

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL  
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

**WANDERLEI JUNIOR DAVOGLIO**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI DE MICRO-ÔNIBUS DE LINHA LEVE COM  
LONGARINAS DE AÇO LNE500.**

**CAXIAS DO SUL**

**2024**

**WANDERLEI JUNIOR DAVOGLIO**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI DE MICRO-ÔNIBUS DE LINHA LEVE COM  
LONGARINAS DE AÇO LNE500.**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Dr. Alexandre Vieceli

**CAXIAS DO SUL**

**2024**

**WANDERLEI JUNIOR DAVOGLIO**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE CHASSI DE MICRO-ÔNIBUS DE LINHA LEVE COM  
LONGARINAS DE AÇO LNE500.**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Dr. Alexandre Viecei

**Aprovado em 05 de junho de 2024**

**Banca Examinadora**

---

Prof. Dr. Alexandre Viecei  
Universidade de Caxias do Sul

---

Prof. Me. Adelair Lino Colombo  
Universidade de Caxias do Sul

---

Prof. Dr. Vagner do Nascimento  
Universidade de Caxias do Sul

## RESUMO

Mirando na tendência automotiva mundial de redução de peso e emissões de poluentes, o presente trabalho propôs a realização de uma análise estrutural em um chassi veicular de micro-ônibus. Esta teve como objetivo reduzir a massa total do veículo substituindo o material de fabricação das longarinas, que atualmente é LNE 380 para LNE 500, com redução de espessura. Para isto, foram levantadas as condições de contorno e de carregamento do chassi na sua aplicação e foram realizados testes simulando o comportamento real de torção e flexão da estrutura. Foram utilizados os *softwares* Solidworks® e SimSolid®, para realizar, respectivamente, a simplificação geométrica do modelo 3D do chassi e a simulação estrutural do modelo empregado. Analisadas as tensões resultantes das rodadas de testes, sob 4 modos diferentes de carregamento, foram obtidos coeficientes de segurança para a utilização do material proposto. Obteve-se redução de massa de 61,2 kg através da diminuição da espessura da chapa das longarinas, mantendo próximas as características de rigidez estrutural sob os carregamentos utilizados.

Palavras-chave: Análise estrutural; Método de elementos finitos; chassi; LNE 500; longarinas.

## **ABSTRACT**

Aiming at the global automotive trend towards the reduction of weight and pollutant emissions, this work proposed carrying out a structural analysis on a minibus vehicle chassis. The aim was to reduce the total mass of the vehicle by replacing the manufacturing material of the side members, which is currently LNE 380, to LNE 500. To achieve the objective, the boundary and loading conditions of the chassis were assessed in its application and tests were carried out simulating the actual torsional and bending behavior of the structure. The Solidworks® and SimSolid® softwares were used to perform respectively the geometric simplification of the 3D model of the chassis, and the simulation and structural analysis of the model employed. After analyzing the stresses resulting from the test rounds, under 4 different load cases, safety coefficients were obtained for the use of the proposed material. A mass reduction of 61.2 kg was achieved by reducing the thickness of the side member plates, keeping the structural rigidity characteristics close under the loads used.

**Keywords:** Structural analysis; Finite Element Method; chassi; LNE 500; side members.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Modelo simplificado do chassi.....	20
Figura 2: Condições de contorno aplicadas ao chassi simplificado.....	20
Figura 3: Condições de contorno da análise torcional do chassi de Toyota Bandeirante.....	21
Figura 4: Rigidez torcional $C_T$ resultante.....	21
Figura 5: Comparação entre computacional e experimental.....	22
Figura 6: Caminhão Super Great FU.....	23
Figura 7: Camisa de cilindro fabricada em compósito de matriz metálica.....	25
Figura 8: Esforço vertical superior – capotamento.....	28
Figura 9: impacto lateral.....	28
Figura 10: Impacto frontal.....	29
Figura 11: Modelo europeu da classe L7e.....	30
Figura 12: Modelo chinês da classe L7e.....	30
Figura 13: Desenhos dos veículos europeu e chinês.....	31
Figura 14: Versão do veículo Fly 10.....	32
Figura 15: Quadro do chassi.....	33
Figura 16: Dimensões da longarina.....	33
Figura 17: Proposta de fluxograma de trabalho.....	35
Figura 18: Modelo simplificado.....	36
Figura 19: Largura do chassi atual.....	36
Figura 20: Largura do chassi proposto.....	37
Figura 21: Posição do carregamento de massa teórico.....	38
Figura 22: Condições de contorno - faces imóveis.....	38
Figura 23: Condições de contorno – engaste suporte dianteiro.....	39
Figura 24: Condições de contorno – carregamento nos suportes traseiros.....	40
Figura 25: Condições de contorno – suportes imóveis traseiros.....	40
Figura 26: Condições de contorno – carregamento nos batentes dianteiros.....	41
Figura 27: Tensão máxima de carregamento estático com carga total – LNE 380.....	42
Figura 28: Deslocamento máximo em y de carregamento estático com carga total LNE380.....	43
Figura 29: Tensão máxima de carregamento estático com carga total – LNE 500.....	44

Figura 30: Deslocamento máximo em y de carregamento estático com carga total – LNE 500.....	44
Figura 31: Tensão de calibração do carregamento de torção e fixação dianteira – LNE 380...	45
Figura 32: Deslocamento máximo em y de torção com fixação dianteira – LNE 380.....	46
Figura 33: Tensão de calibração do carregamento de torção e fixação dianteira – LNE 500...	46
Figura 34: Deslocamento máximo em y de torção com fixação dianteira – LNE 500.....	47
Figura 35: Análise isolada dos perfis de longarina – torção traseira LNE 380.....	48
Figura 36: Análise isolada dos perfis de longarina – torção traseira LNE 500.....	48
Figura 37: Tensão máxima aproximada para as longarinas LNE 380 – original 2.....	49
Figura 38: Tensão máxima aproximada para as longarinas LNE 500 – proposta 2.....	49
Figura 39: Deslocamento máximo para as longarinas LNE 380 – fixação traseira 2.....	50
Figura 40: Deslocamento máximo para as longarinas LNE 500 – fixação traseira 2.....	50
Figura 41: Tensão de calibração do carregamento de fim de curso de suspensão – LNE 380.	51
Figura 42: Tensão de calibração do carregamento de fim de curso de suspensão – LNE 500.	52
Figura 43: Deslocamento máximo LNE 380 – batente de suspensão dianteira.....	52
Figura 44: Deslocamento máximo LNE 500 – batente de suspensão dianteira.....	53

## **LISTA DE QUADROS**

Quadro 1: Diferenças entre os métodos de análise.....	17
---	----



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Propriedades mecânicas do aço e ligas de alumínio utilizadas.....	24
Tabela 2: Resultado da análise - aço estrutural e ligas de alumínio.....	24
Tabela 3 - Propriedades de materiais utilizados no estudo: chassi Mahindra Bolero.....	26
Tabela 4: Composição química segundo a NBR 6656.....	27
Tabela 5: Propriedades mecânicas dos aços conforme NBR 6656.....	27
Tabela 6: Características da classe L7.....	29
Tabela 7: Elementos de mola e massa adicionados ao modelo.....	31
Tabela 8: Dados de catálogo do veículo Fly 10.....	33
Tabela 9: Rigidez k para cada suporte de mola.....	39
Tabela 10: Resumo das tensões e deslocamentos obtidos.....	53
Tabela 11: Coeficientes de segurança encontrados em cada condição geral.....	54
Tabela 12: Coeficientes de segurança encontrados considerando os extremos de tensão.....	55

## LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas técnicas
ARBL	Alta resistência e baixa liga
CAD	Projeto assistido por computador
CAE	Engenharia assistida por computador
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
MEF	Método de elementos finitos
NBR	Norma Brasileira

## LISTA DE SÍMBOLOS

$E$	Módulo de Young [GPa]
$e$	Espessura de chapa [mm]
$\sigma$	Tensão [MPa]
$\rho$	Densidade [kg/mm <sup>3</sup> ]

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1	JUSTIFICATIVA .....	14
1.2	OBJETIVOS .....	15
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral</b> .....	<b>15</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>16</b>
2.1	ANÁLISES VIRTUAIS DE CHASSIS VEICULARES .....	16
<b>2.1.1</b>	<b>Simplificação geométrica e carregamento estático</b> .....	<b>19</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Análise de rigidez torcional de um chassi veicular</b> .....	<b>20</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Condições de carregamento de um chassi</b> .....	<b>22</b>
2.2	MATERIAIS EMPREGADOS NA CONSTRUÇÃO DE CHASSIS .....	23
<b>2.2.1</b>	<b>Alumínio e suas ligas</b> .....	<b>23</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Compósitos de matriz metálica</b> .....	<b>24</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Compósitos de matriz polimérica</b> .....	<b>25</b>
<b>2.2.4</b>	<b>Aço estrutural e suas ligas</b> .....	<b>26</b>
<b>2.2.5</b>	<b>Análise comparativa de integridade em um chassi de <i>buggy</i></b> .....	<b>27</b>
<b>2.2.6</b>	<b>Análise comparativa de veículos para solução de mobilidade urbana</b> .....	<b>29</b>
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO</b> .....	<b>32</b>
3.1	OBJETO DE ANÁLISE .....	32
3.2	PRÉ-PROCESSAMENTO .....	34
3.3	FLUXOGRAMA DE TRABALHO .....	34
<b>3.3.1</b>	<b>Simplificação geométrica</b> .....	<b>35</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Definição das condições de contorno</b> .....	<b>37</b>
<b>3.4.2.1</b>	<b>Carregamento estático com carga total</b> .....	<b>37</b>
<b>3.4.2.3</b>	<b>Torção do quadro estrutural com fixação na suspensão dianteira</b> .....	<b>39</b>
<b>3.4.2.4</b>	<b>Flexão/fim de curso de suspensão dianteira (entrada de batente)</b> .....	<b>40</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>42</b>
4.1	CARREGAMENTO ESTÁTICO COM CARGA TOTAL.....	42
<b>4.1.1</b>	<b>Carregamento estático com carga total – LNE 380 e espessura de 8,00 mm</b> ....	<b>42</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Carregamento estático com carga total – LNE 500 e espessura de 6,35 mm</b> ....	<b>43</b>

4.2	TORÇÃO COM FIXAÇÃO DIANTEIRA .....	45
4.2.1	<b>Torção com fixação dianteira – LNE 380 e espessura de 8,00 mm .....</b>	<b>45</b>
4.2.2	<b>Torção com fixação dianteira– LNE 500 e espessura de 6,35 mm .....</b>	<b>46</b>
4.3	FLEXÃO/FIM DE CURSO DE SUSPENSÃO DIANTEIRA.....	50
4.3.1	<b>Flexão/fim de curso de suspensão dianteira – LNE 380 e espessura de 8,00 mm..</b>	<b>51</b>
4.3.2	<b>Torção com fixação dianteira– LNE 500 e espessura de 6,35 mm .....</b>	<b>51</b>
4.4	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	53
5	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>56</b>
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>57</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A estrutura do chassi é o maior componente em qualquer veículo automotor. A forma desta estrutura provê os meios de absorção dos impactos frontais e laterais, bem como os impactos de capotamento (AGRAWAL, 2015, p. 1). Por ser feito de aço, em sua maior parte, o chassi veicular é responsável por conferir uma grande parcela da massa total de um veículo, bem como propiciar a rigidez estrutural necessária.

Com o constante avanço das legislações para a diminuição das emissões de poluentes na área veicular, as montadoras buscam constantemente novas soluções para atender às especificações impostas pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). A redução de peso é parte deste processo na direção do aumento de eficiência energética para atender aos requerimentos previstos nas normas ambientais.

No Brasil, o Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores (Proconve), instituído pelo CONAMA em 1986, teve a sua fase P-8 (equivalente ao Euro 6), instituída no início de 2022.

Conforme Miller e Posada (2019, p.1), a norma P-8 especifica limites máximos de emissão para gases de escapamento, partículas e ruído, bem como requisitos de durabilidade, sistemas de diagnóstico de bordo (OBD) e testes em uso, entre outras disposições.

Esta norma, que chegou para substituir a norma P-7 (ou Euro 5, na Europa) que foi vigente no Brasil desde 2012, possui um controle mais rígido sobre as emissões de material particulado. Estima-se que no período de 30 anos (2018-2048) a implementação da norma P-8 possa reduzir de 89 % a 99 % dos níveis atuais de emissões. (MILLER; FAÇANHA, 2016, p. 7 e p.17). A tendência é de que os níveis pré-estabelecidos pelos órgãos nacionais e internacionais para emissões, sejam cada vez mais rigorosos, especialmente em motores de combustão interna.

Conforme visto por Lutsey (2010, p. 38), uma análise linear da curva de massa versus emissão de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) feita com um veículo do ano de 2008, sugere que uma diminuição de 20% na massa total do veículo está associada com uma redução de até 12 % a 16 % das emissões de CO<sub>2</sub>.

Ao reduzir a massa do veículo, as forças inerciais as quais o motor precisa superar para acelerar são menores, bem como a energia necessária para mover o veículo também diminui. Em uma regra geral, para cada 10 % reduzido em massa total do veículo, há uma diminuição de 5-7 % no consumo de combustível (CHEA, 2010, p. 13).

Dos componentes estruturais presentes no chassi de um micro-ônibus montado na empresa onde o presente trabalho foi realizado, os perfis de aço utilizados na fabricação das longarinas são os que possuem maior massa, dentre todos os demais utilizados na fabricação. Por este fator, os ganhos potenciais, com uma melhoria no quesito redução de peso possuem consequências bastante significativas no atual cenário de otimização de energia e de gestão ambiental de recursos cada vez mais restritos.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

Para a manutenção da competitividade de uma montadora veicular no mercado automotivo atual, é essencial que um dos enfoques seja a iniciativa no âmbito da redução de emissões. À medida que as regulamentações vão ficando cada vez mais estreitas e os parâmetros ambientais tornam-se cada vez mais elevados, a empresa que não se atentar às medidas eficazes para a redução da emissão de poluentes, como por exemplo a redução da massa total dos produtos, acabará perdendo espaço em relação à concorrência.

A empresa, cujos chassis serviram de modelo e onde o presente trabalho foi realizado, já utiliza em linha de montagem, ambos os materiais analisados no estudo (LNE 380 e LNE 500), porém em produtos diferentes, para diferentes aplicações. A possibilidade de compartilhamento e padronização de material, em um maior número de aplicações, acarreta uma melhor negociação de preços devido ao aumento do volume dos lotes, promovendo assim uma vantagem financeira potencial, além da vantagem técnica da redução de massa frente à questão das emissões de particulado nocivo à atmosfera.

Dado que o assunto é sensível para toda a linha de produtos leves e pesados para os padrões do CONAMA, a análise técnica pode servir como base de pesquisa e estudo para diversas outras empresas, tanto para a produção direta como para a cadeia de fornecimento de componentes.

## 1.2 OBJETIVOS

Seguem abaixo os objetivos geral e específico, respectivamente, os quais norteiam este estudo.

### 1.2.1 Objetivo geral

O trabalho teve como objetivo a análise estrutural de chassi de micro-ônibus de linha leve, substituindo o material das longarinas de aço LNE380 por aço LNE500.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral do trabalho, os seguintes objetivos específicos precisam ser cumpridos:

- realizar as modificações necessárias na espessura das longarinas a fim de atingir o objetivo da redução de massa;
- aplicar os reforços necessários nos chassis a fim de obter os parâmetros admissíveis de torção na estrutura;
- verificar a eficácia das alterações realizadas através de testes virtuais comumente utilizados para avaliação de rigidez em chassis veiculares.



## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Conforme Patel *et al.* (2013, p. 665), o chassi automotivo é uma parte importante de um veículo. O mesmo serve como quadro estrutural para suportar o peso do veículo, bem como os seus demais componentes. Além disto, o chassi deve ser rígido o suficiente para aguentar o impacto, torção, vibração e as demais tensões que ocorrem no veículo.

O chassi do tipo escada é considerado uma das formas mais antigas de chassis para veículos automotores, ainda muito utilizada atualmente. Como conota o seu nome, o chassi do tipo escada é assim nomeado devido ao seu formato ser parecido com uma escada, com dois trilhos laterais (longarinas) ligados por barras transversais (CHANDRA *et al.* 2012, p. 2594).

A fim de realizar o estudo, foram revisados conceitos e trabalhos focados principalmente na aplicação estrutural de chassis veiculares, conforme descritos com maiores detalhes neste capítulo.

### 2.1 ANÁLISES VIRTUAIS DE CHASSIS VEICULARES

Para Tavares (1998, p.2), o objetivo do método de elementos finitos é a obtenção de uma formulação que explore uma análise de forma automática, de sistemas complexos e/ou irregulares, por intermédio de programas computacionais.

Para Cook *et al.* (2001, p. 3), o primeiro passo para a solução de um problema é identificá-lo: comportamentos físicos importantes, influência ou não do fator tempo, a existência ou não de fatores não-lineares, precisão requerida, entre outros, são parte da análise a ser feita na primeira etapa, a fim de solucionar a questão.

O SimSolid<sup>®</sup> é uma ferramenta de análise estrutural que, ao contrário das ferramentas de MEF convencionais, elimina o uso da malha. Pode ser utilizado desde análises de sistemas simples como conjuntos mais numerosos e complexos. Conforme descrito por Montachana (2022, p. 39), algumas das principais diferenças entre os dois métodos podem ser definidas conforme descritas no Quadro 1.

