

Análise Estrutural Do *Chassis* Utilizando o Método dos Elementos Finitos

José Francisco Augusto Sampaio Ribeiro

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em:
Engenharia Mecânica

Análise Estrutural Do *Chassis* Utilizando o Método dos Elementos Finitos

José Francisco Augusto Sampaio Ribeiro

Dissertação apresentada à Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto
Politécnico de Bragança para obtenção do **Grau de Mestre em Engenharia**
Mecânica

Orientado por:

Professor Doutor João Eduardo Pinto Castro Ribeiro

2024

Agradecimentos

Gostaria, antes de mais, começar a presente dissertação por agradecer a todos os que fizeram parte do meu percurso académico, começando assim pelos seguintes.

Começo por agradecer ao Professor Doutor João Eduardo Ribeiro que se mostrou sempre disponível durante a realização da presente dissertação, para me ajudar, bem como ao longo do curso quando necessitava de alguma opinião, ajuda ou recurso. Agradeço também aos meus pais e irmãos, pois graças a eles sou a pessoa que sou hoje e alcancei o que alcancei graças ao meu esforço, mas também ao deles que nunca duvidaram de mim e das minhas capacidades. Agradeço às minhas colegas de curso com as quais realizei a maioria dos trabalhos de grupo deste mestrado e ajudamo-nos mutuamente para obtermos os melhores resultados. Deixo também um agradecimento especial ao meu colega, José Pedro Costa, o autor do presente *template* e que me apoiou no desafio de realizar uma dissertação em L^AT_EX, e graças ao apoio dele foi possível criar um *template* formatado e digno de ser apresentado. Por fim e não menos importante, agradeço à minha namorada, Patrícia Leite, por me apoiar nas alturas difíceis da presente dissertação e por não deixar de me motivar todos os dias para a realizar com o melhor empenho possível.

Resumo

O fabrico dos veículos tem subjacente uma utilização específica, sendo construídos com base em estudos tendentes a um desempenho eficaz nas suas diversas vertentes, sendo exigência primária a segurança do veículo. Sucede, no entanto, que há diversas atividades às quais os veículos disponíveis, construídos de fábrica, não servem na sua plenitude, gerando a necessidade de efetuar alterações que vão ao encontro dessas necessidades. A implementação dessas alterações deverá, contudo, obedecer a estudos e serem efetuadas com garantia de bom desempenho, nunca perdendo de vista a necessidade de operarem em segurança, garante dos seus utilizadores e de terceiros que circulem ou se encontrem próximos dos veículos.

Pretende-se, pois, a abordagem do tema na presente dissertação, tendo-se, em vista o estudo das alterações dimensionais e geométricas efetuadas em veículos, mais concretamente veículos fúnebres, a análise das implicações de tais alterações, com realização estudos de rigidez dos *chassis*, tendo sempre em vista a garantia de circulação em segurança. Abordar-se-á o estudo dos diferentes comprimentos do *chassis*, os deslocamentos e tensões equivalentes de *Von-Mises*, demonstrando-se que o aumento do comprimento implica ao aumento dos deslocamentos e tensões o que resulta num fator de segurança menor á medida que o comprimento do *chassis* aumenta.

Para tal, trataremos de realizar simulações numéricas e estudo dos *chassis* em *software* de simulação, visando conclusões sobre se as alterações aos veículos são garantidamente seguras e se trazem valor acrescentado. Visa, em resumo, a presente dissertação, abordar o tema da adequabilidade das alterações efetuadas em veículos fúnebres e a análise dessas alterações na perspetiva da robustez e segurança do veículo.

Palavras-chave: Veículos, *chassis*, Método de Elementos Finitos (MEF), Otimização.

Abstract

Vehicles are manufactured for a specific use and are built on the basis of studies aimed at effective performance in their various aspects, with the primary requirement being vehicle safety. However, there are a number of activities for which the vehicles available, built in the factory, are not fully suited, generating the need to make changes to meet these needs. The implementation of these alterations must, however, be subject to studies and be carried out with a guarantee of good performance, never losing sight of the need for them to operate safely, guaranteeing their users and third parties who circulate or are close to the vehicles.

The aim of this dissertation is to study the dimensional and geometric changes made to vehicles, more specifically funeral vehicles, and to analyze the implications of these changes, carrying out rigidity studies of the chassis, always with a view to ensuring safe circulation. The study of different *chassis* lengths, equivalent *Von-Mises* displacements and stresses will be addressed, demonstrating that increasing length implies increasing displacements and stresses, resulting in a lower safety factor as the *chassis* length increases.

To this end, we will try to carry out numerical simulations and study the chassis in simulation software, with a view to drawing conclusions as to whether the changes to the vehicles are guaranteed to be safe and add value. In summary, this dissertation aims to address the issue of the suitability of changes made to funeral vehicles and the analysis of these changes from the perspective of vehicle robustness and safety.

Keywords: Vehicles, *chassis*, MEF, Optimization.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Contextualização	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Organização da Dissertação	2
2	Revisão De Literatura	5
2.1	Introdução	5
2.2	Veículo	8
2.2.1	Modelação	8
2.2.2	Centro de Gravidade	9
2.2.3	Cálculo do Centro de Gravidade	10
2.3	<i>Chassis</i>	12
2.3.1	Estrutura	12
2.3.2	Materiais Utilizados para o fabrico de <i>Chassis</i>	13
2.4	Análise do Veículo como um corpo	14
2.4.1	Exigências estruturais	15
2.4.2	Métodos de análise	16
3	Simulação Numérica dos Chassis	23
3.1	Caracterização do Veículo	23
3.1.1	Regulamentar	23
3.1.2	Pesos e Dimensões	24
3.2	Descrição da Transformação	24
3.3	Importância da Segurança	25

3.3.1	Legislação	25
3.3.2	Impacto Frontal	26
3.4	Material do <i>chassis</i>	27
3.5	Modelo Representativo 3D	28
3.6	Simulações	30
3.6.1	Malha de Elementos finitos	30
3.6.2	Condições Fronteira	31
3.6.3	Convergência da malha	33
3.7	Otimização dos <i>chassis</i>	35
4	Resultados/Discussão de Resultados	37
4.1	Resultados	37
4.2	<i>Chassis 1</i>	37
4.2.1	Carga distribuída	38
4.2.2	Carga Concentrada	40
4.2.3	Impacto à retaguarda	41
4.3	<i>Chassis 2</i>	43
4.3.1	Carga distribuída	43
4.3.2	Carga Concentrada	44
4.3.3	Impacto à retaguarda	45
4.4	<i>Chassis 3</i>	46
4.4.1	Carga distribuída	46
4.4.2	Carga Concentrada	47
4.4.3	Impacto à retaguarda	48
4.5	Comparação de Resultados	49
5	Conclusões	53
A	Figuras das Simulações	A.1
B	Desenhos Técnicos	B.1

Lista de Tabelas

3.1	Caracterização do Veículo.	24
3.2	Pesos e Dimensões do Veículo Original.	24
3.3	Composição Química do Aço S235JR [%] [14].	28
3.4	Caracterização mecânica do aço S235JR.	28
4.1	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 1 com carga distribuída.	38
4.2	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 1 com carga concentrada na extremidade.	41
4.3	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 1 com impacto à retaguarda.	42
4.4	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 2 com carga distribuída.	43
4.5	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 2 com carga concentrada na extremidade.	44
4.6	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 2 com impacto à retaguarda.	45
4.7	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 3 com carga distribuída.	47
4.8	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 3 com carga concentrada na extremidade.	48
4.9	Resultados obtidos para o <i>chassis</i> 3 com impacto à retaguarda.	49

