

GABRIEL HENRIQUE TEODORO SOUSA

**ANÁLISE ESTRUTURAL E MODAL DE CHASSI DE VEÍCULO  
BAJA SAE UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS  
FINITOS**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2025

GABRIEL HENRIQUE TEODORO SOUSA

**ANÁLISE ESTRUTURAL E MODAL DE CHASSI DE VEÍCULO  
BAJA SAE UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS  
FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à Universidade Federal de  
Uberlândia como requisito parcial para a  
obtenção do título de graduado em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Humberto de  
Oliveira Filho.

Uberlândia – MG

2025

# **ANÁLISE ESTRUTURAL E MODAL DE UM CHASSI DE PROTÓTIPO BAJA SAE UTILIZANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à Universidade Federal de  
Uberlândia como requisito parcial para a  
obtenção do título de graduado em  
Engenharia Mecânica.

## **BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Ricardo Humberto de Oliveira Filho

Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Pedro Pio Rosa Nishida

Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Tobias Anderson Guimarães

Universidade Federal do Triângulo Mineiro

Uberlândia – MG

2025

## AGRADECIMENTOS

Inicialmente agradeço aos meus pais, Heloísa e Marcelo, pelo amor, pela criação e pelo reconforto em todos os momentos difíceis mesmo que de formas totalmente distintas. Agradeço às minhas tias, Marcinha, Martinha e Rô (*in memoriam*) e ao meu padrinho, Carlinhos, pelo apoio e carinho. Agradeço também às minhas irmãs, Ana Cláudia e Marcela, por me guiarem através de grande parte da minha jornada e serem responsáveis por muito de quem sou hoje, além de acreditarem em mim muito mais que eu mesmo acredito.

Agradeço ao prof. Ricardo pela dedicação e paciência ao me orientar durante a elaboração deste trabalho.

Agradeço aos membros da Equipe Cerrado Baja, por contribuir tanto na minha formação como engenheiro, além de possibilitarem a realização deste trabalho.

Gostaria de agradecer, aos amigos que fiz durante a graduação: Gustavo, Pedro, Augusto e Fernanda por fazerem os momentos onerosos de campus Glória mais simples e divertidos; agradeço aos amigos de Pará de Minas: Adenilson, Henrique, Vinícius e Otávio pela amizade, pelas gargalhadas e pelo companheirismo. Agradeço especialmente ao Diogo e à Ana Gabriela por serem minha família em Uberlândia por grande parte da graduação.

À Milena, agradeço a compreensão, afeto e apoio.

Por fim, agradeço à Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de me graduar nesse programa.

## RESUMO

O programa Baja SAE é uma competição internacional de engenharia em que alunos de graduação, organizados em equipes, projetam e constroem protótipo *off-road* para competir entre si. Nesse âmbito, os principais parâmetros avaliados pelo programa são a segurança e o desempenho do veículo. Uma das áreas principais para garantia de *performance* nesses parâmetros é o desenvolvimento do chassi, que é o principal sistema de proteção ao piloto além de ser responsável pelo suporte aos outros componentes do veículo. Nesse contexto, o presente trabalho teve como principal objetivo a validação do novo chassi da Equipe Cerrado Baja por meio da avaliação das tensões e deslocamentos em situações de impactos laterais, frontais e de capotamento utilizando o método dos elementos finitos (MEF). Além disso, realizar a análise dos modos de vibrar da estrutura, também utilizando o método dos elementos finitos, para identificação de possíveis ocorrências de ressonância entre as fontes de vibração e o chassi. Com o auxílio do método dos elementos finitos, foi possível otimizar o chassi inicial de maneira que, em caso de acontecimento real das análises realizadas, a gaiola atendesse aos requisitos técnicos especificados pela literatura, com deslocamentos menores que a distância mínima ao piloto, garantindo a validação da gaiola. A análise modal da estrutura otimizada demonstrou que as primeiras frequências naturais estão acima da faixa de frequência da principal fonte de excitação do veículo de maneira que situações de ressonância se tornam improváveis de acontecer.

**Palavras-chave:** análise modal, análise estrutural, elementos finitos, Baja SAE.

## ABSTRACT

The Baja SAE program is an international engineering competition in which undergraduate students, organized into teams, design and build off-road prototypes to compete against each other. In this context, the program primarily evaluates the safety and performance of the vehicle. One of the key areas for ensuring performance in these parameters is the development of the chassis, which serves as the primary protection system for the driver and provides support for the vehicle's other components. In this context, the main objective of the present study was to validate the new chassis of the Baja Cerrado Team by assessing stresses and displacements under lateral, frontal, and rollover impact scenarios using the finite element method (FEM). Furthermore, a modal analysis of the structure was conducted, also employing the finite element method, to identify potential occurrences of resonance between vibration sources and the chassis. With the aid of the finite element method, it was possible to optimize the chassis so that, in real-life scenarios corresponding to the analyses performed, the roll cage meets the technical requirements specified in the literature, with displacements smaller than the minimum distance to the driver, thereby ensuring the validation of the roll cage. The modal analysis of the optimized structure demonstrated that the first natural frequencies are higher than the Frequency of the vehicle's main excitation source, making resonance scenarios unlikely to occur.

**Keywords:** modal analysis, structural analysis, finite elements, Baja SAE.

## LISTA DE FIGURAS

|                                                                                          |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 1</b> – Membros da Gaiola de Proteção .....                                    | 14 |
| <b>Figura 2</b> – Ilustração de malha de elementos finitos .....                         | 17 |
| <b>Figura 3</b> – Ilustração elemento de viga.....                                       | 18 |
| <b>Figura 4</b> – Desastre na ponte Tacoma Narrows .....                                 | 18 |
| <b>Figura 5</b> – Fluxograma da metodologia das análises. ....                           | 23 |
| <b>Figura 6</b> – Modelagem 3D do chassi da equipe Cerrado Baja. ....                    | 24 |
| <b>Figura 7</b> – Geometria em elementos de viga.....                                    | 27 |
| <b>Figura 8</b> – Análise de convergência de malha. ....                                 | 28 |
| <b>Figura 9</b> – Geometria malhada. ....                                                | 29 |
| <b>Figura 10</b> – Teste de impacto lateral oblíquo .....                                | 31 |
| <b>Figura 11</b> – Condições de contorno para impacto frontal. ....                      | 33 |
| <b>Figura 12</b> – Condições de contorno para impacto lateral. ....                      | 34 |
| <b>Figura 13</b> – Condições de contorno para capotamento.....                           | 35 |
| <b>Figura 14</b> – Modelo de viga teórica. ....                                          | 37 |
| <b>Figura 15</b> – Linha elástica para viga bi-apoiada sob carregamento distribuído..... | 37 |
| <b>Figura 16</b> – Deslocamento no tubo DLC .....                                        | 38 |
| <b>Figura 17</b> – Tensões de Von Mises para impacto frontal .....                       | 40 |
| <b>Figura 18</b> – Tensões de Von Mises para impacto lateral .....                       | 41 |
| <b>Figura 19</b> – Tensões de Von Mises para capotamento .....                           | 42 |
| <b>Figura 20</b> – Deslocamentos para capotamento .....                                  | 43 |
| <b>Figura 21</b> – Curva de potência do motor .....                                      | 44 |
| <b>Figura 22</b> – Curva de torque do motor.....                                         | 45 |
| <b>Figura 23</b> – Curva característica da CVT .....                                     | 45 |
| <b>Figura 24</b> – Mudanças no chassi.....                                               | 47 |
| <b>Figura 25</b> – Tensões de Von Mises para impacto frontal na geometria otimizada .... | 47 |
| <b>Figura 26</b> – Deslocamentos para impacto frontal na geometria otimizada. ....       | 48 |
| <b>Figura 27</b> – Tensões de Von Mises para impacto lateral na geometria otimizada .... | 49 |
| <b>Figura 28</b> – Deslocamentos para impacto lateral na geometria otimizada .....       | 50 |

## LISTA DE TABELAS

|                                                                                  |    |
|----------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tabela 1</b> – Detalhamento dos membros da gaiola de proteção .....           | 15 |
| <b>Tabela 2</b> – Parâmetros Geométricos dos tubos. ....                         | 24 |
| <b>Tabela 3</b> – Propriedades dos aços SAE 4130 e 1020.....                     | 25 |
| <b>Tabela 4</b> – Propriedades dos aços SAE 4130 e 1020.....                     | 26 |
| <b>Tabela 5</b> – Propriedades do aço SAE 4130. ....                             | 26 |
| <b>Tabela 6</b> – Massa dos componentes do protótipo.....                        | 30 |
| <b>Tabela 7</b> – Tempo de duração impacto. ....                                 | 32 |
| <b>Tabela 8</b> – Magnitudes das forças aplicadas ao modelo.....                 | 32 |
| <b>Tabela 9</b> – Frequências Naturais de Corpo Rígido .....                     | 39 |
| <b>Tabela 10</b> – Primeiras seis frequências naturais do chassi proposto.....   | 44 |
| <b>Tabela 11</b> – Primeiras seis frequências naturais do chassi otimizado ..... | 51 |

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

|               |                                                       |
|---------------|-------------------------------------------------------|
| SAE           | <i>Society of Automotive Engineers</i>                |
| MEF           | Método dos Elementos Finitos                          |
| ROPS          | <i>Roll Over Protection Structure</i>                 |
| RATBSB        | Regulamento Administrativo e Técnico Baja Sae Brasil  |
| CVT           | <i>Continuously Variable Transmission</i>             |
| CAD           | <i>Computer Aided Design</i>                          |
| FIA           | Federação Internacional do Automóvel                  |
| NHTSA         | <i>National Highway Traffic Safety Administration</i> |
| $\omega_n$    | Frequência natural                                    |
| $K$           | Rigidez equivalente do sistema                        |
| $m$           | Massa.                                                |
| $[M]$         | Matriz de massa                                       |
| $[K]$         | Matriz de rigidez                                     |
| $[C]$         | Matriz de amortecimento                               |
| $x(t)$        | Vetor de deslocamento                                 |
| $\dot{x}(t)$  | Vetor de velocidade                                   |
| $\ddot{x}(t)$ | Vetor aceleração                                      |
| $f(t)$        | Forças de excitação                                   |
| $\{F\}$       | Vetor de constantes complexas da força de excitação   |
| $\{X\}$       | Vetor de constantes complexas da resposta             |
| $f$           | Flecha causada pelo carregamento                      |
| $q$           | Carga distribuída                                     |

|     |                                                   |
|-----|---------------------------------------------------|
| $L$ | Comprimento da viga                               |
| $E$ | Módulo de elasticidade do material                |
| $I$ | Momento de inércia de área da secção transversal. |

# SUMÁRIO

|                                                                              |    |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1. INTRODUÇÃO .....                                                          | 9  |
| 1.1 Objetivo Geral .....                                                     | 11 |
| 1.2 Estrutura do Trabalho.....                                               | 12 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....                                                | 13 |
| 2.1 Chassi .....                                                             | 13 |
| 2.1.1. Chassis do tipo <i>spaceframe</i> .....                               | 15 |
| 2.2 Métodos dos Elementos Finitos .....                                      | 16 |
| 2.2.1. Elementos Finitos.....                                                | 17 |
| 2.3 Análise Modal .....                                                      | 18 |
| 2.4 Análise Estática .....                                                   | 21 |
| 3. METODOLOGIA.....                                                          | 23 |
| 3.1 Pré-processamento.....                                                   | 23 |
| 3.1.1. Preparação da geometria e geração da malha .....                      | 26 |
| 3.1.2. Condições de Contorno para Análises Estáticas.....                    | 29 |
| 3.1.3. Condições de Contorno para Análise Modal .....                        | 35 |
| 3.2 Validação de Modelo.....                                                 | 36 |
| 3.2.1. Validação de Modelo para Análise Estática.....                        | 36 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....                                              | 38 |
| 4.1 Resultados da Validação de Modelo .....                                  | 38 |
| 4.2 Análise Estática de Impacto Frontal, Impacto Lateral e Capotamento ..... | 40 |
| 4.3 Análise Modal .....                                                      | 43 |
| 4.4 Otimização da Geometria do Chassi.....                                   | 46 |
| 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....                       | 52 |
| 5.1 Conclusões .....                                                         | 52 |
| 5.2 Sugestões para trabalhos futuros .....                                   | 53 |

## 1. INTRODUÇÃO

O programa Baja, viabilizado pela SAE (*Society of Automotive Engineers*), tem o objetivo de fomentar a aplicação dos conhecimentos adquiridos no meio acadêmico por alunos de engenharia mediante a realização de eventos de competição. Na competição o protótipo de veículo fora de estrada é avaliado quanto segurança, o projeto, a aceleração, a velocidade e a resistência através de diversas provas (SAE, Programas estudantis, 2025).

Dentre as provas realizadas, ocorre o “enduro de resistência” como principal evento. Nele, os veículos devem completar voltas em uma pista de terreno acidentado, fora de estrada, com obstáculos, por até 4 horas (SAE Brasil, 2024). Por se tratar de uma prova de longa duração, com um número elevado de veículos simultâneos na pista, a ocorrência de acidentes é comum. Assim, a garantia de segurança do piloto é um aspecto fundamental na concepção do projeto.

A maneira e regularidade dos acidentes variam de acordo com as condições de pista no momento da prova, entretanto, é notório que a grande maioria dos acidentes ocorrem em saídas de curvas e nos obstáculos do tipo rampa, gerando acidentes do tipo capotamento, impacto frontal e impacto lateral.

O chassi é a estrutura utilizada em um veículo automotor para todos sustentar os componentes presentes, além de ser responsável por acomodar e proteger o piloto, dessa maneira faz-se necessário que ele apresente adequada capacidade de suportar esforços e tenha rigidez compatível (SEWARD, 2014). O chassi é considerado o principal sistema de proteção ao piloto quando ocorrem situações de impacto e capotamento (LOTTERMANN, 2014).

No contexto competitivo, o chassi deve possuir uma rigidez muito elevada e robustez superior, visto que um chassi pouco robusto compromete a fixação dos outros componentes, incluindo sistemas de segurança. Assim, os principais critérios para a qualidade de um chassi de competição são baixo peso, alta rigidez torcional e alta resistência a flexão (SEWARD, 2014).

Dentro do contexto de validação e análise de chassi de veículos para competições utilizando o método dos elementos finitos, alguns trabalhos podem ser destacados. Lottermann (2014), buscou propor uma formulação matemática para o caso de tombamento e capotamento de um chassi do tipo Baja SAE. Para isso, ele utilizou de normas internacionais para o teste de ROPS (*Roll Over Protection Structure*) para realizar validação numérica e experimental do chassi nos casos descritos. A validação numérica foi feita a partir de um modelo MEF baseado em elementos de casca e a aplicação de cargas pontuais no chassi de acordo com as determinações do protocolo Australiano. As mesmas cargas foram aplicadas na bancada de teste com a estrutura real, utilizando-se de pistões hidráulicos. O autor concluiu que, apesar de ocorrer uma discrepância significativa entre os resultados numéricos e experimentais, o chassi analisado era seguro.

Em seu trabalho, Cézar (2017) teve como objetivo a proposição de um modelo numérico com intuito de simular situações estáticas e dinâmicas num chassi do tipo mini-baja, para isso realizou simulações numéricas e testes experimentais correspondentes a fim de validar o modelo. O autor, utilizou do método dos elementos finitos com elementos do tipo viga para adquirir as 5 primeiras frequências naturais do chassi em diversas condições de contorno, além de fazer testes com cargas estáticas para obter os níveis de tensões. Para validar o seu modelo, utilizou-se de acelerômetros e extensômetros para instrumentar o carro e colher resultados experimentais. Ao final de seu trabalho, o autor concluiu que o modelo proposto é válido após apresentar boa coerência com os resultados experimentais, tanto nas análises dinâmicas quanto nas análises estáticas.

Rauber (2020), visou em seu trabalho realizar uma análise do chassi da equipe Baja Univates utilizando o método dos elementos finitos para realizar análises modais e simulações de colisões em cenários de impacto frontal e lateral. As simulações de colisões foram realizadas a partir de aplicações de cargas estáticas na estrutura, calculadas a partir da desaceleração utilizando os princípios da mecânica. A partir dos resultados das simulações, a autora modificou o chassi com intuito de aumentar a rigidez total, e em decorrência aumentar as primeiras frequências naturais. Ao final, ela concluiu que as simulações de colisão não resultaram em deformações plásticas na estrutura do veículo.

