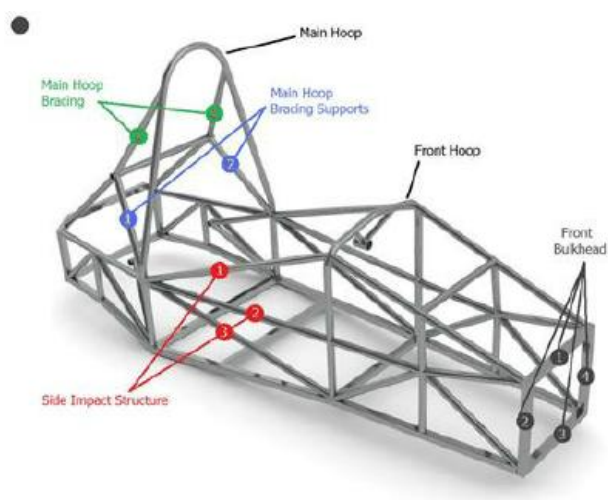


Fonte: Sae International, 2023.

Após a conclusão da primeira etapa, iniciamos o processo de definição das distâncias entre os diferentes planos do projeto. Foram avaliadas as distâncias entre os pés e o quadril do piloto, assim como entre os ombros e as mãos. Além disso, consideramos o espaço necessário para a instalação de componentes críticos, como os pedais de freio, acelerador, baterias e motor. Esse processo foi essencial para garantir a ergonomia adequada e o posicionamento eficiente dos controles dentro do veículo.

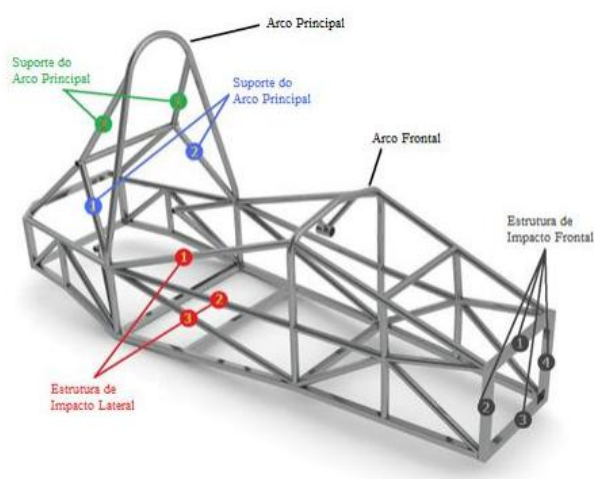
Conforme mostrado nas figuras 8 e 9, tem-se definidos pela Sae os principais componentes do chassi, sendo:

Figura 8 - Componentes principais chassi FSAE



Fonte: Sae International, 2023.

Figura 9 - Componentes principais chassi FSAE traduzido



Fonte: Sae International, 2023.

Após discussões, ficaram decididas as seguintes distâncias:

Front Bulkhead – Front Hoop= 860mm

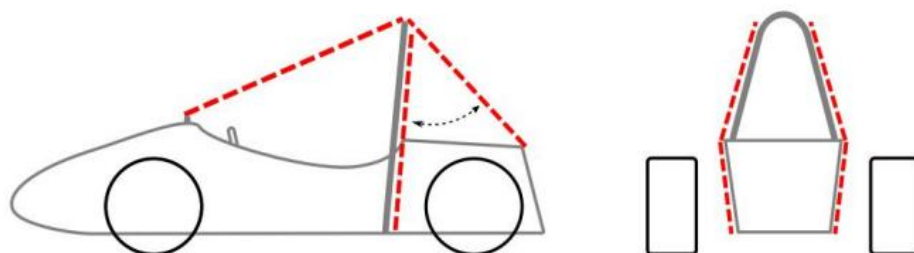
Front Hoop – Main Hoop= 700mm

Main Hoop – Final do chassi= 950mm

As estruturas dos hoops (main hoop e front hoop) foram projetadas com alturas que asseguram a proteção integral do piloto em caso de capotamento. O main hoop foi posicionado para proteger principalmente a cabeça, enquanto o front hoop oferece

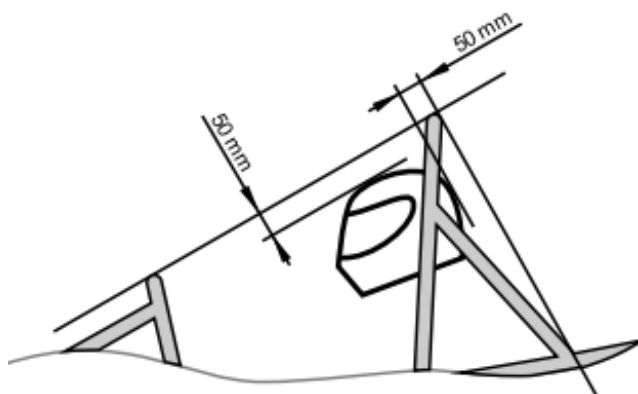
proteção adicional às mãos, que são áreas mais expostas. Essas dimensões seguem rigorosamente as normas de segurança específicas, garantindo que o piloto esteja devidamente resguardado em situações de risco, conforme as regras estabelecidas na figuras 10 e 11:

Figura 10 - Envelope de proteção contra capotamento



Fonte: Sae International, 2023.

Figura 11 – Distâncias mínimas para envelope de proteção do piloto

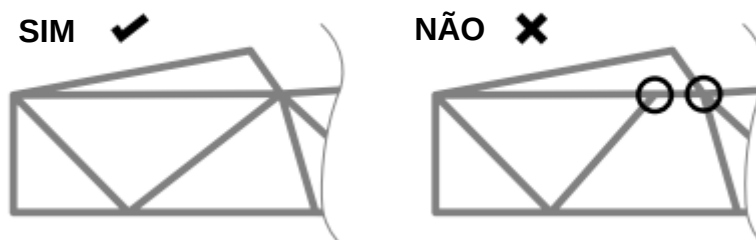


Fonte: Sae International, 2023.

Com as distâncias entre os hoops (main hoop e front hoop) e suas respectivas alturas já definidas, a estrutura pode ser conectada. Essa conexão deve seguir um arranjo de membros estruturais, onde todos os elementos são unidos por nós, formando uma estrutura composta inteiramente por triângulos. Esse formato é essencial para garantir rigidez e segurança, conforme exigido pelo regulamento FSAE. A geometria triangular assegura a resistência adequada contra deformações e garante

a integridade estrutural em situações de impacto ou capotamento, como mostrado na figura 12.

Figura 12 - Regulamento para triângulação chassi



Fonte: Sae International, 2023.

O regulamento estabelece alguns requisitos específicos para a escolha do tipo de tubo a ser utilizado no chassi tubular, incluindo o diâmetro, a espessura da parede e o formato do tubo. Esses parâmetros variam de acordo com a área de aplicação no chassi, assegurando que a estrutura tenha a resistência adequada em diferentes pontos críticos, conforme figura 13 apresentando o tipo de tubo, área transversal do tubo, espessura de parede mínima e exemplo de tubos a serem utilizados.

Figura 13 - Tipos de tubos e medidas

Tubo	Área de Momento de Inércia Mínima	Área de Seção Transversal Mínima	Diâmetro Externo Mínimo ou Largura Quadrada	Espessura Mínima da Parede	Tamanhos Exemplo de Tubo Redondo
a. Tamanho A	11320 mm ⁴	173 mm ²	25.0 mm	2.0 mm	1.0" x 0.095" 25 x 2.5 mm
b. Tamanho B	8509 mm ⁴	114 mm ²	25.0 mm	1.2 mm	1.0" x 0.065" 25.4 x 1.6 mm
c. Tamanho C	6695 mm ⁴	91 mm ²	25.0 mm	1.2 mm	1.0" x 0.049" 25.4 x 1.2 mm
d. Tamanho D	18015 mm ⁴	126 mm ²	35.0 mm	1.2 mm	1.375" x 0.049" 35 x 1.2 mm

Fonte: Sae International, 2023.

Na figura 14, tem-se os locais e tubos a serem utilizados.