Lista de Figuras

2.1	Exemplo de um <i>chassis</i> de uma Mercedes Vito [20].	6
2.2	Número de artigos publicados desde 2002 até 2023 na Scopus.	6
2.3	Nuvem de palavras obtida através da pesquisa realizada na <i>Scopus</i>	7
2.4	Ligação entre os vários temas relacionados com MEF	7
2.5	O standard Vehicle-Driver-Road controle loop [2].	8
2.6	Designação dos Caminhos para determinar os centros de gravidade [3]. . .	10
2.7	Eixo de coordenadas conforme a ISO 4130 e DIN 70000 [3].	11
2.8	Designação dos Caminhos para determinar os centros de gravidade [3]. . .	12
2.9	Chassis Audi A8 [18].	14
2.10	Esquema de como testar a torção do <i>Chassis</i> [13].	16
2.11	Diagrama de Carga estática [13].	18
2.12	Análise de superfícies estruturais [13].	19
3.1	Local onde será efetuada a Transformação [23].	25
3.2	Modelo Representativo do <i>chassis</i> original.	29
3.3	Modelo Representativo do <i>chassis</i> aumentado em cerca de 400 mm.	29
3.4	Tipos de elementos <i>Ansys</i> [17].	31
3.5	Carregamentos aplicados no <i>chassis</i>	33
3.6	Qualidade Ortogonal do elemento.	34
3.7	Assimetria do elemento da malha de elementos finitos.	34
3.8	Escala de assimetria da malha e qualidade ortogonal da malha [16].	35
3.9	Primeiro <i>chassis</i> otimizado.	36
3.10	Segundo <i>chassis</i> otimizado.	36

4.1	Deslocamento total para a carga Distribuída de 2000 N para o <i>chassis</i> original sem alteração.	39
4.2	Deslocamento total para a carga Distribuída de 2000 N para o <i>chassis</i> original com um aumento de 400 mm.	39
4.3	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i>	39
4.4	Fator de Segurança para o <i>chassis</i> original.	40
4.5	Deslocamento total para a carga concentrada na extremidade de 2000 N para o <i>chassis</i> original com um aumento de 400 mm.	41
4.6	Fator de segurança para o impacto à retaguarda com força de 50000 N para o <i>chassis</i> original.	42
4.7	Deslocamento total para a carga distribuída de 2000 N para o <i>chassis</i> 2 com um aumento de 300 mm.	44
4.8	Deslocamento total para a carga concentrada de 2000 N para o <i>chassis</i> 2 com um aumento de 600 mm.	45
4.9	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> para a carga concentrada de 2000 N para o <i>chassis</i> 2 sem aumento.	46
4.10	Deslocamento Total para a carga distribuída de 2000 N para o <i>chassis</i> 3 com um aumento de 400 mm.	47
4.11	Deslocamento Total para a carga concentrada de 2000 N para o <i>chassis</i> 3 com um aumento de 500 mm.	48
4.12	Fator de segurança para o impacto à retaguarda com força de 50000 N para o <i>chassis</i> 3	49
4.13	Deslocamento total para a carga Distribuída de 2000 N para os diferentes <i>chassis</i>	50
4.14	Deslocamento total para a carga concentrada na extremidade de 2000 N para os diferentes <i>chassis</i>	50
4.15	Deslocamento total para o impacto à retaguarda de 50000 N para os diferentes <i>chassis</i>	51

Acrónimos e Siglas

4WD *Four Wheel Drive.*

APDL Ansys Parametric Design Language.

CAE *Computer Aided Engineering.*

CAM Computer-Aided Manufacturing.

CoG Centro de Gravidade.

ESTiG Escola Superior de Tecnologia e Gestão.

FOC Fator de Segurança.

FWD *Front Wheel Drive.*

IMT Instituto da Mobilidade e Transportes.

IPB Instituto Politécnico de Bragança.

MEF Método de Elementos Finitos.

NHV Noise Vibration Harshness.

RWD *Rear Wheel Drive.*

Nomenclatura

Símbolo	Descrição	SI
F	Força de Impacto	kN
I	Momento de Inércia	
K_t	Rigidez Torcional	Nm/Grau
M	Momento fletor	N/m
S_f	Distancia de deformação no Impacto	m
$\delta \underline{\varepsilon}^t$	Vetor d deformações virtuais	
$\delta \underline{u}$	Vetor de deslocamentos Virtuais	
σ	Tensão	Pa
\underline{D}_e	Matriz elastica do material	
$\underline{\sigma}_e$	Tensão inicial	MPa
$\underline{\sigma}$	Vetor e Tensões reais	
$\underline{\varepsilon}_e$	Deformação dos componentes do elemento	
\underline{b}	Vetor da Força de Volume real	
$\underline{m} \underline{\ddot{u}}$	Vetor de força de inercia	

Símbolo	Descrição	SI
l	Distância entre eixos	mm
$m_{V,f}$	Massa Frontal do Veículo	kg
$m_{V,r}$	Massa Retaguarda do Veículo	kg
$m_{V,t}$	Massa Total do Veículo	kg
m	Massa do Veículo	kg
t	Tempo de Impacto	s
v_0	Velocidade no Impacto	m/s

Capítulo 1

Introdução

Este capítulo introduz o tema que será abordado pela presente dissertação, bem como, quais são os seus objetivos e como está organizada.

1.1 Contextualização

Durante o século XX existiu um avanço tecnológico que permitiu tornar o que, até então, era solução experimental numa solução computacional. Não sabendo especificar uma data em concreto que o MEF foi desenvolvido e melhorado, a data mais antiga que é conhecida é de setembro de 1960,[1]. Com este avanço os *softwares* também tiveram que acompanhar, fazendo com que ficassem cada vez mais precisos e úteis para os trabalhos que lhe competiam. Nos casos do estudo pelo MEF, [5] é um estudo que atualmente é utilizado pela maioria dos projetistas de estruturas. Este *software* numa fase mais primitiva também requeria conhecimentos de programação, o que hoje em dia no século XXI não é necessário, pois os *softwares* estão de tal maneira desenvolvidos que a programação que existe por de trás do programa é invisível aos olhos do projetista. Contudo, para simulações mais complexas, que envolvam novos materiais e/ou comportamentos não lineares, pode ser necessário efetuar programação de novos algoritmos. Este tipo de *softwares* permite ao projetista simular quantas vezes quiser a mesma simulação, chegando a um resultado mais rápido e preciso do que aquele que era obtido antigamente, onde tudo requeria mais tempo para efetuar as simulações manualmente sem qualquer tipo de *software* o que tornava o processo de projeção mais demorado. Como o avanço dos *softwares* permitiu estudar

todo o tipo de estruturas, irá ser abordado o estudo de *chassis* de um veículo ligeiro de mercadorias. Como já foi dito anteriormente, pretende-se analisar o aumento de um *chassis* de um ligeiro de mercadorias, sempre com o foco de manter ou aumentar o Fator de Segurança (FOC). Para existir um aumento do Fator de Segurança (FOC) é necessário ter em conta o material do *chassis*, que deverá ter um bom equilíbrio entre tenacidade, resistência e ductilidade e bons fatores de soldabilidade [11].

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é realizar, através de simulações numéricas, a análise e avaliação do comportamento de um *Chassis* original de automóvel após sofrer algumas alterações dimensionais e geométricas. Para o objetivo principal ser cumprido é necessário ter em atenção os seguintes objetivos suplementares:

1. Definir a importância do *chassis* num veículo e explicar o tipo de alterações feitas e, ao mesmo tempo, analisar as implicações que essas alterações trazem;
2. Realizar um estudo numérico, recorrendo ao método de elementos finitos, para avaliar a rigidez dos *chassis* após a alteração realizada;
3. Realizar este estudo para mais do que um *chassis* sendo que, diferentes *chassis* irão ter a mesma geometria, sendo estes otimizados para que a alteração não afete o seu comportamento;
4. Contudo, pretende-se obter, no final, soluções otimizadas que diminuam o custo e o peso do veículo, mantendo, garantindo, as condições de rigidez e segurança adequada para o veículo poder circular com segurança;

1.3 Organização da Dissertação

A presente dissertação estará organizada em 4 Capítulos, sendo que no Capítulo 1 é o que faz uma introdução ao trabalho.