Quadro 1: Diferenças entre os métodos de análise

MEF tradicional	SimSolid
Regiões simples	Regiões arbitrárias (a parte como um todo pode ser uma região)
Graus de liberdade associados aos nós	Graus de liberdade não são nodais, mas sim associados a superfícies, volumes e linhas
Cada nó pode ter 3 graus de liberdade	É possível ter muitos graus de liberdade para cada geometria, dependendo da solução
Tipos de elemento definido pelo usuário	Sem elementos
Decisões de controle baseadas na densidade e distribuição de malha	Sem malha

Fonte: adaptado de Montachana (2022)

Conforme a plataforma Altair (2020), o mecanismo computacional SimSolid® é baseado na extensão da teoria de aproximações externas. As aproximações externas são uma generalização do Método dos Elementos Finitos (MEF) em termos de que:

- formas geométricas absolutamente arbitrárias podem ser usadas como “elementos finitos”;
- as funções básicas que aproximam o campo de interesse no “elemento” podem ser de classe arbitrária e são independentes da forma do “elemento”.
- os graus de liberdade são integrais sobre entidades geométricas correspondentes.
- análise adaptativa multipassagem para controlar a precisão da solução.

O SimSolid®, conforme menciona o desenvolvedor, se baseia na resolução de um problema de valor sobre o contorno. Um problema abstrato de valor sobre o contorno é formulado para encontrar uma função  $U$  que preenche as equações:

$$AU = h \text{ (dentro do domínio } \Omega \text{)}$$

$$LU = g \text{ (dentro do domínio } \Gamma \text{)}$$

Alguns problemas de valor de contorno podem ser igualmente formulados em uma forma variacional, como para encontrar uma função  $U$  que fornece uma função  $F(U)$  em um valor mínimo, esta normalmente é uma função de energia.

O método proposto por Ritz para solucionar de forma aproximada este tipo de problema se dá através de aproximação com combinações lineares de algumas funções de base, que pode ser descrita como (ALTAIR, 2020):

$$U_h = (\sum_i^n a_i p_i)$$

onde  $ai$  são fatores desconhecidos, e  $pi$  são funções de aproximação de base. Para encontrar os fatores  $ai$ , minimiza-se os fatores de energia:

$$F(\sum_i^n ai pi) = \min$$

Ao final da discretização acima mencionada, a resultante é uma série de equações algébricas lineares que podem ser descritas da seguinte maneira (ALTAIR,2020):

$$\mathbf{Kd} = \mathbf{f}$$

No MEF,  $\mathbf{K}$  é chamada de matriz de rigidez,  $\mathbf{d}$  é o vetor de graus de liberdade e  $\mathbf{f}$  é chamado de vetor de carga.

Galerkin propôs um novo método aproximado para encontrar  $U$ , que pode ser descrita como (ALTAIR, 2020):

$$U_n = U_0 + (\sum_i^n ai pi)$$

Onde  $U_0$  é alguma função que atende a condições de contorno não homogêneas,  $pi$  são funções de aproximação analítica que atendem a condições de contorno homogêneas,  $ai$  são fatores desconhecidos.

Segundo a Altair (2020), a teoria moderna do método Ritz-Galerkin é baseada no conceito de “formulação fraca” do problema do valor de contorno. A formulação fraca de um problema de valor de contorno consiste em encontrar uma função de  $u \in V$  um espaço de Sobolev correspondente que cumpre uma equação variacional abstrata. Na análise estrutural, o espaço de Sobolev é um espaço de funções com energia de deformação finita.

$$a(u, v) = f(v) \text{ para qualquer função onde } v \in V$$

No método Ritz-Galerkin, o espaço  $V$  é aproximado com algum espaço de dimensão finita  $Xh$ , e a solução aproximada é encontrada na forma onde as funções  $pi$  pertençam ao espaço  $Xh$ . Portanto, a formulação discretizada de um problema de valor de contorno consiste em encontrar uma função  $Uh \in Xh$  que preencha a equação:

$$a(Uh, Vh) = f(Vh) \text{ para qualquer função } Vh \in Xh$$

Conforme menciona Altair (2020), elaborou-se uma teoria para abordar aproximações externas, onde a palavra “elemento finito” foi usada para designar um subdomínio de formato arbitrário do domínio  $\Omega$ , então a definição de elementos finitos não estava mais restrita a formas canônicas ou outras formas obtidas de um canônico por mapeamento. Todo o domínio  $\Omega$  poderia ser considerado como um elemento finito e, portanto, para montagens, uma parte de uma montagem poderia ser um “elemento finito” na terminologia MEF. Outra suposição era que funções de aproximação dentro do elemento finito poderiam ser arbitrárias - não necessariamente polinômios. O único requisito era que as funções pertencessem ao espaço

de Sobolev correspondente, então elas precisam ser suficientemente suaves dentro do elemento. Foi mostrado que a condição necessária e suficiente para que uma aproximação por elementos finitos seja externa é:

$$\langle \delta, \gamma U \rangle = 0$$

A equação corresponde ao emparelhamento de dualidade em certos espaços funcionais definidos nas fronteiras entre elementos,  $\delta$  e  $\gamma$  são alguns operadores, e  $U$  são funções de aproximação definidas dentro do elemento. Esta condição pode ser estendida pela continuidade do emparelhamento da dualidade para o produto interno em outros espaços de funções (ALTAIR, 2020):

$$(g, \gamma U) = 0$$

Conforme Altair (2020),  $g$  são funções definidas nos contornos entre elementos, chamadas de funções de contorno. Funções de contorno são funções de parâmetros de superfície e geram graus de liberdade de limite, as quais são integrais de produtos de funções de contorno em funções de base de elementos finitos sobre o contorno do elemento finito:

$$\int_{\Gamma} g_k \gamma U d\Gamma = 0$$

Onde  $\Gamma$  é o contorno do elemento finito,  $g_k$  são funções definidas no contorno do elemento finito, e  $U$  é uma função a ser aproximada no elemento (por exemplo, deslocamentos na análise estrutural).

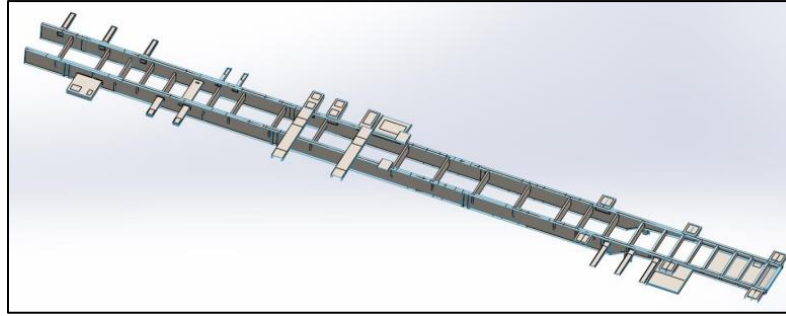
### 2.1.1 Simplificação geométrica e carregamento estático

Na fase de modelamento, o analista busca excluir detalhes supérfluos e incluir as principais características, assim deixando a análise menos complicada, porém descrevendo o problema com a precisão necessária. (COOK et al, 2001, p. 3).

Na análise realizada por Pezzi (2021), este propôs uma análise virtual utilizando o software Solidworks<sup>®</sup>, a fim de reduzir a massa total da usina móvel de asfalto, propondo também materiais diferentes para sua construção.

O modelo estrutural em si foi simplificado conforme mostrado na Figura 1.

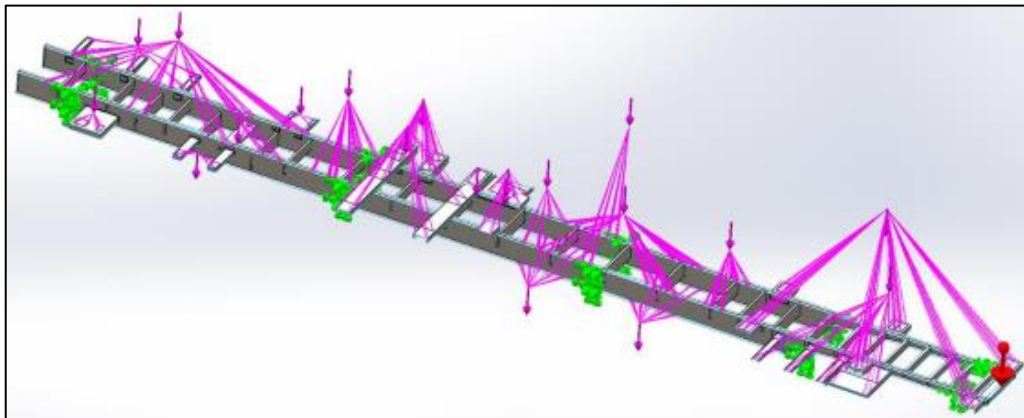
Figura 1: Modelo simplificado do chassi



Fonte: Pezzi (2021)

Foram aplicadas as condições de contorno (apoios e carregamentos), em uma condição de carga máxima da usina, conforme mostrado na Figura 2 (PEZZI, 2021, p. 45).

Figura 2: Condições de contorno aplicadas ao chassi simplificado



Fonte: Pezzi (2021)

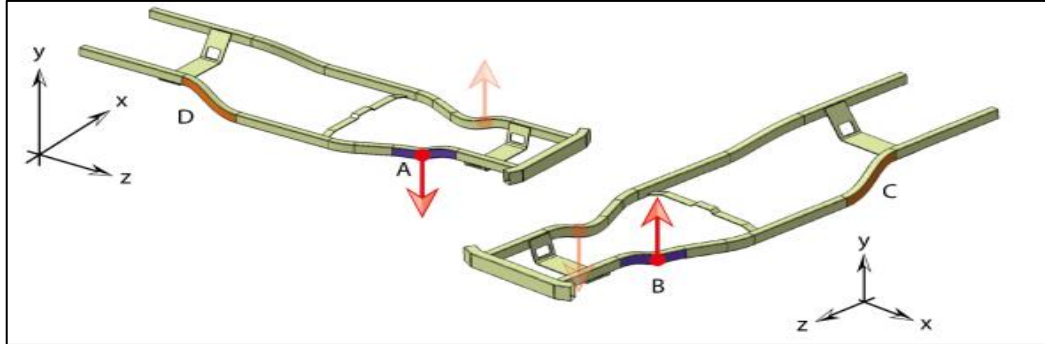
Pezzi concluiu que, para o aço ASTM A572 Gr. 50, o cenário final previa uma redução de redução de massa de 21,04 %. Porém, avaliando a condição de custo total do equipamento, o melhor cenário encontrado foi obtido com o Aço ASTM A36 resultando em uma redução massa de 6,96 % (PEZZI, 2021, p.58).

### 2.1.2 Análise de rigidez torcional de um chassi veicular

Na análise de torção de um chassi automotivo realizada por Da Silva (2021, p.5), este propôs uma análise comparativa entre dois materiais: aço estrutural e aço inoxidável, variando a espessura do chassi entre 2 mm e 7 mm.

Como condições de contorno foram engastadas as superfícies C e D e aplicadas forças A e B. O material é constante em todo o chassi, bem como também a sua espessura. As condições de contorno podem ser visualizadas na Figura 3 (DA SILVA, 2021, p. 8).

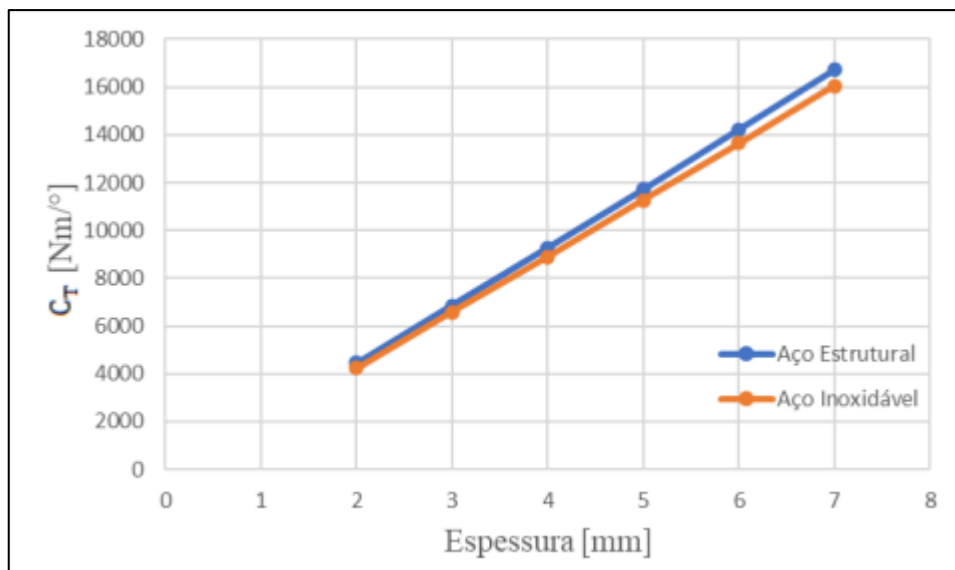
Figura 3: Condições de contorno da análise torcional do chassi de Toyota Bandeirante



Fonte: da Silva (2021)

Conforme da Silva (2021, p. 15), este concluiu sobre a linearidade do comportamento de ambos os materiais em todas as medidas de espessura testadas, descartou a possibilidade de utilização da espessura de 2 mm em ambos os materiais, devido à proximidade desta com a região plástica dos materiais e afirmou como sendo o aço estrutural sucintamente superior ao aço inoxidável em todos os aspectos testados, em especial da rigidez torcional, conforme mostrado na Figura 4.

Figura 4: Rigidez torcional  $C_T$  resultante



Fonte: da Silva (2021)

### 2.1.3 Condições de carregamento de um chassi

Em um estudo conduzido por Dubey e Dwivedi (2003, p. 5), foram analisadas as tensões e deformações sofridas por um chassi veicular sob diversos *load cases* simulados no software ANSYS®.

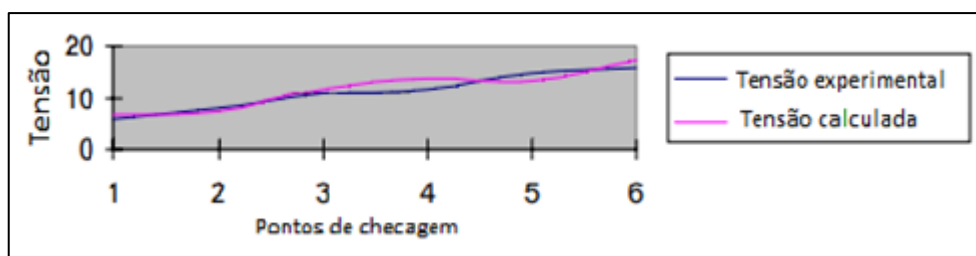
Nos elementos de suspensão e nos demais periféricos, como por exemplo o tanque de combustível e motor, foram utilizados elementos do tipo mola e do tipo viga. Porém, nos componentes que se referem às partes longitudinais e transversais do chassi, foram utilizados elementos em casca. A vantagem de utilizar os elementos em casca é que os detalhes de tensão podem ser obtidos tanto nas subseções do chassi, quanto na seção do chassi completo (Dubey e Dwivedi, 2003, p. 4).

Os *load cases* analisados no estudo foram:

- *Bump* vertical em rodas diagonalmente opostas;
- Veículo em subida com inclinação de grau 12% (percentual calculado de peso a mais no eixo traseiro), em aceleração, virando para a esquerda e sob um *banking* lateral do pavimento de 250 mm.
- Veículo em descida com inclinação de grau -12 % (percentual calculado de peso a mais no eixo traseiro), em aceleração negativa (frenagem), virando para a esquerda e sob um *banking* lateral do pavimento de 250 mm.

Na Figura 5 pode-se observar a validação do modelo simulado no software ANSYS®, que se deu pela comparação dos resultados obtidos na simulação com os resultados obtidos de forma experimental. Duas rodas diagonalmente opostas do veículo foram erguidas até o final do seu curso de suspensão e, nesta condição, foram medidas as tensões em 6 pontos do veículo. Em comparação ao modelo computacional, os resultados foram semelhantes.

Figura 5: Comparação entre computacional e experimental



Fonte: adaptado de Dubey e Dwivedi (2003)

## 2.2 MATERIAIS EMPREGADOS NA CONSTRUÇÃO DE CHASSIS

Ainda que a escolha primária das fabricantes sejam as ligas de aço, devido às suas propriedades mecânicas e à disponibilidade para a aquisição deste tipo de material no mercado, a indústria automotiva continua pressionando os pesquisadores por soluções mais inovadoras para reduzir o peso e consumo de combustível dos veículos (AGARWAL; MTHEMBU, 2022, p. 2084).

### 2.2.1 Alumínio e suas ligas

A maioria das indústrias utilizam o aço na fabricação de chassis, tornando o volume deste consideravelmente grande em utilização. Contudo, muitos pesquisadores sugerem também a utilização de alumínio para a fabricação de estruturas veiculares mais leves (NANDHAKUMAR *et al*, 2021, p. 1824).

Em um estudo realizado por Karita *et al* (2003, p. 81), foram substituídos o equivalente a 65 % do peso total de um caminhão pipa. O resultado obtido foi uma redução total de peso na ordem de 1,5 ton. O caminhão em questão foi exibido na *Tokyo Motor Show* de 2002, mostrado na Figura 6.

Figura 6: Caminhão Super Great FU



Fonte: Karita *et al* (2003)

No estudo de Nandhakumar *et al* (2021), foram propostas a substituição de uma liga convencional de aço estrutural, para a aplicação de um ônibus de propulsão elétrica, pelas ligas de alumínio 6061-T6 e 7075-T6, cujas propriedades mecânicas podem ser observadas na Tabela 1.