Figura 14 - Áreas de aplicação dos diferentes tipos tubos

Aplicação	O Tubo de Aço Deve Atender ao Tamanho Conforme F.3.4:	Permitido Material de Tubulação Alternativo Conforme F.3.5:
a. Front Bulkhead	Tamanho B	Sim
b. Front Bulkhead Support	Tamanho C	Sim
c. Front Hoop	Tamanho A	Sim
d. Front Hoop Bracing	Tamanho B	Sim
e. Side Impact Structure	Tamanho B	Sim
f. Bent / Multi Upper Side Impact Member	Tamanho D	Sim
g. Main Hoop	Tamanho A	Não
h. Main Hoop Bracing	Tamanho B	Não
i. Main Hoop Bracing Supports	Tamanho C	Sim
j. Driver Restraint Harness Attachment	Tamanho B	Sim
k. Shoulder Harness Mounting Bar	Tamanho A	Não
l. Shoulder Harness Mounting Bar Bracing	Tamanho C	Sim
m. Accumulator Protection Structure	Tamanho B	Sim
n. Component Protection	Tamanho C	Sim
o. Other Structural Tubing	Tamanho C	Sim

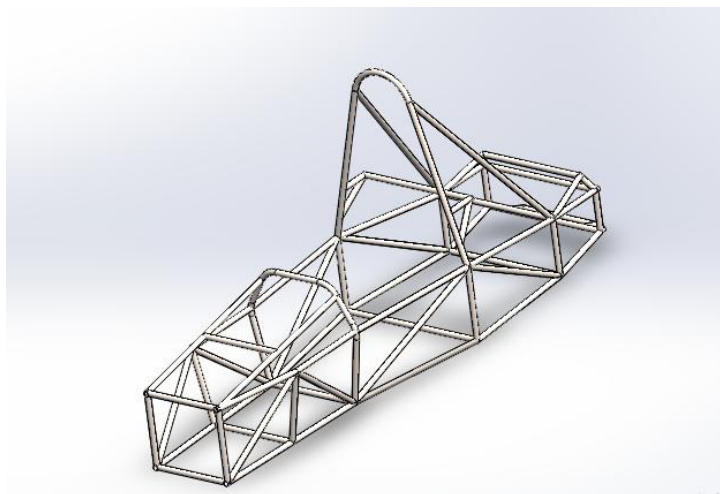
Fonte: Sae International, 2023.

Para o chassi da equipe, foi selecionado o aço 1020, que é amplamente utilizado em diversas aplicações industriais devido à sua combinação de propriedades mecânicas e facilidade de usinagem (Callister, 2018). Nas áreas com maior demanda de esforço, como o main hoop e o front hoop, foram utilizados tubos de 25 mm x 2,5 mm. Para o restante do veículo, optou-se por tubos de 25 mm x 1,6 mm.

É importante ressaltar que para construção do chassi, outros diversos critérios e regras foram seguidos, porem para título de conhecimento, este trabalho abordou apenas os mais importantes.

Utilizando o Software SolidWorks para modelagem em CAD, tem-se a seguinte estrutura:

Figura 15 - Chassi equipe EVolt racing

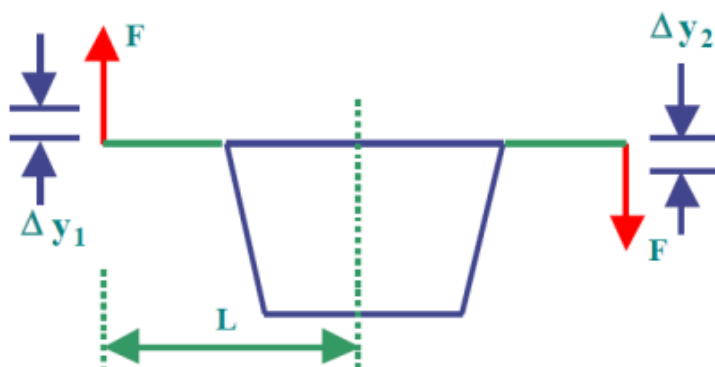


Fonte: Elaborada pelo próprio autor

4.3 Cálculo Rigidez Torcional

O cálculo da rigidez torcional pode ser realizado utilizando o conceito de polaridade de segundo momento de inércia e a fórmula básica de rigidez torcional, como mostrado na figura 16, tem-se o binário de forças aplicadas, onde os deslocamentos causados são representados por Δy_1 e Δy_2 :

Figura 16 - Diagrama do método computacional



Fonte: Riley e George, 2002.

A rigidez torcional (K_t) pode ser encontrada conhecendo o torque imposto ao frame (T), e posteriormente dividindo-o pela deflexão angular (ϕ).

$$K_t = \frac{T}{\phi} \quad \frac{N \cdot m}{^\circ} \quad \text{(Equação 1)}$$

Onde temos a deflexão angular sendo:

$$\varphi = tg^{-1}\left(\frac{\Delta y}{L}\right) \quad (\text{Equação 2})$$

Como podemos ter deslocamentos diferentes em cada lado do chassi, será utilizada a média dos dois deslocamentos, tornando a equação:

$$\varphi = tg^{-1}\left|\left(\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L}\right)\right| \quad (\text{Equação 3})$$

O torque sendo:

$$T = FL \quad (\text{Equação 4})$$

Assim, substituindo a equação Kt, teremos:

$$K_t = \frac{FL}{tg^{-1}\left|\left(\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L}\right)\right|} \quad \frac{N \cdot m}{^\circ} \quad (\text{Equação 5})$$

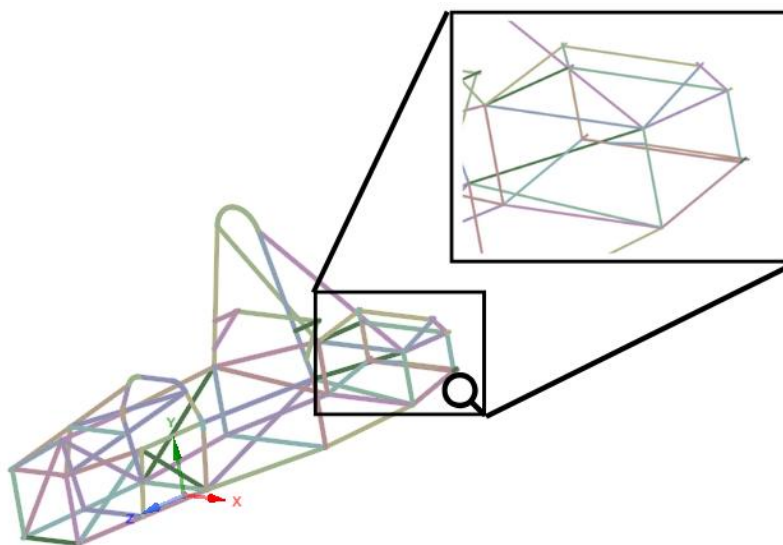
4.4 Simulação Rigidez Torcional

4.4.1 Preparação Geometria

Para início do processo, o formato salvo no SolidWorks é o Step, que é um formato que o Ansys recolhesse para importação.

Em seguida é iniciado o processo no Ansys, começando com a seleção do tipo de simulação *Static Structural*, a qual é utilizada para realizar análises de tensões, deformações e deslocamentos em estruturas submetidas a cargas estáticas, determinando se uma estrutura projetada pode suportar as cargas aplicadas sem falhar, deformar excessivamente ou exceder os limites de segurança dos materiais utilizados (ANSYS MECHANICAL, 2013). Iniciando o processo com a preparação da geometria, é necessário adequá-la para elemento de viga. Abrindo a aba *Geometry* e acessando o *SpaceClaim*, são convertido todos os tubos em elementos de viga, porém na junção dos elementos tem-se o problema mostrado na figura 17, onde na imagem ampliada é possível perceber que a junção das vigas estão desencontradas, não tendo o encontro entre os vértices:

Figura 17 –Chassi em formato de elementos de viga

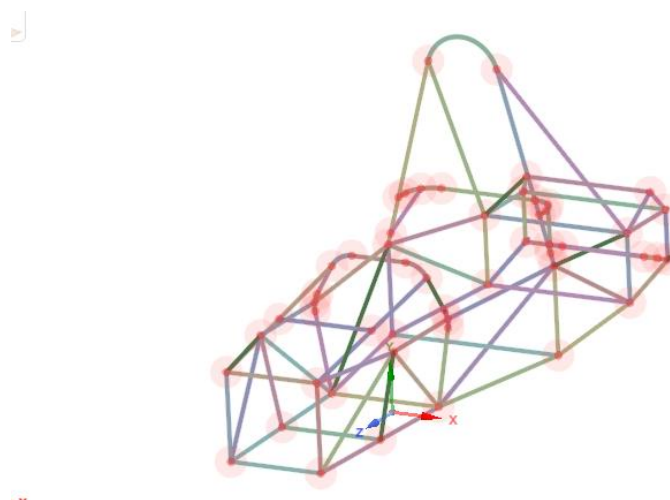


Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para corrigir esse tipo de problema, é utilizada a ferramenta *Conect*, que como o próprio nome já diz, faz a conexão dos encontros dos elementos de viga, foi utilizada uma distância máxima de 25,5mm, pois o chassi tem o diâmetro externo de 25,4mm, para que o software identifique as conexões sem desconsiderar alguma região pela influência dos pontos serem igual ao diâmetro.