O Capítulo 2 visa sustentar a dissertação dando bases sólidas para que a mesma seja bem fundamentada. Falamos, por isso, nesse capítulo de um enquadramento da área de

estudo, de um enquadramento teórico, e o que realizaremos nas simulações numéricas no *Ansys*, bem como, dos *chassis* estudados no *software* de simulação.

No Capítulo 3 iram ser apresentadas as condições a que o *Chassis* está sujeito, as alterações feitas ao modelo representativo inicial.

Os resultados obtidos tanto para o modelo inicial como para os modelo modificados estão presentes no Capítulo 4, fazendo, assim, um balanço dos resultados obtidos, bem como, apresentar uma perspectiva dos mesmos. Por fim, no Capítulo 5 iram ser apresentadas as conclusões tiradas das simulações numéricas, bem como concluir se as alterações feitas aos veículos são realmente seguras ou não, e trazem valor acrescentado .

Capítulo 2

Revisão De Literatura

Neste capítulo irão ser apresentados os fundamentos teóricos em que esta dissertação se baseia. Serão também apresentados os tipos de *Chassis* que iram ser estudados. Por fim, será feita uma descrição do *software* utilizado (*Ansys*), bem como, uma pequena introdução aos elementos contidos na biblioteca do *Ansys* que foram utilizados nesta dissertação.

2.1 Introdução

Como foi explicado no Capítulo 1, os *chassis* são uma parte muito importante quando um automóvel é fabricado, funcionando como estrutura principal onde são assentes todos os componentes de um veículo, desde o motor até à suspensão. Este tem que oferecer uma resistência e rigidez que garanta a segurança dos passageiros no momento em que o veículo circula. Este tem um papel fundamental na absorção de impactos e distribuição de forças geradas durante a condução do veículo. Conforme a Figura 2.1 é possível verificar que desde o motor até à suspensão todos os componentes estão conectados ao chassis.

Nos últimos anos, temos observado que são realizadas cada vez mais alterações de carros comuns, mas não nos perguntamos como os mesmos são efetuados, como são efetuados, que implicações trazem, se é seguro ou não realizar essas alterações, entre muitas outras questões que deveríamos colocar. Um dos exemplos de alteração de veículo, que vemos praticamente todos os dias, são os automóveis dos bombeiros e das forças policiais [9].



Figura 2.1: Exemplo de um *chassis* de uma Mercedes Vito [20].

Para percebermos melhor o impacto que a esta área de estudo (estudo de *chassis* pelo MEF) teve nos últimos anos realizamos uma análise de dados no sítio *web Scopus* analisando todos os artigos que continham como palavras-chave, *chassis*, *Finite Elements* e ainda *Ansys*, e o resultado obtido foram de cerca de 129 artigos publicados desde o ano de 2002 até ao ano de 2023. Realizando uma análise dos mesmos no *Bibliometrix* percebemos que, ao longo dos últimos anos, o crescimento nestas áreas de estudo é notório conforme demonstra o gráfico na Figura 2.2.

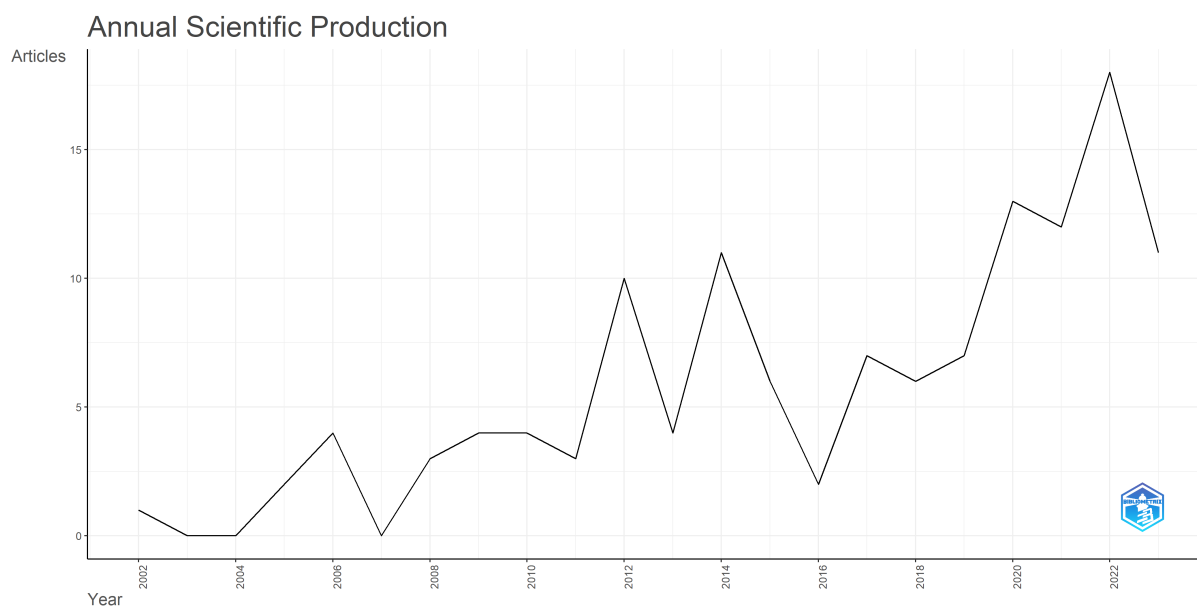


Figura 2.2: Número de artigos publicados desde 2002 até 2023 na Scopus.

Para além de vermos um crescimento significativo no que concerne à simulação pelo MEF também podemos obter através do *Bibliometrix* uma nuvem de palavra que nos mostra a relevância das mesmas pelo seu tamanho, o que significa que as palavras maiores são as que estão mais presentes nos 129 artigos, livros e *papers* publicados na *Scopus*

Transformações Auto Lda” que está sediada em Vila Nova de Gaia e que se mostrou sempre disposta a colaborar para que o processo de alteração dos carros fúnebres fosse bem explícito.

2.2 Veículo

2.2.1 Modelação

Como já foi falado anteriormente, cada vez mais, assistimos a uma evolução científica e tecnológica na indústria automóvel com o passar dos anos. Com esta evolução a acontecer, a maneira como os veículos são produzidos e a maneira de os modelar alterará devido ao desenvolvimento e conhecimento sobre áreas que, até então, não eram tão abordadas e que agora têm mais importância. Esta evolução foi acompanhada por sistemas de simulação que têm uma tarefa muito importante na fase de projeto e desenvolvimento dos automóveis, aviões, barcos entre outros meios de transporte [2].

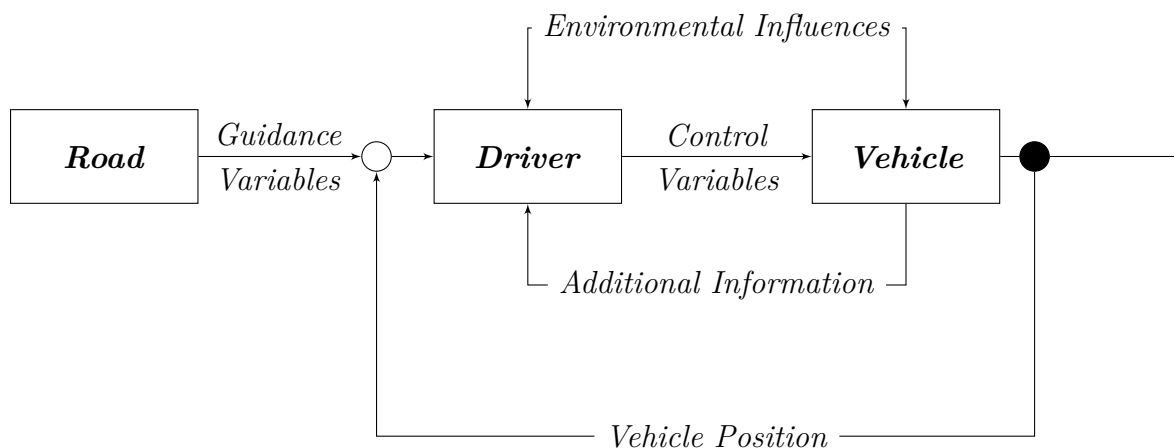


Figura 2.5: O standard Vehicle-Driver-Road controle loop [2].