Tabela 1: Propriedades mecânicas do aço e ligas de alumínio utilizadas

<b>Propriedades</b>	<b>Aço estrutural</b>	<b>Alumínio 6061-T6</b>	<b>Alumínio 7075-T6</b>
Limite de escoamento (MPa)	260	275	505
Limite de resistência à tração (MPa)	450	310	570
Modulo de Young (GPa)	200	69,0	71,7
Módulo de cisalhamento (GPa)	76,9	26,6	26,9
Coefficiente de Poisson	0,30	0,33	0,33

Fonte: adaptado de Nandhakumar *et al* (2021)

Ao final das análises por MEF, observou-se uma redução de peso total entre 60 % e 65 % da massa total do quadro do chassi. Contudo, também se identificou um aumento de mais de três vezes na deformação total do mesmo, conforme pode-se observar na Tabela 2.

Tabela 2: Resultado da análise - aço estrutural e ligas de alumínio

<b>Material</b>	<b>Tensão equivalente (MPa)</b>	<b>Deslocamento total (mm)</b>
Aço estrutural	41,59	5,96
Alumínio 6061-T6	41,71	17,22
Alumínio 7075-T6	41,51	16,56

Fonte: adaptado de Nandhakumar *et al* (2021)

## 2.2.2 Compósitos de matriz metálica

Uma das soluções encontradas pelos pesquisadores, na busca de inovação na área de materiais na indústria automotiva, foram os compósitos de matriz metálica. A utilização destes materiais na construção de chassis pode reduzir significativamente o peso total do mesmo, melhorando a autonomia do veículo em termos de consumo de combustível (AGARWAL; MTHEMBU, 2022, p. 2085).

Compósitos de matriz metálica são metais, ou ligas, que incorporam partículas de fibras, ou microbolhas formadas por outro material, os quais oferecem oportunidades únicas para fabricações específicas para cada tipo de projeto (MACKE *et al*, 2012, p.19). A Figura 7 mostra um exemplo de aplicação em camisas de cilindro feitas em compósito de matriz metálica de alumínio-grafite.

Figura 7: Camisa de cilindro fabricada em compósito de matriz metálica



Fonte: Macke et al (2012)

No estudo realizado por Agarwal e Mthembu (2022, p.2092), substituiu-se um aço estrutural St52E, com densidade de  $7,8 \text{ g/cm}^3$  e módulo de Young E de 210 GPa, pelo compósito de matriz metálica de alumínio MMC- P100/6061 Al, cuja densidade é de  $2,5 \text{ g/cm}^3$  e um E de 342,5 GPa. A conclusão do estudo foi de que a utilização destes compósitos resultou numa redução de cerca de 68,4 % do peso total do chassi utilizado nas simulações.

### 2.2.3 Compósitos de matriz polimérica

Segundo Begum e Murthy (2016, p. 576), um compósito é formado de pelo menos dois materiais, em fases separadas, dos quais um é o material de ligação e outro é o material de reforço. A combinação destes materiais é capaz de gerar um material com propriedades que não são alcançáveis por nenhum dos dois materiais de origem sozinhos.

No trabalho de Begum e Murthy (2016, p. 582), foi considerado um chassi convencional, do tipo escada, do veículo Mahindra Bolero. Foram empregados neste, uma série de materiais de matriz polimérica, bem como aço inoxidável, em uma análise pelo MEF. As propriedades dos materiais podem ser conferidas na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades de materiais utilizados no estudo: chassi Mahindra Bolero

<b>Propriedades</b>	<b>Fibra de vidro E-Glass</b>	<b>Fibra de carbono</b>	<b>Fibra de vidro S-Glass</b>	<b>Aço inox</b>
<b>E (GPa)</b>	72,5	388	85	193
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,28	0,358	0,22	0,31
<b>Densidade (kg/m<sup>3</sup>)</b>	2580	1600	2490	7750
<b>Limite de resistência à tração (GPa)</b>	3,45	4,1	4,6	3,2

Fonte: adaptado de Begum e Murthy (2016)

A conclusão do estudo trouxe que o chassi modelado com fibra de carbono era não só mais leve, mas também mais rígido comparado a todos os outros materiais. No geral, os chassis feitos com estruturas de compósitos de matriz polimérica eram mais leves e econômicos que o mesmo modelo feito com aço convencional (BEGUM E MURTHY. 2016, p. 581)

#### **2.2.4 Aço estrutural e suas ligas**

A adoção das ligas de alumínio, bem como a de compósitos de matrizes metálica ou polimérica, esbarra atualmente no custo e escassez destes tipos de matéria prima no mercado de distribuição.

Conforme o estudo realizado por Ferreira (2020, p. 59), um determinado quadro de chassi fabricado utilizando 235 kg de aço LNE 500 e 100 kg do material LNE 380, teve um custo total de R\$ 2179,85 em sua fabricação. Este mesmo quadro de chassi utilizando 185 kg de Alumínio 6082 teve como custo total de fabricação na ordem de R\$ 3840,60. Considerando os reforços adicionados para que o caminhão do estudo atendesse às especificações de rigidez necessárias, a redução de peso total foi da ordem de 44,8%. Contudo, esta redução só foi possível com um aumento de R\$ 1660,76, ou seja, um aumento de 23,8% no preço final do chassi.

Quanto aos compósitos de matriz polimérica, A tendência mundial mostra que a indústria automotiva a médio e longo prazos será a maior usuária dos compósitos poliméricos. A possibilidade de emprego destes compósitos na indústria de transportes se daria na manufatura principalmente de chassis e tanques de combustível. Porém esta realidade só se firmará uma vez que o preço dos compósitos reforçados com fibra de vidro e carbono se tornarem competitivos com o alumínio e o aço (REZENDE et al, 2000, p. E8).

Historicamente, os aços mais empregados em veículos comerciais, em geral, sejam eles ônibus ou caminhões, são os aços de alta resistência e baixa liga (ARBL). Mais

especificamente o NBR 6656 LNE 380 e o NBR 6656 LNE 500, por estes possuírem um menor custo em comparação a outros materiais (FERREIRA, 2020, p. 15).

A NBR 6656 trata de bobinas laminadas a quente de aço acalmado com características especiais de propriedades mecânicas, conformabilidade e soldabilidade.

Dentre os aços contemplados na norma, as composições químicas do aço LNE 380 e do aço LNE 500 são mostradas na Tabela 4 e as propriedades mecânicas são conforme Tabela 5.

Tabela 4: Composição química segundo a NBR 6656

GRAU	C (máx.)	Mn (máx.)	Si (máx.)	P (máx.)	S (máx.)	Al (min)	Nb (máx.)	V (máx.)	Ti (máx.)
LNE 380	0,12	1,20	0,35	0,025	0,015	0,015	0,12	0,12	0,20
LNE 500	0,12	1,70	0,35	0,03	0,02	0,02	0,12	0,12	0,20

Fonte: adaptado de NBR 6656 (2016)

Tabela 5: Propriedades mecânicas dos aços conforme NBR 6656

GRAU	Limite de escoamento (MPa)	Limite de resistência (MPa)	Alongamento (L0=5,65√S0) mínimo (%)	Calço de dobramento a 180° em função da espessura nominal "e" (mm)
LNE 380	380 a 530	460 a 600	23	zero
LNE 500	500 a 620	560 a 700	18	e ≤ 10,00 - 0,5 e e > 10,00 - 1,0 e

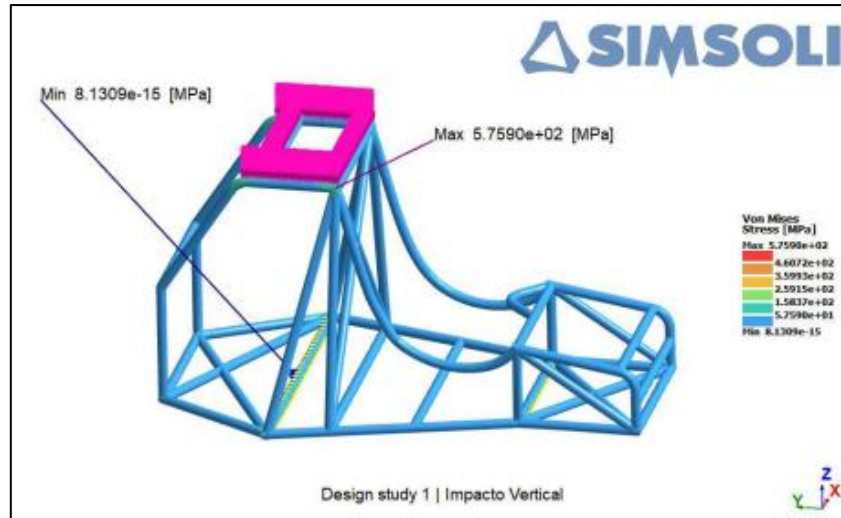
Fonte: adaptado de NBR 6656 (2016)

### 2.2.5 Análise comparativa de integridade em um chassi de *buggy*

No estudo de Montachana (2022), foram verificados vários *load cases* de impacto, visando averiguar se o modelo projetado atendia à solicitação de proteção do ocupante enquanto submetido a impactos frontais, laterais e capotamento. O estudo decorre a respeito da empregabilidade de dois tipos de material alternativo para a construção da estrutura: o aço A36 e o alumínio 6061T, analisando comparativamente qual modelo apresenta melhor resultado quanto às especificações de projeto e condições de carregamento especificadas.

Na Figura 8, pode-se observar a tensão máxima obtida quando submetidas forças verticais para baixo na parte superior do chassi, simulando uma situação de capotamento, com carga de 4 vezes o peso do próprio chassi (MONTACHANA, 2022, p. 32).

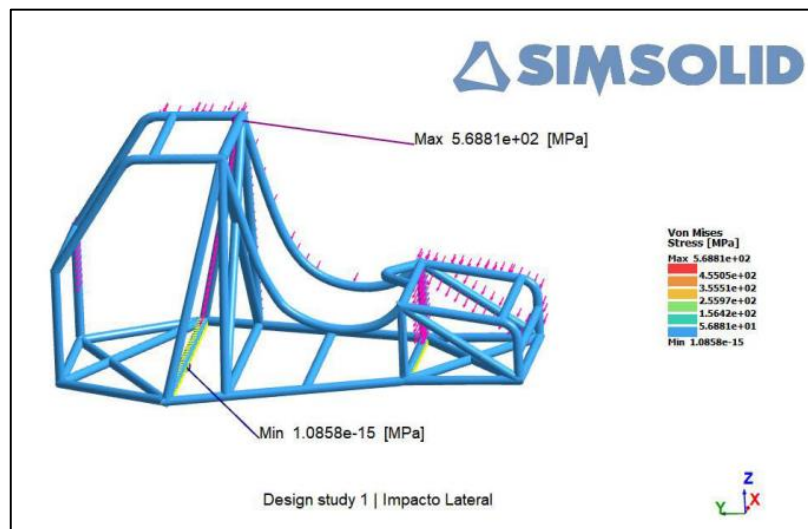
Figura 8: Esforço vertical superior – capotamento



Fonte: adaptado de Montachana (2022)

Conforme Montachana (2022, p.34), para o impacto lateral foi escolhida uma força de 1,5 vezes o peso do chassi, obtendo como resultado o mostrado na figura 9.

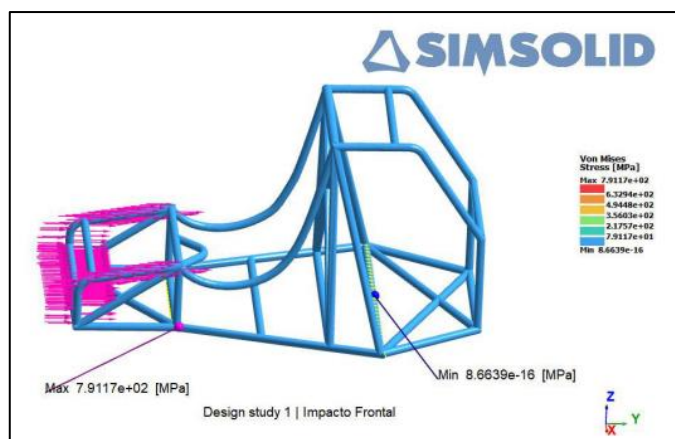
Figura 9: impacto lateral



Fonte: adaptado de Montechama (2022)

Do mesmo modo, aplicou-se uma carga 3 vezes maior que a de projeto para a análise de impacto frontal, com os engastes feitos na região traseira do modelo (MONTACHANA, 2022, p. 35). O resultado das tensões obtidas neste modo de carregamento é conforme ilustrado na figura 10.

Figura 10: Impacto frontal



Fonte: adaptado de Montachana (2022)

## 2.2.6 Análise comparativa de veículos para solução de mobilidade urbana

No estudo de Campaña *et al* (2021, p. 305), foram comparados dois veículos, um de fabricação europeia e um de fabricação chinesa, pensados como solução para mobilidade urbana na classe L7e. Os modelos M1 e M2, europeu e chinês respectivamente, seguem as características mostradas na Tabela 6.

Tabela 6: Características da classe L7

Características	M1	M2
<b>Motor</b>	4 ou 8 kW	4,5 kW
<b>Torque Máx.</b>	57 Nm a 2100 rpm	indefinido
<b>Potência Máx.</b>	13 ou 17 cv a 7250 rpm	1,3 kW
<b>Peso Máx.</b>	6768,9 N	7602,65 N
<b>Peso Próprio</b>	375 kg	320 kg
<b>Velocidade Máx.</b>	80 km/h	50 km/h
<b>Autonomia</b>	60 a 70 km	100 km
<b>Segurança</b>	- Chassi tubular - Air bag - Freio a disco - Cinto de segurança - Suspensão independente - Freio de segurança	- Chassi tubular - Cinto de segurança - Freio a disco

Fonte: adaptado de Campaña et al (2021)

Foram revisadas as legislações de segurança do Equador (país de origem do estudo) e comparados ambas as estruturas dos veículos no Simsolid<sup>®</sup>, sob variadas condições de carga. Os modelos europeu e chinês são ilustrados, respectivamente, nas figuras 11 e 12.

Figura 11: Modelo europeu da classe L7e



Fonte: adaptado de Campaña et al (2021)

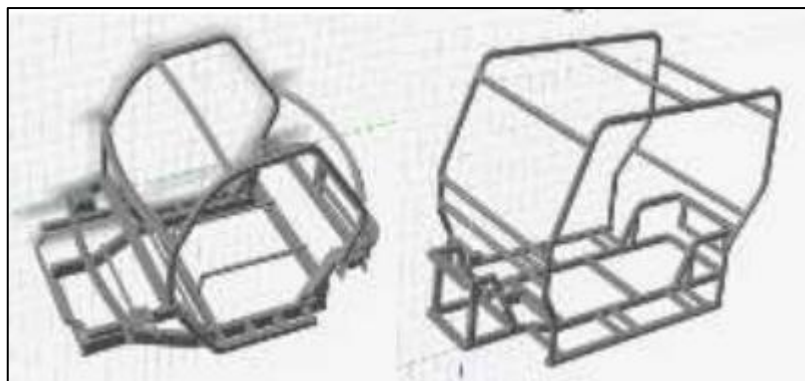
Figura 12: Modelo chinês da classe L7e



Fonte: adaptado de Campaña et al (2021)

Foram efetuadas medidas do chassi tubular de cada um dos veículos e os mesmos foram modelados em CAD, para posteriormente serem submetidos às análises, conforme ilustrado na figura 13.

Figura 13: Desenhos dos veículos europeu e chinês



Fonte: adaptado de Campaña et al (2021)

Após submetidos os veículos europeus (V1) e chinês (V2) às cargas especificadas, observou-se que nos dois modelos foram ultrapassados os limites de escoamento para os casos de torção estrutural.

Devido ao não atendimento das tensões admissíveis, foram sugeridos aços de maior capacidade de resistência mecânica para a aplicação, bem como seus respectivos fatores de segurança. Na Tabela 7, observam-se os materiais da base de dados do SimSolid<sup>®</sup>, seus respectivos limites de escoamento e o coeficiente de segurança obtido para cada um dos modelos testados, com base nas tensões máximas obtidas durante a análise, tanto do modelo europeu V1, quanto do modelo chinês V2.

Tabela 7: Elementos de mola e massa adicionados ao modelo

<b>Aço</b>	<b>LE (MPa)</b>	<b>Coeficiente de segurança para torção (V1)</b>	<b>Coeficiente de segurança para torção (V2)</b>
<b>AISI 1340 temperado a óleo</b>	834	1,55	1,95
<b>AISI 4027 temperado a água</b>	917	1,70	2,14
<b>AISI 4140 temperado</b>	986	1,83	2,30
<b>AISI 4340 normalizado</b>	862	1,60	2,01
<b>AISI 5140 temperado a óleo</b>	841	1,56	1,96
<b>AISI 8630 temperado a água</b>	910	1,69	2,12

Fonte: adaptado de Campaña et al (2021)



### 3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Para o seguimento do trabalho, é necessário conhecer as especificidades do objeto de estudo, bem como conhecer os softwares a serem utilizados na análise.

#### 3.1 OBJETO DE ANÁLISE

Escolheu-se o chassi, cujas aplicações de cargas e esforços devido ao peso, são os mais severos de toda a linha leve da empresa. Trata-se do chassi de maior capacidade de passageiros com capacidade de carga de mais de 10 toneladas, empregado em uma das maiores encarroçadoras da categoria.

Dado que este chassi é o que apresenta maior massa na linha leve da empresa, os resultados encontrados no trabalho poderão ser viabilizados também nos veículos mais leves, com as adequações necessárias para cada característica de aplicação.

O chassi empregado possui uma capacidade total de 39 passageiros, contando com o motorista, quando encarroçado. Um exemplo de uma das versões do modelo pode ser observado na Figura 14.