Assim, os pontos em vermelho na figura 18 identificam as ligações e fazem o ajuste, ligando-os.

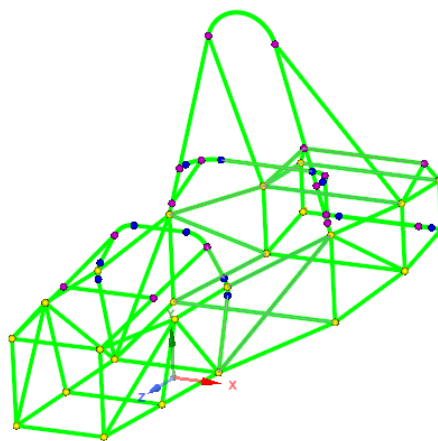
Figura 18 - Pontos de ligação dos elementos de viga



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Ainda no *SpaceClaim*, utilizando a ferramenta *Share*, será feito o compartilhamento das conexões como soldas nos pontos de junção dos elementos de viga, se todos os elementos de viga estiverem verdes, conclui-se que todos elementos estão devidamente compartilhados e prontos para simulação, como na figura 19.

Figura 19 - Chassi pronto para simulação

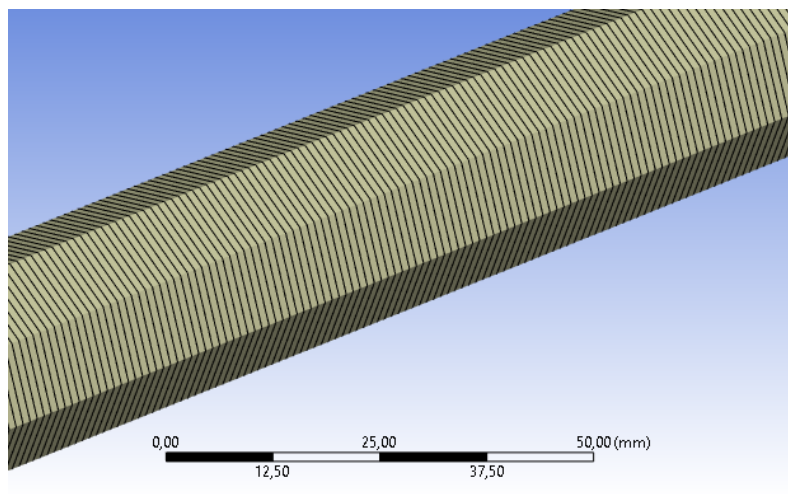


Fonte: Elaborada pelo próprio autor

4.4.2 Condições e Simulação

Para a simulação, foi utilizada a aba *Model* após a preparação da geometria. A geração da malha foi realizada com a ferramenta *Mesh*, utilizando a configuração *Sizing*, como ilustrado na Figura 20. Após diversos testes, foi estabelecido um tamanho de malha de 5 mm, considerado ideal para obter resultados precisos. Esse valor garantiu a convergência dos resultados, pois tamanhos menores de malha resultariam em tempos de simulação mais longos, sem apresentar melhorias significativas na precisão. A configuração final resultou em um total de 12.691 nós e 6.366 elementos.

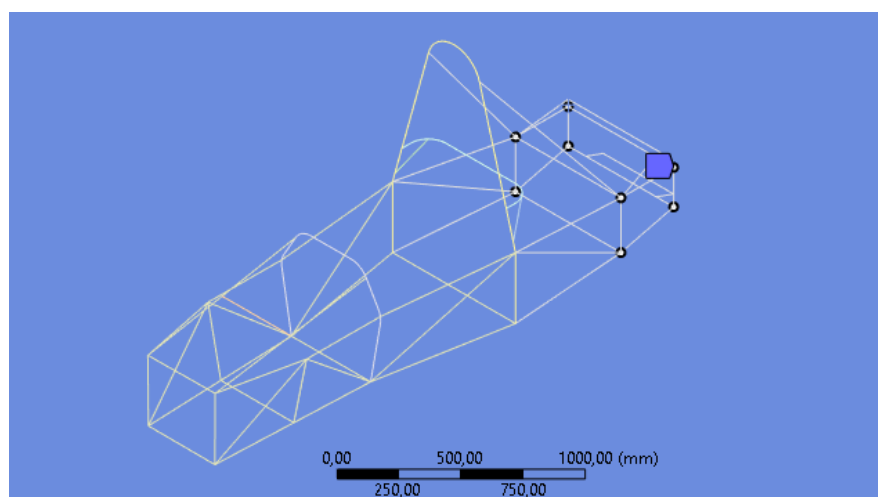
Figura 20 - Malha em seção circular do tubo



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para aplicação da carga, na figura 21 é utilizado a ferramenta *Fixed support* para fixação dos pontos onde serão fixados os suportes da suspensão traseira. Assim, o deslocamento fica restrito, como se tivesse engastado.

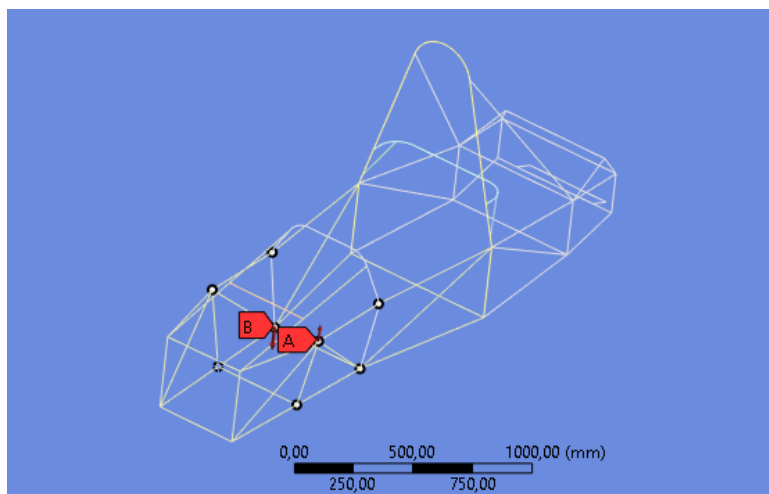
Figura 21 - Pontos fixos da suspensão traseira do chassi



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Já na área frontal do chassi, os pontos de carga são aplicados nos locais de suporte da suspensão frontal, na direção y com a ferramenta *Force*, determinando também a força em Newtons aplicada. Desta forma, de um lado, tem-se a carga aplicada em um sentido e no outro a carga aplicada no sentido oposto, formando um binário, mostrado na figura 22.

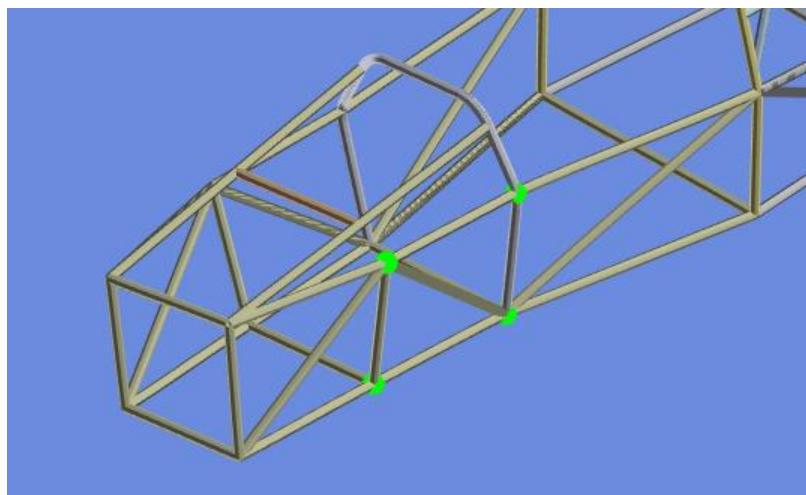
Figura 22 - Binário de forças aplicados aos suportes da suspensão dianteira



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para o cálculo da rigidez torcional, é preciso definir o valor do deslocamento vertical Δy conforme Equação 5, dos pontos da suspensão com a carga. Para isso, é utilizado a ferramenta *Probe* do Ansys, que medem parâmetros de deslocamento no sentido desejado, como mostrado nos pontos em verde na figura 23.