O esquema que está presente na Figura 2.5 pretende, principalmente, diminuir a complexidade do modelo para ser de fácil interpretação. Também serve para esquematizar, como ocorre o fabrico de um carro, de forma simples e sucinta para ser entendido por todos os departamentos da especialidade, que trabalham no desenvolvimento do veículo. Este tipo de esquema também serve para que os teste realizados no desenvolvimento do veículo sejam mais simples e o tempo experimental seja reduzido.

Para obter estes objetivos, o sistema será decomposto nos seus componentes individuais. Ao realizar essa divisão, é importante garantir que as variáveis significativas sejam escolhidas para as *interfaces* entre os diferentes submodelos. Portanto, é sensato escolher, dentro do possível, binários ou forças e velocidades angulares ou longitudinais.

2.2.2 Centro de Gravidade

Quando um automóvel é fabricado existem variáveis importantes a ter em conta para ter um desempenho adequado, são elas:

- O centro de gravidade do veículo V ;
- O centro de gravidade da massa B_o ;
- A distância entre os centros U_f e U_r ;

As distâncias acima indicadas estão representadas na Figura 2.6. Estas medidas e outras são muito importantes para o cálculo dos seguintes parâmetros de um veículo:

- Capacidade de travagem e aceleração;
- Capacidade de subida;
- Projetar os travões indicados e se a tração é *Four Wheel Drive* (4WD), *Rear Wheel Drive* (RWD), ou *Front Wheel Drive* (FWD);
- Projetar centros de gravidade tendo em conta aspetos de estabilidade e vibrações;
- Estabilidade da direção;
- Determinação do momento de inércia;

É necessário ter conta todos estes elementos quando se trata do desenvolvimento de um carro, pois se garantirmos que os centros de gravidade são baixos menos problemas dinâmicos teremos. [3].

A posição do centro de gravidade V e do centro de gravidade do corpo B_o depende de muitos fatores como, por exemplo, qual o número de passageiros dentro do mesmo, se o peso está igualmente distribuído, se o peso vai mais no tejadilho do que na mala, isto

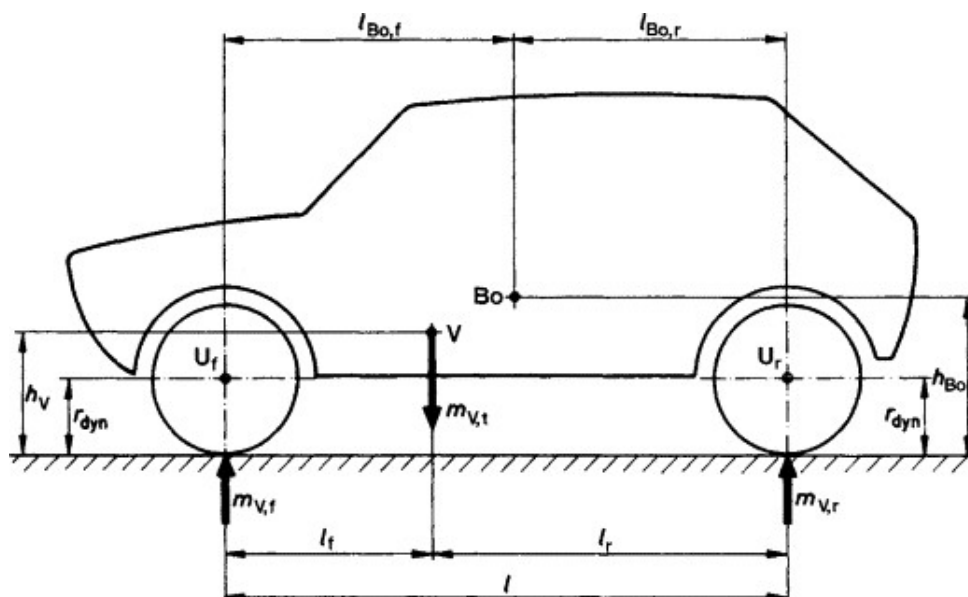


Figura 2.6: Designação dos Caminhos para determinar os centros de gravidade [3].

faz com que os centros de gravidade alterem na direção longitudinal x como para cima na direção z .

2.2.3 Cálculo do Centro de Gravidade

Calcular a posição do centro de gravidade de um veículo é uma tarefa, em termos de cálculo manual, muito complexa. Tudo depende de caso para caso, o que o torna difícil e demorado de calcular. O que veio facilitar este cálculo foram as ferramentas *Computer Aided Engineering* (CAE) que nos dão a possibilidade de poucos minutos após ter o modelo construído, perceber onde está localizado o centro de gravidade. Mas existe uma maneira de calcular o centro de gravidade apenas pesando o veículo e considerando que o mesmo é ocupado por passageiros de 170 *cm* de altura e com uma massa de 68 *kg*.

Tendo em conta o sistema de coordenadas da Figura 2.7 podemos observar que o eixo dos z é o que nos indica as cotas na vertical, o eixo do x o eixo longitudinal e eixo do y a largura do veículo, por exemplo, isto tudo segundo a ISO 4130 e a DIN 70000.

$$m_{V,t} = m_{V,f} + m_{V,r} \quad (kg) \quad (2.1)$$

Segundo [3] o equilíbrio dos momentos criado em volta de $m_{V,f}$ e $m_{V,r}$, em conjunto com a distância entre eixos l na direção longitudinal, consegue-se obter as distâncias do

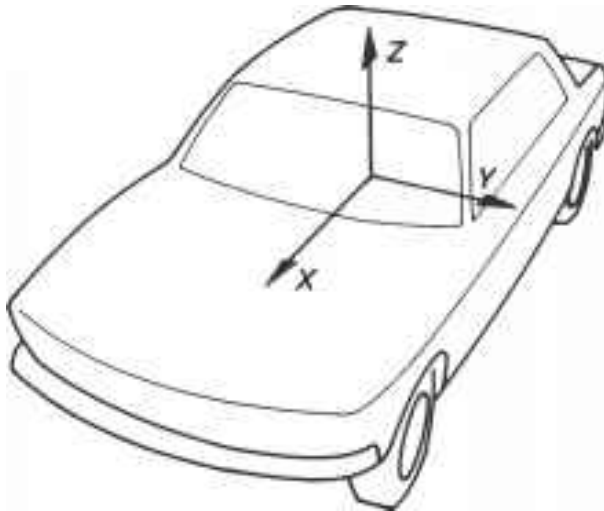


Figura 2.7: Eixo de coordenadas conforme a ISO 4130 e DIN 70000 [3].

centro de gravidade l_f e l_r através das seguintes equações 2.2a e 2.2b.

$$l_f = \frac{m_{V,r} l}{m_{V,t}} \quad (2.2a)$$

$$l_r = \frac{m_{V,f} l}{m_{V,t}} \quad (2.2b)$$

Até agora falamos como calcular as cotas longitudinais do Centro de Gravidade (CoG) e, por esse motivo, agora expressar-se-á como calcular as alturas de uma maneira prática, pois como já foi dito anteriormente, tudo é possível, recorrendo a um modelo computacional que rapidamente nos dá o local exato do CoG do corpo em estudo. Para começar necessitasse de colocar o corpo na máxima altura possível num dos eixos (recorrendo a macacos ou outros meios para levantar o corpo) obtendo a altura h como está expressa na Figura 2.8 para ser possível calcular a altura h_v . Para os cálculos serem o mais preciso possível, é aconselhado que os pneus do veículo tenham uma pressão entre 3,0 e 3,5 bar, para ser anulado o amortecimento do mesmo e o erro no *display*, seja menor [3].