Andrade (2022), pretendeu validar o chassi da equipe SamaBaja, quanto a uma situação de impacto frontal e quanto à rigidez torcional fornecida por ele. O autor usou o método dos elementos finitos, com elementos de viga para discretização. Na simulação de impacto frontal também foi utilizada a aplicação de cargas estáticas para representar a colisão, entretanto essas foram calculadas por meio do teorema do impulso e quantidade de movimento, partindo das informações de massa, velocidade e tempo de impacto. A partir do resultado das simulações, o autor concluiu que o chassi da equipe SamaBaja necessitava de melhorias, e assim ele o fez. Após a otimização do chassi, o autor realizou novamente as simulações e concluiu que o chassi alcançou rigidez torcional suficiente e se mostrou seguro nas situações de impacto frontal.

Seguindo essa linha de raciocínio, este estudo pretende realizar a validação estrutural geral do chassi da equipe Cerrado Baja, através de análises estáticas que simulam situações críticas de colisões contra o chassi, além de uma análise modal. As análises serão realizadas utilizando o método dos elementos finitos, com elementos de viga para a discretização. Os cenários de colisões simulados serão os de impacto frontal, impacto lateral e capotamento e assim como no trabalho escrito por Andrade (2022) eles serão representados pela aplicação de cargas estáticas, calculadas pelo do teorema do impulso e quantidade de movimento a partir das informações de massa, velocidade e tempo de impacto, sendo o tempo de impacto um dos principais temas de discussão neste trabalho. Com os resultados aquisitados pelas simulações, espera-se tirar conclusões pertinentes sobre a segurança do chassi, a necessidade de modificações na geometria da estrutura e sobre a segurança do piloto num modo geral.

## **1.1 Objetivo Geral**

É importante salientar que, apesar de existirem requisitos mínimos de segurança requeridos pela SAE, a validação do projeto estrutural é de responsabilidade dos integrantes da equipe, de maneira que é indispensável a formulação de uma análise propícia de resistência estrutural do veículo em situações extremas.

Dessa maneira, o presente trabalho tem como objetivo geral a validação estrutural do chassi de um veículo do tipo baja SAE para a Equipe Cerrado Baja, utilizando o Método dos Elementos Finitos. Deste modo, serão avaliadas as tensões e deslocamentos resultantes das situações de impacto lateral, impacto frontal e capotamento. A simulação dessas situações se dará por meio da aplicação de uma força condizente com a conjuntura.

Ademais, será realizada uma análise modal no chassi, também pelo Método dos Elementos Finitos, com objetivo de obter as frequências naturais e os modos de vibrar da estrutura. A obtenção desses dados é muito importante para o projeto, uma vez que elas oferecem parâmetros para prever as possíveis ressonâncias presentes no chassi, de maneira a evitar danos à estrutura devido a ocorrência fadiga em provas mais longas, como a de enduro de resistência.

## **1.2 Estrutura do Trabalho**

O primeiro capítulo deste trabalho apresenta de maneira sucinta o programa Baja SAE, além de fundamentar as necessidades que levaram à escrita deste trabalho de conclusão de curso e os objetivos esperados após a conclusão do trabalho.

O capítulo revisão bibliográfica discorre sobre os principais aspectos teóricos relativos aos dos chassis do tipo *spaceframe*, bem como conceitos necessários para o entendimento das análises realizadas via o Método dos Elementos Finitos.

O terceiro capítulo inicia-se evidenciando as características construtivas do chassi a ser analisado. Em seguida a metodologia para realização das análises é apresentada, indicando as condições de contorno utilizadas para as análises estática e modal.

O capítulo 4 propõe-se a fazer uma reflexão sobre os resultados encontrados nas análises, com intuito de tirar conclusões sobre as simulações realizadas e sobre a necessidade de mudanças na geometria proposta inicialmente. A seguir, é apresentada a geometria alterada, e os resultados das simulações referentes ao novo modelo.

No capítulo 5 são descritas as conclusões, mostrando os principais resultados alcançados, além das deficiências encontradas e as sugestões para trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo tem como objetivo desenvolver o embasamento teórico que norteará a análise, com o intuito de facilitar o entendimento e apoiar as conclusões. Dessa forma, serão apresentados: o tipo de chassi de um veículo baja SAE, a formulação do Método dos Elementos Finitos, da análise modal e das análises estáticas.

### 2.1 Chassi

O projeto de chassis para veículos do tipo Baja SAE é indiscutivelmente vinculado aos requisitos mínimos propostos pela SAE no regulamento da competição. Esse documento define que a estrutura do chassi deve ser fabricada em aço tubular, com a exigência mínima dos membros que a compõem e restrições ao tamanho e ângulos entre os elementos da gaiola. As principais imposições feitas pela SAE Brasil (2024) se encontram a seguir:

- O protótipo não deve possuir mais que 1,62 m de largura no ponto mais largo e o comprimento máximo não deve passar de 2,74 m;
- O veículo deve acomodar condutores de todos os portes desde o percentil masculino 99% ao percentil feminino 1%;
- O chassi deve ser construído em aço tubular, com ao menos 0,18% de carbono em sua composição;
- O chassi deve ser construído por membros primários e secundários como mostrado na Figura 1.
- Os membros primários devem ter diâmetro externo de 25,4 mm e parede de 3,05 mm, ou um perfil de aço com rigidez à flexão e resistência à flexão superior ao do perfil citado anteriormente, com espessura de parede mínima de 1,57mm;
- Os membros secundários devem ter diâmetro externo mínimo de 25,4 mm e espessura de parede mínima de 0,89mm.

Na Figura 1 são destacados os membros da estrutura do chassi exigidos pela SAE.

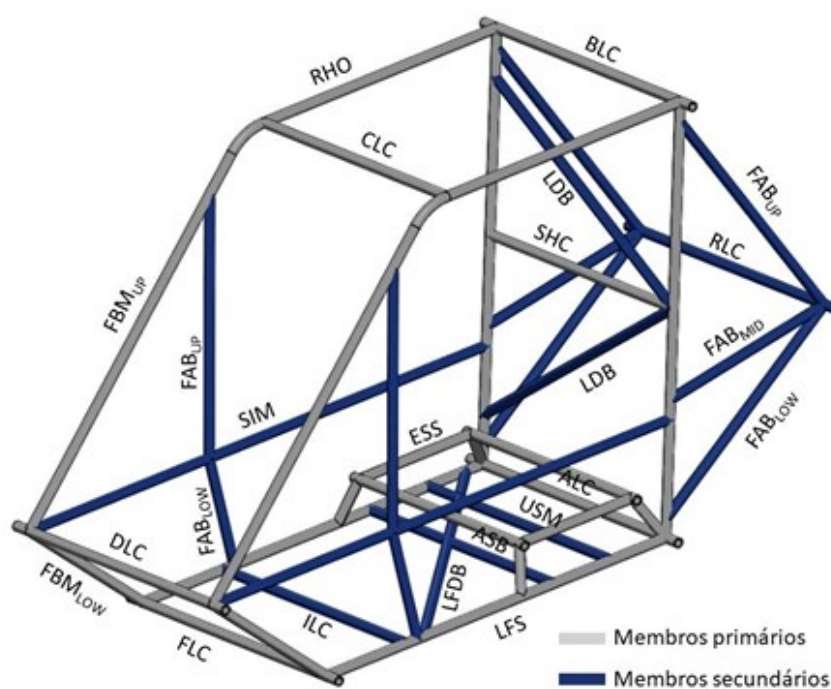


**Figura 1 – Membros da Gaiola de Proteção**

**Fonte:** SAE Brasil (2024)

Ademais, a Tabela 1 apresenta o detalhamento de cada membro exigido pela SAE na construção dos chassis de acordo com o RATBSB (Regulamento Administrativo e Técnico Baja Sae Brasil) Emenda 6.

**Tabela 1** – Detalhamento dos membros da gaiola de proteção

| <b>Sigla do Membro</b> | <b>Nome do Membro</b>                              | <b>Tipo de Membro</b> |
|------------------------|----------------------------------------------------|-----------------------|
| RRH                    | Membros do arco de rolamento traseiro (corta-fogo) | Primário              |
| RHO                    | Membros Superiores do Arco de Rolamento            | Primário              |
| FBM                    | Membros de Travamento Frontal                      | Primário              |
| ALC                    | Membro de Travessa Lateral Traseira                | Primário              |
| BLC                    | Membro de Travessa Lateral Sobre a Cabeça          | Primário              |
| FLC                    | Membro de Travessa Lateral Frontal                 | Primário              |
| CLC                    | Membro de Travessa Lateral Superior                | Primário              |
| DLC                    | Membro de Travessa Lateral do SIM                  | Primário              |
| LFS                    | Membros Laterais da Estrutura Inferior             | Primário              |
| SHC                    | Membro de Travessa Para Apoio de Ombros            | Primário              |
| ASB                    | Membro da Cinta Antissubmarina                     | Primário              |
| ESS                    | Membros de Suporte Para Assento levado             | Primário              |
| LDB                    | Travamento Lateral Diagonal                        | Secundário            |
| SIM                    | Membro de Impacto Lateral                          | Secundário            |
| FAB                    | Membros de Travamento (Dianteiro ou Traseiro)      | Secundário            |
| USM                    | Membro Sob o Assento.                              | Secundário            |
| LFDB                   | Travamento diagonal da Estrutura Inferior          | Secundário            |
| ILC                    | Membro de Travessa Lateral Médio                   | Secundário            |
| RLC                    | Membro de Travessa Lateral Traseiro                | Secundário            |

### 2.1.1. Chassi do tipo *spaceframe*.

Os chassis propostos pelo regulamento SAE, ilustrados pela Figura 1, configuram um tipo de chassi *spaceframe*. Um chassi verdadeiramente *spaceframe*, por definição, é uma estrutura completa em que todas as juntas podem ser flexíveis, sem que o chassi perca sua rigidez (Costin et al., 1965). Uma estrutura desse tipo é composta por perfis estruturais quadrados ou redondos, dispostos de maneira que sejam submetidos apenas à tração e compressão. Assim, implica-se que em cada nó deve haver a junção de ao menos três membros, formando um sistema treliçado (Seward, 2014).

No quesito construtivo, os chassis *spaceframe* são considerados simples e de baixo custo em termos de fabricação em escala moderada. A variedade de materiais que podem ser utilizados em sua construção aliado com a incomplexidade em sua construção fez com que esse tipo de estrutura sempre fosse associada ao esporte motorizado (Silva, 2014).

## **2.2 Método dos Elementos Finitos**

De acordo com Rade (2013), o método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica de análise numérica proposta à obtenção de soluções aproximadas de problemas regidos por equações diferenciais. Este método é de uso rotineiro em estudos de engenharia, ainda que inicialmente fosse desenvolvido para análises estruturais estáticas, hodiernamente é utilizado para resolução de problemas nas áreas de transferência de calor, eletromagnetismo e mecânica dos fluidos (Moaveni, 2015).

O MEF, pode ser entendido como um procedimento de discretização, que busca transformar um problema infinito-dimensional em um problema finito-dimensional, com um número finito de incógnitas. Esse processo acontece através da divisão do domínio sobre qual o problema é estudado, em várias regiões conectadas entre si conhecidas como elementos. Cada elemento é formado por um certo número de pontos, denominados nós. O conjunto de elementos utilizados na discretização é chamado de malha (Rade, 2013). O processo de geração de malha é uma das etapas mais importantes para a resolução de um problema utilizando o MEF, já que a precisão do resultado depende do tipo de malha utilizado, bem como a quantidade de elementos. Um exemplo de geração de malha está ilustrado pela Figura 2, que mostra a seção transversal de uma palheta de turbina, em que foram utilizados elementos de forma triangular, tendo, em cada vértice, um nó.

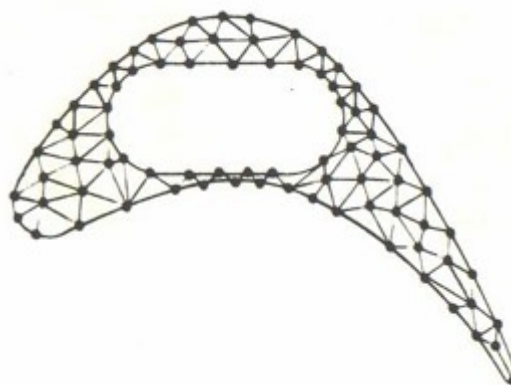


**Figura 2** – Ilustração de malha de elementos finitos

**Fonte:** Rade (2013)

Em cada região, ou elemento, o MEF estabelece o comportamento estimado, de maneira que as variáveis do problema em qualquer ponto da estrutura possam ser definidas em função das mesmas variáveis nos nós do elemento. Assim, a partir do somatório das contribuições de cada elemento, obtém-se um sistema de equações, do qual a solução permite conhecer o valor das incógnitas nos nós e com base nesses valores a solução intermediária pode ser calculada.

#### 2.2.1. Elementos Finitos

Para Oliveira (2007), a abordagem para solução de problemas estruturais deve ser realizada de maneira que os elementos da estrutura sejam definidos para que a solução apresentada nos nós tenha uma boa aproximação ao comportamento real da estrutura. As principais geometrias de elementos utilizadas para resolução desse tipo de problema são as do tipo sólido, do tipo casca ou de elementos de viga.

O elemento a ser utilizado nas análises propostas é o elemento do tipo viga, apresentado na figura 3, que pode ser entendido como uma linha com propriedades de secção transversal associadas, é um elemento unidimensional sem dimensões físicas nas direções normais ao comprimento, e são a escolha natural para estruturas compostas por elementos soldados em que o comprimento é significativamente maior que comparado às outras direções (Kurowski, 2015).

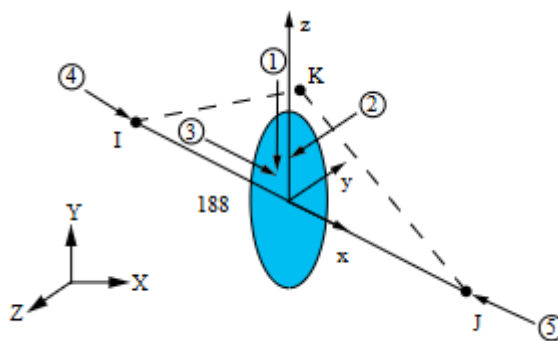


**Figura 3** – Ilustração elemento de viga

Fonte: ANSYS® (2025)

Eles possuem a capacidade de retratar situações em que ocorrem esforços de tração, compressão, flexão e torção. Baseado na formulação de viga de Timoshenko, ele inclui também os efeitos de deformação pela ação do cisalhamento. Além disso, o elemento possui seis graus de liberdade em cada nó: rotações em torno dos eixos  $x, y, z$  e translações na direção dos eixos  $x, y, z$ . (ANSYS®, 2025).

## 2.3 Análise Modal

O estudo do comportamento dinâmico de estruturas ganhou muita relevância com o acontecimento do desastre na ponte Tacoma Narrows, ilustrado pela Figura 4, em 7 de novembro de 1940. Nessa situação, a ponte colapsou em razão à vibração induzida pelo vento que fez com que a estrutura entrasse em ressonância.

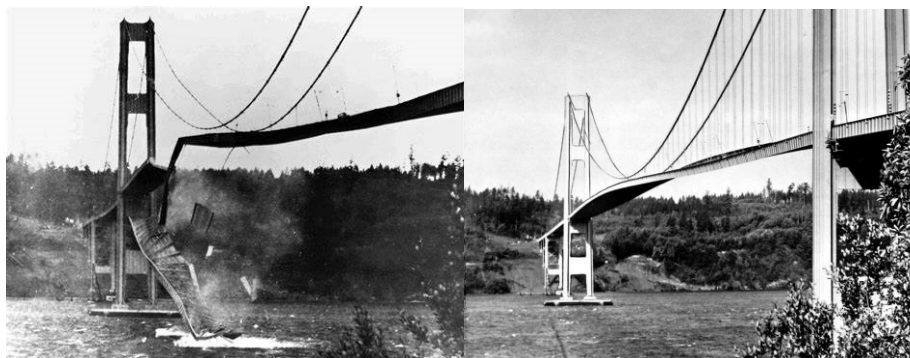


**Figura 4** – Desastre na ponte Tacoma Narrows

Fonte: Adaptado de Rao (2008).