Figura 23 - Pontos de aplicação da ferramenta probe



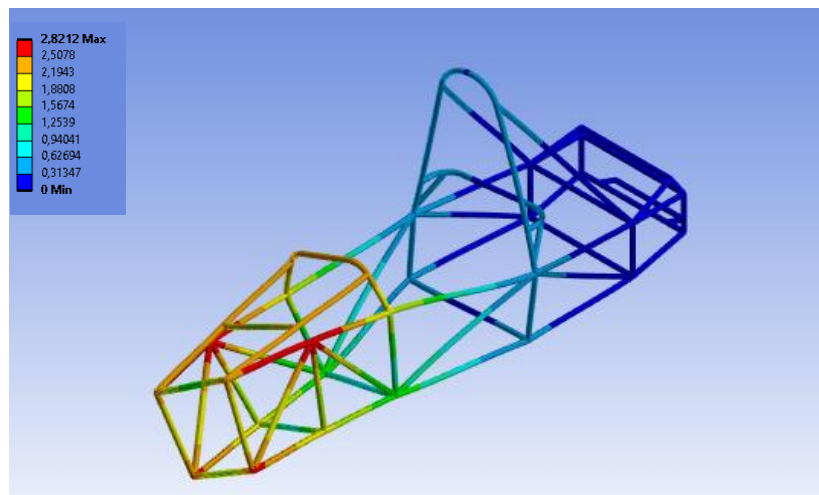
Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para o estudo, é considerado os quatro pontos com carga de cada lado do chassi e feita a média de ambos os lados. Após isso tendo a média de cada lado é somado $\Delta y_1 + \Delta y_2$ e dividido por dois, tendo então a média geral do deslocamento.

Após aplicação de todas condições, é executada a simulação, obtendo a seguinte resposta, conforme a figura 24. Onde em vermelho tem-se os pontos de maior esforço e consequentemente deslocamento, e em azul os pontos de menor pontos

esforço à estrutura. Além disso, temos a legenda mostrando o deslocamento em milímetros.

Figura 24 - Simulação de torção aplicada ao chassi FSAE



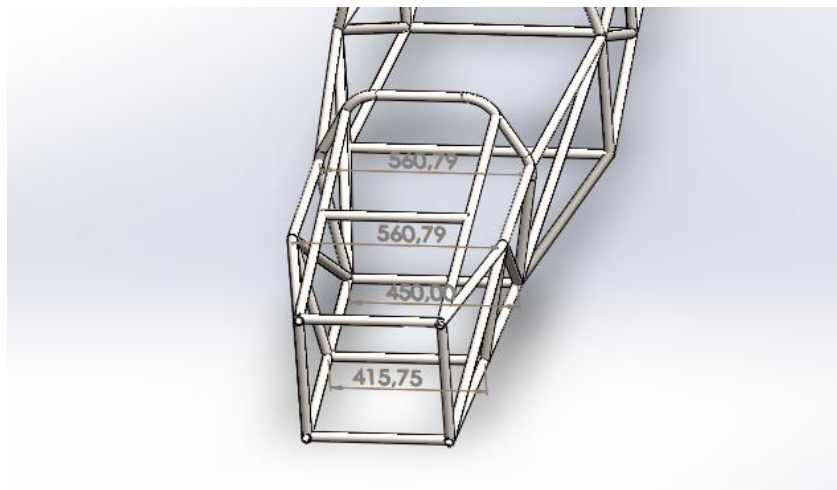
Fonte: Elaborada pelo próprio autor

5 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 Cargas Aplicadas

Conforme mostrado na tabela 1, o chassi FSAE deve ter uma rigidez torcional entre 300 a 3000 Nm/°. A análise foi conduzida através da aplicação de cargas de 250N, 500N, 750N, 1000N, 1250N, 1500N, 1750N e 2000N. Buscando a convergência de resultados.

Figura 25 - Distâncias entre os pontos da suspensão dianteira



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para cálculo do torque exercido é preciso encontrar a distância do centro até a extremidade do esforço, conforme equação 5, como no chassi tem-se quatro distâncias para cada ponto da suspensão, como mostrado na figura 25, o L será calculado como a média dos quatro pontos.

$$L = \frac{1}{2} \left(\frac{L_{superior-frontal} + L_{superior-traseiro} + L_{inferior-frontal} + L_{inferior-traseiro}}{4} \right)$$

$$L = \frac{1}{2} \left(\frac{560,79mm + 560,79mm + 415,75mm + 450,00mm}{4} \right)$$

$$L = 248,41mm$$

Pela equação 4, tem-se o torque sendo:

$$T = FL$$

Assim, para as forças citadas teremos o torque correspondente:

Tabela 2 -Tabela das forças aplicadas ao chassi e seus respectivos torques

FORÇA (N)	TORQUE (Nm)
250	62,10
500	124,21
750	186,31
1000	248,41
1250	310,51
1500	372,62
1750	434,72
2000	496,82

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

5.2 Deslocamentos Apresentadas

Após simulação são apresentados os valores nas tabelas abaixo referente aos deslocamentos no eixo vertical do chassi, representados por $\Delta_y D$ para as sondas posicionadas no lado direito do chassi, e por $\Delta_y E$ para as sondas no lado esquerdo.

Os valores $\Delta_y D$ média e $\Delta_y E$ média são calculados como a média aritmética dos deslocamentos registrados por essas sondas, tanto os quatro do lado direito, como os quatro do lado esquerdo. Apesar dos pontos de um lado apresentarem valores negativos em razão dos diferentes sentidos dos deslocamentos, a média será considerada positiva, pois os deltas dos deslocamentos serão somados.

Tabela 3 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi

CARGAS (N)	Δy D1(mm)	Δy D2(mm)	Δy D3(mm)	Δy D4(mm)	Δy Dmédia(mm)
250	-0,43478	-0,29997	-0,32423	-0,23633	0,32383
500	-0,86957	-0,59994	-0,64846	-0,47265	0,64766
750	-1,30430	-0,89991	-0,97269	-0,70898	0,97147
1000	-1,73910	-1,19990	-1,29690	-0,94530	1,29530
1250	-2,17390	-1,49990	-1,62110	-1,18160	1,61913
1500	-2,60870	-1,79980	-1,94540	-1,41800	1,94298
1750	-3,04350	-2,09980	-2,26960	-1,65430	2,26680
2000	-3,47830	-2,39980	-2,59380	-1,89060	2,59063

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 4 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi

CARGAS (N)	Δy E1(mm)	Δy E2(mm)	Δy E3(mm)	Δy E4(mm)	Δy Emédia(mm)
250	0,43517	0,30018	0,32443	0,23622	0,32400
500	0,87033	0,60037	0,64886	0,47245	0,64800
750	1,30550	0,90055	0,97329	0,70867	0,97200
1000	1,74070	1,20070	1,29770	0,94490	1,29600
1250	2,17580	1,50090	1,62210	1,18110	1,61998
1500	2,61100	1,80110	1,94660	1,41730	1,94400
1750	3,04620	2,10130	2,27100	1,65360	2,26803
2000	3,48130	2,40150	2,59540	1,88980	2,59200

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Assim, exemplificando o cálculo, para carga de 250N, tendo a média de deslocamento no lado direito sendo 0,32383mm e no lado esquerdo sendo 0,32400, calcula-se o ângulo de deslocamento como:

$$\theta = \arctan\left(\frac{\Delta y D + \Delta y E}{2L}\right)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{0,32383mm + 0,32400mm}{2 \cdot 248,41mm}\right)$$

$$\theta = 0,07471^\circ$$

Tendo o torque e o ângulo, isola-se a rigidez torcional, obtendo:

$$K = \frac{T}{\theta}$$

$$K = \frac{62,10 Nm}{0,07471^\circ} = 831,21 N.m/^\circ$$

Utilizando a ferramenta Excel para calcular de forma automática aplicando a fórmula e os valores das simulações, tem-se:

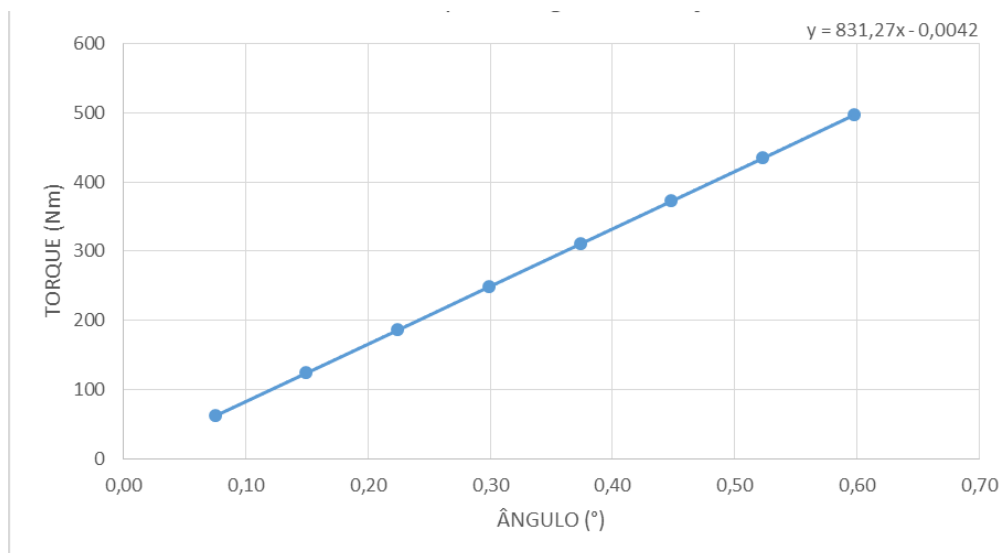
Tabela 5 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi original