Tendo acesso à medida de α e ao diâmetro da roda r_{dyn} sabemos que:

$$h_V = h'_v + r_{dyn} \quad (2.3a)$$

$$h'_v = \frac{\Delta l_r}{\tan \alpha} \quad (2.3b)$$

Para ser possível calcular Δl_r a equação dos momentos produzida ao redor do centro do

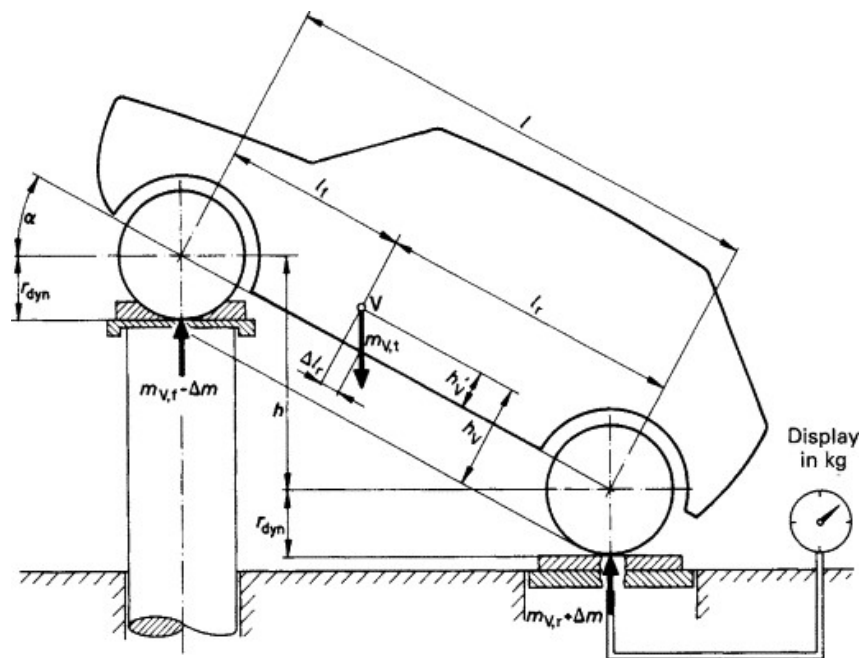


Figura 2.8: Designação dos Caminhos para determinar os centros de gravidade [3].

eixo da frente é dado pela seguinte equação:

$$m_{V,t}(l_f + \Delta l_r) \cos \alpha = (m_{V,r} + \Delta m)l \cos \alpha \quad (2.4)$$

Eliminando o $\cos \alpha$ e trabalhando a equação podemos obter a seguinte equação 2.5:

$$\Delta l_r = \frac{\Delta m}{m_{V,t}} l \quad (2.5)$$

O que leva a deduzir a fórmula 2.3b para a 2.6:

$$h'_V = \frac{l \Delta m}{m_{V,t} \tan \alpha} \quad (2.6)$$

2.3 Chassis

2.3.1 Estrutura

No que concerne à estrutura, um veículo ou, como habitualmente se ouve, *chassis*, é a parte do veículo rodoviário responsável por suportar todos os componentes e subcomponentes que completam o veículo, desde o motor até à suspensão, sem esquecer a carga

transportada e os próprios passageiros. Numa fase inicial, os veículos eram fabricados de uma maneira mais rudimentar, onde o *chassis* estava separado da carroçaria. Como o *chassis* é o principal suporte dos veículos rodoviários, ele tem que conseguir suportar todas as cargas aplicadas sobre ele e, por este motivo, tem que ser suficientemente rígido. A maioria dos *chassis* têm uma forma “*standard*” onde temos dois membros longitudinais, mais conhecidas como longarinas, conectados a vários membros transversais (como podemos ver na Figura 2.1), que podem, ou não, ser perpendiculares. Este desenvolvimento mais aprofundado dos *chassis* surgiu logo após a Segunda Guerra Mundial, que fez com que os carros de passageiros tivessem uma estrutura mais eficiente por meio de formas semi-integrais, o que mantinha a estrutura resistente, mas ao montar a carroçaria faz com que esta tenha que suportar cargas maiores [13].

2.3.2 Materiais Utilizados para o fabrico de *Chassis*

O mundo automóvel vive, atualmente, tempos de mudança, mas já há alguns anos que os veículos têm a obrigatoriedade de cumprir requisitos de emissões de CO_2 . Isto leva a que os fabricantes se preocupem com os desenvolvimentos de motores de combustão interna mais eficientes mas, também, que reduzam a massa dos veículos. Ao haver uma redução de peso dos veículos estes vão realizar melhores consumos, bem como, oferecer melhor desempenho em termos de aceleração, desaceleração e controlo. Com isto, podemos pensar noutros aspetos, como o aumento da carga útil do veículo, pois a sua tara diminuiu fazendo com que este possa transportar mais carga. Em termos gerais, os materiais utilizados pelos *chassis*, são aços ligados por pequenas quantias de titânio para reduzir o carbono de locais intersticiais, isto faz com que a espessura seja menor fazendo reduzir a massa do *chassis*. Aços de baixa liga e de alta resistência (HSLA), também são muito utilizados, ao estarem ligados com manganês para aumentar a resistência e com vanádio para fornecer um grão mais refinado. Mais recentemente também são utilizados aços de alta resistência (AHSS) que foram introduzidos no mercado pelas suas capacidades mecânicas, incluindo nelas um bom comportamento na absorção de energia de impacto. Para além dos aços AHSS, a atenção também tem sido dada mais às ligas de alumínio para o mercado dos veículos de passageiros, substituindo as carcaças que eram até agora em aço por ligas de alumínio que têm uma densidade muito menor, cerca de 2700 kg/m^3 , enquanto o aço tem 7800

kg/m^3 . Uma das provas que as ligas de alumínio tiveram um grande impacto no mercado. A Figura 2.9 mostra o *chassis* de um Audi A8, que é um carro de luxo e espaçoso que têm, normalmente, a característica de serem pesados, pesando apenas 1977 *kg* que seriam praticamente inatingíveis se o *chassis* fosse de 100% de aço.

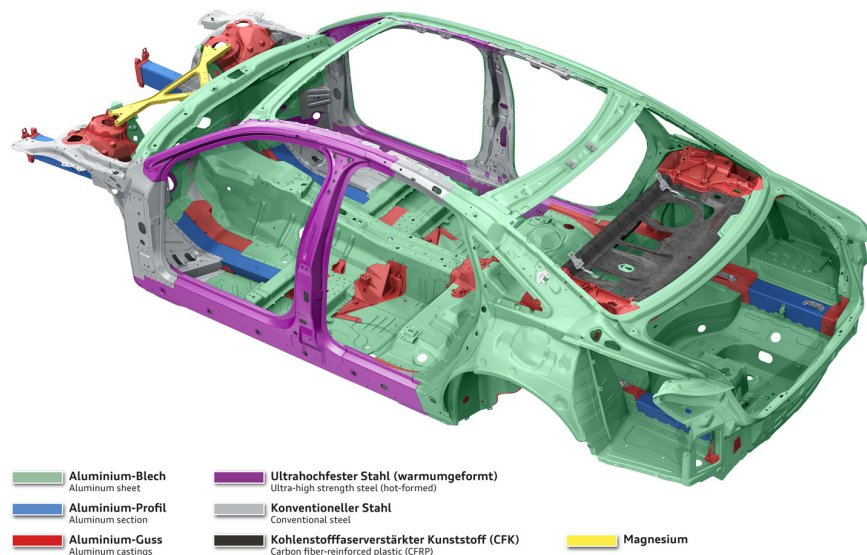


Figura 2.9: Chassis Audi A8 [18].