A ressonância é um fenômeno descrito pela coincidência da frequência de excitação externa com a frequência natural de uma estrutura, gerando grandes deflexões (Rao, 2008). Nesse sentido, conhecer o comportamento dinâmico do chassi mediante a presença de excitações oscilatórias é fundamental para garantir segurança e conforto ao piloto, uma vez que elas podem ser transmitidas por componentes externos como o motor, a superfície da pista e a transmissão.

O entendimento de frequência natural em um sistema vem da oscilação de uma estrutura após uma excitação inicial. Caso após um distúrbio inicial a estrutura fique livre para oscilar, a frequência em que a estrutura oscilará é denominada com frequência natural. Essa frequência é diretamente influenciada pela rigidez e pela massa do sistema, como mostrado na Equação (1) (Rao, 2008).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (1)$$

onde:

$\omega_n$  – Frequência natural;

$K$  – Rigidez equivalente do sistema;

$m$  – Massa.

Uma das técnicas de definição dos parâmetros que regem os comportamentos dinâmicos de uma estrutura é a análise modal.

. Para um sistema com  $n$  graus de liberdade, as equações de movimento que governam o comportamento do mesmo são fornecidas por um conjunto de  $n$  equações diferenciais de segunda ordem ordinárias acopladas. A solução dessas equações acopladas se torna mais complexa à medida que o número de graus de liberdade aumenta. Na análise modal as equações de movimento são desacopladas através de uma transformação linear, levando a um sistema de equações diferenciais de segunda ordem independentes em que a solução dessas equações é equivalente à solução de  $n$  sistemas de um grau de liberdade (Rao, 2008).

As equações de movimento de um sistema com  $n$  graus de liberdade sob a ação de forças externas são dadas pela Equação (2):

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

onde:

$[M]$  - é a matriz de massa do sistema de ordem  $n$ ;

$[C]$  - é a matriz de amortecimento do sistema de ordem  $n$ ;

$[K]$  - é a matriz de rigidez do sistema de ordem  $n$ ;

$x(t)$  - é o vetor de deslocamento do sistema;

$\dot{x}(t)$  - é o vetor de velocidade do sistema;

$\ddot{x}(t)$  - é o vetor aceleração do sistema;

$f(t)$  - São as forças de excitação do sistema.

Para um sistema sem amortecimento, a Equação (3) se reduz a:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (3)$$

Ao assumir uma excitação do tipo  $\{f(t)\} = \{F\}e^{i\omega t}$  e solução de forma  $\{x(t)\} = \{X\}e^{i\omega t}$ , a equação do movimento pode ser representada pela Equação (4):

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\}e^{i\omega t} = \{F\}e^{i\omega t} \quad (4)$$

na qual:

$\omega$  - Frequência de oscilação da força;

$\{F\}$  - Vetor de constantes complexas da força de excitação;

$\{X\}$  - Vetor de constantes complexas da resposta.

Assim, tomando que as forças de excitação sejam nulas, a resposta do sistema pode ser obtida através da solução não trivial de um problema de autovalor ilustrado pela Equação (5).

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = 0 \quad (5)$$

A solução do problema de autovalor e autovetor associado gera os valores das  $n$  frequências naturais próprias  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$  e aos modos de vibrar correspondentes  $\{X_1\}, \{X_2\}, \dots, \{X_n\}$

## 2.4 Análise Estática

Em adição à análise modal, as análises estáticas são fundamentais para a corroboração da aptidão estrutural de uma estrutura qualquer. Esta maneira de análise consiste na determinação de deslocamentos e tensões na condição de carga estática.

Essas análises são divididas em dois tipos, sendo eles análise estática: linear e não linear. A variação entre as duas análises se dá devido ao tipo de material da estrutura analisada. Em análises estáticas lineares, o material do componente examinado segue os princípios da Lei de Hooke, que em sua formulação garante que a tensão seja diretamente proporcional à deformação, já em análises não-lineares o material não se encaixa nessa lei.

De acordo com Andrade (2022), a análise estática de uma estrutura se inicia definindo o tipo de componente estrutural, em seguida são definidas as propriedades relativas ao material do componente (coeficiente de Poisson, densidade, módulo de Young, etc.), geometria e disposição dos elementos analisados. Adiante, são definidas as condições de contorno pertinentes e daí são aplicadas as cargas na forma de força externa, forças inerciais e pressões.

Para a realização desse tipo de análise em chassis de veículos do tipo Baja SAE a fim de simular situações diversas de impacto, é necessário, inicialmente determinar as forças atuantes na estrutura em cada caso de análise. A determinação do módulo das forças atuantes pode ser realizada mediante aplicação do Teorema do Impulso e Quantidade de Movimento a partir do tempo de colisão em cada situação, como mostrado pela Equação (6).

$$F = \frac{m \cdot v}{\Delta t} \quad (6)$$

onde:

$F$  – Força do impacto em N;

$m$  – Massa do veículo em kg;

$v$  – Velocidade do veículo em m/s;

$\Delta t$  – Tempo de duração do impacto em s.

A análise estática realizada via MEF, tem sua equação representativa definida pela Equação (7):

$$\{F\} = [K] * \{x\} \quad (7)$$

onde:

$\{F\}$  - Vetor de forças aplicadas

$[K]$  - Matriz de rigidez global

$\{x\}$  - Vetor dos deslocamentos nodais

A matriz de rigidez global é obtida através do modelo geométrico em 3D do objeto a ser analisado. Assim, o cálculo dos deslocamentos nodais pode ser realizado computacionalmente isolando o vetor  $\{x\}$ , resolvendo o sistema de equações lineares ilustrado pela Equação (8):

$$\{x\} = [K]^{-1} * \{F\} \quad (8)$$

### 3. METODOLOGIA

Com o intuito de efetuar as análises necessárias para a validação do chassi de um veículo tipo Baja SAE faz-se indispensável seguir alguns estágios lógicos para o trabalho nos softwares de elementos finitos convencionais. Este método tem 3 principais estágios, pré-processamento, processamento e pós-processamento, como mostrado na Figura 5.

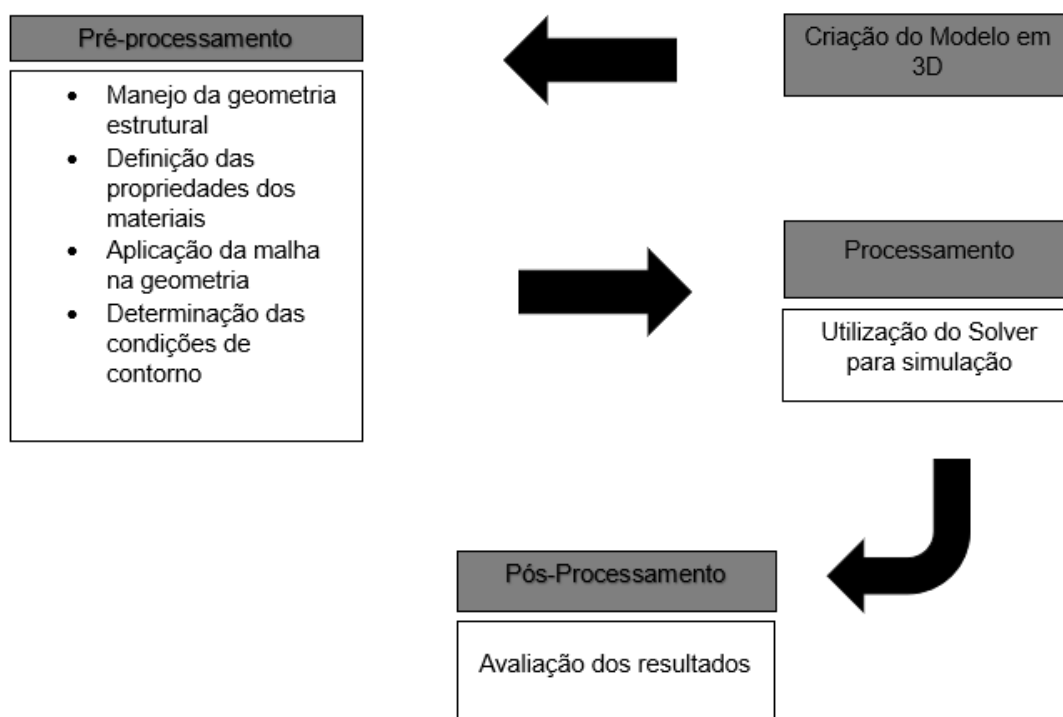


**Figura 5** – Fluxograma da metodologia das análises.

#### 3.1 Pré-processamento

Inicialmente, para a realização das análises citadas anteriormente é necessária a definição da forma geométrica do chassi por meio de um programa CAD (*Computer Aided Design*). Para isso, o modelo 3D do chassi foi elaborado utilizando o *Software SolidWorks® 2024*.

A concepção da geometria do chassi foi realizada seguindo os parâmetros e normas descritos pelo RATBSB em sua emenda 6 em conjunto com as demandas solicitadas pela Equipe Cerrado Baja. O modelo projetado no SolidWorks® 2024 pode ser visto na Figura 6.

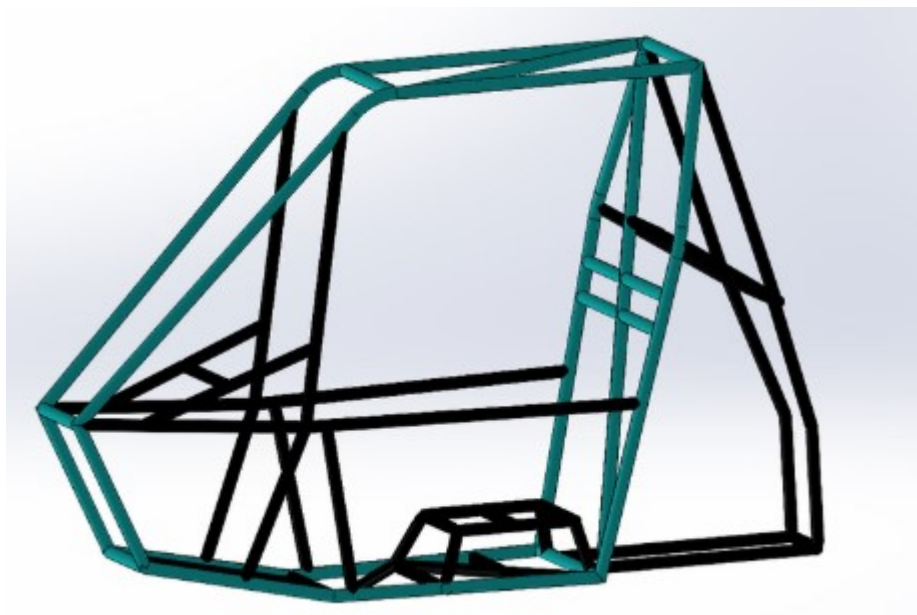


**Figura 6** – Modelagem 3D do chassi da equipe Cerrado Baja.

O modelo foi projetado com dois perfis de tubo diferentes de mesmo material, o aço SAE 4130. Na Figura 6, os tubos primários são representados pelos tubos de cor ciano, e os tubos secundários são os tubos de cor preta. As informações geométricas dos tubos pertinentes para realização da análise se encontram na Tabela 2.

**Tabela 2** – Parâmetros Geométricos dos tubos.

| Tipo de tubo | Diâmetro Externo [mm] | Diâmetro Interno [mm] | Momento de Inércia de Área [mm <sup>4</sup> ] | Momento Polar de Inércia [mm <sup>4</sup> ] |
|--------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Primário     | 31,75                 | 28,55                 | 17268,84                                      | 34537,68                                    |
| Secundário   | 25,40                 | 23,60                 | 5204,59                                       | 10409,17                                    |

A Tabela 3 mostra a comparação do aço SAE 4130 com o aço 1020, ratificando suas vantagens. Como pode ser observado, o aço SAE 4130 tem propriedades mecânicas superiores ao aço 1020, mantendo a proporção de massa por comprimento de tubo. Esses fatores possibilitam com que o protótipo tenha uma segurança equivalente a fornecida pelos perfis padrões de aço 1020, com uma massa menor.

**Tabela 3** – Propriedades dos aços SAE 4130 e 1020.

| <b>Propriedades</b>                     | <b>Aço SAE 4130</b> | <b>Aço SAE 1020</b> |
|-----------------------------------------|---------------------|---------------------|
| Limite de escoamento [MPa]              | 460,00              | 370,00              |
| Resistência à tração [MPa]              | 560,00              | 420,00              |
| Massa por metro de tubo primário [kg/m] | 1,19                | 1,19                |

**Fonte:** American Society For Metals (1983).

Os tubos primários utilizados para a construção do chassi da equipe Cerrado Baja não são aqueles definidos como padrões pelo RATBSB emenda 6. Dessa maneira, a equipe deve apresentar cálculos que demonstrem que a resistência e a rigidez à flexão sejam equivalentes aos requisitos mínimos apresentados pelo regulamento. A resistência a flexão é definida pela SAE pela Equação (9).

$$R_f = \frac{S_y * I}{c} \quad (9)$$

onde:

$R_f$  – Resistência à flexão;

$S_y$  – Tensão de escoamento do material;

$I$  – Momento de inércia de área da seção;

$c$  – Distância da linha neutra até a extremidade.

Já a rigidez à flexão é definida pelo RATBSB pela Equação (10).

$$K_f = E * I \quad (10)$$

onde:

$K_f$  – Rigidez à flexão

$E$  – Módulo de elasticidade (205 GPa para qualquer aço, no contexto do cálculo de equivalência).

$I$  – Momento de inércia de área da seção

Utilizando os dados fornecidos pelas Tabelas 2 e 3, e as Equações (9) e (10), é possível calcular os valores de resistência e rigidez à flexão para o perfil primário utilizado no protótipo da Equipe Cerrado Baja, e o também os valores de referência para esses parâmetros, como ilustra a Tabela 4.

**Tabela 4** – Propriedades dos aços SAE 4130 e 1020.

| Parâmetros                             | Perfil de referência | Perfil Utilizado |
|----------------------------------------|----------------------|------------------|
| Resistência à Flexão [N * m]           | 392,50               | 500,10           |
| Rigidez à Flexão [N * m <sup>2</sup> ] | 2761,70              | 3538,30          |

Ao analisar os dados da Tabela 4, certifica-se que o perfil primário escolhido pela Equipe Cerrado para a fabricação do chassi excede os limites mínimos de resistência e rigidez à flexão de acordo com os cálculos estipulados pela SAE.

Assim, as propriedades do aço SAE 4130 apresentadas na Tabela 5 foram definidas no *software* ANSYS®, como parte da etapa de pré-processamento.

**Tabela 5** – Propriedades do aço SAE 4130.

| Aço SAE 4130            |           |                   |
|-------------------------|-----------|-------------------|
| Propriedade Mecânica    | Magnitude | Unidade           |
| Densidade               | 7850,0    | Kg/m <sup>3</sup> |
| Módulo de Elasticidade  | 205,0     | GPa               |
| Coefficiente de Poisson | 0,3       | nda               |
| Alongamento Percentual  | 21,0      | %                 |

**Fonte:** American Society For Metals (1983).

### 3.1.1. Preparação da geometria e geração da malha

A partir da definição das propriedades do material no *software* ANSYS®, a preparação da geometria é necessária para realização das análises propostas. Nessa etapa, a modelagem 3D realizada no *SolidWorks*®, é importada ao ANSYS® e deve

passar por um processo de reparos e manipulação na geometria dentro do módulo *SpaceClaim* presente no *software*.

Neste módulo, foram extraídos elementos de viga a partir da geometria inicial, como mostrado na Figura 7. Numa simulação estrutural realizada a partir de um modelo 3D completo, o custo computacional necessário é bastante alto, de maneira que os computadores levam bastante tempo para concluir as análises, em virtude disso é utilizado o elemento de viga. Esse tipo de elemento fornece resultados que se aproximam bem das condições reais de carga, além de demandar menor capacidade de processamento computacional em relação aos elementos tridimensionais (Alves, 2012).