Força (N)	Torque (Nm)	Δy Dmédia(mm)	Δy Emédia(mm)	Ângulo de torção (°)	Rigidez torcional (Nm/°)
250	62,10	0,32383	0,32400	0,07471	831,24
500	124,21	0,64766	0,64800	0,14942	831,24
750	186,31	0,97147	0,97200	0,22413	831,25
1000	248,41	1,29530	1,29600	0,29884	831,25
1250	310,51	1,61913	1,61998	0,37354	831,26
1500	372,62	1,94298	1,94400	0,44826	831,25
1750	434,72	2,26680	2,26803	0,52296	831,26
2000	496,82	2,59063	2,59200	0,59766	831,27

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Plotando os resultados no gráfico da figura 26 para identificação da tendência, temos:

Figura 26 -Gráfico torque x ângulo de torção



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Assim, a equação que mostra essa tendência pode ser escrita como:

$$y = 831,27\theta - 0,0042$$

E a Rigidez Torcional calculada é da ordem de 831,27 N.m/°.

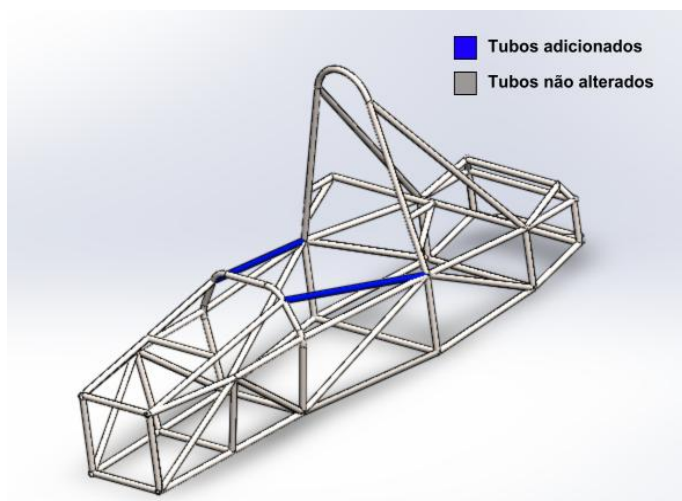
5.3 Melhorias Implementadas

Alterações serão implementadas para observação do comportamento no chassi visando o aumento da rigidez torcional. Para isso, os passos descritos acima serão repetidos desde o desenho e simulação até os cálculos utilizados.

5.3.1 Opção 1

No side impact, onde se tem as barras que juntam o Main hoop ao Front hoop, foram adicionadas duas barras laterais, uma em cada lado, seguindo a triangulação requerida no regulamento, mostrado na figura 27. Pode-se perceber que os tubos adicionados têm uma proximidade com o nó de fixação da suspensão dianteira e trará resistência à torção no eixo longitudinal do chassi, consequentemente aumentando sua rigidez torcional.

Figura 27 - Chassi com modificação 1



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Repetindo os processos da primeira simulação tem-se os valores $\Delta_y D_{média}$ e $\Delta_y E_{média}$ são calculados como a média aritmética dos deslocamentos registrados no lado direito e esquerdo do chassi:

Tabela 6 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 1

CARGAS (N)	Δy D1(mm)	Δy D2(mm)	Δy D3(mm)	Δy D4(mm)	Δy Dmédia(mm)
250	- 0,30764	- 0,19888	- 0,23237	- 0,16039	0,22482
500	- 0,61528	- 0,39775	- 0,46474	- 0,32079	0,44964
750	- 0,92292	- 0,59663	- 0,69711	- 0,48118	0,67446
1000	- 1,23060	- 0,79550	- 0,92948	- 0,64157	0,89929
1250	- 1,63590	- 1,05740	- 1,23550	- 0,85271	1,19538
1500	- 1,84580	- 1,19330	- 1,39420	- 0,96236	1,34892
1750	- 2,15350	- 1,39210	- 1,62660	- 1,12280	1,57375
2000	- 2,46110	- 1,59100	- 1,85900	- 1,28310	1,79855

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 7 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi modificado 1

CARGAS (N)	Δy E1(mm)	Δy E2(mm)	Δy E3(mm)	Δy E4(mm)	Δy Emédia(mm)
250	0,30750	0,19889	0,23287	0,16043	0,22492
500	0,61501	0,39778	0,46574	0,32086	0,44985
750	0,92251	0,59667	0,69861	0,48128	0,67477
1000	1,23000	0,79555	0,93148	0,64171	0,89969
1250	1,63520	1,05740	1,23820	0,85289	1,19592
1500	1,84500	1,19330	1,39720	0,96257	1,34952
1750	2,15250	1,39220	1,63010	1,12300	1,57445
2000	2,46000	1,59110	1,86300	1,28340	1,79938

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para cálculo da rigidez torcional, utilizando a equação de rigidez, obtêm-se os valores apresentados:

Tabela 8 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 1

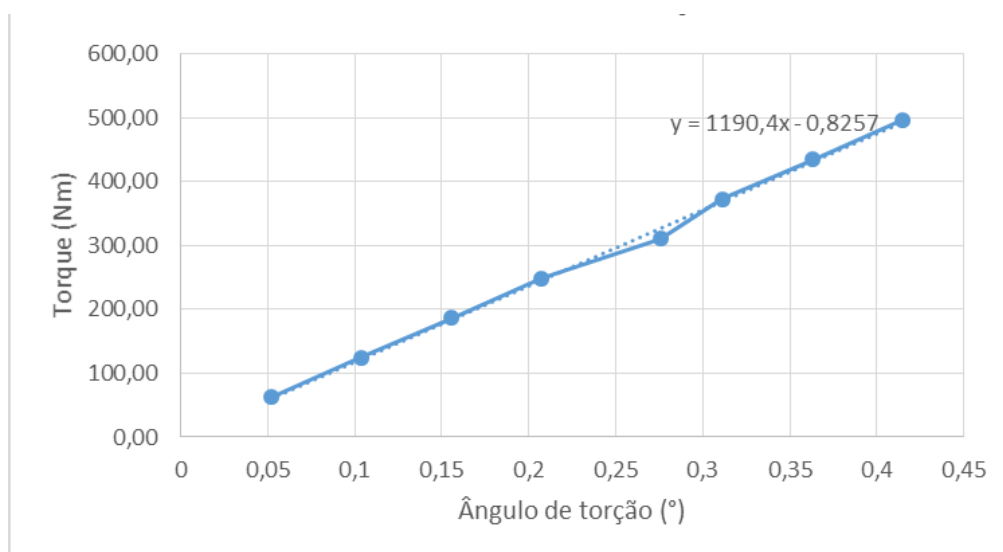
Força (N)	Torque (Nm)	Δy Dmédia(mm)	Δy Emédia(mm)	Δy média(mm)	Ângulo de torção (°)	Rigidez torcional (Nm/°)
250	62,10	0,22482	0,22492	0,22487	0,05187	1197,35
500	124,21	0,44964	0,44985	0,44974	0,10373	1197,35
750	186,31	0,67446	0,67477	0,67461	0,15560	1197,35
1000	248,41	0,89929	0,89969	0,89949	0,20747	1197,35
1250	310,51	1,19538	1,19592	1,19565	0,27577	1125,96
1500	372,62	1,34892	1,34952	1,34922	0,31119	1197,37

1750	434,72	1,57375	1,57445	1,57410	0,36306	1197,37
2000	496,82	1,79855	1,79938	1,79896	0,41492	1197,38

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Plotando os resultados no gráfico da figura 28 para identificação da tendência, temos:

Figura 28 - Gráfico torque x ângulo de torção



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Assim, a equação que mostra essa tendência pode ser escrita como:

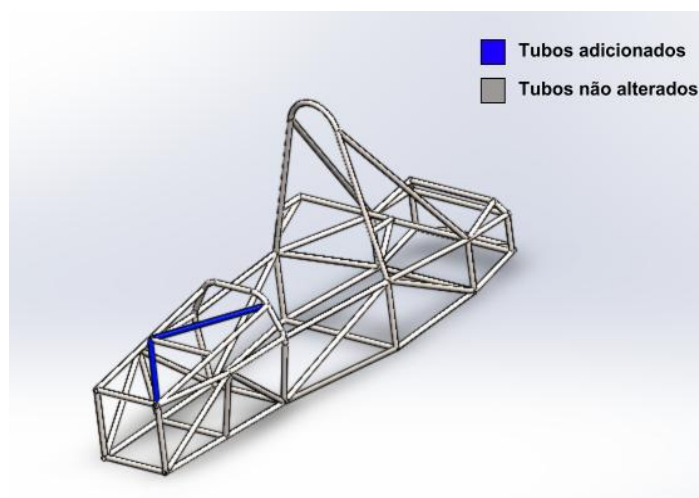
$$y = 1190,4 \theta - 0,8257$$

E a Rigidez Torcional calculada é da ordem de 1190 N.m/°.