Contudo, as ligas de alumínio também trazem vantagens ao nível de ganho de características, pois tal como o aço, existem um enorme variedade de ligas, o que faz com que existam muitos tipos de tratamentos térmicos que se possa dar para ser possível atingir uma gama muito ampla de resistência do material que pode variar entre 70 MPa a 700 MPa.

2.4 Análise do Veículo como um corpo

Nesta secção da dissertação irão ser abordados temas que explicaram as exigências estruturais de um *chassis*, bem como, os métodos que podemos utilizar para analisar os mesmos.

2.4.1 Exigências estruturais

Como em todas as estruturas metálicas, os veículos têm que cumprir uma série de exigências compreensíveis por qualquer pessoa e podem-se resumir em três grandes exigências, são elas:

1. A estrutura deve poder suportar cargas estáticas, o que corresponde, neste caso, ao seu peso próprio. Também deve conseguir suportar cargas dinâmicas, que, neste caso em concreto, se destinam a cargas devido ao terreno onde o veículo circula, choques frontais ou à retaguarda, manobras que sejam necessárias fazer, entre outra. Esta deve conseguir suportar estes dois tipos de carregamento sem que a estrutura sofra uma deformação excessiva.
2. A estrutura deve conseguir suportar fortes ciclos de carga sem sofrer alguma fadiga significativa ou outras formas de falha do material.
3. A estrutura, ao deformar, deve seguir um caminho seguro para os passageiros que nela circulam para evitar ferimentos graves nos ocupantes do veículo ou nos utentes da via pública.

Quando os engenheiros se deparam com o desafio de projetar um veículo, têm que ter em conta, em primeiro lugar, o ponto 1 anteriormente referido, pois isso fará com que a estrutura consiga suportar as cargas a que irá estar sujeita. Isto fará com que a suspensão funcione nas melhores condições para trabalhar como foi projetada e os seus pontos de fixação devem permanecer estacionários [13]. Projetar uma estrutura requer em conta três tipos de cargas a que o veículo está normalmente sujeito, sendo elas:

- Cargas de torção, como quando uma roda vai a um ponto mais abaixo na estrada e a carga de suspensão adicional naquele canto do carro é transmitida através da estrutura do veículo.
- Cargas de carregamento, como quando ambas as rodas num eixo batem num solavanco ou um calço simultaneamente.
- Cargas longitudinais/laterais devido a efeitos de inércia sob condições de tração, travagem e/ou curvas, incluindo os efeitos no plano de pequenas colisões e impactos.

Assim, a rigidez torcional da estrutura é, talvez, o parâmetro mais importante a ser considerado nos estágios iniciais de um projeto de *chassis*. Normalmente, é medido ou calculado fixando os pontos de montagem da suspensão nos três cantos do carro e aplicando uma carga vertical no quarto canto, conforme indicado na imagem 2.10.

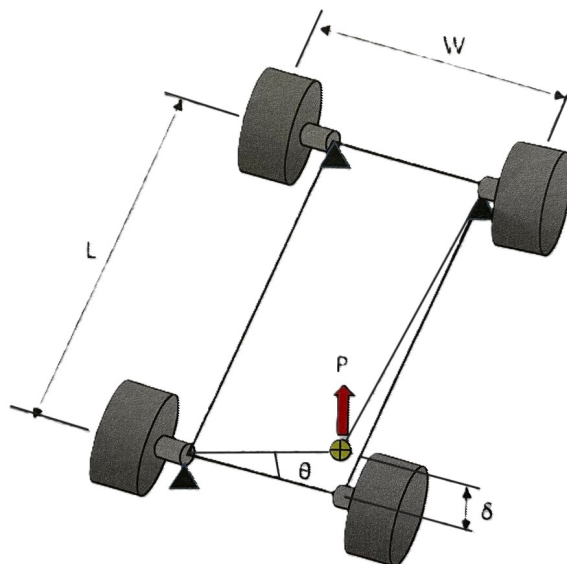


Figura 2.10: Esquema de como testar a torção do *Chassis* [13].

Conforme a equação 2.7 podemos constatar a rigidez torcional K_t é representada pela divisão do binário aplicado $P \cdot W^2$ pelo ângulo de torção θ . Esta equação é, normalmente, explícita na unidade de *Nm/Grau*.

$$K_t = \frac{T}{\theta} = \frac{P \cdot W}{\delta/W} = \frac{P \cdot W^2}{\delta} \quad (2.7)$$

Quando o engenheiro projetista, projeta um *chassis* uma alta rigidez de torção é o grande objetivo, o que geralmente causa implicações de peso do mesmo, daí ser um parâmetro que deve ser muito otimizado para obter a melhor solução possível. Contudo, uma alta rigidez torcional também pode causar problemas de Noise Vibration Harshness (NHV) pois a pouca capacidade de absorver as variações de carga da suspensão consequentes da deformação do solo, representada neste caso pela via pública.

2.4.2 Métodos de análise

Nestes três títulos seguintes iram ser mostrados três métodos de análise de estruturas, sendo que o utilizado na tese foi o MEF para analisar o comportamento do *chassis* ao

fazer a alteração ao mesmo.

Simple Bending Analysis

Quando o objetivo é analisar e determinar a rigidez torcional ou as tensões que afetam a estrutura devido às cargas que nela estão aplicadas, é importante que estas afetações estejam uniformemente distribuídas. Isto é importante para que a estrutura transmita as cargas que nela estão aplicadas de uns membros para os outros, criando assim uma estrutura solida [8]. No caso dos veículos, para analisar a carga vertical estática, a sua distribuição e os centros de massa que no caso do veículo se resumem ao motor, passageiros e carga útil, é necessário, que sejam estimados ou determinados distribuindo uniformemente ao longo do veículo. Com esta distribuição de cargas e assumindo que o veículo só se encontra simplesmente apoiado nas quatro rodas, o obténível é um esquema conforme o que está apresentado na Figura 2.11 [13].

Através do diagrama de cargas da Figura 2.11 verifica-se que a força de corte SF é máxima em A , que coincide com o eixo traseiro, e o momento fletor é máximo em B que se encontra alinhado com a força exercida pelos passageiros da frente. As cargas são, normalmente, multiplicadas por um fator de segurança de 2 ou 3 para permitir que os efeitos dinâmicos não afetem a segurança dos passageiros do veículo. Uma vez que o momento de flexão máximo já foi calculado na fase de projeto do *chassis*, a tensão máxima de flexão no caso dos veículos é dada pela seguinte equação 2.8.