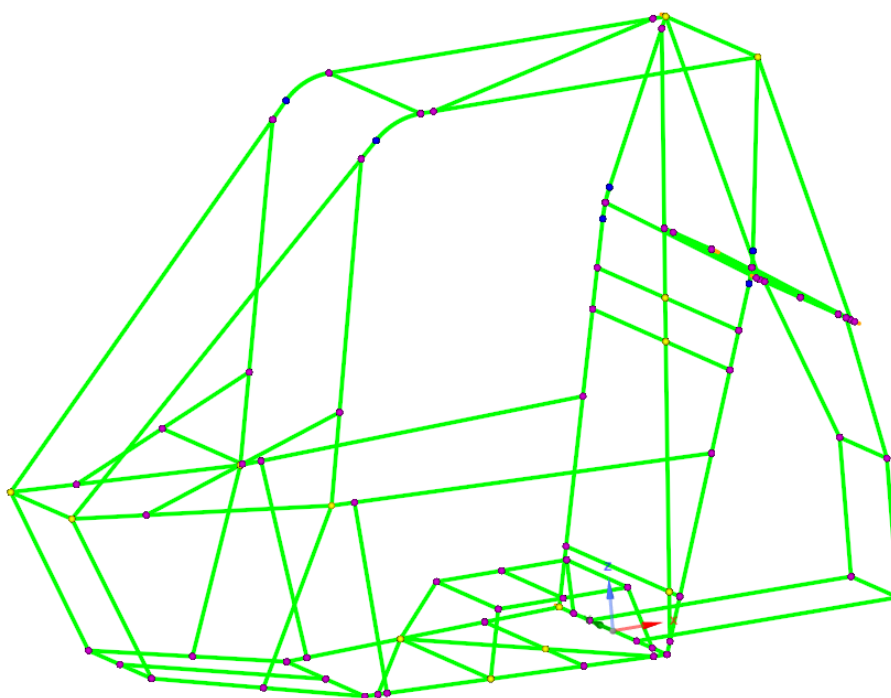


**Figura 7** – Geometria em elementos de viga

Ademais, foram definidas as propriedades geométricas dos tubos apresentados na Tabela 2, a cada um dos elementos de viga equivalentes na própria área de trabalho do módulo *SpaceClaim*.

Assim, o processo de geração de malha foi iniciado. Ao extrair os elementos de viga, a única informação faltante para o programa implementar a malha ao modelo é a definição do tamanho de cada elemento. Essa etapa é essencial para garantir a

aproximação dos resultados teóricos com o comportamento real da estrutura, o que levou à realização do processo de análise de convergência de malha. Para isso, foram realizadas sucessivas comparações entre a tensão equivalente de Von Mises, calculada na situação de impacto frontal no ponto de tensão máxima e o número de elementos presentes na malha, até que a magnitude das tensões convergisse, como apresentado na Figura 8.

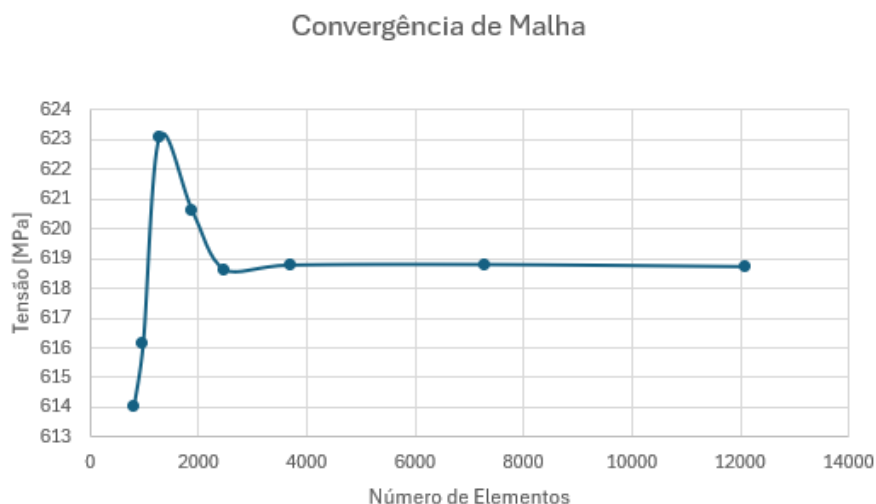


**Figura 8** – Análise de convergência de malha.

A análise da Figura 8 revela que a partir de aproximadamente 4000 elementos a tensão equivalente de Von Mises converge para 619,0 MPa, de maneira que o refino adicional no tamanho de elemento não causaria melhorias no erro apresentado pelo modelo. Desta forma, foi definida a geração de malha com aproximadamente 4300 elementos para as análises estáticas e a análise modal realizadas. Na geometria utilizada, a malha se apresenta, como na Figura 9.

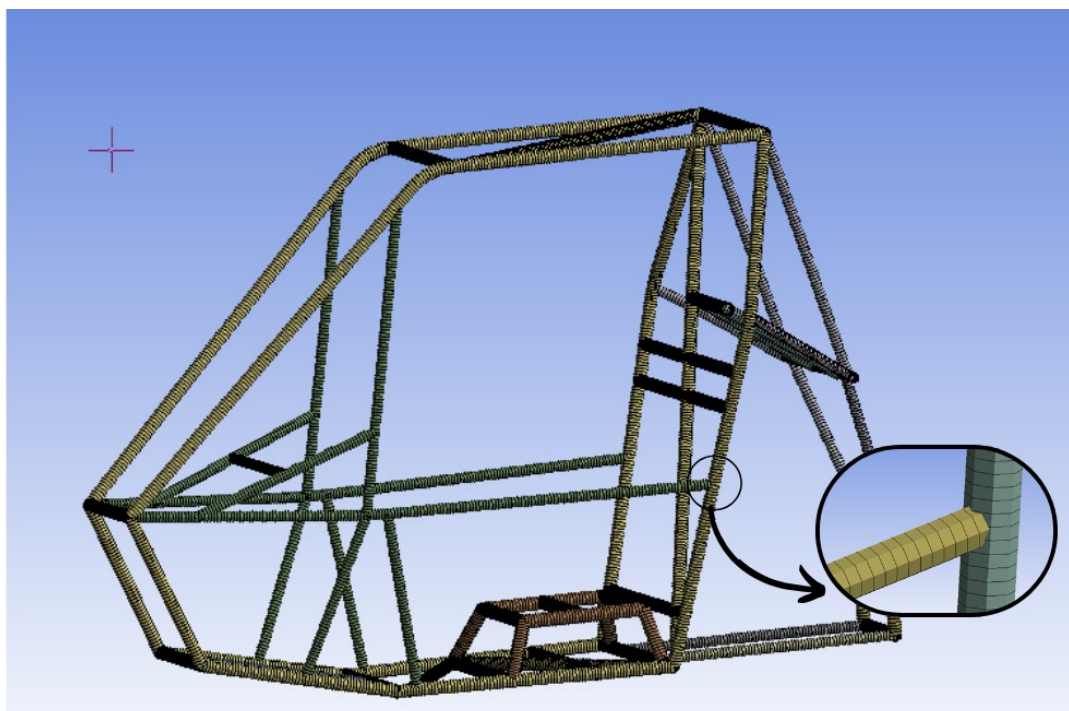


**Figura 9** – Geometria malhada.

### 3.1.2. Condições de Contorno para Análises Estáticas

A próxima etapa presente no Pré-processamento é a definição das condições de contorno, restrições e carregamentos que irão conduzir a simulação de cada um dos cenários de análise estática propostos.

No contexto dos impactos frontal e lateral, a definição da magnitude dos carregamentos a serem aplicados ao modelo foi efetuada a partir da estimativa do tempo de duração dos impactos, da velocidade do veículo no momento da batida e da massa do protótipo, de acordo com a Equação (6).

A magnitude de força aplicada no modelo para a simulação da situação de capotamento será definida por meio do modelo proposto por Shah (2021), em que a força atuante numa situação de capotamento superior corresponde a 25% da força calculada pelo impacto frontal

O protótipo atual da equipe Cerrado Baja tem como velocidade máxima atingida o valor de 45 km/h. Entretanto, durante as provas da competição baja, os veículos se mantêm numa velocidade média próxima aos 30 km/h (Andrade, 2022).

Os programas que oferecem certificação quanto a segurança veicular adotam valores distintos de velocidade em seus testes. A Latin NCAP, programa criado em 2010 pela Federação Internacional do Automóvel (FIA) para realizar teste de segurança na América Latina, adotou em seus testes de colisão frontal um impacto a 64 km/h contra uma barreira deformável descentrada, a fim de simular a colisão entre dois veículos a 56 km/h (Latin NCAP, 2021). Já o protocolo de teste sugerido pela Euro NCAP para certificação de carros europeus propõe a velocidade de impacto como 50 km/h  $\pm$  1km/h (Euro NCAP, 2024).

Para o cenário de teste de impacto lateral, a Latin NCAP se utiliza de uma barreira deformável montada num carrinho, que atinge uma velocidade de 50 km/h antes de impactar contra o veículo de teste num ângulo reto (Latin NCAP, 2021).

Dessa forma, buscando um equilíbrio entre a velocidade de impacto utilizada em testes de veículos tradicionais e a velocidade atingida pelos protótipos do tipo Baja SAE, foi adotada a velocidade de 40 km/h para estimar a força gerada pelos impactos.

Outro parâmetro a ser definido para o cálculo da intensidade do esforço a ser aplicado nas simulações é a massa do protótipo. Com o intuito de simular a massa total do carro e seus componentes junto ao piloto, foi realizado um levantamento de massa dos principais componentes do carro como mostrado pela Tabela 6. Para os componentes que não têm um valor de massa declarado pelo fabricante, e para os componentes fabricados pela equipe Cerrado, a estimativa de massa foi feita baseada em relatórios de projeto dos protótipos anteriores e pela atribuição das propriedades de massa do material dos modelos 3D confeccionados pela equipe.

**Tabela 6 – Massa dos componentes do protótipo.**

| <b>Componente</b>                          | <b>Massa Estimada [kg]</b> |
|--------------------------------------------|----------------------------|
| Chassi                                     | 40,0                       |
| Transmissão + CVT + Eixos Traseiros        | 30,0                       |
| Motor                                      | 28,0                       |
| Amortecedores                              | 6,0                        |
| Rodas + Pneus                              | 40,0                       |
| Sistema de freio + Componentes Eletrônicos | 8,0                        |
| Tanque de Combustível                      | 5,0                        |
| Sistema de direção + Eixos dianteiros      | 8,0                        |
| Banco + Piloto                             | 85,0                       |
| Total                                      | 250,0                      |

Assim, o último parâmetro a ser definido para o cálculo da magnitude das forças utilizadas nas simulações de impacto lateral e frontal é a duração destes impactos. Nesse sentido, segundo Huang (2002) a natureza dos impactos é influenciada diretamente por vários fatores como da massa, rigidez estrutural e amortecimento no local da batida.

Agaram et al. (2000), ao analisar os dados de *Crash-Pulse*, a curva de aceleração registrada em um veículo durante um teste de colisão, disponíveis no banco de dados da NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*) para testes de impacto frontal a 48 km/h, concluíram que a duração média do pulso é de 116 ms.

Haight et al. (2010), realizou um teste de impacto lateral oblíquo entre duas caminhonetes, com velocidade de impacto constatada em 62 Km/h. O veículo impactado estava posicionado em um ângulo de 60 graus em relação a parte frontal do veículo em movimento e o ponto de impacto primário foi a coluna B do veículo parado, como mostrado na Figura 10. A duração do *Crash-Pulse* registrada no experimento foi de aproximadamente 115 ms.

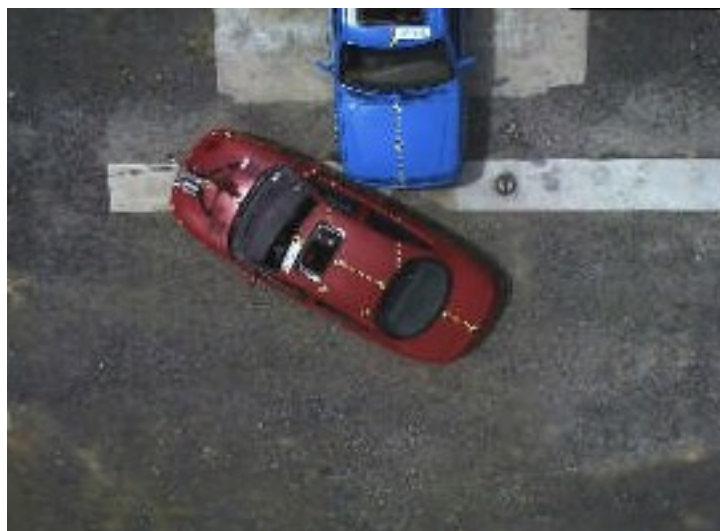


**Figura 10** – Teste de impacto lateral oblíquo

**Fonte:** Haight et al. (2010)

Durante a certificação do veículo T-Cross, fabricado pela Volkswagen do Brasil, pela empresa Latin NCAP, a duração dos impactos lateral e frontal contra

barreiras deformáveis foi medida pela empresa fabricante do carro. Neste teste, a duração do impacto frontal medido pela fabricante foi de 115 ms e a do impacto lateral foi de 60 ms. (Online, 2019.)

Wilson et al. (2012) executou nove testes de impacto lateral entre dois carros com o intuito de analisar a dinâmica de impacto veicular e comparar os seus resultados com aqueles obtidos em testes de barreira deformável móvel realizados pela NHTSA. Nesse estudo, foi constatado que a duração dos *crash-pulses* entre veículos foi em média mais que duas vezes maior que aqueles apresentados nos testes realizados pela NHTSA.

Levando em consideração que as simulações a serem realizadas buscam representar situações de impacto entre dois veículos, a constatação feita por Wilson et al. (2012) será aplicada, buscando corrigir os valores de duração de impacto decorrentes de testes de barreira deformável presentes na literatura. Desta forma, tomando os valores de duração medidos nos testes realizados no Volkswagen T-Cross e aplicando a correção para a situação de impacto lateral, o tempo de duração em cada caso de impacto é apresentado na Tabela 7.

**Tabela 7 – Tempo de duração impacto.**

| <b>Tipo de Impacto</b> | <b><math>\Delta t</math> [ms]</b> |
|------------------------|-----------------------------------|
| Frontal                | 115                               |
| Lateral                | 150                               |

Dessa forma, os parâmetros de força calculados pela equação (6) utilizados nas simulações são apresentados na Tabela 8.

**Tabela 8 – Magnitudes das forças aplicadas ao modelo.**

| <b>Situação de Impacto</b> | <b>Magnitude da força [N]</b> |
|----------------------------|-------------------------------|
| Impacto Frontal            | 24154,6                       |
| Impacto Lateral            | 18518,5                       |
| Capotamento                | 6038,5                        |

Com os parâmetros de força definidos, a próxima etapa é a definição das restrições nodais e os elementos em que as forças serão aplicadas no modelo. No contexto de impacto frontal, foi considerado o veículo atingido parado, sofrendo impacto no tubo a frente do chassi, o DLC. Quanto as restrições, os nós onde se encontram os pontos de fixação da suspensão traseira foram restringidos quanto a deslocamentos na 3 direções. A Figura 11 ilustra as condições de contorno para a análise de colisão frontal, sendo a barra destacada na cor vermelha a que receberá o impacto e os pontos destacados em preto e branco as regiões restringidas de maneira fixa.

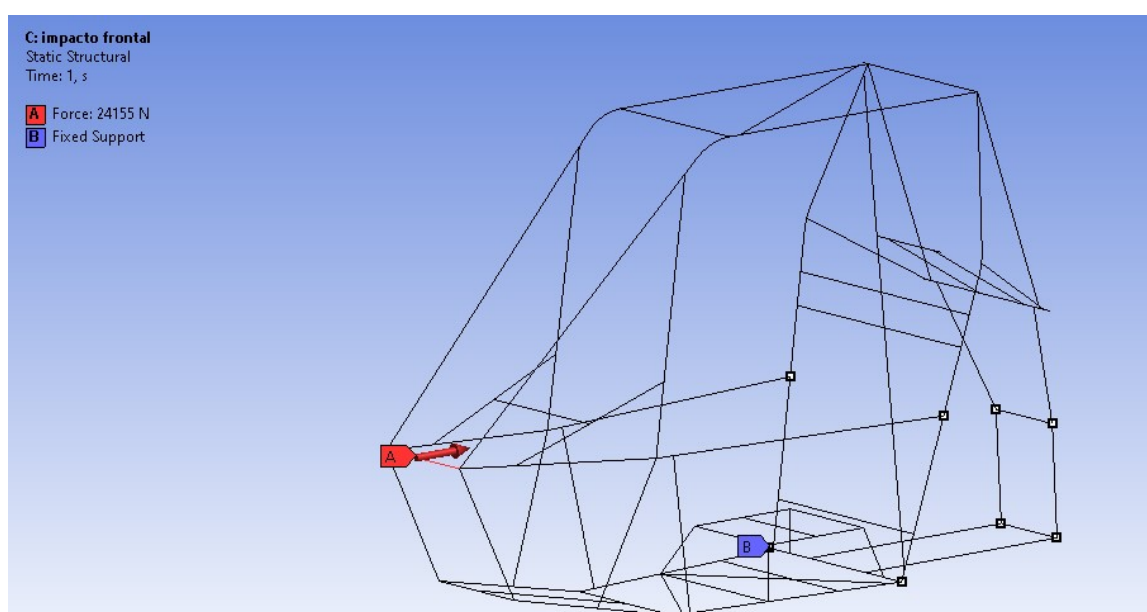


**Figura 11** – Condições de contorno para impacto frontal.

A simulação de impacto lateral busca demonstrar uma situação em que o veículo atingido está parado, e é impactado nos tubos da região lateral. Buscando traduzir o comportamento dessa colisão, a força foi aplicada aos tubos que formam o envelope lateral do chassi e fixados os pontos de suspensão traseiros e dianteiros do lado contrário a aplicação da força, como mostrado na Figura 12, sendo as quatro barras destacadas na cor vermelha as que receberão o impacto e os pontos destacados em preto e branco as regiões restringidas de maneira fixa. Cabe ressaltar que a magnitude de força aplicada é distribuída igualmente entre as quatro barras destacadas.