5.3.2 Opção 2

A ausência de barras diagonais nos quadrados formados entre o *front hoop* e o *bulkhead* deixa o chassi suscetível à torção. Como mostrado na figura 29, com a adição dessas duas barras, espera-se um aumento significativo na resistência à torção.

Figura 29 - Chassi com modificação 2



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Repetindo os processos das outras simulações tem-se os valores $\Delta_y Dmédia$ e $\Delta_y Emédia$, que são calculados como a média aritmética dos deslocamentos registrados no lado direito e esquerdo do chassi:

Tabela 9 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 2

CARGAS (N)	Δy D1(mm)	Δy D2(mm)	Δy D3(mm)	Δy D4(mm)	Δy Dmédia(mm)
250	0,33856	0,24514	0,25296	0,19200	0,25717
500	0,67711	0,49029	0,50593	0,38400	0,51433
750	1,01570	0,73543	0,75889	0,57599	0,77150
1000	1,35420	0,98058	1,01190	0,76799	1,02867
1250	1,69280	1,22570	1,26480	0,95999	1,28582
1500	2,03130	1,47090	1,51780	1,15200	1,54300
1750	2,36990	1,71600	1,77080	1,34400	1,80018
2000	2,70840	1,96120	2,02370	1,53600	2,05733

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 10 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 2

Δy E1(mm)	Δy E2(mm)	Δy E3(mm)	Δy E4(mm)	$\Delta y Emédia$ (mm)
0,33876	0,24574	0,25343	0,19139	0,25733
0,67752	0,49147	0,50687	0,38279	0,51466
1,01630	0,73721	0,76030	0,57418	0,77200
1,35500	0,98295	1,01370	0,76557	1,02931
1,69380	1,22870	1,26720	0,95696	1,28667
2,03260	1,47440	1,52060	1,14840	1,54400
2,37130	1,72020	1,77400	1,33970	1,80130
2,71010	1,96590	2,02750	1,53110	2,05865

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para cálculo da rigidez torcional, utilizando a equação de rigidez, obtêm-se os valores apresentados:

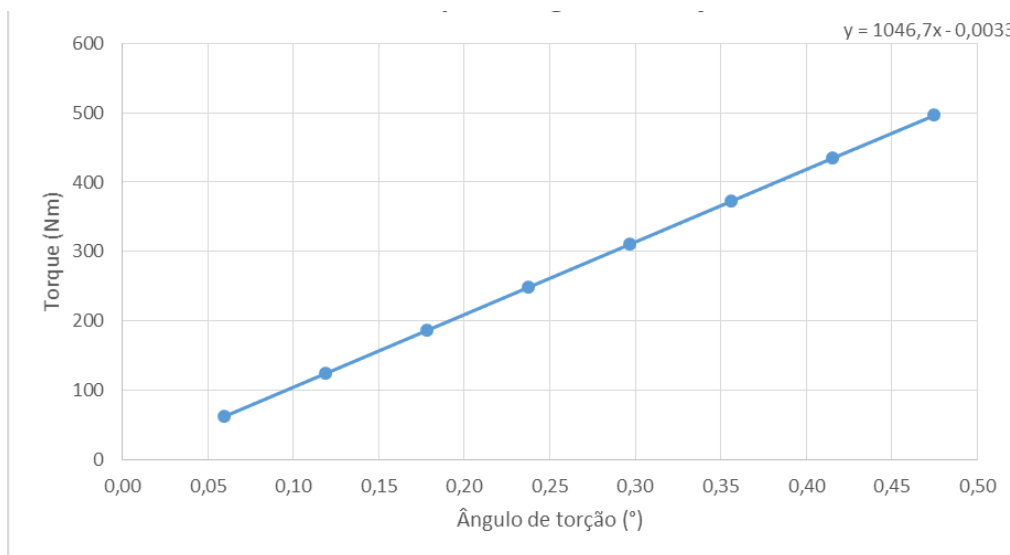
Tabela 11 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 2

Força (N)	Torque (Nm)	Δy Dmédia(mm)	Δy Emédia(mm)	Δy média(mm)	Ângulo de torção (°)	Rigidez torcional (Nm/°)
250	62,10	0,25717	0,25733	0,25725	0,05933	1046,66
500	124,21	0,51433	0,51466	0,51450	0,11867	1046,65
750	186,31	0,77150	0,77200	0,77175	0,17800	1046,65
1000	248,41	1,02867	1,02931	1,02899	0,23733	1046,67
1250	310,51	1,28582	1,28667	1,28624	0,29667	1046,66
1500	372,62	1,54300	1,54400	1,54350	0,35600	1046,66
1750	434,72	1,80018	1,80130	1,80074	0,41533	1046,67
2000	496,82	2,05733	2,05865	2,05799	0,47466	1046,68

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Plotando os resultados no gráfico da figura 30 para identificação da tendência, temos:

Figura 30 - Gráfico torque x ângulo de torção



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Assim, a equação que mostra essa tendência pode ser escrita como:

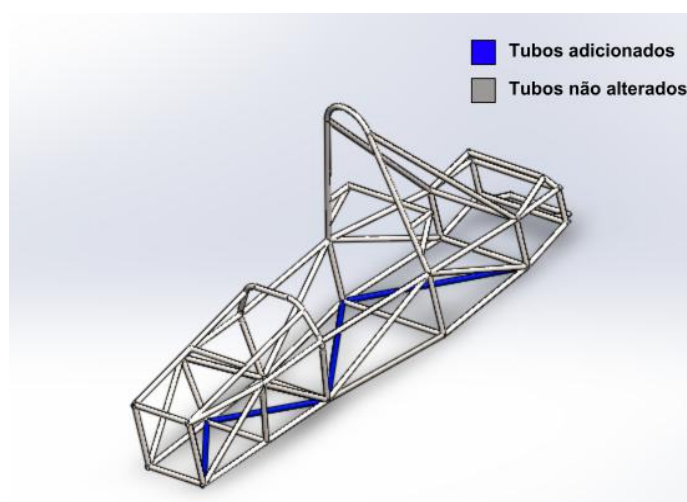
$$y = 1046,7 \theta - 0,0033$$

E a Rigidez Torcional calculada é da ordem de 1046 N.m/°.

5.3.3 Opção 3

No chassi original, há grandes aberturas no assoalho, como no espaço do cockpit e na área destinada ao motor e baterias. Assim como na Opção 2, essas aberturas, sem a presença de barras diagonais, facilitam a torção do chassi. Com a adição dessas barras diagonais na figura 31, prevê-se um aumento significativo na resistência à torção ao longo de todo o eixo longitudinal do chassi.