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (2.8)$$

Simple Structural Surfaces Method (SSS)

O engenheiro que projeta e idealiza uma estrutura integral tem que ter em conta o painel de corte da mesma. Este método utilizado em painéis de aço grandes, e presentes em planos finos que, normalmente, são utilizados em veículos do género pick-up. Este método tem como particularidade supor que o painel de corte transmita carga, desenvolvendo tensões de corte no plano devido a essas forças aplicadas, paralelamente, às bordas do painel. Para simplificar como funciona o método, este está demonstrado na Figura 2.12 onde está representada a estrutura por uma simples caixa, que está sujeita a uma carga de torção

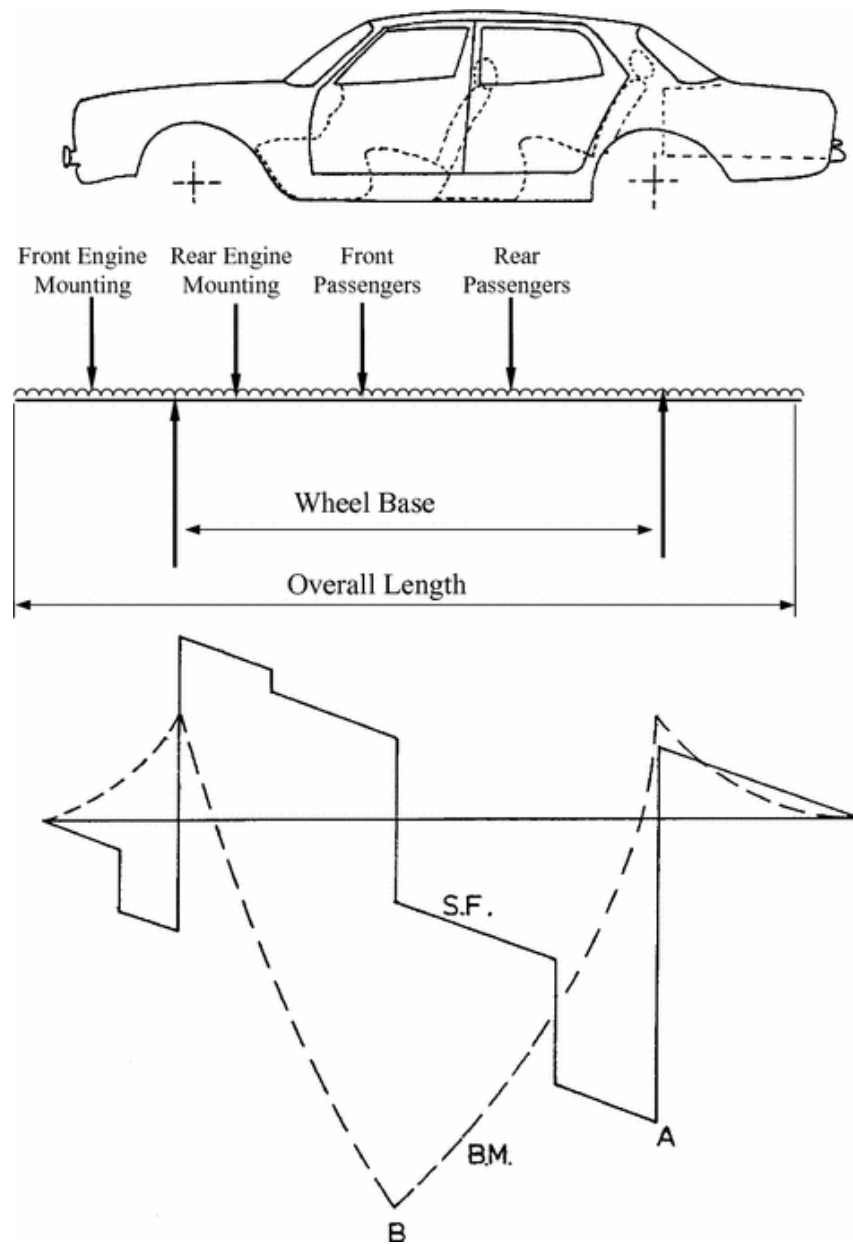


Figura 2.11: Diagrama de Carga estática [13].

T [12].

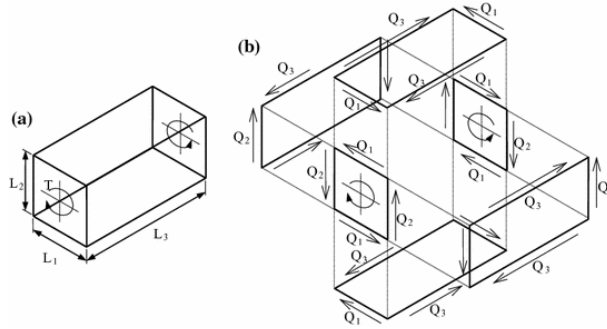


Figura 2.12: Análise de superfícies estruturais [13].

Como se pode verificar na Figura 2.12 cada painel tem representado os graus de liberdade, sendo que as forças de corte estão representadas por Q_i aplicadas nas extremidades dos painéis. Sendo assim, o equilíbrio estático na extremidade do painel pode ser verificado através das seguintes equações:

$$Q_1 L_2 + Q_2 L_1 = T \quad (2.9a)$$

$$Q_3 L_2 - Q_2 L_3 = 0 \quad (2.9b)$$

$$Q_3 L_1 - Q_1 L_3 = 0 \quad (2.9c)$$

Deduzindo a Equação 2.9a:

$$Q_3 = \frac{L_3}{L_1} Q_1 \quad (2.10a)$$

$$Q_2 = \frac{L_2}{L_3} Q_3 = \frac{L_2}{L_3} \cdot \frac{L_3}{L_1} Q_1 = \frac{L_2}{L_1} Q_1 \quad (2.10b)$$

$$Q_1 = \frac{T}{L_2 - \frac{L_1}{L_2}} Q_2 \cdot \frac{L_1}{L_2} = \frac{T}{L_2} - \frac{L_2}{L_1} \cdot Q_1 \cdot \frac{L_1}{L_2} \quad (2.10c)$$

Por fim:

$$Q_1 = \frac{T}{2L_2} \quad (2.11)$$

Este exemplo, demonstra as dificuldades que os engenheiros têm que enfrentar quando projetam um automóvel com teto panorâmico para que a rigidez de torção seja suficiente para que o painel não entre em colapso. É claro que, em termos práticos, o que foi

apresentado é apenas um modelo, pois o caso do projeto de um veículo é muito mais complexo que apenas o explicado acima.

Finite Element Analysis

O método dos elementos finitos tornou-se um dos métodos mais adotados pela indústria, pois prevê com mais precisão as deformações e tensões nas estruturas dos veículos. No MEF o domínio é subdividido em elementos finitos, que estão ligados por pontos nodais. Para cada elemento é estabelecido um comportamento local aproximado, de tal forma que as incógnitas do problema podem ser definidas em função das mesmas incógnitas dos pontos nodais do elemento. [4].

Nas equações seguintes irá ser mostrado a formulação utilizada pelo MEF para estruturas de comportamento linear elástico. onde as velocidade e acelerações não desprezáveis. Contudo, utilizado o princípio dos deslocamentos virtuais obtém-se que o trabalho virtual interno que é igual ao trabalho virtual total externo, expresso na equação 2.12.

$$\delta^1 U = \delta^1 W \quad (2.12)$$

Onde a primeira variação da energia de deformação é:

$$\delta^1 U = \int_v \delta \underline{\underline{\varepsilon}}^t \underline{\underline{\sigma}} dv \quad (2.13)$$

Contudo, chegasse à primeira variação do trabalho virtual externo através da equação 2.14:

$$\delta^1 W = \int_v \delta \underline{\underline{u}}^t \underline{\underline{b}} dv + \int_v \underline{\underline{u}}^t \underline{\underline{m}} \underline{\underline{\ddot{u}}} dv \quad (2.14)$$

A criação dos elementos finitos no modelo de deslocamentos, considerando que o material tem um comportamento linear elástico apresentará as seguintes relações:

$$\underline{\underline{\sigma}}_e = \underline{\underline{D}}_e \underline{\underline{\varepsilon}}_e \quad (2.15a)$$

$$\underline{\underline{\varepsilon}}_e = \underline{\underline{B}}_e \underline{\underline{u}}_e \quad (2.15b)$$

$$\underline{\underline{u}}_e = \underline{\underline{N}} \underline{\underline{u}} \quad (2.15c)$$

$$\delta \underline{\underline{u}}_e = \underline{\underline{N}}_e \delta \underline{\underline{u}} \quad (2.15d)$$

$$\underline{\underline{\ddot{u}}}_e = \underline{\underline{N}} \underline{\underline{\ddot{u}}} \quad (2.15e)$$