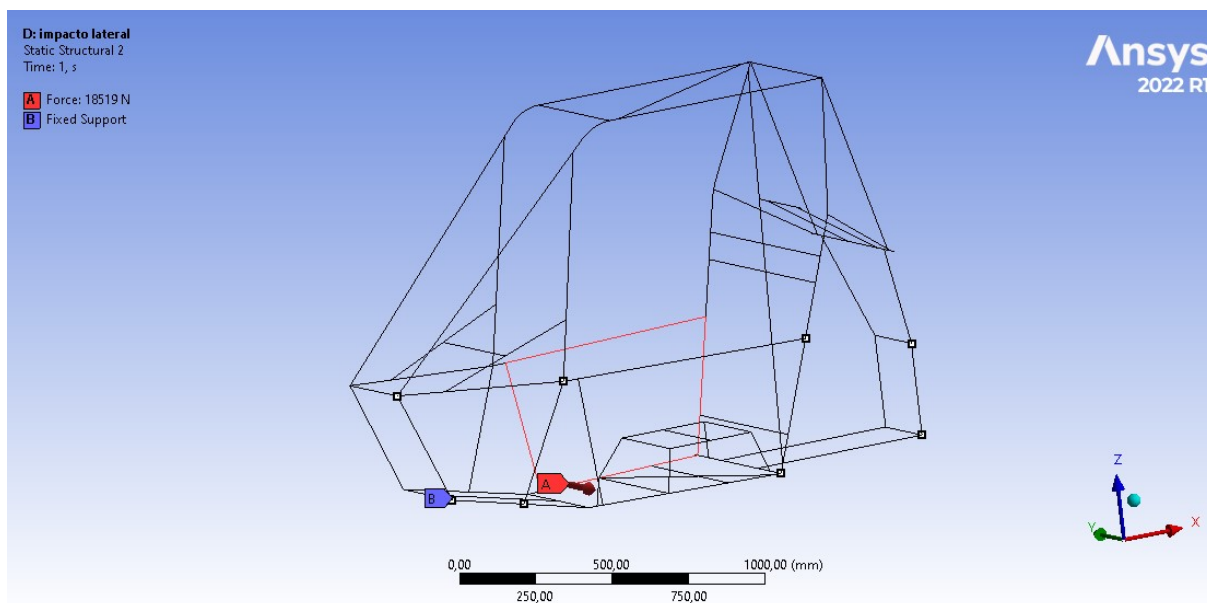


**Figura 12** – Condições de contorno para impacto lateral.

Para descrever o cenário de capotamento, o carregamento foi aplicado nos tubos que compõem o teto do chassi, e os suportes fixos considerados foram os nós exteriores dos tubos que definem o plano do assoalho do veículo. As restrições foram definidas dessa forma para simular uma situação em que o veículo cairia totalmente virado ao chão, como ilustrado pela Figura 13, onde novamente as barras demarcadas na cor vermelha receberão o impacto e os pontos destacados em preto e branco são as regiões restringidas de maneira fixa. Novamente, a magnitude da carga calculada para representar o impacto é distribuída igualmente entre as 5 barras demarcadas

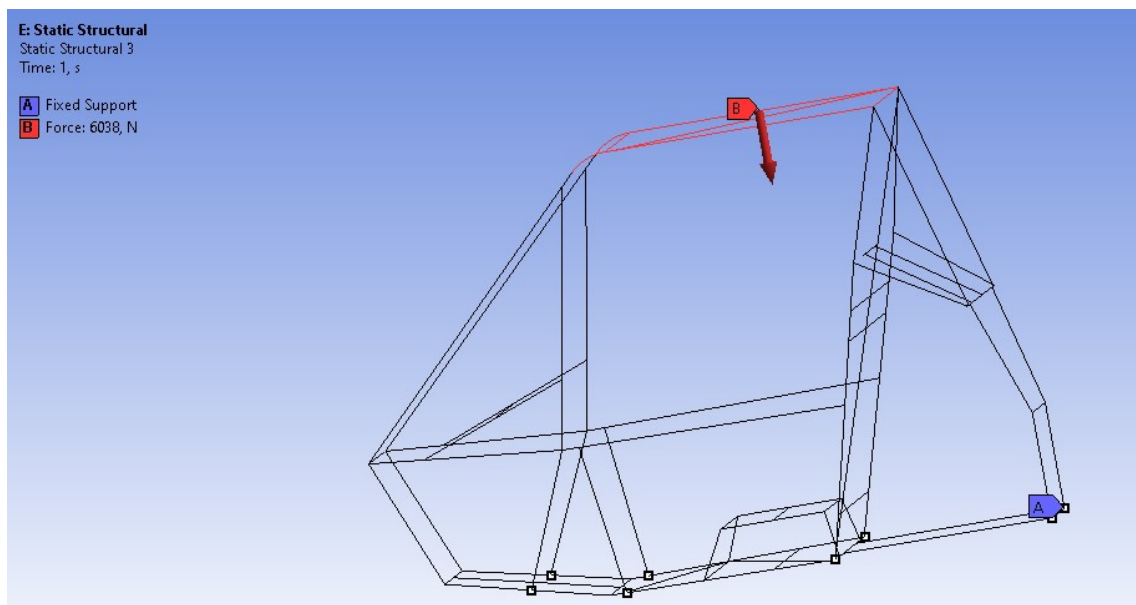


**Figura 13** – Condições de contorno para capotamento.

### 3.1.3. Condições de Contorno para Análise Modal

A análise modal proposta foi realizada utilizando-se da mesma malha e propriedades de material empregadas nas análises estáticas. Ela teve como objetivo a extração das 6 primeiras frequências naturais do veículo em conjunto com os seus modos de vibrar.

Para isso, a condição de contorno adotada foi a de livre-livre, ou seja, nenhuma restrição foi aplicada ao chassi para a obtenção das frequências naturais. É importante ressaltar que ao adotar uma condição de contorno do tipo livre-livre é necessário desconsiderar os 6 primeiros modos de vibrar, sendo estes modos de vibrar de corpo rígido. Entretanto, estes modos de vibrar devem ser considerados para a validação do modelo, uma vez que estes modos teoricamente devem ser nulos, valores calculados para eles distantes de 0 podem demonstrar problemas na malha e conexões. Levando isto em consideração, a aquisição das 6 primeiras frequências naturais na verdade trata-se da aquisição da sétima até a décima segunda (VIVEKANANDHAN, 2013).

### 3.2 Validação de Modelo

A natureza do método dos elementos finitos evidencia a necessidade de comparar os resultados obtidos pela simulação com algum parâmetro demonstrativo da situação real. Dessa maneira pode-se estabelecer um certo grau de confiabilidade dos resultados da simulação através da análise do erro entre esses dois parâmetros.

Nesse sentido, para este trabalho, a validação de modelo das análises estáticas foi realizada comparando o resultado de deslocamento obtido pelo modelo numérico com os resultados de deflexão obtidos através dos modelos de viga teóricas propostos pela mecânica dos sólidos. A escolha das condições de carregamento e de apoios no modelo teórico de viga é fundamental para que a estrutura escolhida para comparação seja bem representada teoricamente.

A corroboração dos resultados obtidos pela análise modal numérica foi realizada por meio da comparação dos modos de vibrar de corpo rígido com o valor nulo de frequência que eles deveriam representar.

#### 3.2.1. Validação de Modelo para Análise Estática.

Para este tipo de análise a validação foi realizada tomando o caso de impacto frontal como objeto de estudo, é importante ressaltar que o modelo numérico utilizado para o caso de impacto lateral é o mesmo utilizado para as outras simulações estáticas. Foi comparado deslocamento no tubo DLC calculado teoricamente e computacionalmente. A escolha do tubo DLC como objeto de comparação se deu pela característica do impacto frontal, onde em situações reais o chassi seria atingido quase que unicamente nesse tubo, com ele sendo o responsável por lidar com toda a solicitação mecânica em um primeiro momento. Assim, essa situação se configura como a mais propícia de ser comparada com um modelo teórico de viga.

Desta forma, o deslocamento calculado computacionalmente foi comparado com a deflexão gerada pela aplicação de uma carga distribuída, de mesma magnitude da calculada anteriormente para impacto, numa viga bi apoiada, de mesmo tamanho

que o membro DLC do chassi (350 mm). A Figura 14 ilustra a viga em questão.

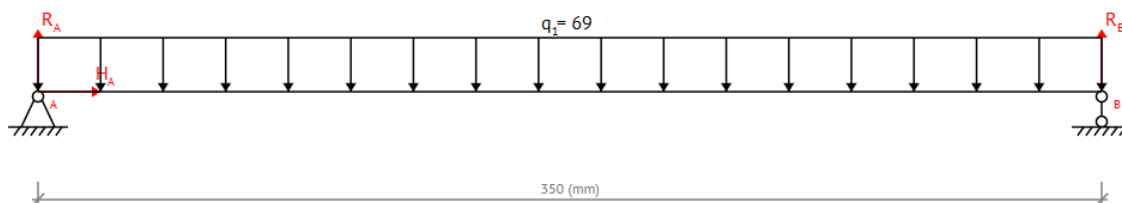


**Figura 14** – Modelo de viga teórica.

O deslocamento máximo para vigas bi apoiadas sob condição de carregamento distribuído é apresentado pela Equação (11) (HIBBELER, 2010).

$$\delta = \frac{-5 * q * L^4}{384 * E * I} \quad (11)$$

onde:

$\delta$  – Flecha causada pelo carregamento;

$q$  – Carga distribuída;

$L$  – Comprimento da viga;

$E$  – Módulo de elasticidade do material;

$I$  – Momento de inércia de área da seção transversal.

A Figura 15 mostra a forma da linha elástica para esse tipo de carregamento e condição de vinculação. Nela, observa-se que o deslocamento máximo encontrado para esse tipo de viga se encontra na metade da viga, com o mesmo sentido da aplicação da carga.

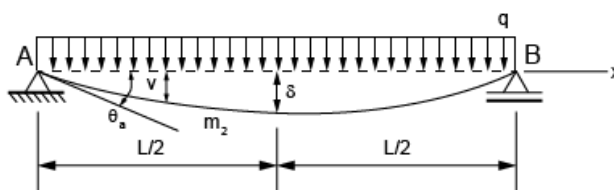


**Figura 15** – Linha elástica para viga bi-apoiada sob carregamento distribuído.

**Fonte:** Adaptado de Hibbeler (2010).

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 Resultados da Validação de Modelo

Como dito anteriormente, a validação de modelo para as análises estáticas se dará na comparação dos resultados de deslocamento máximo no tubo DLC, calculados computacionalmente e teoricamente. Assim, aplicando os parâmetros necessários na Equação (11), encontra-se um deslocamento teórico máximo para esta viga de 3,81 mm, localizado no meio da viga com mesmo sentido de aplicação da carga como mostrado pela linha elástica na Figura 15. O resultado numérico para comparação pode ser observado na Figura 16.

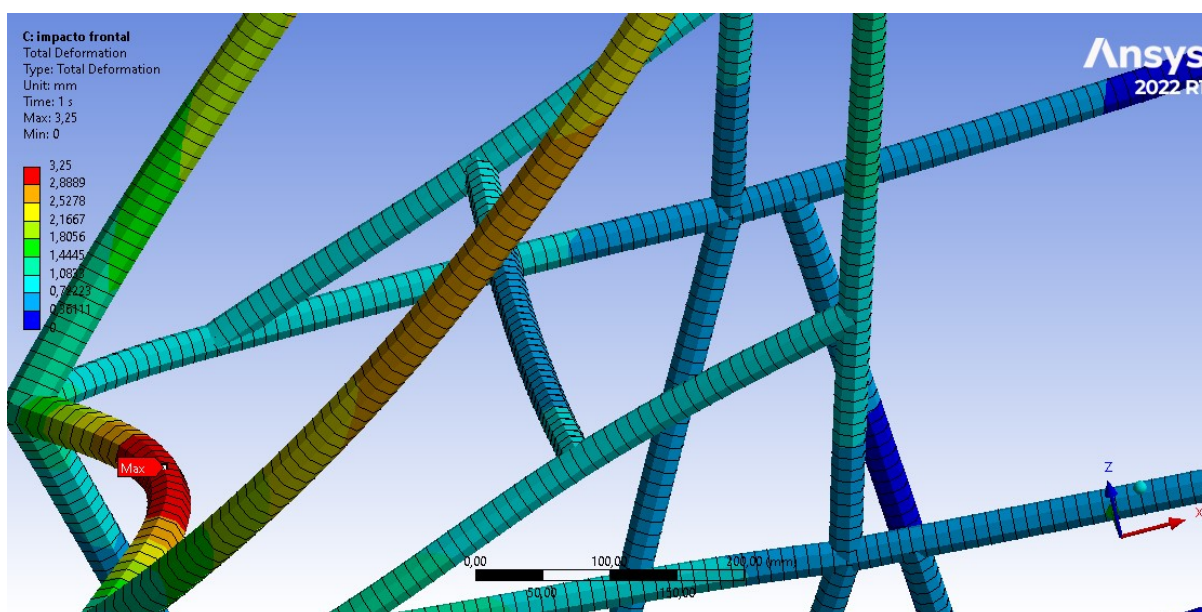


**Figura 16** – Deslocamento no tubo DLC

A análise da Figura 16 evidencia que o deslocamento máximo encontrado no modelo foi na metade do tubo DLC e com 3,25 mm de magnitude, e no mesmo sentido de aplicação da força, corroborando ao modelo teórico e com a linha elástica. Entretanto, é possível observar que a medida de deslocamento se difere do modelo teórico, com um erro relativo de 14,7%.

Essa diferença se deve ao fato de o modelo computacional distribuir o carregamento aplicado ao tubo com o resto da estrutura tridimensionalmente, de maneira que a força aplicada é partilhada com os membros FBM nos dois lados, além dos membros SIM, deformando toda a estrutura. Este comportamento deveria fazer

com que o deslocamento calculado pela viga fosse ainda maior do que o calculado pelo modelo teórico, já que toda a estrutura está se deslocando em direção a força, não só o membro DLC. Entretanto, pela análise da Figura 16 é possível perceber que o comportamento da viga assume uma mistura entre as restrições de engaste e rótula nas fixações do membro DLC com os SIM e os FAB, de forma a caracterizar um comportamento misto entre as condições engastada e rotulada, assim explicando a diminuição do deslocamento total da viga, já que a condição de engaste leva a um deslocamento total muito menor em comparação com a de rótula. Ainda levando em conta essa diferença, um erro de 14,7 % entre os resultados é considerado aceitável nesse tipo de situação.

Ademais, para a validação do modelo quanto a análise modal, a Tabela 9 mostra as frequências naturais correspondentes aos modos de vibrar de corpo rígido.