Figura 31 - Chassi com modificação 3



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Repetindo os processos das outras simulações tem-se os valores $\Delta_y D_{média}$ e $\Delta_y E_{média}$, que são calculados como a média aritmética dos deslocamentos registrados no lado direito e esquerdo do chassi:

Tabela 12 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 3

CARGAS (N)	Δy D1(mm)	Δy D2(mm)	Δy D3(mm)	Δy D4(mm)	Δy Dmédia(mm)
250	0,34406	0,24561	0,25788	0,19484	0,26060
500	0,68812	0,49122	0,51576	0,38968	0,52120
750	1,03220	0,73682	0,77364	0,58452	0,78180
1000	1,37620	0,98243	1,03150	0,77936	1,04237
1250	1,72030	1,22800	1,28940	0,97420	1,30298
1500	2,06440	1,47360	1,54730	1,16900	1,56358
1750	2,40840	1,71930	1,80520	1,36390	1,82420
2000	2,75250	1,96490	2,06300	1,55870	2,08478

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 13 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi modificado 3

CARGAS (N)	Δy E1(mm)	Δy E2(mm)	Δy E3(mm)	Δy E4(mm)	Δy Emédia(mm)
250	0,19484	0,21732	0,21972	0,16629	0,19954
500	0,61422	0,43465	0,43943	0,33258	0,45522
750	0,92133	0,65197	0,65915	0,49887	0,68283
1000	1,22840	0,86930	0,87886	0,66515	0,91043
1250	1,53560	1,08660	1,09860	0,83144	1,13806
1500	1,84270	1,30390	1,31830	0,99773	1,36566
1750	2,14980	1,52130	1,53800	1,16400	1,59328
2000	2,45690	1,73860	1,75770	1,33030	1,82088

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para cálculo da rigidez torcional, utilizando a equação de rigidez, obtêm-se os valores apresentados:

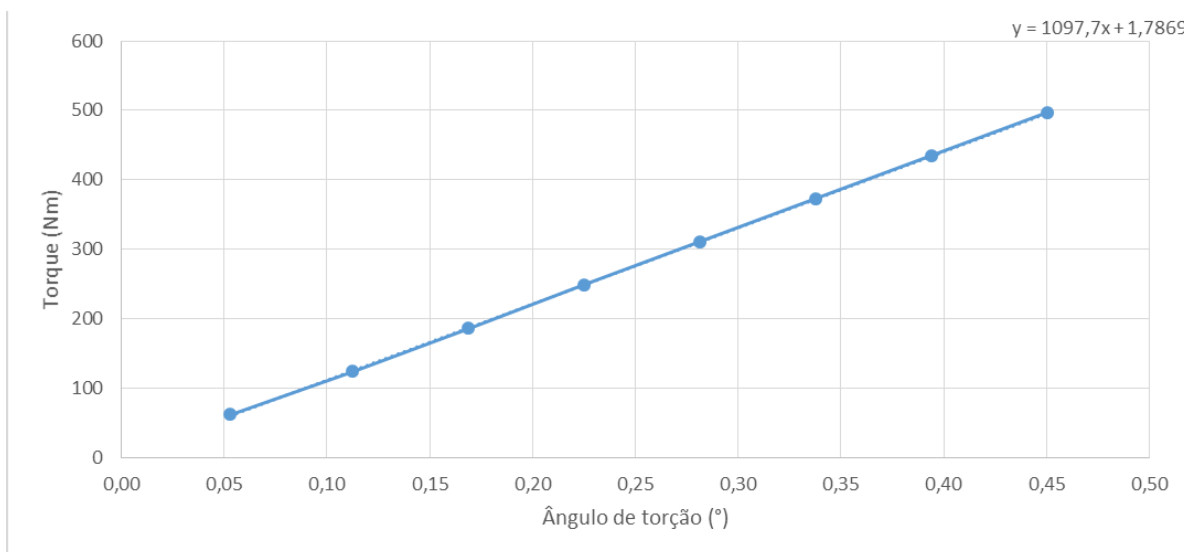
Tabela 14 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 3

Força (N)	Torque (Nm)	Δy Dmédia(mm)	Δy Emédia(mm)	Δy média(mm)	Ângulo de torção (°)	Rigidez torcional (Nm/°)
250	62,10	0,26060	0,19954	0,23007	0,05307	1170,30
500	124,21	0,52120	0,45522	0,48821	0,11260	1103,02
750	186,31	0,78180	0,68283	0,73231	0,16891	1103,02
1000	248,41	1,04237	0,91043	0,97640	0,22521	1103,04
1250	310,51	1,30298	1,13806	1,22052	0,28151	1103,02
1500	372,62	1,56358	1,36566	1,46462	0,33781	1103,03
1750	434,72	1,82420	1,59328	1,70874	0,39411	1103,02
2000	496,82	2,08478	1,82088	1,95283	0,45041	1103,04

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Plotando os resultados no gráfico da figura 32 para identificação da tendência, temos:

Figura 32 - Gráfico torque x ângulo de torção



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Assim, a equação que mostra essa tendência pode ser escrita como:

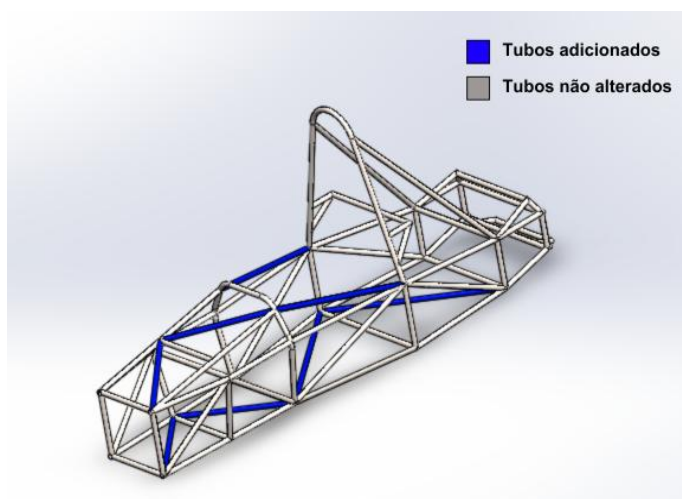
$$y = 1097,7 \theta + 1,7869$$

E a Rigidez Torcional calculada é da ordem de 1097 N.m/°.

5.3.4 Opção 4

Diante dos resultados obtidos nas simulações anteriores, pode-se perceber um aumento da rigidez torcional em relação ao chassi original. Porém o aumento pode ser bem mais elevado se somadas as restrições a torção causadas pelas três modificações. Assim, na figura 33 foi considerada a adição da modificação da opção 1, opção 2 e opção 3. Buscando potencializar os resultados anteriores.

Figura 33 - Chassi com modificação 4



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Repetindo os processos das outras simulações tem-se os valores $\Delta_y D_{média}$ e $\Delta_y E_{média}$, que são calculados como a média aritmética dos deslocamentos registrados no lado direito e esquerdo do chassi:

Tabela 15 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado direito do chassi modificado 4

CARGAS (N)	Δ_y D1(mm)	Δ_y D2(mm)	Δ_y D3(mm)	Δ_y D4(mm)	Δ_y Dmédia(mm)
250	0,10175	0,07782	0,08303	0,06463	0,08181
500	0,20350	0,15564	0,16607	0,16607	0,17282
750	0,30526	0,23346	0,24910	0,19389	0,24543
1000	0,40701	0,31128	0,33214	0,25852	0,32724
1250	0,50876	0,38910	0,41517	0,32316	0,40905
1500	0,61051	0,46692	0,49821	0,38779	0,49086
1750	0,71227	0,54474	0,58124	0,45242	0,57267
2000	0,81402	0,62256	0,66428	0,51705	0,65448

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Tabela 16 - Deslocamentos registrados pelas sondas do lado esquerdo do chassi modificado 4

CARGAS (N)	Δ_y E1(mm)	Δ_y E2(mm)	Δ_y E3(mm)	Δ_y E4(mm)	Δ_y Emédia(mm)
250	0,09881	0,07630	0,08030	0,06137	0,07920
500	0,19761	0,15260	0,16061	0,12274	0,15839
750	0,29642	0,22890	0,24091	0,18412	0,23759
1000	0,39522	0,30520	0,32121	0,24549	0,31678
1250	0,49403	0,38150	0,40152	0,30686	0,39598
1500	0,59283	0,45780	0,48182	0,36823	0,47517
1750	0,69164	0,53410	0,56212	0,42960	0,55437
2000	0,79044	0,61040	0,64243	0,49098	0,63356

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Para cálculo da rigidez torcional, utilizando a equação de rigidez, obtêm-se os valores apresentados:

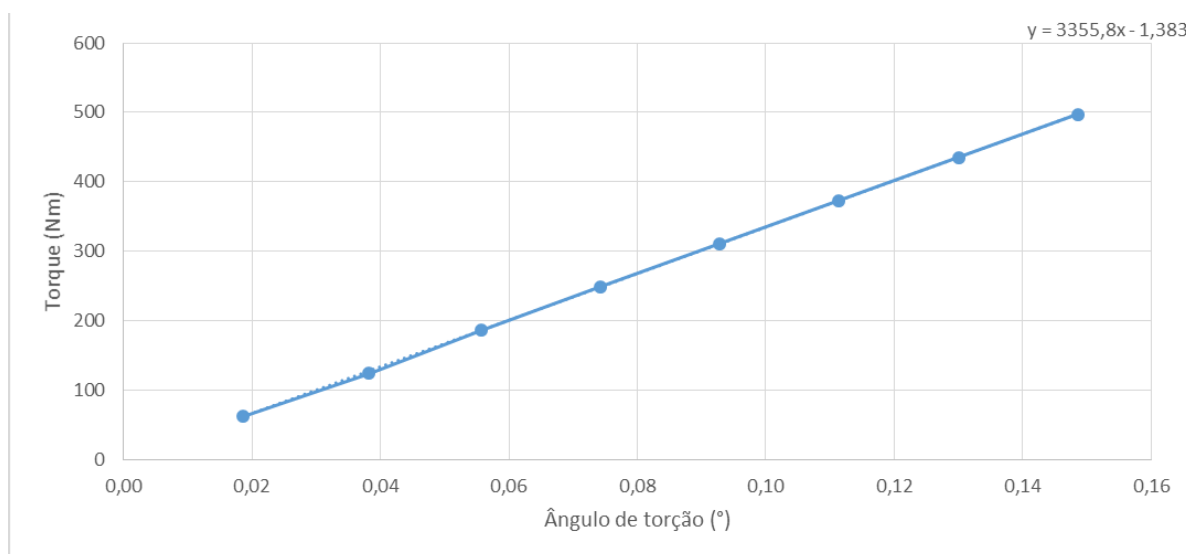
Tabela 17 - Resultados encontrados para rigidez torcional aplicando diferentes forças no chassi modificado 4