Figura 14: Versão do veículo



Fonte: site oficial da Volare (2023)

Algumas capacidades e dimensões do veículo são informadas no catálogo do mesmo, conforme demonstrado na Tabela 8.

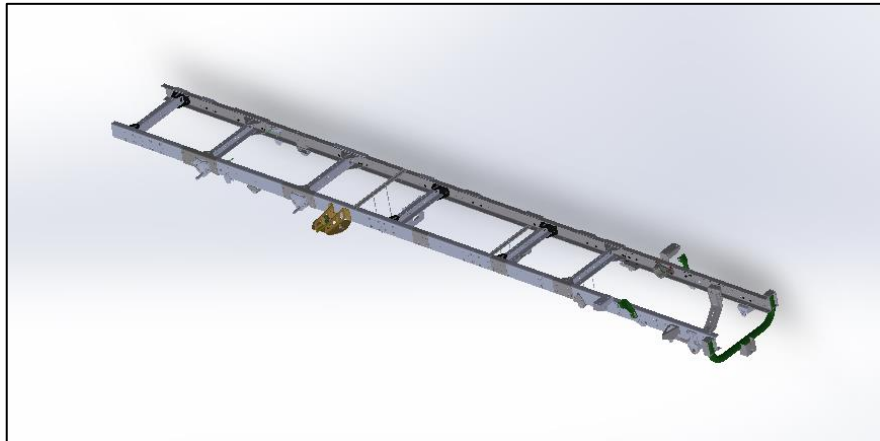
Tabela 8: Dados de catálogo do veículo Fly 10

<b>Especificação</b>	<b>Valor especificado</b>
PBT	10700 kg (na versão 10.145)
Tanque de combustível	150 l
Reservatório de ureia	25 l
entre-eixos	máximo 5500 mm

Fonte: adaptado do catálogo da linha Fly (2023)

O quadro do chassi é composto por 8 travessas, incluindo as de suporte do motor, e duas longarinas longitudinais de 8530 mm de comprimento, conforme mostra a Figura 15.

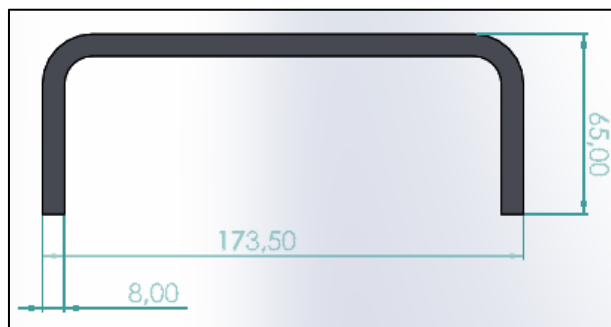
Figura 15: Quadro do chassi



Fonte: site oficial da Volare (2023)

As dimensões do perfil da longarina podem ser vistas na Figura 16.

Figura 16: Dimensões da longarina



Fonte: O autor (2023)

A proposta é a de diminuir a espessura das longarinas a fim de reduzir o peso total do veículo.

### 3.2 PRÉ-PROCESSAMENTO

Na etapa de pré-processamento, a proposta do trabalho se inicia pelo tratamento geométrico da estrutura do chassi, a fim de otimizar o tempo de processamento computacional eliminando detalhes que não são relevantes à análise, como por exemplo as furações das longarinas.

Dada a aplicação do veículo, foram realizadas análises simulando o comportamento usual da estrutura do veículo enquanto submetido à aplicação real (flexão e torção). As condições de contorno do teste foram dadas por referência interna da empresa, onde já foram efetuadas análises deste tipo em outro modelo de veículo.

Para tanto, foram empregados os seguintes softwares:

- Altair SimSolid® para aplicações das cargas e obtenção dos dados para realização da análise sobre os modelos;
- Dassault Solidworks® para alterações na geometria do chassi, tanto para a análise principal quanto para posteriores alterações no projeto original, caso fossem necessárias (colocação de reforços, etc.).

Para as análises dos modelos, foram definidas as seguintes condições de carregamento:

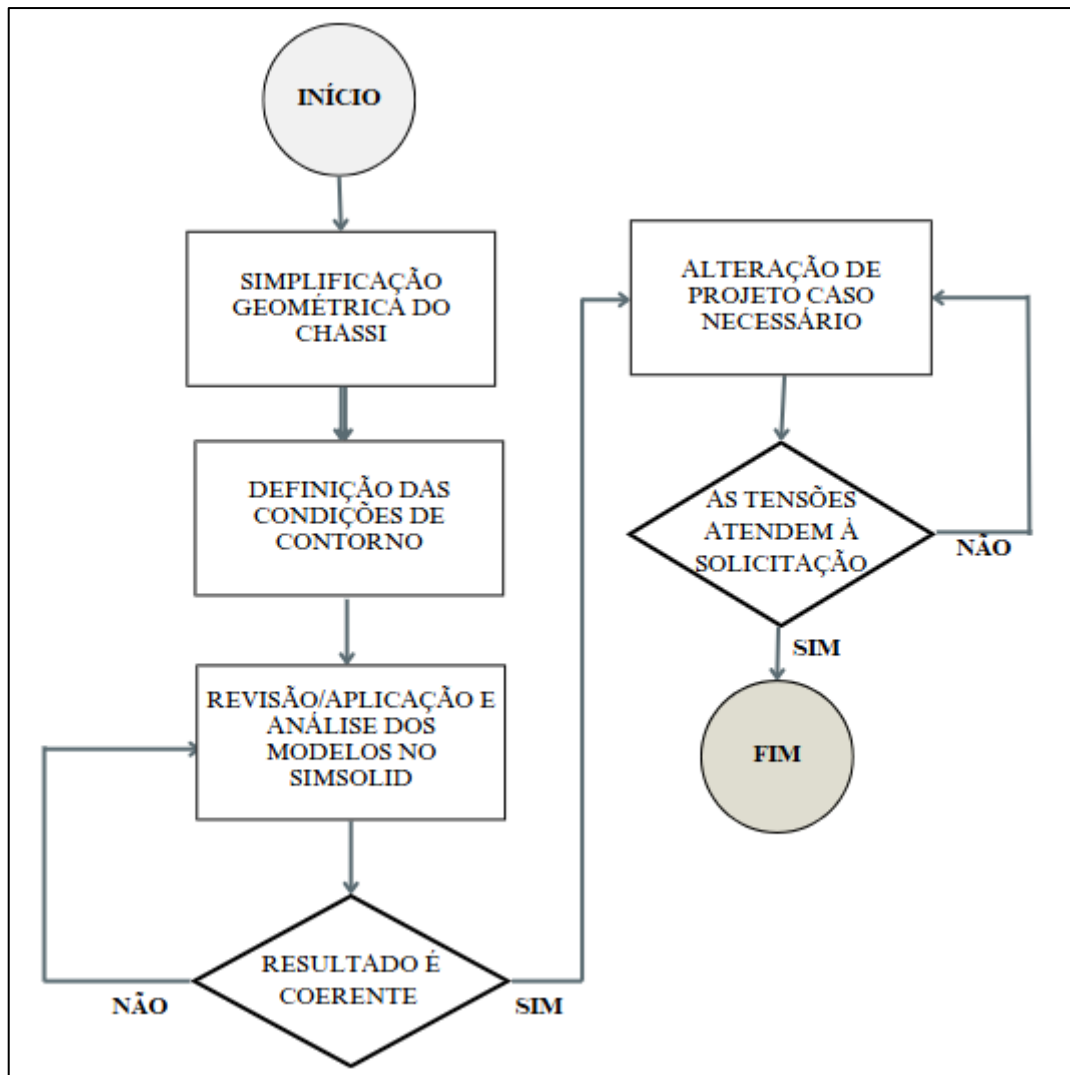
- Carregamento estático com carga total;
- Torção do quadro estrutural com fixação na suspensão dianteira;
- Flexão/fim de curso de suspensão dianteira (entrada de batente);

Os modos de carregamento de torção levam em conta o fato de que o chassi empregado atualmente já é validado e é utilizado em veículos do porte mencionado neste trabalho durante mais de uma década. De modo, foi realizada uma análise comparativa entre os dois modelos (atual e proposto) baseando o sucesso do modelo proposto na obtenção dos valores obtidos na análise do modelo atual.

### 3.3 FLUXOGRAMA DE TRABALHO

O fluxograma de trabalho é proposto conforme ilustrado na Figura 17.

Figura 17: Proposta de fluxograma de trabalho



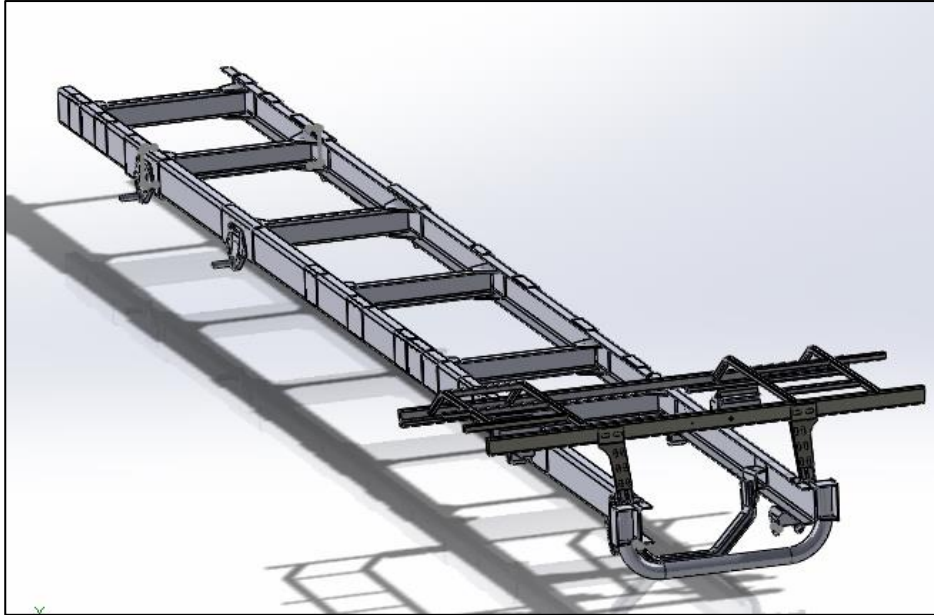
Fonte: O autor (2023)

### 3.3.1 Simplificação geométrica

Realizou-se a simplificação geométrica de dois modelos idênticos, com exceção das espessuras das longarinas. Foram mantidos os suportes de mola, para aplicação das condições de contorno e a plataforma para fins de manter a rigidez da parte dianteira do veículo.

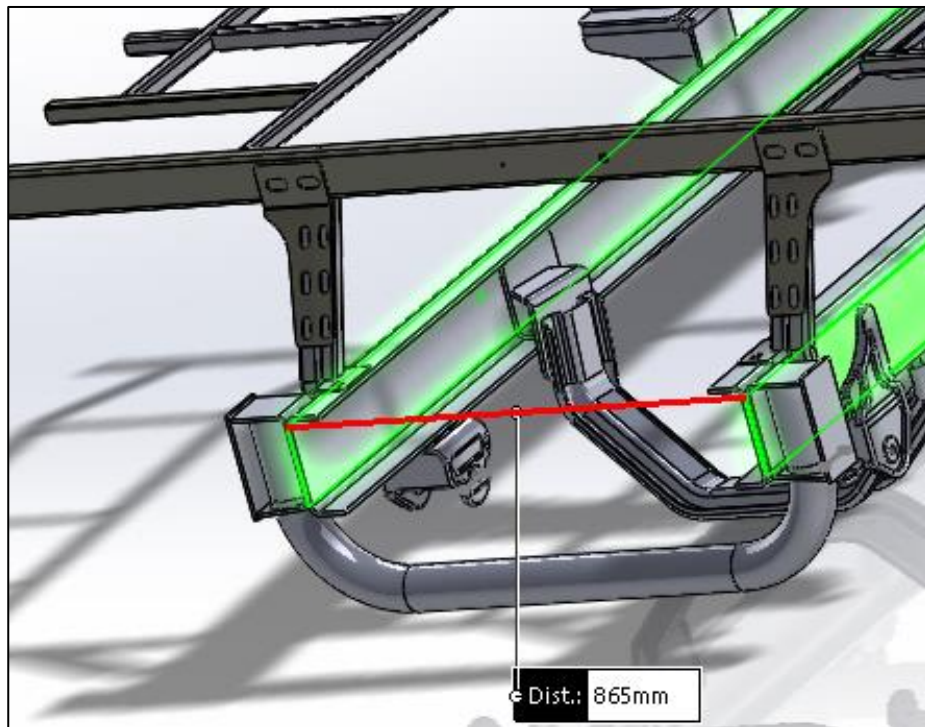
Foram mantidos todos os contatos e distâncias do modelo original, reduzindo-se a diferença oriunda da perda de espessura da largura externa do chassi, conforme demonstrado nas Figuras 18, 19 e 20.

Figura 18: Modelo simplificado



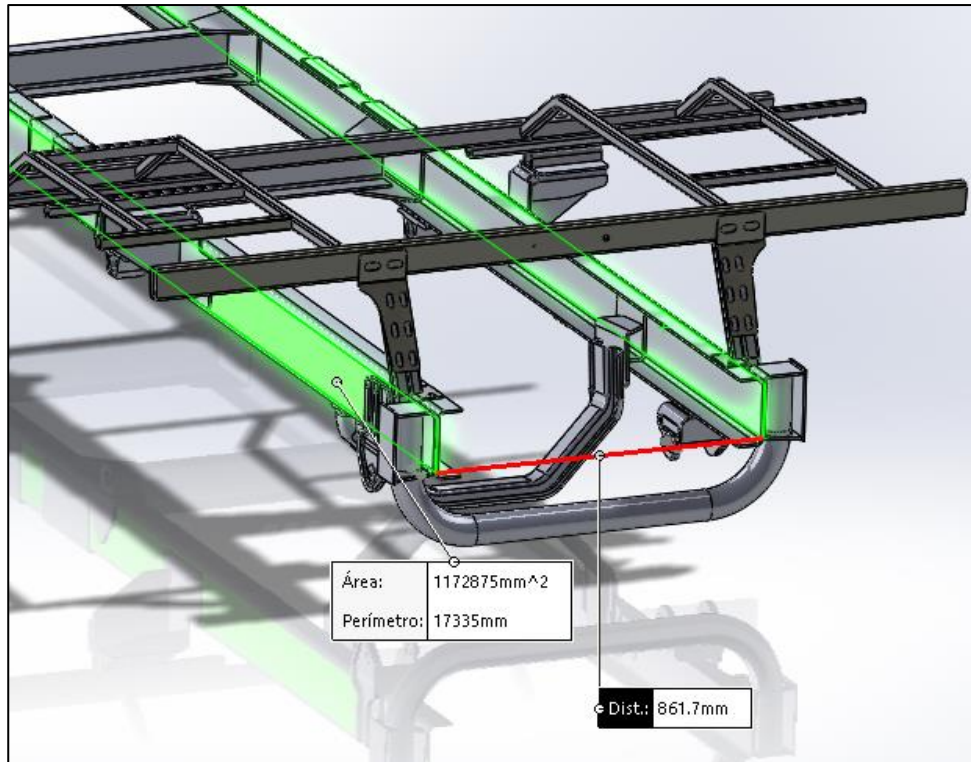
Fonte: O autor (2024)

Figura 19: Largura do chassi atual



Fonte: O autor (2024)

Figura 20: Largura do chassi proposto



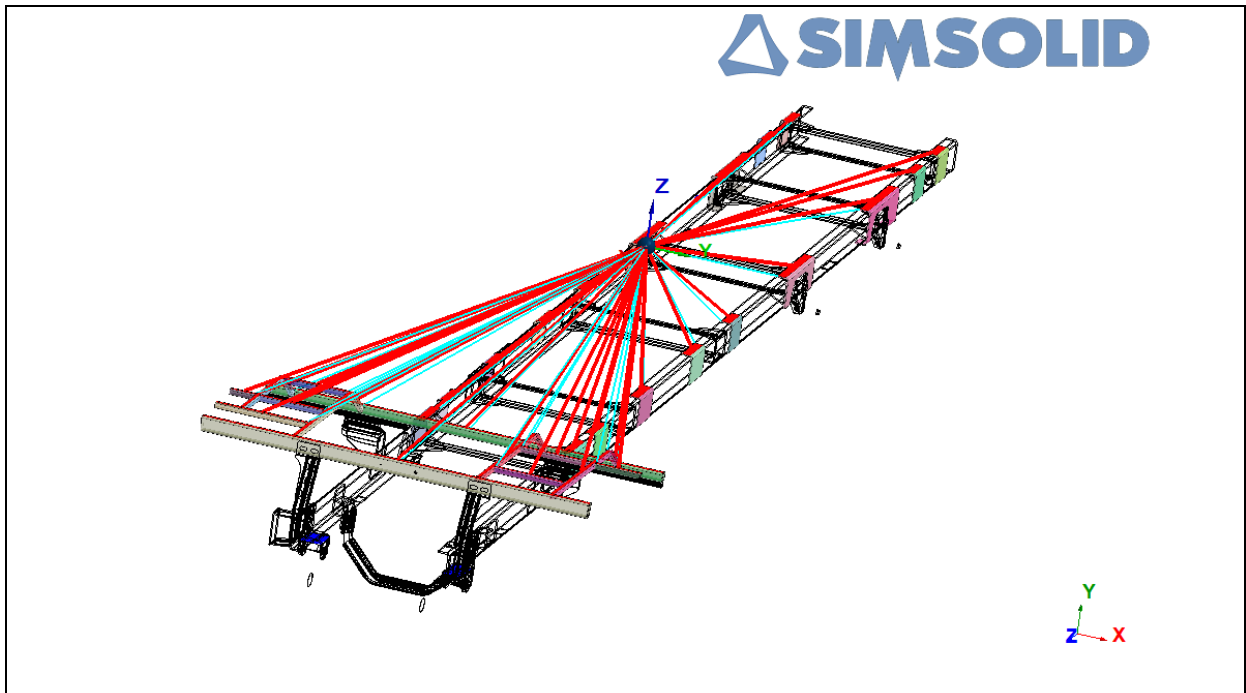
Fonte: O autor (2024)

### 3.3.2 Definição das condições de contorno

#### 3.4.2.1 Carregamento estático com carga total

Para esta análise, posicionou-se uma carga remota representando o centro de gravidade real do veículo encarroçado, apoiado nos pontos do chassi que recebem a carga referente ao peso da carroceria após esta ser soldada no veículo. A massa aplicada para esta carga corresponde ao peso total do PBT do veículo (10700 kg) menos o peso total do chassi completo, conforme demonstrado na Figura 21.