**Tabela 9 – Frequências Naturais de Corpo Rígido**

| <b>Modo de Vibrar de Corpo Rígido</b> | <b>Frequência [Hz]</b> |
|---------------------------------------|------------------------|
| 1                                     | 0,0                    |
| 2                                     | 0,0                    |
| 3                                     | 0,0                    |
| 4                                     | 1,3284e-003            |
| 5                                     | 3,7735e-003            |
| 6                                     | 5,2149e-003            |

Os valores para estas frequências devem ser próximos de nulos uma vez que a análise modal realizada é uma análise na condição livre-livre, sem a inclusão de restrições. Os seis primeiros modos de vibrar devem somente representar o chassi se movimentando pelo espaço e já que não há um suporte fixo para transformar essa movimentação em vibração, a proximidade dos valores calculados com o zero, mostra que o modelo tem qualidade quanto a interpretação de geometria e as vinculações entre os membros pelo *software*.

## 4.2 Análise Estática de Impacto Frontal, Impacto Lateral e Capotamento

Tomou-se a análise de impacto frontal como ponto de partida, já que ela representa a situação de maior ocorrência em se tratando de acidentes no meio automobilístico. Além disso, representa a situação em que mais ocorrem fatalidades decorrentes dos impactos.

A Figura 17 apresenta os resultados das tensões de Von Mises atuantes na estrutura do chassi devido aos carregamentos e condições de contorno para colisão frontal.

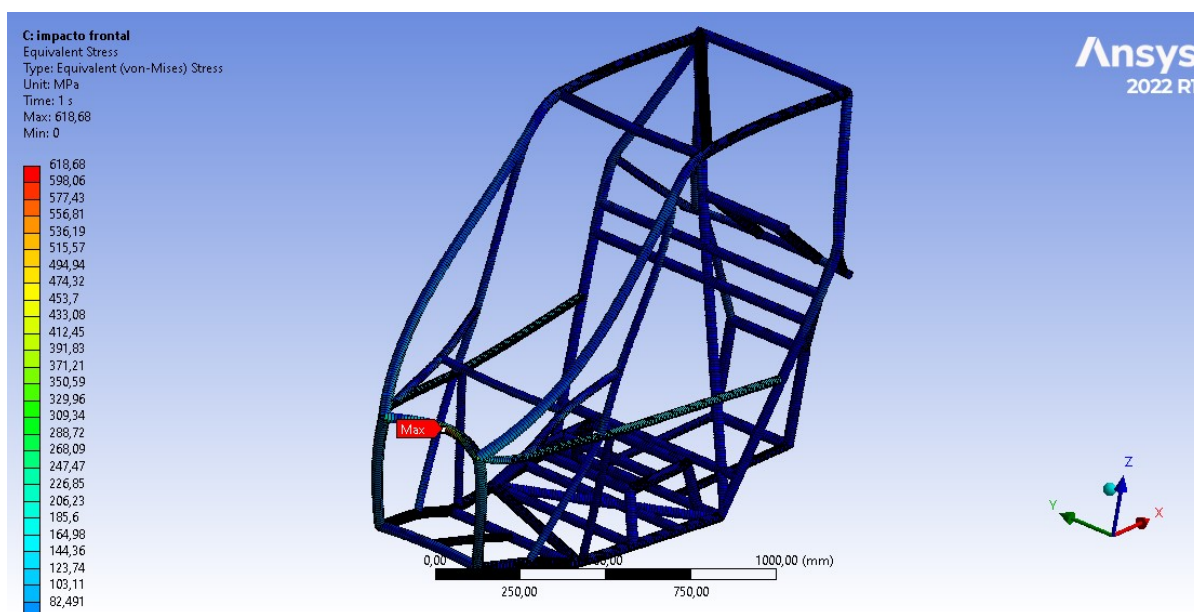


**Figura 17 – Tensões de Von Mises para impacto frontal**

Como pode ser observado na Figura 17, a tensão equivalente de Von Mises máxima ocorre no tubo DLC em que a força foi aplicada no modelo. A magnitude da tensão 619,0 MPa ultrapassa a tensão limite de escoamento do material e a tensão de resistência máxima à tração do material nessa região, caracterizando o rompimento do chassi. Entretanto não ocorre deformação plástica em nenhum outro ponto da estrutura. Dessa forma, pode-se concluir que se faz necessária a adição de uma estrutura de para-choque para que não ocorra a falha do chassi em caso de impacto frontal.

Ademais, na avaliação de casos como estes, para a garantia de segurança do piloto é importante a análise do tamanho dos deslocamentos provocados pelo impacto, e se estas são suficientes para atingir o piloto dentro do *cockpit*. Entretanto, como mostrado na figura 17, o aparecimento de tensões acima do limite de resistência à tração no tubo DLC faz com que a análise dos deslocamentos não seja demonstrativa, uma vez que a base do modelo isotrópico linear faz com que os deslocamentos sejam calculados de acordo com a Lei de Hooke, e no caso de rompimento da barra, o material não obedeceria a este conceito.

A Figura 18 apresenta os resultados calculados computacionalmente de tensão de Von Mises para a situação de impacto lateral.

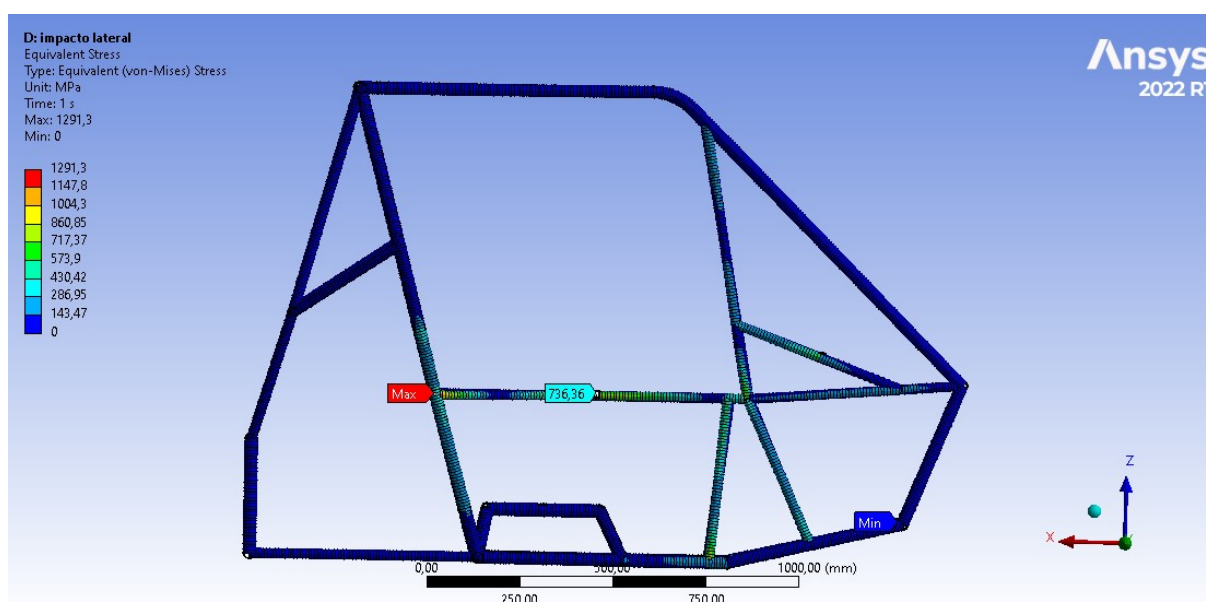


**Figura 18** – Tensões de Von Mises para impacto lateral

A análise da Figura 18, evidencia diversos pontos em que a tensão equivalente é maior que a tensão de escoamento e a tensão de resistência à tração. A tensão máxima encontrada (1291,3 MPa) se dá na junção do tubo SIM com a cortafogo, região submetida ao processo de soldagem. Portanto, existe grande chance dessa situação de impacto ocasionar a ruptura da estrutura nos pontos de solda. Além disso, a tensão decorrente do impacto na região central do tubo SIM ultrapassa a tensão de resistência à tração do material, de maneira que a falha deste membro, em

caso da ocorrência desse impacto, seja muito provável. Nessa situação, a ruptura iminente faria com que a o tubo SIM fosse projetado contra o corpo do piloto, de forma a colocar sua segurança em risco.

Como dito anteriormente, natureza linear da simulação, faz com que em situações em que as tensões atuantes sejam de ordem muito maior que o limite de resistência à tração do material, os valores de deslocamentos calculados pelo modelo não se mostrem demonstrativos, já que eles são calculados com base na Lei de Hooke, e neste caso o perfil já teria se rompido, a análise dos deslocamentos é irrelevante.

A Figura 19 apresenta os resultados das tensões de Von Mises atuantes na estrutura do chassi devido aos carregamentos e condições de contorno para a análise de capotamento.

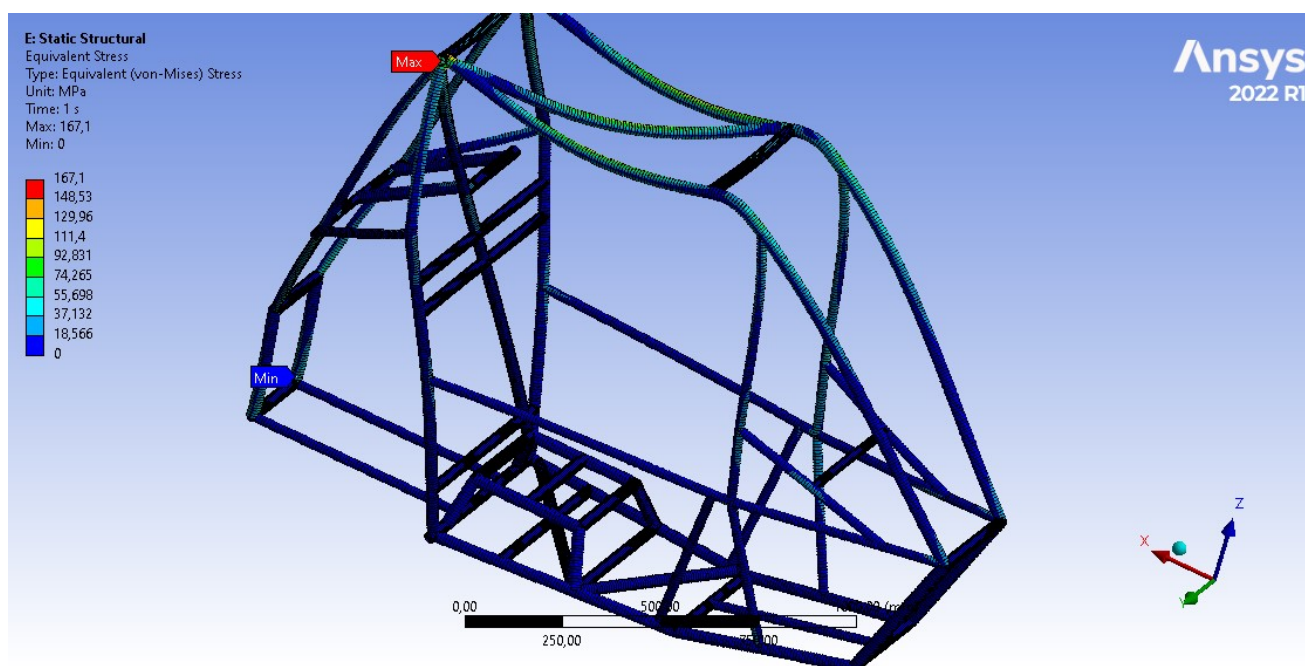


**Figura 19 – Tensões de Von Mises para capotamento**

É demonstrado pelo exame da Figura 19 que a tensão máxima decorrente do cenário de capotamento é de 167 MPa, valor abaixo da tensão de escoamento do material. Contudo, esse valor se dá em um ponto de união soldada na estrutura, o que leva a necessidade da realização de análises adicionais, caso essa situação de capotamento venha a acontecer na realidade.

A Figura 20 ilustra a simulação de deslocamento na estrutura resultante do capotamento.

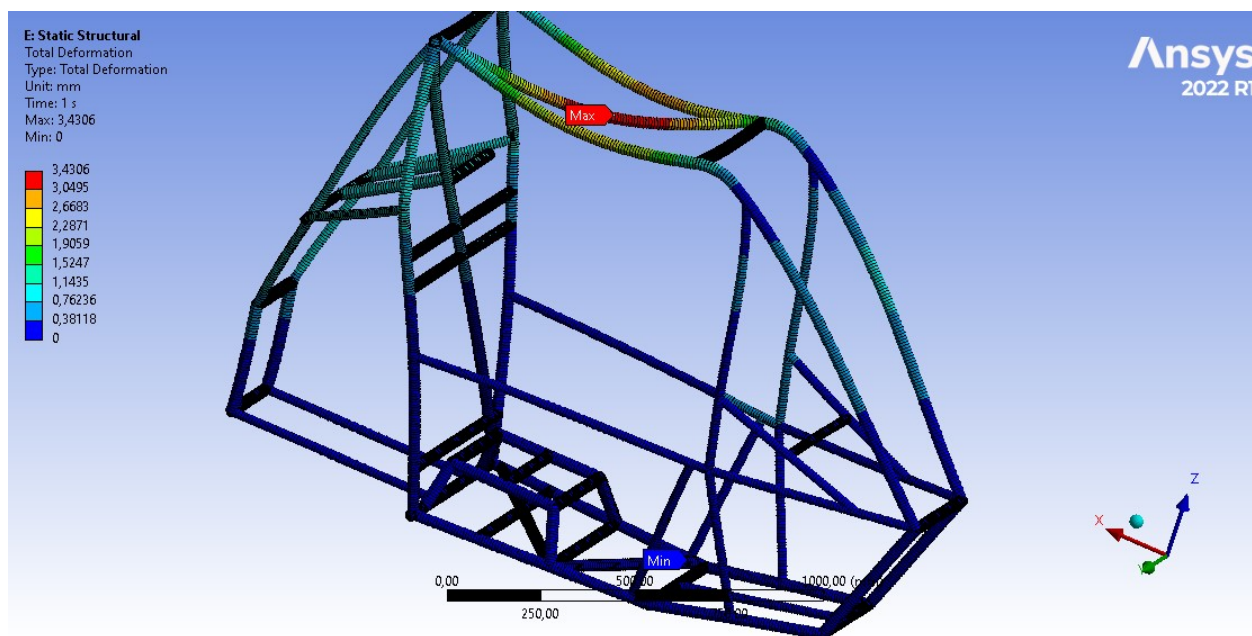


**Figura 20 – Deslocamentos para capotamento**

Com base na Figura 20, é possível observar que o deslocamento máximo, de aproximadamente 3,43 mm, encontrado na região superior da estrutura, é muito menor que a folga exigida pelo item B6.1.3.1 do RATBSB que menciona que o capacete deve estar a pelo menos 152,00 mm de distância de uma reta aplicada a quaisquer dois pontos dos membros da gaiola de proteção. Assim, pode-se garantir que em uma situação de capotamento, o deslocamento dos tubos superiores não causaria riscos à segurança do piloto.

### 4.3 Análise Modal

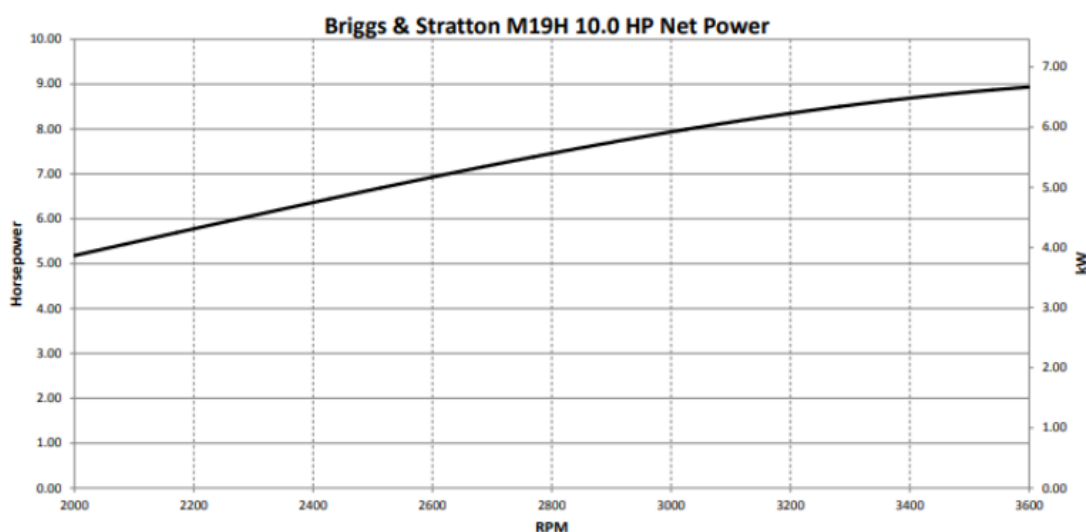
Para a simulação da análise modal numérica foi utilizada a mesma malha descrita para as situações de análise estática. Após definir os padrões de solução e aplicar o método de solução, foram obtidos os resultados mostrados na Tabela 10.