Força (N)	Torque (Nm)	Δy Dmédia(mm)	Δy Emédia(mm)	Δy média(mm)	Ângulo de torção (°)	Rigidez torcional (Nm/°)
250	62,10	0,08181	0,07920	0,08050	0,01857	3344,64
500	124,21	0,17282	0,15839	0,16561	0,03820	3251,71
750	186,31	0,24543	0,23759	0,24151	0,05570	3344,62
1000	248,41	0,32724	0,31678	0,32201	0,07427	3344,63
1250	310,51	0,40905	0,39598	0,40251	0,09284	3344,62
1500	372,62	0,49086	0,47517	0,48301	0,11141	3344,63
1750	434,72	0,57267	0,55437	0,56352	0,12997	3344,63
2000	496,82	0,65448	0,63356	0,64402	0,14854	3344,62

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Plotando os resultados no gráfico da figura 34 para identificação da tendência, temos:

Figura 34 - Gráfico torque x ângulo de torção



Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Assim, a equação que mostra essa tendência pode ser escrita como:

$$y = 3355,8 \theta - 1,383$$

E a Rigidez Torcional calculada é da ordem de 3355 N.m/°.

5.3.5 Comparativo Das Opções

Após a simulação das quatro geometrias disponíveis, os resultados gerais foram compilados e estão apresentados na Tabela 18. Além dos resultados, também são exibidos os valores de massa correspondentes a cada geometria, obtidos através do SolidWorks.

Tabela 18 - Comparativo dos resultados obtidos

Geometria	Rigidez	
	Torcional (Nm/°)	Massa (kg)
Original	831,2	37,14
Opção 1	1190,4	38,31
Opção 2	1046,7	38,16
Opção 3	1097,7	39,71
Opção 4	3355,8	42,02

Fonte: Elaborada pelo próprio autor

Observa-se que as opções 1, 2 e 3, quando implementadas, resultaram em valores similares, com um aumento de massa entre 1 e 2 kg e uma elevação média de 33% na rigidez torcional.

Já a Opção 4, que combina as modificações 1, 2 e 3, apresentou um aumento de massa de aproximadamente 5 kg. O ganho na rigidez foi expressivo, passando de 831 Nm/° na geometria original para 3355 Nm/°, representando um aumento de 303%, evidenciando-se como uma melhoria extremamente valiosa.

Comparando com os valores apresentados na Tabela 1 por Barbosa (2015), onde a rigidez torcional de um veículo fórmula varia entre 300 à 3000 Nm/°, o valor da Opção 4 supera o limite superior, tornando-se uma excelente escolha para modificação.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho se destaca pela contribuição significativa ao campo da engenharia automotiva, especialmente no que tange à análise e otimização de chassis veiculares.

As simulações de rigidez torcional realizadas ao longo deste estudo comprovam a eficácia dos métodos computacionais na identificação e correção de potenciais falhas estruturais ainda na fase de projeto. Por meio da análise comparativa entre chassis deformados e modelos otimizados, foi possível identificar pontos críticos de torção. A implementação de elementos estruturais adicionais, como treliças, demonstrou ser eficaz na redistribuição das forças e na redução da deflexão, resultando em um aumento substancial da rigidez estrutural, tendo um aumento de 303% na rigidez torcional, com aumento de massa de 5 kg no modelo 4.

A utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF) e do software ANSYS Mechanical foi crucial para a obtenção de resultados rápidos, eliminando a necessidade de prototipagem física no primeiro momento, consequentemente, reduzindo custos e tempo de desenvolvimento. Porém é necessário salientar que os valores encontrados precisam de validação e podem ser diferentes dos simulados, ainda assim, a simulação se mostra como uma ferramenta para encurtar o caminho dos erros e otimizar antes mesmo de colocar à prova fisicamente.

Em suma, este trabalho demonstra a importância e a viabilidade da análise estrutural computacional na engenharia automotiva, destacando-se como uma ferramenta indispensável para o desenvolvimento de projetos mais eficientes e seguros.

REFERÊNCIAS

ADAMS, Herb. **Chassis Engineering**. 1. ed. New York: HP Books, 1993.

ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. 15. ed. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2013. Disponível em:
https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_thry/ans_thry.html.
 Acesso em: 10 fev. 2023.

BARBOSA, Luis. **Avaliação da rigidez torcional do chassi de um protótipo Baja SAE através do método de elementos finitos e de ensaio experimental**. 2015. 95 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista (UNESP), Guaratinguetá, 2015. Disponível em:
<https://repositorio.unesp.br/entities/publication/f95ff839-22af-4c8f-aef2-07756add68c6>. Acesso em: 10 jun. 2023.

BATHE, Klaus-Jürgen. **Finite element procedures**. 2. ed. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1996.

COOK, Robert Davis. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4. ed. New York: Wiley, 2001. ISBN 0471356050.

DANIELSSON, O.; COCAÑA, A. G. **Influence of body stiffness on vehicle dynamics characteristics in passenger cars**. 2015. Dissertação (Mestrado em Automotive Engineering) – Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Göteborg, 2015. Disponível em:
<https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/219391/219391.pdf>. Acesso em: 10 maio 2023.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1. ed. Warrendale: SAE International, 1992.

HUTTON, D. V. **Fundamentals of finite element analysis**. 1. ed. New York: McGraw-Hill, 2004.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race car vehicle dynamics**. 1. ed. Warrendale: SAE International, 2003.

NIKISHKOV, G. P. **Introduction to the finite element method**. 1. ed. Aizuwakamatsu: University of Aizu, 2004.

OLIVEIRA, F. C. G. **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica**. 2007. 130f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007. Disponível em:
<https://repositorio.ufu.br/handle/123456789/14872>. Acesso em: 10 Abr. 2023.

PAWLOWSKI, J. **Vehicle body engineering**. 1. ed. London: Business Books, 1981.

PUHN, F. **How to make your car handle**. 1. ed. [S.I.]: HP Books, 1976.

SAE INTERNATIONAL. **Formula SAE: rules 2023**. [S.I.]: SAE International, 2023. Disponível em: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=96d652ca-a506-444e-917a-dbf695321ab3>. Acesso em: 10 Out. 2023.

SAMPÒ, Enrico. **Vehicle chassis and vehicle dynamics: modelling chassis flexibility in vehicle dynamics simulation**. 2011. 185 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculty of Engineering and Physical Sciences, University of Surrey, Guildford, 2011. Disponível em: <https://files01.core.ac.uk/download/40016631.pdf>. Acesso em: 23 ago. 2023.

SEWARD, Derek. **Race car design**. 1. ed. [S.I.]: Red Globe Press, 2015.

SINGH, R. P. Structural performance analysis of Formula SAE car. **Jurnal Mekanikal**, [S.I.], n. 31, p. 46–61, dez. 2010. Disponível em: <https://mech.utm.my/mech/wp-content/uploads/2017/01/5STRUCTURAL-PERFORMANCE-ANALYSIS-OF-FORMULA-SAE-CAR.pdf>. Acesso em: 10 jun. 2023.

SOLIDWORKS. **SolidWorks Help**. 2022. Documento eletrônico. Disponível em: https://help.solidworks.com/2022/Portuguese-brazilian/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm. Acesso em: 15 fev. 2023.

VENÂNCIO, N. F. **Projeto do chassi de uma viatura de fórmula**. 2013. 83f. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) – Universidade do Porto, Porto, 2013. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/143396156.pdf>. Acesso em: 15 Jul. 2023.

WEISS, Gabriel Hecker Evangelho. **Análise computacional e experimental de rigidez à torção de um chassi de fórmula SAE**. 2016. 85f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: <https://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10016923.pdf>. Acesso em: 23 ago. 2023.

ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L. **The finite element method: the basis**. 5. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.