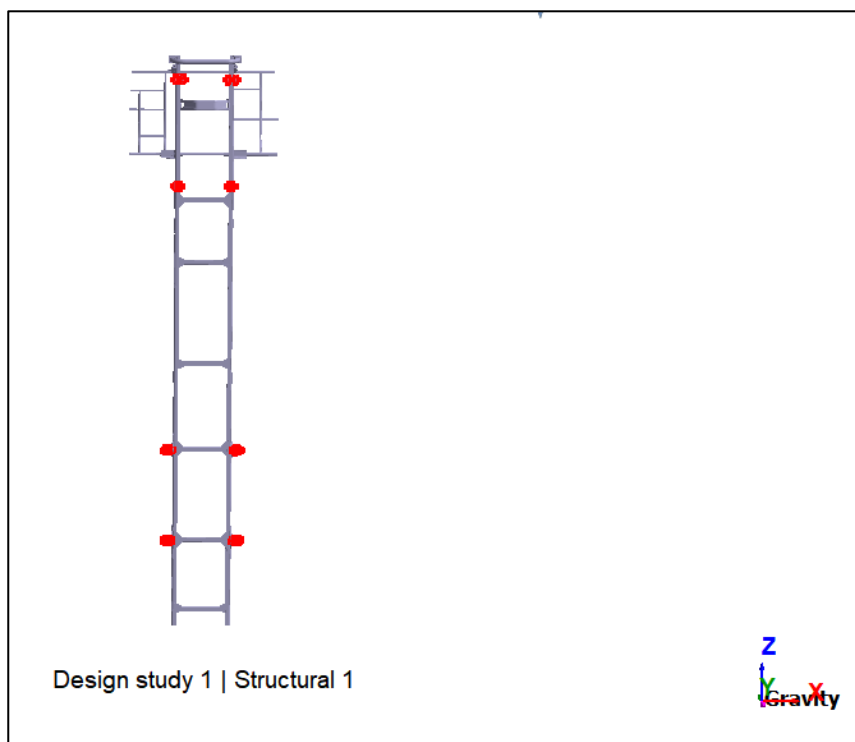
Figura 21: Posição do carregamento de massa teórico



Fonte: O autor (2024)

Foram considerados imóveis todos os suportes de mola do veículo, sobre os quais a carga estava apoiada. A aceleração da gravidade foi definida para baixo, conforme mostrado na Figura 22.

Figura 22: Condições de contorno - faces imóveis



Fonte: O autor (2024)

### 3.4.2.3 Torção do quadro estrutural com fixação na suspensão dianteira

Os coeficientes de rigidez para cada apoio de mola foram definidos como 88.200 N/m para os apoios dianteiros e 176.400 N/m para cada um dos apoios traseiros, conforme informações internas de projeto, e podem ser vistos na Tabela 9.

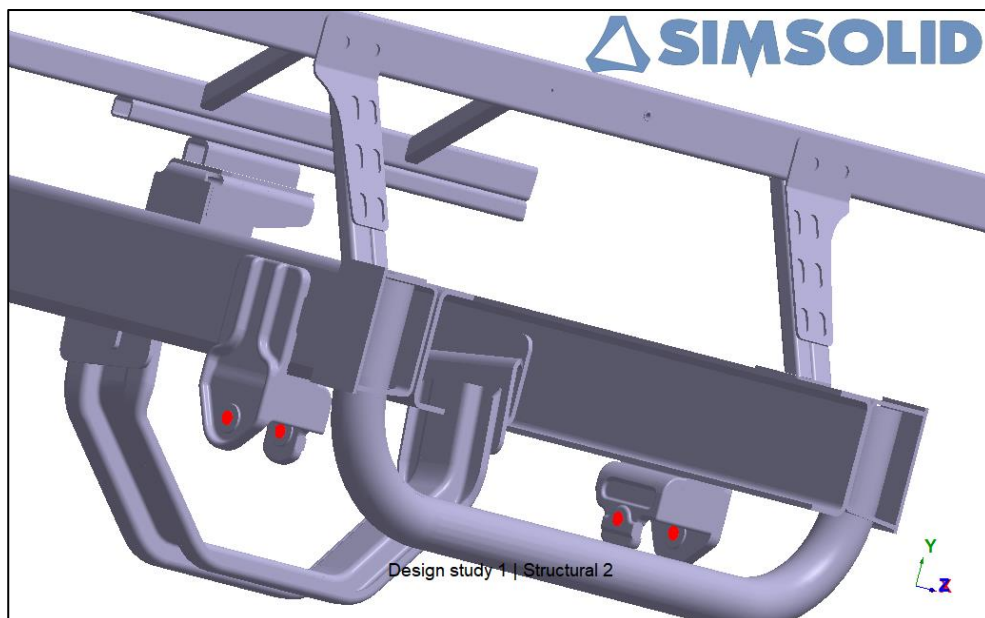
Tabela 9: Rigidez k para cada suporte de mola

Suporte	Rigidez k (N/m)
Dianteiro	88.200
Traseiro	176.400

Fonte: o autor (2024)

Foram gerados engastes nos suportes de uma das extremidades do chassi, no caso deste *load case*, a dianteira. O binário gerado por forças em sentidos opostos foi gerado nos pinos de fixação traseiros, calibrados da mesma forma, conforme ilustrado nas Figuras 23 e 24.

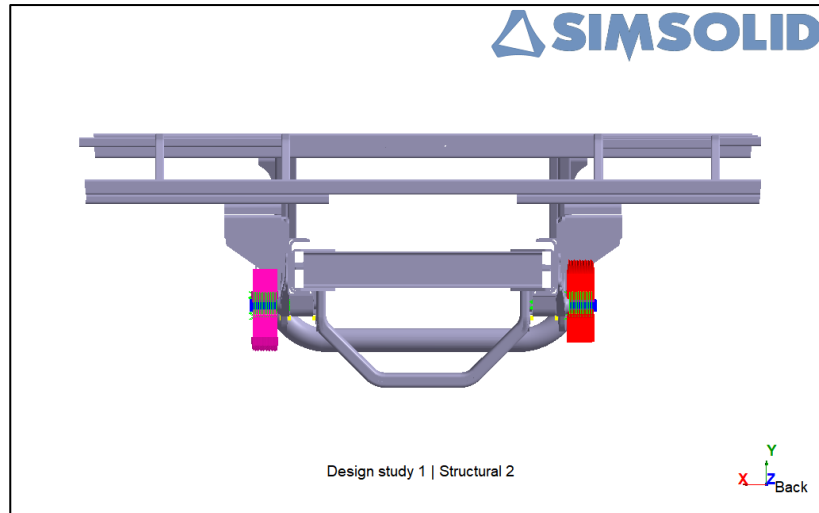
Figura 23: Condições de contorno – engaste suporte dianteiro



Fonte: O autor (2024)



Figura 24: Condições de contorno – carregamentos nos suportes traseiros



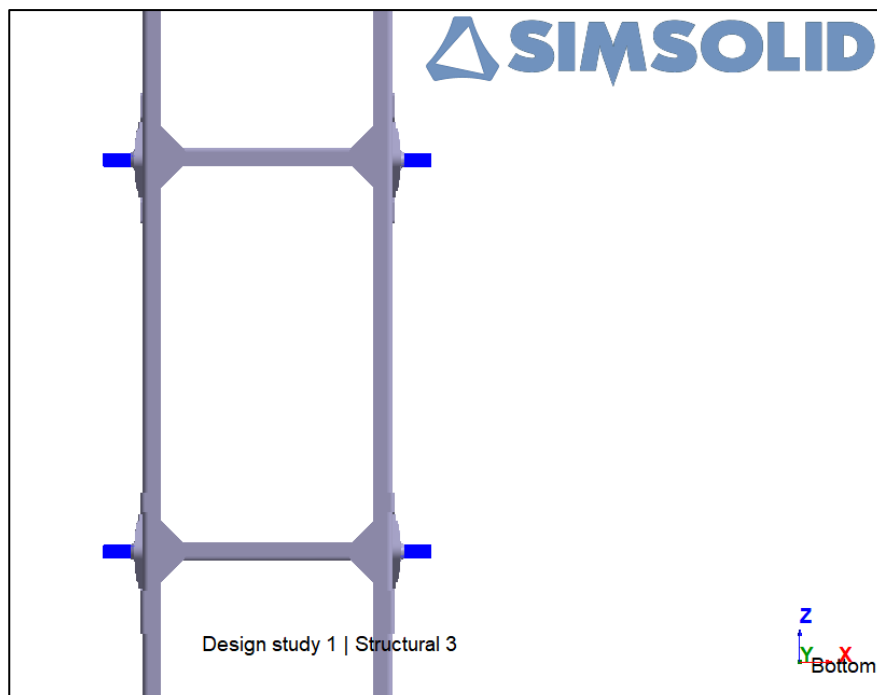
Fonte: O autor (2024)

#### 3.4.2.4 Flexão/fim de curso de suspensão dianteira (entrada de batente)

Neste *load case*, simulou-se a entrada de batente de eixo dianteiro, onde curso de suspensão finda e o chassi sofre flexão.

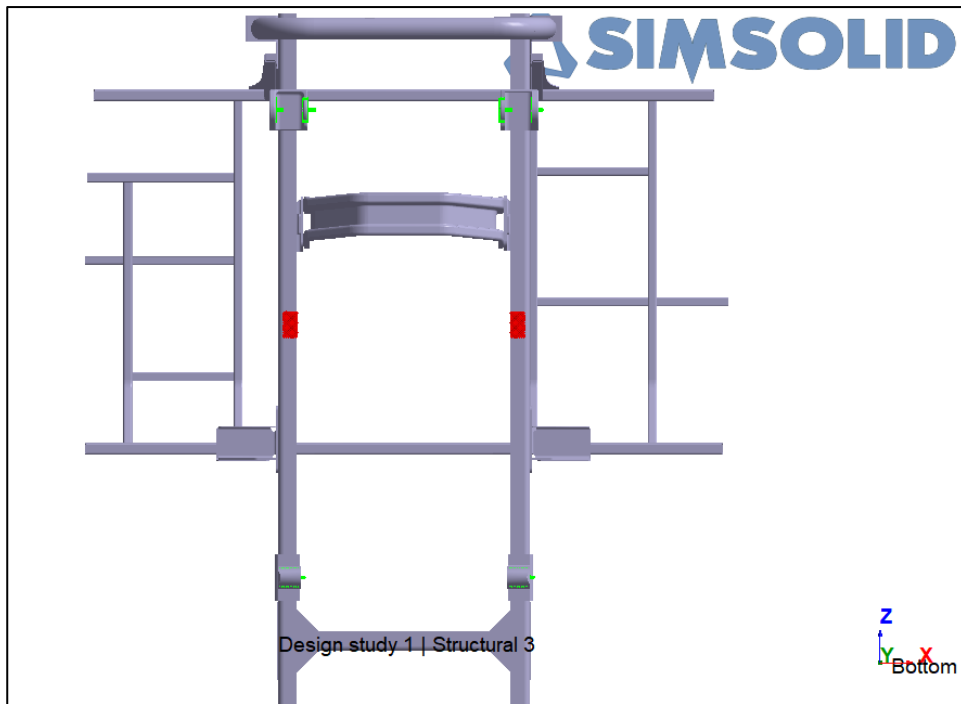
Para provocar a flexão, engastou-se os suportes traseiros e imprimiu-se duas forças verticais para cima nos batentes de eixo dianteiro, conforme ilustrado nas Figuras 25 e 26.

Figura 25: Condições de contorno – suportes imóveis traseiros



Fonte: O autor (2024)

Figura 26: Condições de contorno – carregamento nos batentes dianteiros



Fonte: O autor (2024)

## 4 RESULTADOS

Para cada um dos 4 modos de carregamento especificados, foram analisadas as tensões máximas sob o critério de Von Mises e os deslocamentos máximos, para ambos os casos: LNE 380 com espessura de longarina de 8,00 mm e LNE 500 com espessura de longarina de 6,35 mm. Todos os modelos foram calibrados inicialmente de modo a atender os 292 MPa referentes ao limite de escoamento do material LNE 380, com um coeficiente de segurança de 1,3.

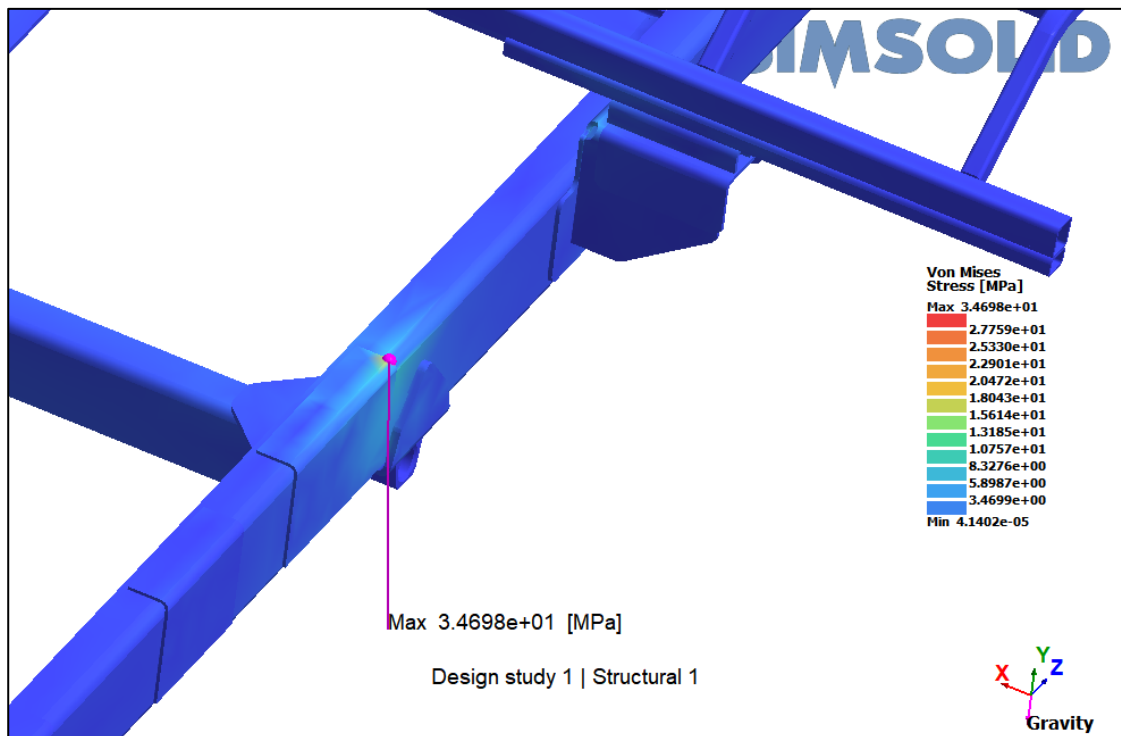
### 4.1 CARREGAMENTO ESTÁTICO COM CARGA TOTAL

Considerando a posição real do centro de gravidade do veículo encarroçado, posicionou-se o centro de gravidade para cada um dos modelos, obtendo os seguintes resultados.

#### 4.1.1 Carregamento estático com carga total – LNE 380 e espessura de 8,00 mm

O modelo com longarina LNE 380 apresentou tensão máxima acima do suporte de mola dianteiro mais distante da parte frontal do chassi, com um valor de 34,7 MPa, conforme mostrado na Figura 27.

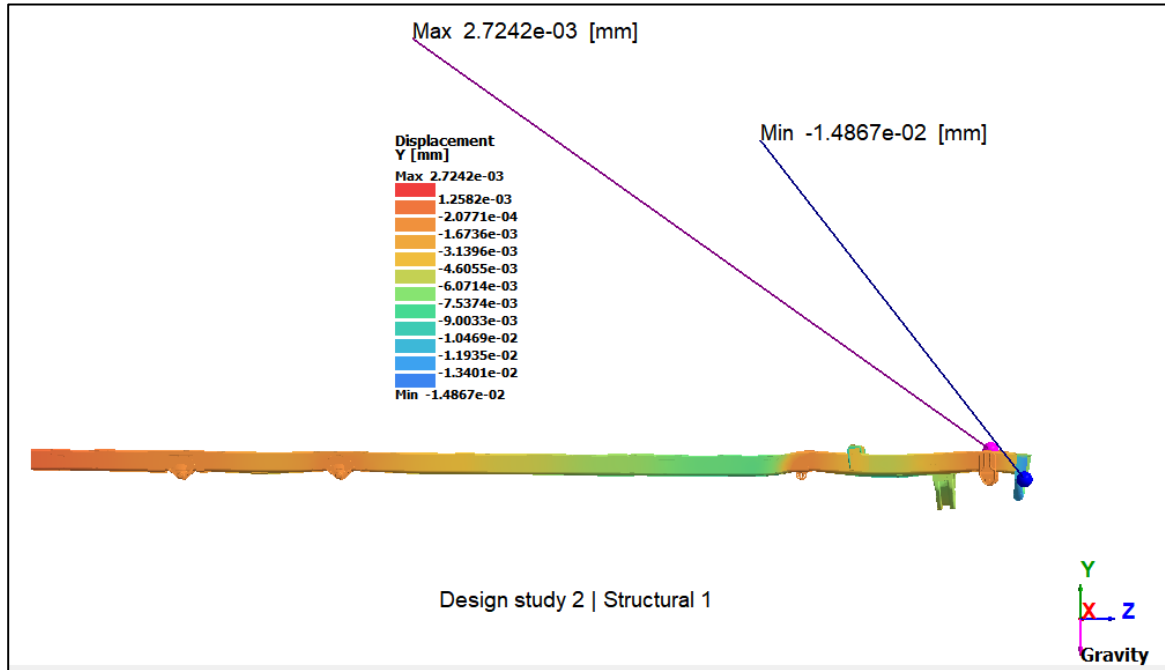
Figura 27: Tensão máxima de carregamento estático com carga total – LNE 380



Fonte: O autor (2024)

O valor de deslocamento máximo no eixo y para a configuração original de longarinas neste *load case* é conforme indica a Figura 28.