**Tabela 10** – Primeiras seis frequências naturais do chassi proposto

| Modo de Vibrar | Frequência [Hz] |
|----------------|-----------------|
| 1              | 44,78           |
| 2              | 62,39           |
| 3              | 70,37           |
| 4              | 85,41           |
| 5              | 99,33           |
| 6              | 103,48          |

Com a aquisição das frequências naturais do chassi proposto é possível compará-las com as principais frequências de excitações mapeáveis no veículo. Para isso foram utilizados os dados do motor e sistema de transmissão utilizados pela equipe Cerrado Baja.

O motor utilizado pela equipe Cerrado é o motor BAJA 10,0 HP Briggs & Stratton 19L232-0054-G1, um dos modelos de motores padronizados que o regulamento SAE Brasil permite para uso em suas competições. Além disso, em conjunto com o motor Briggs a equipe utiliza a transmissão CVT Comet 780. Pela natureza do conjunto CVT, e para melhor aproveitamento do conjunto propulsor, o motor deve trabalhar na faixa de rotação que entrega melhor relação entre potência e torque. Nesse sentido as Figuras 21 e 22 apresentam as curvas de torque e potência em função da rotação do motor Briggs & Stratton 19L232-0054-G1 respectivamente.

**Figura 21** – Curva de potência do motor

**Fonte:** Briggs e Stratton (s.d.)

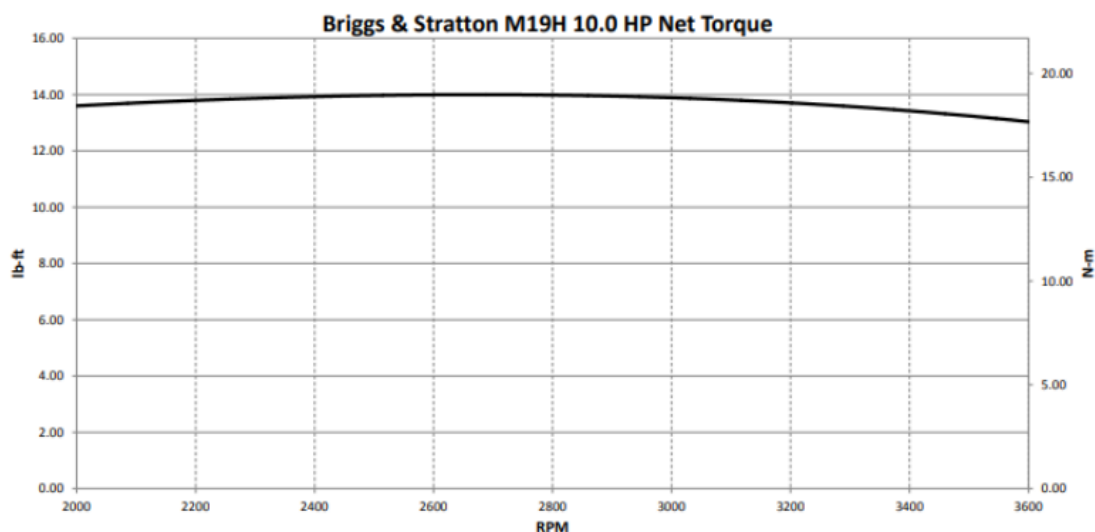


**Figura 22** – Curva de torque do motor

**Fonte:** Briggs e Stratton (s.d.)

A análise dos gráficos, possibilita identificar que o motor tem o seu melhor rendimento dentro da faixa de 2500 RPM a 3000 RPM, entregando uma boa relação de desempenho para ambos os parâmetros de torque e potência. Também é possível notar que o torque máximo para o motor ocorre em 2600 RPM.

Com a faixa de rotação ótima para o funcionamento do motor definida, é necessário analisar a curva característica da CVT utilizada, a COMET 780, apresentada pela Figura 23. O estudo da curva mostra que o RPM linear da CVT, ou seja, a faixa em que a rotação se mantém enquanto o veículo ganha velocidade é de 3000 RPM.

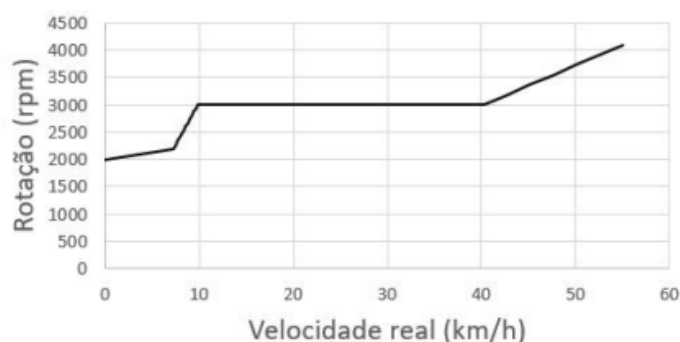


**Figura 23** – Curva característica da CVT

**Fonte:** VOLPATO (2018)

Assim, foi definida a frequência de 3000 RPM, ou 50 Hz, como o valor de comparação entre as frequências naturais do chassi e a fonte de excitação principal. A escolha foi baseada no fato de ser a faixa de rotação mais utilizada pela CVT nas velocidades usuais durante as provas da competição. Nessa faixa de rotação a primeira frequência natural é atingida e ultrapassada, de forma que o motor deve excitar a estrutura numa frequência intermediária aos dois primeiros harmônicos.

#### **4.4 Otimização da Geometria do Chassi**

Como evidenciado pelas análises iniciais de impacto frontal, impacto lateral e a análise modal, o chassi proposto não atende totalmente os requisitos desejados, dessa forma mudanças na geometria do chassi foram realizadas para que o desempenho nas análises realizadas fosse desejável. Inicialmente, foi adicionada uma estrutura de para-choque composta por tubos que atendem o requisito de primário a frente do tubo DLC, para que não ocorra falha catastrófica num membro fundamental da gaiola. Além disso, foram adicionados membros secundários de travamento entre os SIM e os LFS, com intuito de diminuir o deslocamento dos SIM nos cenários de impacto lateral. Foram adicionados membros primários que ligam os RRH aos RHO para que houvesse um aumento na rigidez na região superior do chassi com intuito de aumentar as primeiras frequências naturais. Na traseira, foram adicionados suportes transversais secundários para fixação do motor. Por fim, foram adicionados membros secundários de suporte a coluna de direção ao modelo. As mudanças realizadas na geometria do chassi estão apresentadas na Figura 24, onde os membros adicionados estão destacados em vermelho.

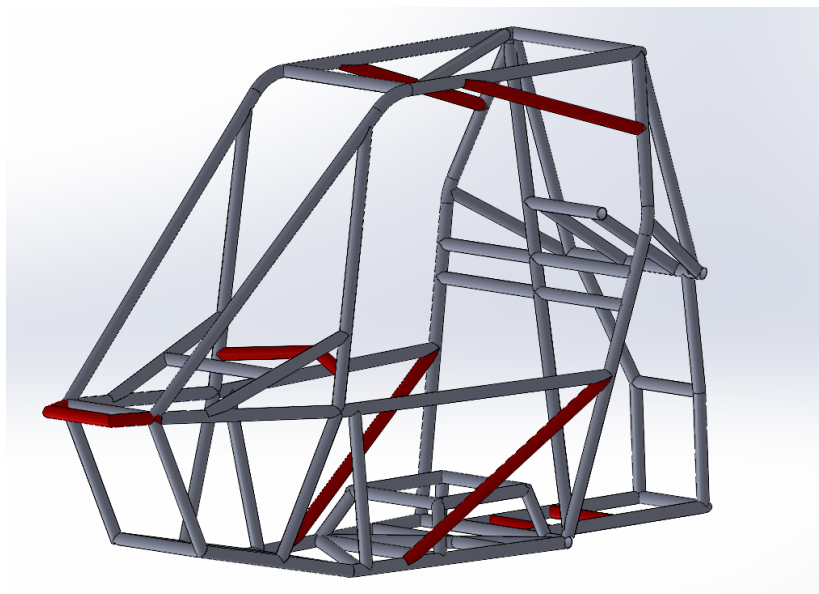


**Figura 24 – Mudanças no chassi**

Para ratificar a eficácia das mudanças propostas no chassi, foram realizadas novas simulações de análise modal e colisões para a geometria proposta. A Figura 25 mostra os resultados de tensão equivalente para a situação de impacto frontal para a nova geometria.

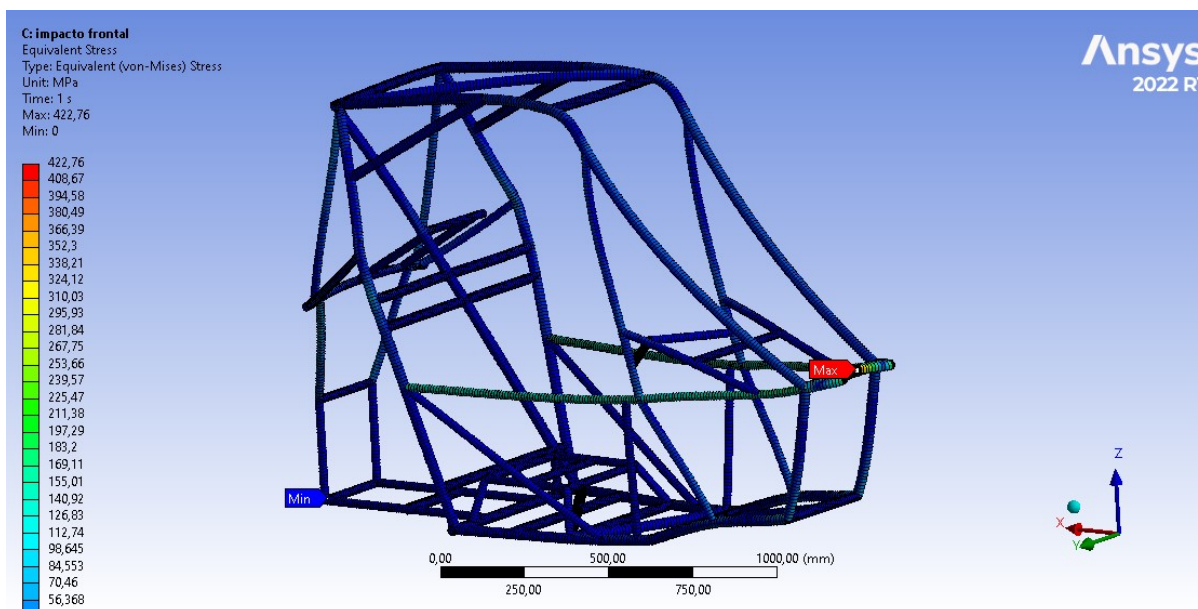


**Figura 25 – Tensões de Von Mises para impacto frontal na geometria otimizada**

A análise da Figura 25 mostra que a adição do para-choque em conjunto com os outros membros diminuiu significativamente a tensão máxima decorrente da colisão, de maneira que a estrutura de para-choque não entre no regime plástico do material. Essa diminuição na tensão equivalente pode ser explicada pelo aumento de rigidez total na estrutura causado pela adição dos outros membros.

A Figura 26 explicita os deslocamentos máximos dos tubos na situação de impacto frontal para a geometria otimizada.

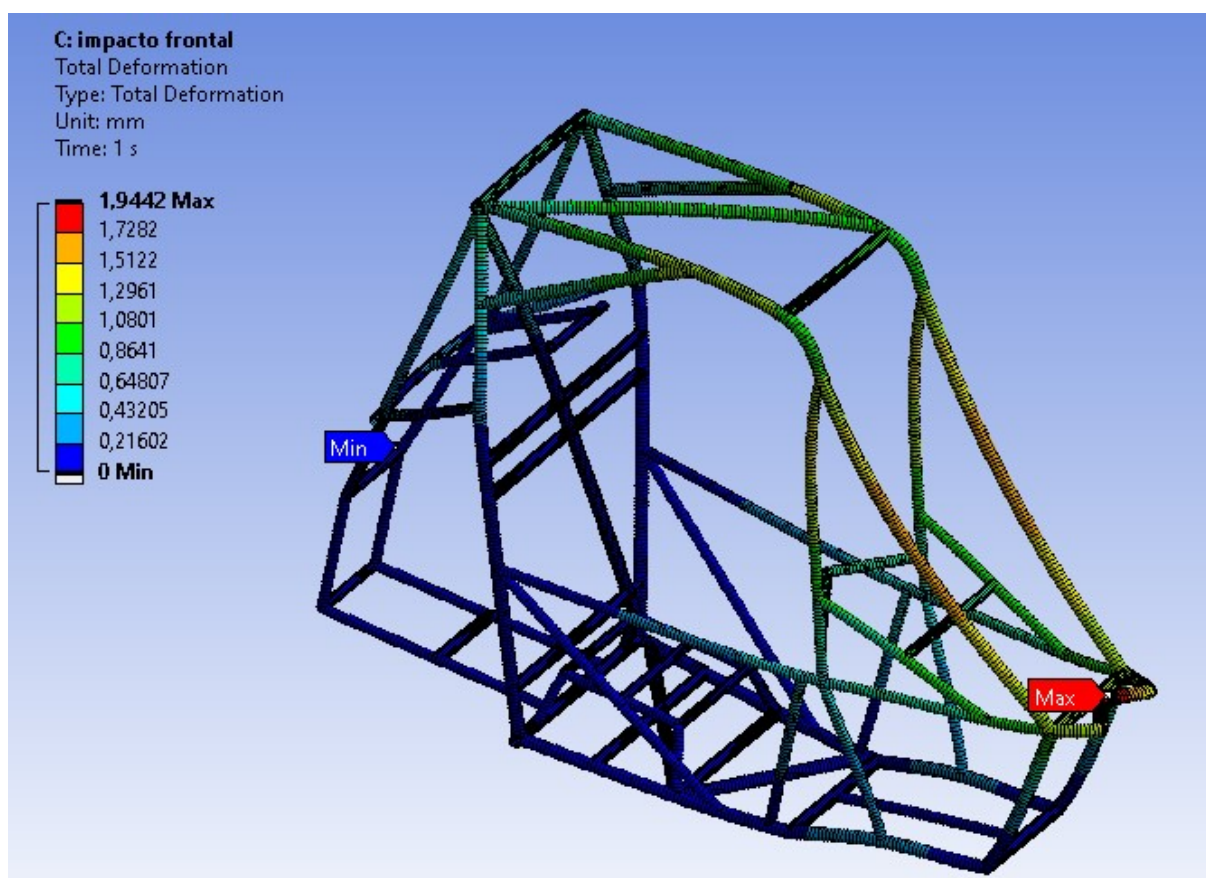


**Figura 26** – Deslocamentos para impacto frontal na geometria otimizada.

O deslocamento máximo calculado pelo método computacional foi de 1,94 mm, também no tubo DLC, e o deslocamento médio pela estrutura se encontra em 0,42 mm. Dessa forma, é possível afirmar que na ocorrência desse tipo de impacto o piloto estaria seguro, uma vez que os deslocamentos são pequenos em magnitude e o sentido deles são contrários à área do habitáculo, como sugere o regulamento

A Figura 27 ilustra os resultados para as tensões de Von Mises decorrentes da colisão lateral na geometria otimizada.