Figura 28: Deslocamento máximo em y de carregamento estático com carga total – LNE 380

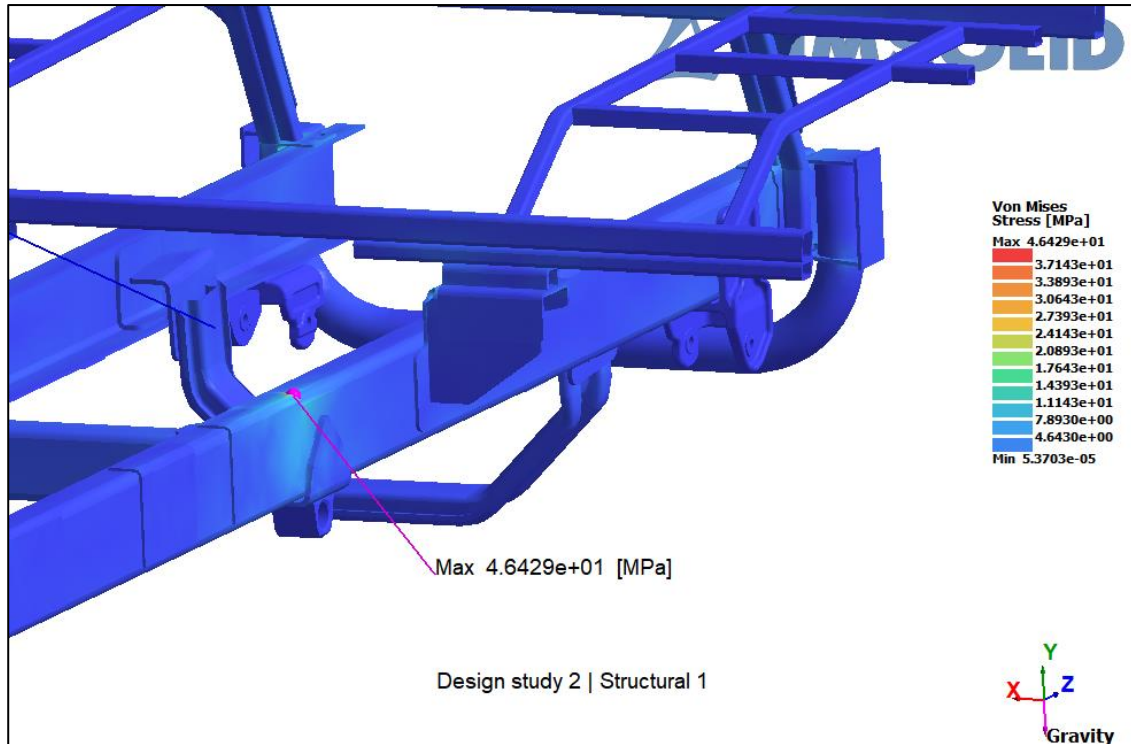


Fonte: O autor (2024)

#### 4.1.2 Carregamento estático com carga total – LNE 500 e espessura de 6,35 mm

Dado que o comportamento do material é linear, a influência da mudança no material se dá principalmente pela redução da espessura em qualquer regime na faixa elástica. Pode-se observar na Figura 29 o aumento da tensão de Von Mises devido à redução da área da seção transversal da longarina

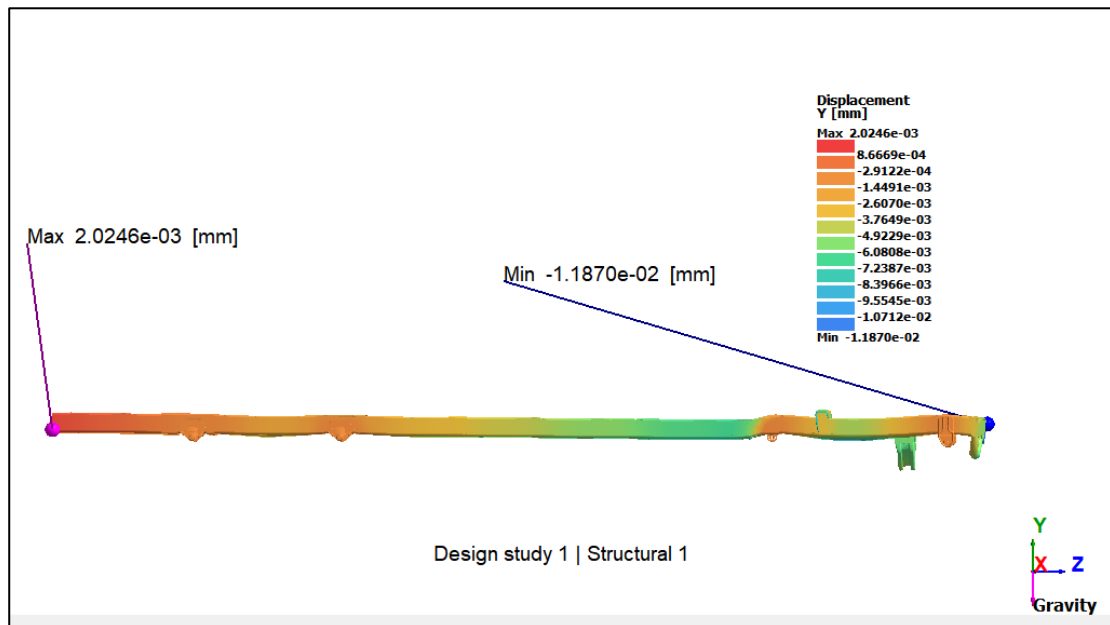
Figura 29: Tensão máxima de carregamento estático com carga total – LNE 500



Fonte: O autor (2024)

O valor de deslocamento máximo no eixo y para a configuração da nova proposta de longarinas neste *load case* é conforme indica a Figura 30.

Figura 30: Deslocamento máximo em y de carregamento estático com carga total – LNE 500



Fonte: O autor (2024)

## 4.2 TORÇÃO COM FIXAÇÃO DIANTEIRA

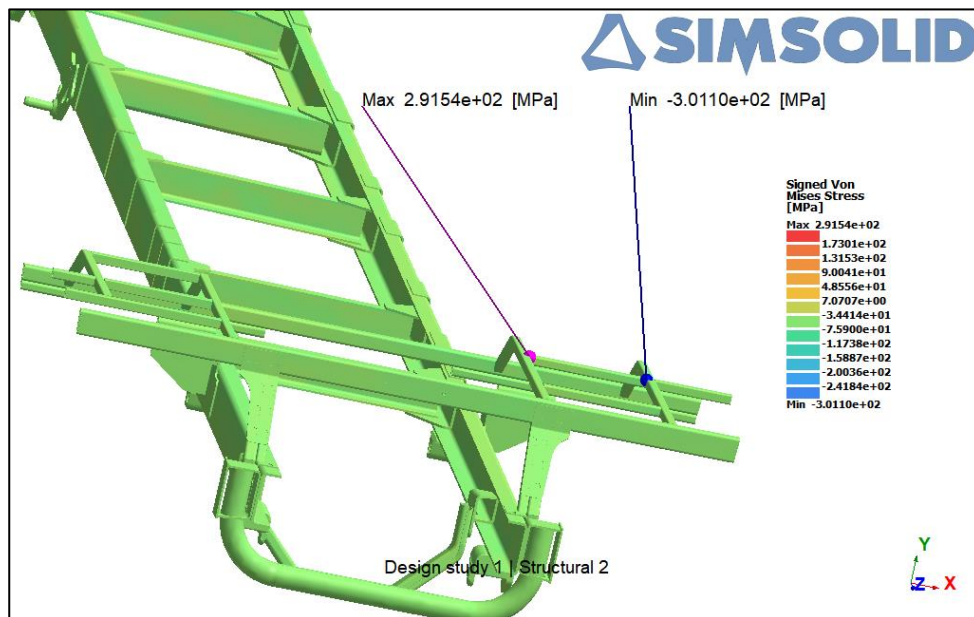
Idem ao *load case* mostrado no capítulo anterior, simulou-se a torção do quadro, porém com engastamento dianteiro e binário de forças na parte traseira do chassi, obtendo-se os seguintes resultados.

### 4.2.1 Torção com fixação dianteira – LNE 380 e espessura de 8,00 mm

Foram realizados incrementos graduais de força nas regiões especificadas, até que a estrutura atingisse o ponto máximo de tensão (compressão ou tração) de aproximadamente o limite de escoamento, com um coeficiente de segurança de 1,3.

Aproximando a tensão máxima pela calibração, a tensão foi obtida na parte superior da plataforma, conforme demonstrado na Figura 31.

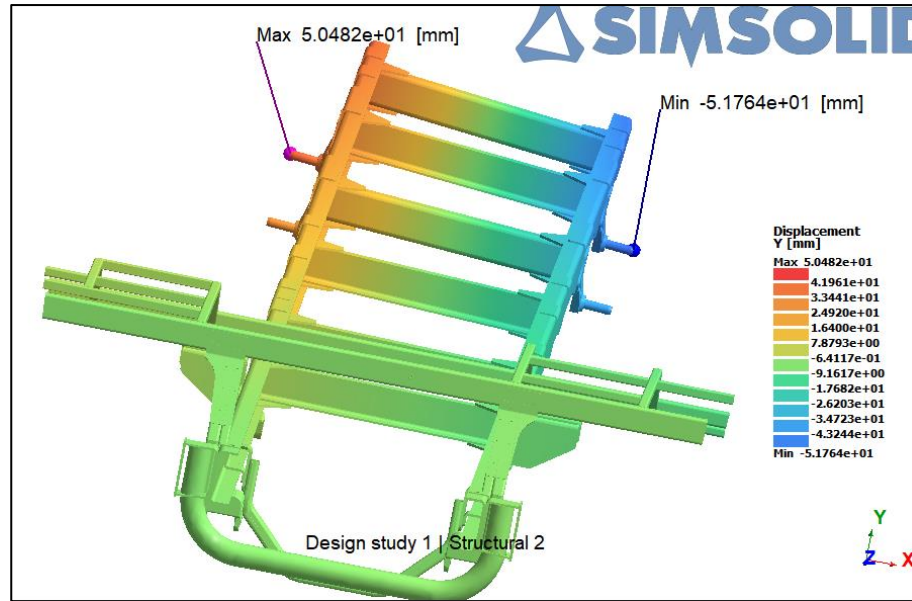
Figura 31: Tensão de calibração do carregamento de torção e fixação dianteira – LNE 380



Fonte: O autor (2024)

O deslocamento nesta condição para a torção com fixação traseira está ilustrado na Figura 32.

Figura 32: Deslocamento máximo em y e de torção com fixação dianteira – LNE 380

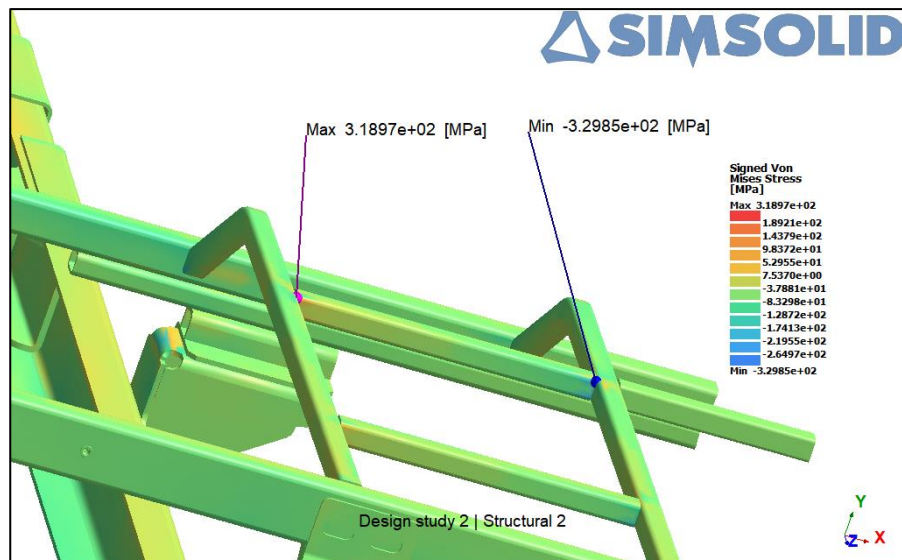


Fonte: O autor (2024)

#### 4.2.2 Torção com fixação dianteira– LNE 500 e espessura de 6,35 mm

Ao induzir a mesma carga sobre o modelo com LNE 500, observa-se que a tensão máxima ocorre no mesmo ponto da estrutura, contudo com um acréscimo de tensão, o que diferentemente do carregamento feito com as rodas traseiras fixadas, é mais usual, conforme demonstrado na Figura 33.

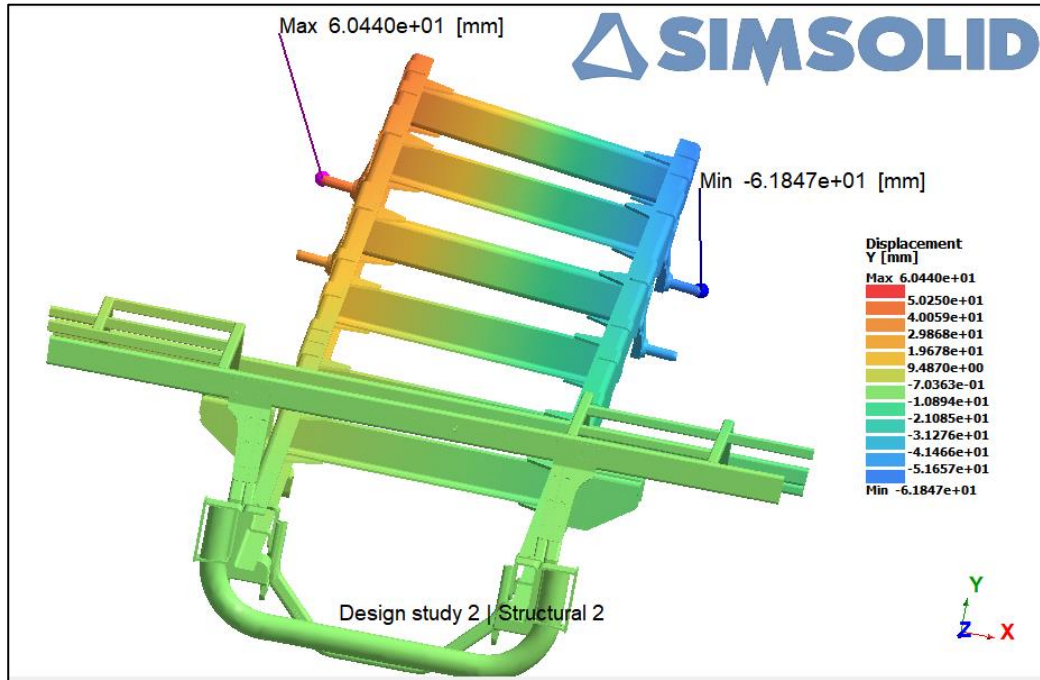
Figura 33: Tensão de calibração do carregamento de torção e fixação dianteira – LNE 500



Fonte: O autor (2024)

Os deslocamentos em y desta condição de carregamento para as longarinas de LNE 500 são conforme a Figura 34.

Figura 34: Deslocamento máximo em y de torção com fixação dianteira – LNE 500

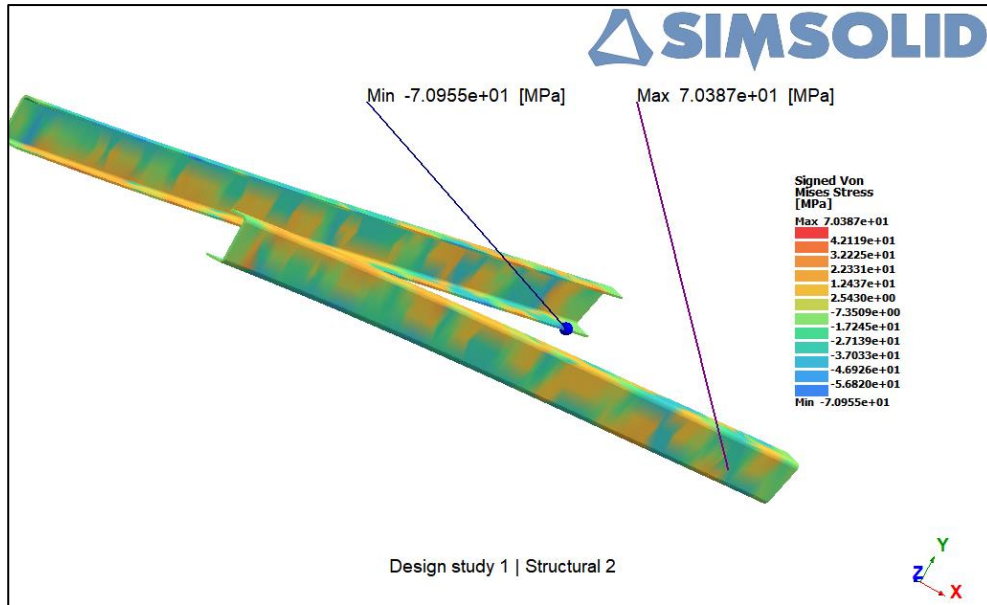


Fonte: O autor (2024)

Analisando isoladamente o comportamento das longarinas, observa-se um comportamento semelhante entre ambos os modelos, apenas aumentando o grau de intensidade nas tensões analisadas, mantendo também o local de maior tensão entre os modelos. Conforme demonstrado nas figuras 35 e 36.

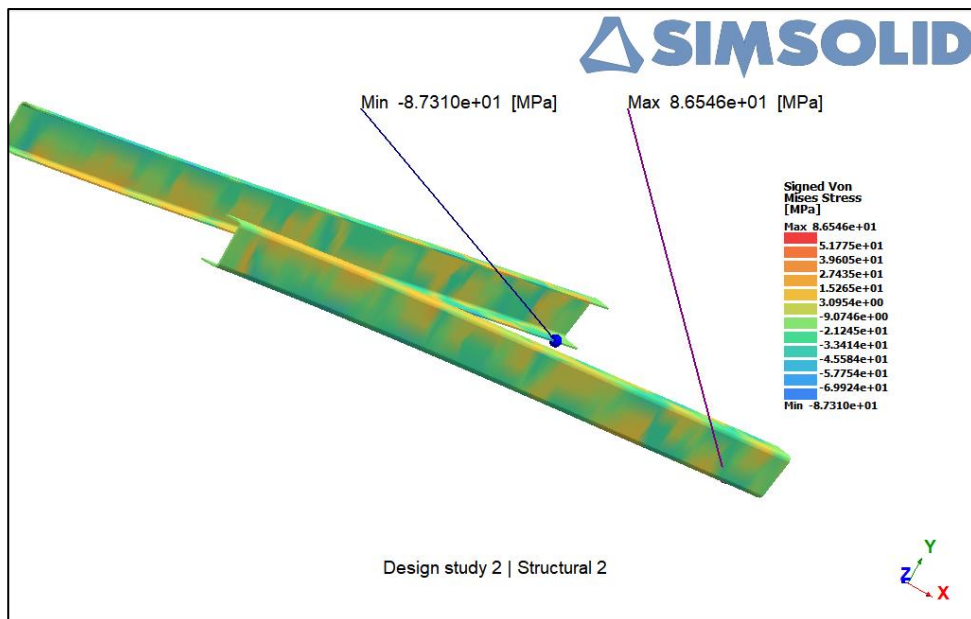


Figura 35: Análise isolada dos perfis de longarina – torção traseira LNE 380



Fonte: O autor (2024)

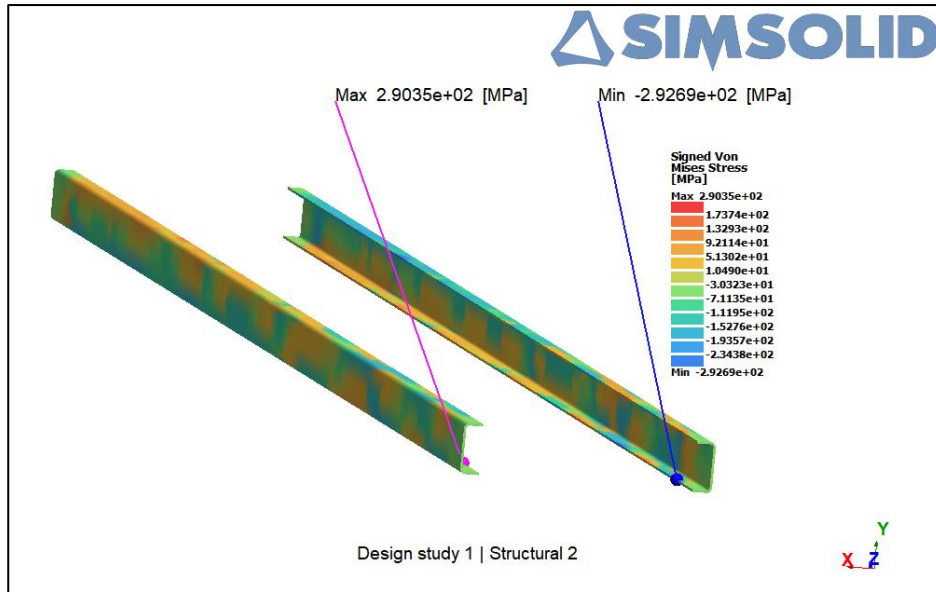
Figura 36: Análise isolada dos perfis de longarina – torção traseira LNE 500



Fonte: O autor (2024)

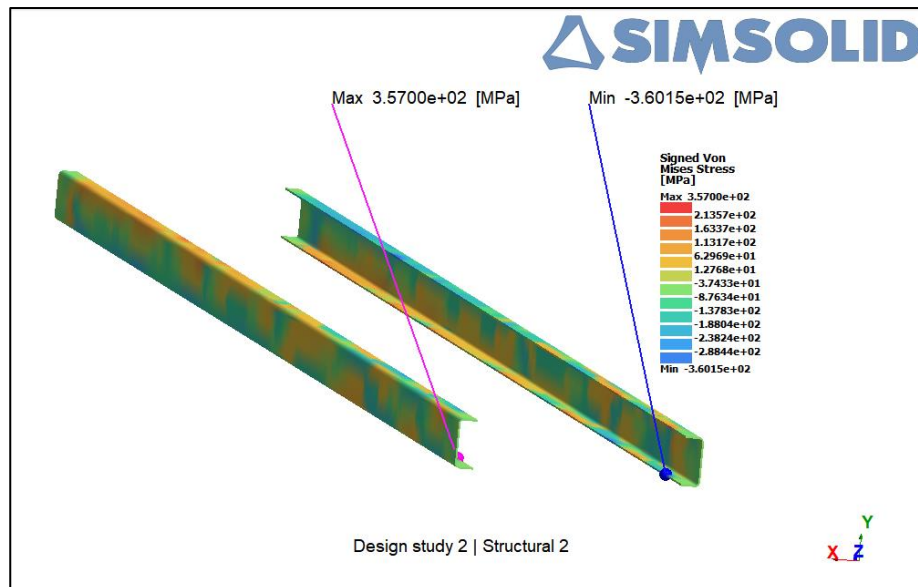
Elevando ao extremo das tensões admissíveis das longarinas (com o coeficiente de segurança) do material LNE 380 para este *load case*, e aplicando a mesma tensão para o modelo em LNE 500, obtém-se o que é mostrado nas figuras 37 e 38.

Figura 37: Tensão máxima aproximada para as longarinas LNE 380 – original 2



Fonte: O autor (2024)

Figura 38: Tensão máxima aproximada para as longarinas LNE 500 – proposta 2

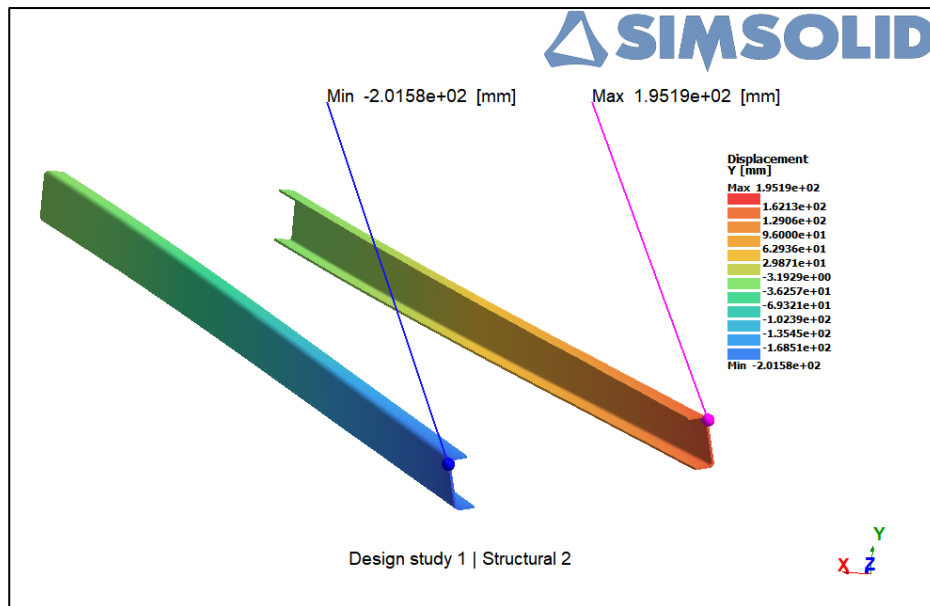


Fonte: O autor (2024)

Nesta condição, a região de tensão máxima permaneceu a mesma nos dois casos. Para a condição de menor espessura de chapa proposta, as tensões ficaram bem abaixo do limite de escoamento do aço LNE 500.

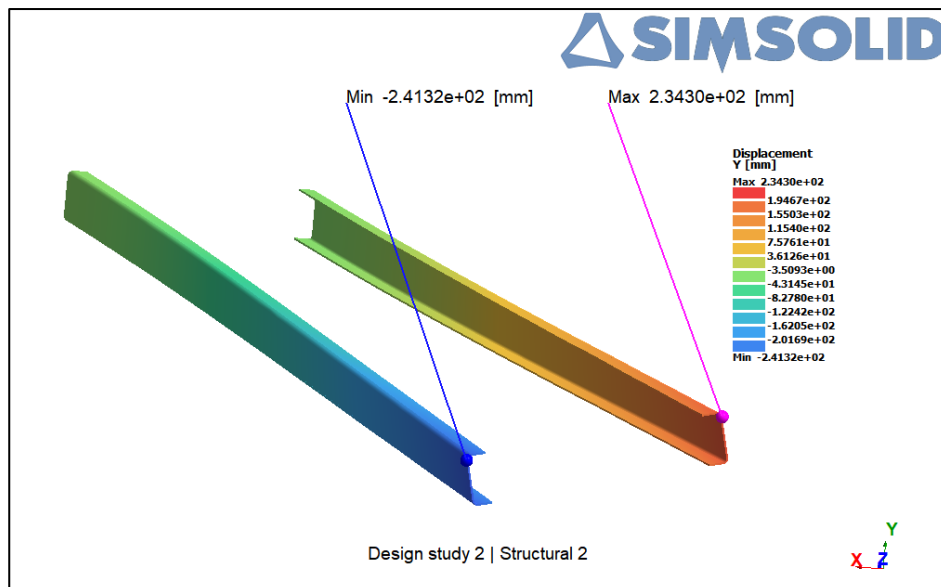
Os deslocamentos no eixo y tiveram resultados conforme visto nas Figuras 39 e 40.

Figura 39: Deslocamento máximo para as longarinas LNE 380 – fixação traseira 2



Fonte: O autor (2024)

Figura 40: Deslocamento máximo para as longarinas LNE 500 – fixação traseira 2



Fonte: O autor (2024)

#### 4.3 FLEXÃO/FIM DE CURSO DE SUSPENSÃO DIANTEIRA

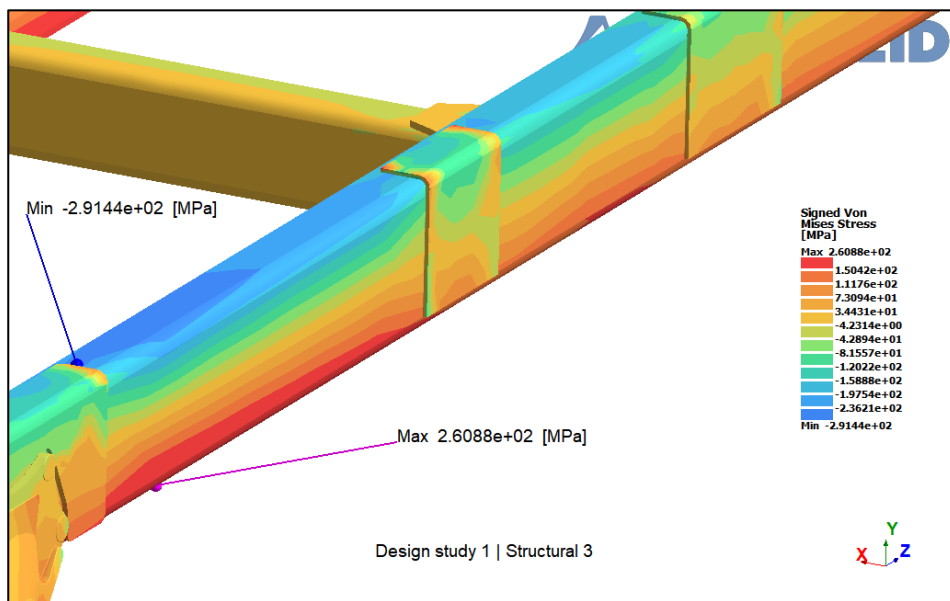
Este modo de carregamento diz respeito à entrada de batente dianteiro de suspensão, simulando o final de curso do amortecedor, flexionando a estrutura do chassi. Dado que a fixação/engaste se dá nos pinos de fixação das molas traseiras, este também é, no modelo

computacional, a região de maior tensão. Para que a tensão realmente significativa fosse exposta, os pinos e suportes traseiros foram ocultados do sistema.

#### 4.3.1 Flexão/fim de curso de suspensão dianteira – LNE 380 e espessura de 8,00 mm

Aproximando a tensão máxima de 292 MPa pela calibração, esta foi obtida na parte superior da plataforma, conforme demonstrado na Figura 41.

Figura 41: Tensão de calibração do carregamento de fim de curso de suspensão – LNE 380

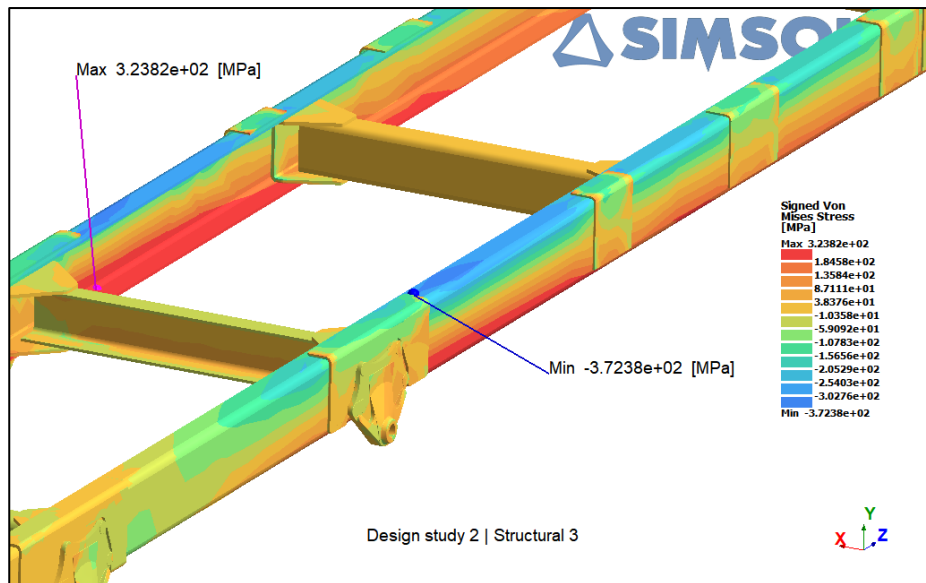


Fonte: O autor (2024)

#### 4.3.2 Torção com fixação dianteira – LNE 500 e espessura de 6,35 mm

Ao induzir a mesma carga sobre o modelo com LNE 500, observa-se que a tensão máxima ocorre nas mesmas regiões da estrutura, contudo com um acréscimo de tensão devido à diminuição da espessura do material, conforme mostrado na Figura 42.