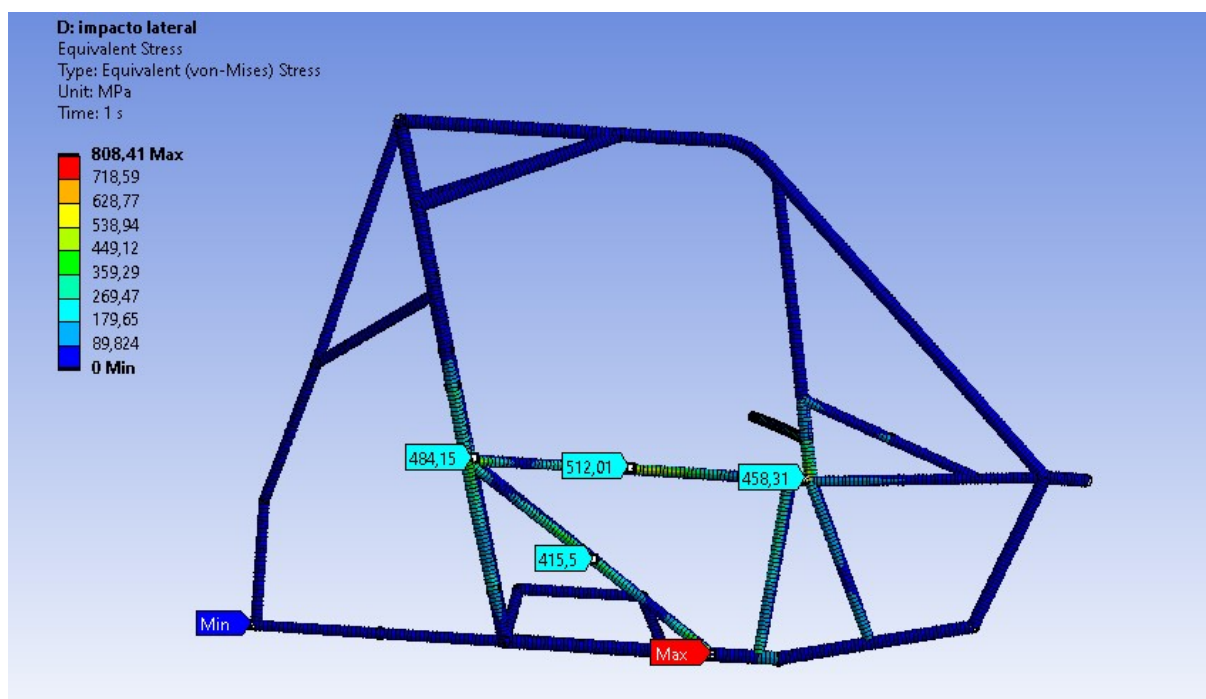


**Figura 27** – Tensões de Von Mises para impacto lateral na geometria otimizada

A Figura 27 mostra que a adição do travamento entre o LFS e o SIM reduziu significativamente as tensões decorrentes do impacto no membro SIM, sem que o limite de resistência à tração do material seja ultrapassado nesse membro, evitando a sua falha e preservando a área do habitáculo. Embora que a Figura 27 também evidencie que nessa situação de colisão ocorreriam pontos em que as tensões ultrapassem o limite de resistência à tração do material (808,41 MPa), a região onde isto acontece é menos crítica no chassi em termos de segurança, já que a ruptura se encontraria no plano do assoalho, que é destinado à passagem do eixo cardan do protótipo em que normalmente não se encontraria um membro do piloto. Ainda assim, é necessário o estudo dos deslocamentos causados pelo impacto para concluir sobre a segurança do piloto, nesse contexto a Figura 28 apresenta os deslocamentos ocorridos na colisão lateral.

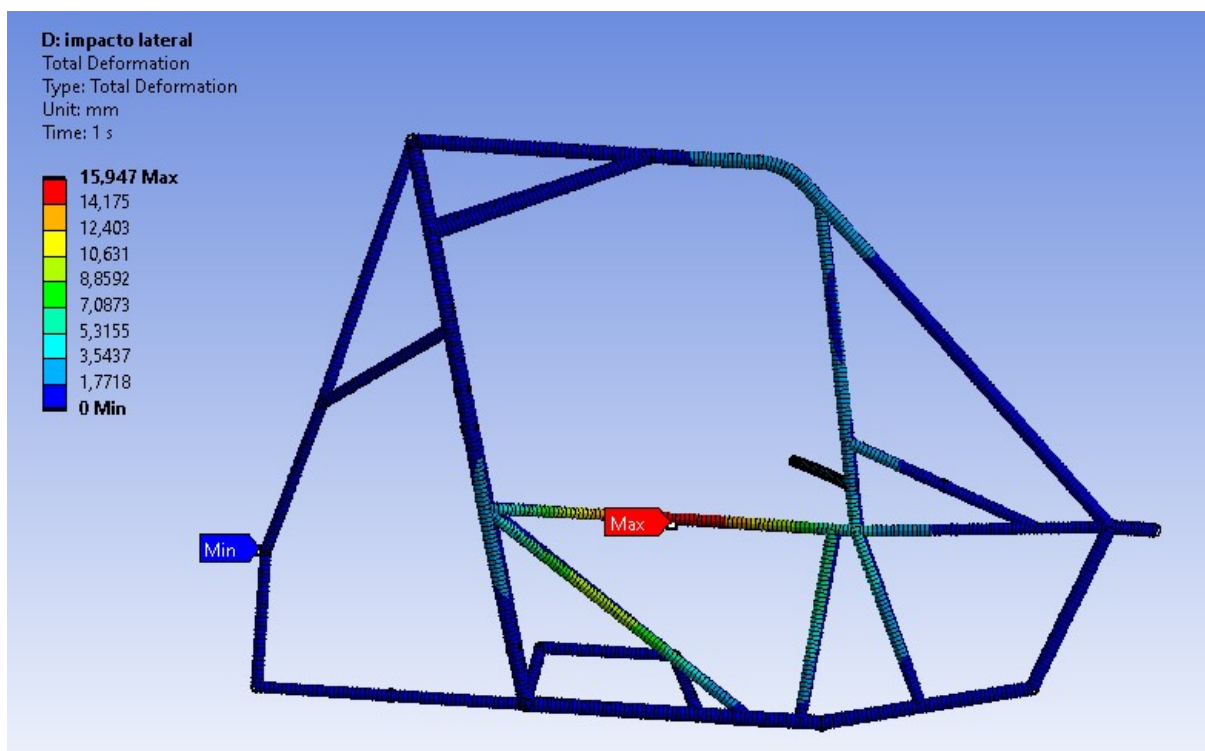


**Figura 28** – Deslocamentos para impacto lateral na geometria otimizada

Avaliando os deslocamentos ilustrados pela Figura 28, o deslocamento máximo ocorrido na geometria é de 15,947 mm na região central do tubo SIM. De acordo com o item B6.1.4.1 do RATBSB, qualquer membro do corpo do piloto deve ter uma folga mínima de 76,0 mm até a gaiola de proteção, dessa forma, o maior deslocamento sofrido pela geometria simulada não chegaria a tocar no piloto, apontando a segurança deste em caso de impacto lateral.

Os resultados para os primeiros seis modos de vibrar da geometria otimizada podem ser verificados na Tabela 11.

**Tabela 11** – Primeiras seis frequências naturais do chassi otimizado

| <b>Modo de Vibrar</b> | <b>Frequência [Hz]</b> |
|-----------------------|------------------------|
| 1                     | 64,69                  |
| 2                     | 80,68                  |
| 3                     | 88,18                  |
| 4                     | 108,56                 |
| 5                     | 112,36                 |
| 6                     | 115,13                 |

Ao analisar a Tabela 11, é possível perceber que a frequência natural referente ao primeiro modo de vibrar subiu para 64,69 Hz após as alterações realizadas na geometria do chassi. O valor dessa frequência faz com que o chassi não tenha nenhuma frequência natural na faixa usual de operação do motor (50 Hz) de forma que situações de ressonância na estrutura sejam improváveis de acontecer nas situações ordinárias encontradas durante as provas da competição.

As mudanças realizadas na geometria do chassi aumentaram a massa total de 35,22 kg para 36,62 kg, de acordo com o *software* ANSYS®. Esse aumento, que representa 4% da massa inicial, é irrelevante quando comparado a melhoria na rigidez total do chassi, como pode ser observado na magnitude da primeira frequência natural. Mesmo com o incremento na massa total a primeira frequência natural é 44% maior no chassi otimizado do que no original, atingindo o nível esperado, fora da zona de excitação do motor.

## 5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

Este trabalho teve como objetivo principal conduzir a validação estrutural e a análise modal do chassi desenvolvido para a Equipe Cerrado Baja, empregando o Método dos Elementos Finitos (MEF). As simulações realizadas focaram na avaliação das tensões e deslocamentos decorrentes de cenários críticos, incluindo impactos frontais, colisões laterais e situações de capotamento, além da identificação das frequências naturais da estrutura para mitigar riscos de ressonância. Os resultados iniciais demonstraram a necessidade de otimizações estruturais relevantes, visando maior eficiência e robustez do conjunto, além da garantia da segurança do piloto

As análises estáticas iniciais demonstraram que nas situações de impacto lateral e frontal eram constatadas potencial falha catastrófica na estrutura, de maneira que um aprimoramento da geometria seria benéfico, já que a análise de impacto lateral mostrou possível arrancamento e projeção do membro SIM contra o piloto. Além disso, a análise modal inicial demonstrou que a primeira frequência natural do chassi era de 44,78 Hz, valor relativamente próximo à frequência de operação do motor (50 Hz), o que poderia resultar em fenômenos de ressonância prejudiciais à estrutura, ratificando a necessidade de mudanças na disposição do chassi.

Com base nesses resultados, foram propostas e implementadas modificações estruturais significativas no chassi. As análises da geometria otimizada demonstraram uma redução significativa da tensão máxima no impacto frontal, mantendo a estrutura abaixo do regime plástico do material. No cenário de impacto lateral, embora as tensões ainda superassem o limite de resistência à tração numa região, a adição do travamento fez com que a possível ruptura acontecesse num local mais seguro ao piloto. Quanto à análise modal, a primeira frequência natural aumentou de 44,78 Hz para 64,69 Hz, distanciando-se consideravelmente da frequência de operação usual do motor, reduzindo significativamente a probabilidade de ocorrência de fenômenos de ressonância durante a operação normal do veículo, contribuindo para o aumento da durabilidade estrutural e do conforto do piloto em provas de longa duração, como o enduro de resistência.

## 5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Apesar dos resultados satisfatórios obtidos, é importante reconhecer as limitações inerentes às análises realizadas. A natureza linear das simulações estáticas pode não representar com precisão o comportamento real da estrutura quando submetida a impactos que causem deformações plásticas ou ruptura. Análises não-lineares, considerando a plasticidade do material e o comportamento pós-ruptura, poderiam fornecer uma compreensão mais aprofundada do desempenho estrutural em situações extremas.

Recomenda-se para trabalhos futuros a realização de validações experimentais das simulações numéricas, através de ensaios práticos que possam corroborar os resultados obtidos computacionalmente. A utilização de técnicas de otimização topológica também poderia ser explorada para reduzir a massa da estrutura mantendo os níveis de segurança necessários, contribuindo para o desempenho geral do veículo nas competições.

Ademais, a realização de análises utilizando dinâmica explícita pode ser de grande valor para a validação estrutural de estruturas deste tipo, permitindo analisar o comportamento dinâmico do veículo frente às situações de colisão. Além disso, as simulações de dinâmica explícita podem servir como base de comparação e validação para as análises estáticas.

## REFERÊNCIAS

AGARAM, Venkatesh; XU, Lan; WU, Jianping; KOSTYNIUK, Gregory; NUSHOLTZ, Guy. **Comparison of Frontal Crashes in Terms of Average Acceleration**. In: SAE 2000 WORLD CONGRESS, 1., 2000, Detroit. **Proceedings [...]**. [S.L]: Sae Publications Group, 2000.

ALVES, Avelino Filho. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE: análise não linear**. São Paulo: Érica, 2012

ANDRADE, Anderson Guimarães. **Análise Estrutural de Chassi Tipo Spaceframe Veículo Off-road Tipo Baja Sae**. Instituto Federal do Espírito Santo, São Mateus, 2022.

ANSYS, INC. **BEAM188**. Disponível em:

[https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v251/en/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_BEAM188.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v251/en/ans_elem/Hlp_E_BEAM188.html). Acesso em: 10 mar. 2025.

Briggs & Stratton. Disponível em < <http://www.briggsandstratton.com>>. Acesso em: 19 fev. 2025.

CÉZAR, Édiblu Silva. **Análise Dinâmica e Estrutural de um Chassi Tubular Atráves de Elementos Finitos Com Validação Experimental**. 2017. 113 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pampa, Alegrete, 2017.

COSTIN, Michael; PHIPPS, David. **Racing and Sports Car Chassis Design**. Londres: B. T. Batsford Ltd, 1965.

HAIGHT, Sean H.; DIGGES, Kennerly H. **Vehicle and occupant motion in far-side impacts**. 2010.

HUANG, Matthew. **Vehicle Crash Mechanics**. Boca Raton: Crc Press, 2002.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos Materiais**. 7. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

KUROWSKI, P. M. **Finite Element Analysis for Design Engineers**. Warrendale – USA: Society of Automotive Engineers Internacional, Inc, 2015. 185p.

LOTTERMANN, João Pedro Taborda. **Projeto Estrutural de Chassi Tipo Gaiola Para Veículos Minibaja: Análise Numérica e Experimental**. Universidade de Brasília, Brasília, 2014.

METALS, American Society For. **Asm Metals Reference Book**: a handbook of data about metals and metalworking. 2. ed. Materials Park: Asm International, 1983.

MOAVENI, Saeed. **Finite Element Analysis**: theory and application with ansys. 4. ed. Mankato: Pearson Education, 2015. 928 p.

NCAP, Euro.. **Crash Protection Frontal Impact**. 9. ed. Lovaina: Euro Ncap, 2024. Disponível em: <https://www.euroncap.com/media/85407/euro-ncap-protocol-crash-protection-frontal-impact-v09.pdf>. Acesso em: 20 mar. 2025.

NCAP, Latin. **Impacto Frontal**. 2021. Disponível em: <https://www.latinncap.com/po/nossos-testes/passageiro-adulto/impacto-frontal>. Acesso em: 19 fev. 2025.

NCAP, Latin. **Side Impact Test**. Disponível em: <https://www.latinncap.com/en/our-tests/adult-occupant/side-impact-test>. Acesso em: 04 mar. 2025.

OLIVEIRA, Fernando César Gama de. **Contribuição ao Desenvolvimento de uma Estrutura Veicular Tipo Spaceframe Usando o Método Dos Elementos Finitos e Métodos Heurísticos de Otimização Numérica**. 2007. 158 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

ONLINE, Mecânica. **Quanto tempo dura um acidente? Entenda como acontecem crash test frontal, lateral e contra um poste**. Youtube, 20 de abril de 2019. Disponível em: [https://www.youtube.com/watch?v=7RDIqoZ10VE&t=257s&ab\\_channel=Mec%C3%A2nicaOnline](https://www.youtube.com/watch?v=7RDIqoZ10VE&t=257s&ab_channel=Mec%C3%A2nicaOnline)>. Acesso em 22 mar. 2025.

RADE, Domingos Alves. **Método dos Elementos Finitos**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2013.

RAO, Singiresu S. **Vibrações Mecânicas**. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, 2008. xv, 424 p.

RAUBER, Amanda Gabriele. **Análise de Vibrações de um Veículo Baja Através da Simulação Pelo Método dos Elementos Finitos**. 2020. 58 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Taquari, Lajeado, 2020. Disponível em: <https://www.univates.br/bduserver/api/core/bitstreams/a126405b-89cd-47b3-a1d7-5d5c555c7a65/content>. Acesso em: 15 mar. 2025.

SAE, Programas estudantis, 2024. Disponível em <<http://www.saebrasil.org.br>>. Acesso em: 26 nov. 2024

SEWARD, Derek. **Race Car Design**. [S.L]: Palgrave Macmillan, 2014. 272 p.

SILVA, Francisco José Neves e. **Projeto de melhoria de um chassi tubular para um veículo de competição Single Seater**. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade do Porto, Porto, 2014.

SHAH, Siddh. Static Structural Analysis of SAE Baja Chassis. **International Journal Of Advance Research, Ideas And Innovations In Technology**, Pune, v. 7, n. 3, p. 1281-1285, jun. 2021.

SOCIEDADE DE ENGENHEIROS AUTOMOTIVOS. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil: emenda 6**. Av. Paulista, 2073 – Ed. Horsa II – Conj 1003 – São Paulo, Brasil, 2024

VIVEKANANDHAN, Mailam, Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea. The International Journal of Engineering, v. 2, ISSN 2319 - 1813, p. 63-73, 2013.

VOLPATO, Luiz Gustavo Dupim. **Determinação da Relação de Transmissão para um Veículo do Tipo Baja SAE**. 2018. 56f. Trabalho de Conclusão de Curso- Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Cornélio Procopio, 2015

WILSON, Lawrence; HAIGHT, Sean H. Dynamics of Vehicle-to-Vehicle Side Impact Crash Tests. **Collision: The International Compendium for Crash Research**, [S.L], v. 7, n. 2, p. 10-21, out. 2012.