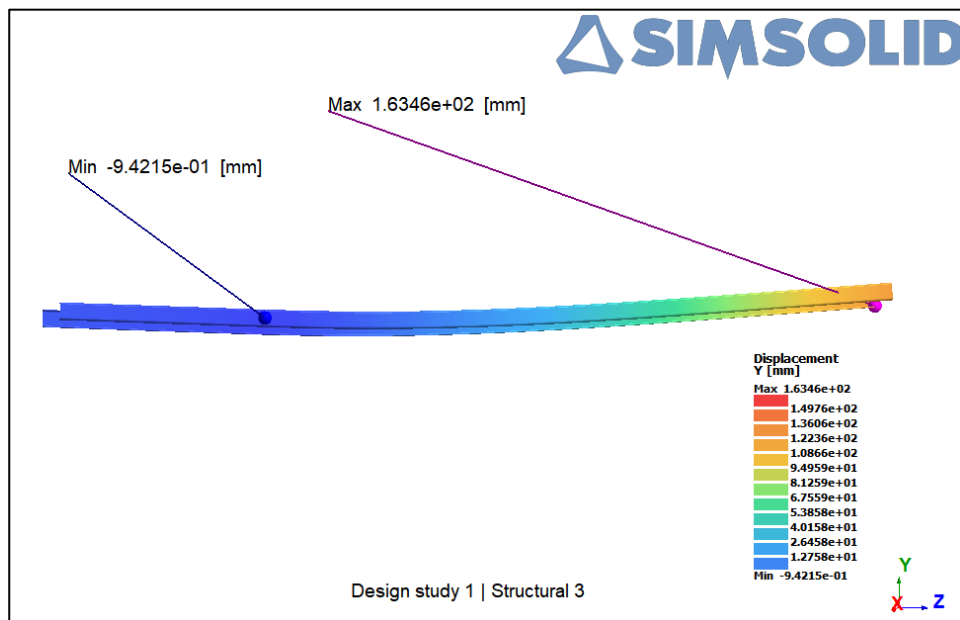
Figura 42: Tensão de calibração do carregamento de fim de curso de suspensão – LNE 500



Fonte: O autor (2024)

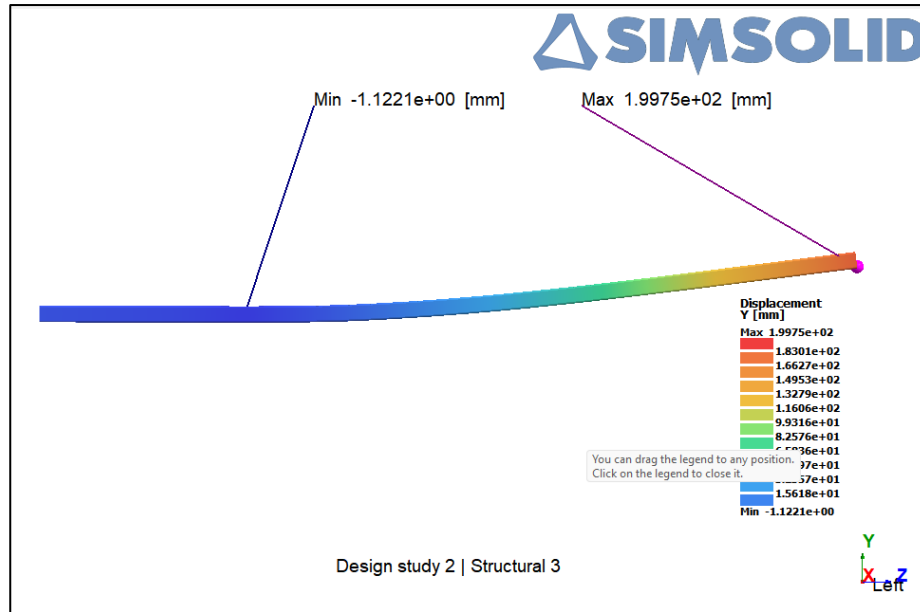
Dado que as tensões para esta condição de carregamento já são as tensões máximas para o perfil de longarina, as Figuras 43 e 44 mostram os deslocamentos máximos no eixo y para ambos os modelos.

Figura 43: Deslocamento máximo LNE 380 – batente de suspensão dianteira



Fonte: O autor (2024)

Figura 44: Deslocamento máximo LNE 500 – batente de suspensão dianteira



Fonte: O autor (2024)

#### 4.4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A tabela 10 mostra resumidamente todas as tensões obtidas nos perfis de longarina de cada um dos modelos, bem como os respectivos deslocamentos obtidos durante as rodadas de teste.

Tabela 10: Resumo das tensões e deslocamentos obtidos

	Calibração com modelo de chassi completo				Calibração considerando apenas os perfis de longarina			
	Tensão [MPa]		Deslocamento [mm]		Tensão [MPa]		Deslocamento [mm]	
	LNE 380 (calibração)	LNE 500	LNE 380	LNE 500	LNE 380 (calibração)	LNE 500	LNE 380	LNE 500
<b>carregamento estático</b>	34,69	-46,42	-0,014	-0,018	-	-	-	-
<b>torção</b>	70,95 e -70,38	86,54 e -87,31	50,48 e -51,76	60,44 e -61,84	290 e -292	357 e -360	195 e -201	234 e -241
<b>flexão</b>	260 e -291	323 e -372	163 e -0,9	199 e 1,12	Idem à calibração ao lado	Idem à calibração ao lado	Idem à calibração ao lado	Idem à calibração ao lado

Fonte: o autor (2024)

Reduziu-se o perfil de longarina de 8,00 mm para 6,35 mm, que são espessuras padronizadas internamente na empresa. Tendo em vista o objetivo de redução de massa inicial, a redução de massa para o veículo pode ser calculada da seguinte forma, uma vez que as áreas  $A_o$  e  $A_p$  das seções transversais dos perfis original e proposto são, respectivamente, 2206,83 mm<sup>2</sup> e 1750,44 mm<sup>2</sup>, o comprimento  $s$  é 8530 mm e admitindo a densidade do aço como sendo  $7,86 \times 10^{-6}$  kg/mm<sup>3</sup>:

$$\Delta m = (A_o * s * \rho_{aço}) - (A_p * s * \rho_{aço})$$

$$\Delta m = (2206,83 * 8530 * 7,86 * 10^{-6}) - (1750,44 * 8530 * 7,86 * 10^{-6})$$

$$\Delta m = 147,95 - 117,36 = \mathbf{30,59 \text{ kg}}$$

Como tem-se duas longarinas por carro, a redução de peso calculada desta forma fica na casa dos 61,2 kg por veículo. Este dado, em perspectiva percentual, corresponde a uma redução de 20,67% no peso original das longarinas.

Não foram necessárias adequações no modelo proposto, visto que ao solicitar o modelo atual com tensões que permeiam o limite de escoamento nos pontos críticos do aço LNE 380, com um coeficiente de segurança de 1,3, e aplicar as mesmas solicitações no modelo com menor espessura de longarinas, não foram encontradas tensões que se aproximassem dos 500 MPa do limite de escoamento do material proposto. Conforme pode ser visualizado na Tabela 11, foram encontrados os coeficientes de segurança, quando analisados os membros longitudinais do chassi, com o aço LNE 500.

Tabela 11: Coeficientes de segurança encontrados em cada condição geral

<b>Condição de carregamento</b>	<b>Coef. de segurança encontrado para o aço LNE 500</b>
<b>Estático com carga total</b>	10,77
<b>Torção com fixação dianteira</b>	7,01
<b>Entrada de batente dianteiro</b>	1,34

Fonte: o autor (2024)

Ao aplicar a mesma metodologia isolando apenas as longarinas e analisando-as comparativamente com os resultados de tensão com modelo calibrado para o escoamento do LNE 380, observou-se os coeficientes de segurança da Tabela 12.

Tabela 12: Coeficientes de segurança encontrados considerando os extremos de tensão

<b>Condição de carregamento</b>	<b>Coef. de segurança encontrado para o aço LNE 500</b>
<b>Torção com fixação dianteira</b>	1,39
<b>Entrada de batente dianteiro</b>	1,34

Fonte: o autor (2024)



## 5 CONCLUSÃO

Optou-se pela escolha do chassi com o maior PBT disponível na linha, uma vez que as espessuras de chapas são padronizadas. É importante salientar que o modelo de chassi escolhido para a análise já é amplamente empregado e validado na empresa, sem qualquer histórico de problemas tanto em campo quanto em linha de montagem associados à sua parte estrutural. Desta forma, foi possível analisar comparativamente, em casos extremos, a validade do emprego de um novo material, que segue o mesmo comportamento linear, porém possui um maior limite de escoamento associado. Dito isto, é pertinente inferir que, em caso de mudanças para veículos cuja aplicação exija menores esforços, a mesma poderia ser efetuada sem dificuldades em caso de validação para o modelo aplicado no trabalho.

Não foram necessários ajustes adicionais de projeto no que tangem a reforços ou modificações geométricas e estruturais para o atendimento das solicitações de carregamento. Sob o ponto de vista estrutural do quadro do chassi, sob condições semelhantes de carregamento, o projeto poderia utilizar uma espessura menor de chapa nos perfis de longarina com o material LNE 500 sem grandes mudanças.

Com base nos coeficientes de segurança obtidos, pode-se concluir que há viabilidade técnica de substituição das longarinas de LNE 380 para LNE 500, sem a necessidade de grandes alterações geométricas e de projeto, sob as condições de carregamento empregadas.

Contudo, testes e validações posteriores ainda são necessários, tais como análises modais, sendo importantes para a validação do modelo, a fim de verificar quais são as frequências naturais e evitar frequências como 0 Hz e 30 Hz. Análises dinâmicas, cujos valores de aceleração são conhecidos, também devem ser realizados juntamente com a simulação de acoplamento do *powertrain*. Os estudos adicionais descritos ficam como sugestão para trabalhos futuros.

## REFERÊNCIAS

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 6656**, Bobinas e chapas laminadas a quente de aço acalmado com características especiais de propriedades mecânicas, conformabilidade e soldabilidade - Requisitos. Rio de Janeiro: ABNT, 2016.

AGRAWAL, Monica S. Finite element analysis of truck chassis frame, **International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)**, v. 2, 2015. Disponível em: [https://www.academia.edu/download/34499991/www.ijeat.org\\_attachments\\_File\\_v2i4\\_D1574042413.pdf](https://www.academia.edu/download/34499991/www.ijeat.org_attachments_File_v2i4_D1574042413.pdf). Acessado em 20 ago.2023.

ALTAIR, **Simsolid theoretical background**, 2020. Disponível em: [https://2020.help.altair.com/2020/ss/topics/getting\\_started/simsolid\\_background\\_theoretical\\_r.htm#overview-of-initial-research](https://2020.help.altair.com/2020/ss/topics/getting_started/simsolid_background_theoretical_r.htm#overview-of-initial-research). Acessado em 06/07/2024.

BEGUM, Shaik N. MURTHY, Bhanu. **Modelling and structural analysis of vehicle chassis frame made of polymeric composite material**. , Department of Mechanical Engineering, VEMU Institute of Technology, Chittoor, Andhra Pradesh, India. **International Research Journal of Engineering and Technology**, v. 3, n. 8 p. 574-582, 2016. Disponível em: <https://www.academia.edu/download/54503763/IRJET-V3I8106.pdf>. Acessado em: 04 out 2023.

CAMPAÑA, Guillermo Gorky Reyes et al. **Análisis Estructural en vehículos eléctricos de categoría L7E**. Polo del Conocimiento: Revista científico-profesional, v. 6, n. 6, p. 301-324, 2021. Disponível em: *Análisis Estructural en vehículos eléctricos de categoría L7E - Dialnet (unirioja.es)*. Acessado em 02 jun 2024.

CHANDRA, M. Ravi, SREENIVASULU, S., HUSSAIN, Syed Altaf. **Modeling and Structural analysis of heavy vehicle chassis made of polymeric composite material by three different cross sections**. *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)*, v. 2, n. 4, p. 2594-2600, 2012.

CHEAH, Lynette W. **Cars on a Diet: The Material and Energy Impacts of Passenger Vehicle Weight Reduction in the U.S.**, tese de PhD (engenharia de sistemas), Instituto de Tecnologia de Massachussets, EUA. Set 2010. Disponível em: [http://web.mit.edu/sloan-auto-lab/research/beforeh2/files/LCheah\\_PhD\\_thesis\\_2010.pdf](http://web.mit.edu/sloan-auto-lab/research/beforeh2/files/LCheah_PhD_thesis_2010.pdf). Acessado em 20 ago 2023.

COOK, Robert D. et al. **Concepts and applications of finite element analysis**. 4th ed. Madison: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

DA SILVA, Igor L. F. **Análise numérica da rigidez torcional de um chassis automotivo**. 17f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Instituto Presbiteriano Mackenzie,

São Paulo, 2021. Disponível em: <https://dspace.mackenzie.br/items/2e66595a-f7d6-457a-aa4c-0898c709a577>. Acessado em 20 set 2023.

DUBEY, Ashutosh, VIVEK, Dwivedi. **Vehicle chassis analysis: load cases & boundary conditions for stress analysis**. 11th National Conference on Machines and Mechanisms. IIT, Delhi, India. 2003. Disponível em: <http://www.nacomm03.ammindia.org/Articles/Nav009.pdf>. Acessado em 19 set 2023.

FERREIRA, Antonio E. S. **Análise mecânica estrutural e viabilidade econômica na substituição de aço ARBL (alta resistência baixa liga) pela liga de alumínio 6082 em quadro de chassi de caminhão**, Dissertação (Mestrado) - Ciência na área de Tecnologia Nuclear e Materiais, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares IPEN, São Paulo, 2020. Disponível em <https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/85/85134/tde-23122020-144543/publico/2020FerreiraAnalise.pdf>. Acessado em 20 set 2023.

FURTADO, Daniel C. **Análise estrutural de chassi de veículos automotivos**. 2013. xi, 77 f., il. Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) — Universidade de Brasília, Brasília, 2013. Disponível em: <https://bdm.unb.br/handle/10483/7113>. Acessado em: 05 nov 2023.

KARITA, Kenji et al. Development of aluminum frame for heavy-duty trucks. **Technical Review in Japan**, v. 15, p. 81-84, 2003. Disponível em: [http://mmc-manuals.ru/manuals/misc/technical\\_review/technical\\_review\\_2003.pdf#page=83](http://mmc-manuals.ru/manuals/misc/technical_review/technical_review_2003.pdf#page=83). Acessado em 01 out 2023.

LEANDRO, Vinícius M. **Análise estrutural de um chassi de semirreboque pelo método de elementos finitos**. 2019. 84 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2019.

LUTSEY, Nicholas, **Review of technical literature and trends related to automobile mass-reduction technology**, Institute of Transportation Studies, Universidade da Califórnia, EUA, 2010. Disponível em: <https://escholarship.org/uc/item/85p4x0jn>. Acessado em 21 ago 2023.

MACEDO, Leandro. **Notas de aula disciplina Estruturas Mecânicas e de Veículos**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Versão 2020. São Paulo, 2020. Disponível em: [https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5693847/mod\\_resource/content/4/PME3543\\_2020\\_05\\_M%C3%A9todo%20dos%20Elementos%20Finitos.pdf](https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/5693847/mod_resource/content/4/PME3543_2020_05_M%C3%A9todo%20dos%20Elementos%20Finitos.pdf). Acessado em 20 set 2023.

MACKE, Anthony; SCHULTZ, B. F.; ROHATGI, Pradeep. **Metal matrix composites**. Adv. Mater. Processes, v. 170, n. 3, p. 19-23, University of Wisconsin, Milwaukee - EUA, 2012. Disponível em: <https://www.researchgate.net/profile/Mohabattul-Bukhari/post/What-are-advanced-metal-matrix-composites-that-are-being-used-in-automobile-aerospace-applications-in-recent->

trends/attachment/59d6287079197b8077986cf9/AS%3A330357263093760%401455774717960/download/MMC+for+Automotive+industry.pdf. Acessado em 01 out 2023.

MILLER, Joshua.; FAÇANHA, Cristiano. **Análise de custo-benefício da norma P-8 de emissões de veículos pesados no Brasil.** International Council on Clean Transportation (ICCT). 01 Mar 2016. Disponível em: <https://theicct.org/publication/cost-benefit-analysis-of-brazils-heavy-duty-emission-standards-p-8/>. Acessado em 22 ago 2023.

MILLER, Joshua; POSADA, Francisco. **Norma Proconve P-8 de emissões no Brasil.** International Council on Clean Transportation (ICCT). Fev 2019. Disponível em: [https://theicct.org/sites/default/files/publications/P8\\_emission\\_Brazil\\_policyupdate\\_20190227.pdf](https://theicct.org/sites/default/files/publications/P8_emission_Brazil_policyupdate_20190227.pdf). Acessado em 22 ago 2023.

MONTACHANA, César J. A. **Diseño y simulación de una estructura mediante el método de elementos finitos, para un vehículo tipo buggy.** 2022. Trabalho de Conclusão de Curso. Quito, 2022. Disponível em: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/22337>. Acessado em 10/06/2024.

NANDHAKUMAR, S. et al. **Weight optimization and structural analysis of an electric bus chassis frame.** Materials Today: Proceedings, v. 37, p. 1824-1827, 2021. Disponível em: [https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2214785320355140?casa\\_token=BGL6O-6yp64AAAAA:95h7k3pkZuJGCC65FsI0i5rs-JdObzv1ymtk\\_bd3UrKtTut-oLLkPF3MRwfvXscXtdNSeZtGNN4j](https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2214785320355140?casa_token=BGL6O-6yp64AAAAA:95h7k3pkZuJGCC65FsI0i5rs-JdObzv1ymtk_bd3UrKtTut-oLLkPF3MRwfvXscXtdNSeZtGNN4j). Acessado em 01 out 2023.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas, uma abordagem integrada.** 4ª ed. bookman editora, São Paulo, 2013.

PATEL, Hirak; PANCHAL, Khushbu C.; JADAV, Chetan S. **Structural analysis of truck chassis frame and design optimization for weight reduction.** International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT), v. 2, n. 4, p. 665-668, 2013.

PEZZI, Michel F. **Análise estrutural e otimização das longarinas do chassi de uma usina móvel de asfalto.** 2021. 66 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2021.

PRINN, Albert G. **A Review of Finite Element Methods for Room Acoustics,** Fraunhofer Institute for Integrated Circuits IIS, Acoustics. MDPI, Alemanha, 2023. p. 367-395. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2624-599X/5/2/22>. Acessado em 08 out 2023.

REZENDE, Mirabel C.; BOTELHO, Edson C. **O uso de compósitos estruturais na indústria aeroespacial.** Polímeros, v. 10, p. e4-e10, 2000. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/po/a/Sp5xW8K4WctGhyppz5Fhbmb/?format=pdf&lang=pt>. Acessado em 01 out 2023.

TAVARES, João; PADILHA, Armando. **Introdução ao método dos Elementos Finitos.**  
Faculdade de Engenharia do Porto, Portugal. 1998.