Ao substituir as equações 2.15a a 2.15e na equação 2.13 e 2.14 e, em seguida, na equação 2.12 obtém-se a seguinte equação:

$$\underline{K} \underline{u} + \underline{M} \ddot{\underline{u}} = \underline{F} \quad (2.16)$$

Onde \underline{K} é a matriz de rigidez:

$$\underline{K} = \sum_{n=1}^{n_e} \underline{K}_e \quad (2.17)$$

\underline{M} é a matriz de massa constante:

$$\underline{M} = \sum_{n=1}^{n_e} \underline{M}_e \quad (2.18)$$

\underline{F} é o vetor das forças nodais:

$$\underline{F} = \sum_{n=1}^{n_e} \underline{F}_e \quad (2.19)$$

Concluindo assim que a equação geral do movimento seria dada pela seguinte equação:

$$\underline{K} \underline{u} + \underline{C} \dot{\underline{u}} + \underline{M} \ddot{\underline{u}} = \underline{F} \quad (2.20)$$

Como a análise estática estrutural o objetivo principal é quantificar a magnitude dos esforços, consideramos que a velocidade $\dot{\underline{u}}$ e a aceleração $\ddot{\underline{u}}$ são, aproximadamente, 0 o que fará eliminar as duas parcelas \underline{C} e \underline{M} . Contudo, a equação que devemos considerar para a análise estática estrutural efetuada é a equação 2.21.

$$\underline{K} \underline{u} = \underline{F} \quad (2.21)$$

Uma simulação estática estrutural começa por pedir qual a geometria que será estudada no *software*, e por este motivo definimos o chassis como geometria de estudo. Após isso geramos a malha de elementos finitos que será mais tarde refinada para obter melhores resultados o mais próximos da realidade possível.

Capítulo 3

Simulação Numérica dos Chassis

Neste capítulo, realiza-se uma descrição detalhada do *chassis* em estudo, os cálculos efetuados para cada um e determina-se ainda a melhor solução para cada caso de estudo.

3.1 Caracterização do Veículo

A presente dissertação visa demonstrar que a alteração/transformação dos veículos fúnebres é segura e não traz riscos acrescidos para os passageiros que circulam no veículo, para isso é necessário definir qual o veículo que será estudado. Neste caso de estudo, foi utilizado um modelo da Mercedes-Benz, a Mercedes-Benz Vito. Como podemos observar no dia a dia é um carro muito corrente em carros fúnebres devido as suas boas características de fabrico e de durabilidade.

3.1.1 Regulamentar

Nesta secção será apenas apresentada a caracterização do veículo, presente na Tabela 3.1 que nos indica o tipo de veículo, as homologações que contém, qual a sua versão, marca e o modelo do veículo que irá sofrer a alteração.

Tabela 3.1: Caracterização do Veículo.

Tipo	Especial Funerário
Classificação	Ligeiro
Marca	Mercedes-Benz
Modelo	639/4
Versão	KWA8L305E
Variante	3FKR8S23BE
Nº Homologação Nacional	2010100003605/7092
Nº de Homologação Europeia	E1*2007/46*0458*14

3.1.2 Pesos e Dimensões

Nesta secção está presente a Tabela 3.2 que contém a caracterização dos pesos e dimensões do veículo original que irá ser alterado. Por sofrer alterações, posteriormente terá que ser feito um novo levantamento destas medidas para obter as atualizadas para serem respetivamente alteradas no livrete do veículo, não causando multas nem ilegalidades desnecessárias,

Tabela 3.2: Pesos e Dimensões do Veículo Original.

Tara	2420 Kg
Peso Bruto	3050 Kg
Peso Máximo admissível 1º Eixo	1550 Kg
Peso Máximo admissível 2º Eixo	1650 Kg
Distancia entre Eixos	3430 mm
Comprimento	5845 mm
Largura	1928 mm
Lotação	6 + 1 Urna

3.2 Descrição da Transformação

Neste pequeno subcapítulo descreve-se quais as alterações que foram e são feitas aos veículos ligeiros de mercadorias. Como se pode observar na Figura 3.1 a parte que está assinalada com o quadrado vermelho é a parte do *chassis* que será estudada, pois apenas esta sofre a alteração, para ser possível caber uma urna.

Na presente dissertação realizou-se um aumento no *chassis* com incrementos de 100 mm até ao máximo de 700 mm para perceber qual o comportamento do *chassis* ao nível do carregamento com diferentes comprimentos. A transformação que é, normalmente,

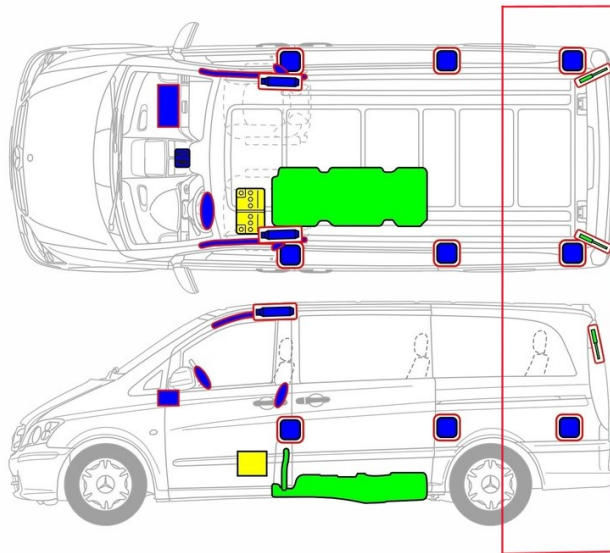


Figura 3.1: Local onde será efetuada a Transformação [23].

realizada nos carros fúnebres corresponde a um aumento de 400 mm no *chassis*, mas para analisar qual o seu comportamento com a sua ampliação aumentou-se até 700 mm para avaliar se essa alteração ainda é segura. Na modelação do *chassis* utilizado nas simulações numéricas foi tido em conta a parte do *chassis* selecionado na 3.1 com um comprimento original de 1300 mm.

3.3 Importância da Segurança

3.3.1 Legislação

A segurança dos veículos pode ser dividida em dois grandes grupos, a segurança primária que, segundo o código da estrada, é considerada segurança ativa e a segurança secundária que é mais conhecida como segurança passiva. A segurança primária visa a prevenção dos acidentes/colisões dos veículos, o que leva aos projetistas dos sistemas de travagem, suspensão a ter um cuidado redobrado quando projetam este tipos de sistemas para serem eficazes para manter a segurança dos passageiros do veículo e daqueles que circulam na via pública. Outro exemplo de sistemas de segurança primária, é o controlo de avanço do *chassis* (ACC) e o sistema de antibloqueio de travagem mais conhecido como ABS.

A segurança secundária ou passiva visa minimizar os riscos e ferimentos dos ocupantes

do veículo ou de qualquer outro que circule na via pública (como os cintos de segurança, sistema de *Airbag*, entre outros). Para que tudo isto seja possível, é necessário que os projetistas da estrutura do veículo garantam que o veículo tenha uma boa capacidade de absorção para ter uma adequada eficiência na colisão.

Quanto à legislação aplicada nos veículos, os códigos legislativos que afetam a alteração dos veículos está estipulada pelo Diário da República onde se encontra todo o tipo de legislação a cumprir referente a este assunto. Continuando no caso de Portugal, é importante referir que a entidade que fiscaliza este tipo de alterações em veículos é o Instituto da Mobilidade e Transportes (IMT), fazendo com a legislação ([19]) imposta pelos Decretos Lei seja cumprida.

3.3.2 Impacto Frontal

O impacto frontal é um dos impactos que acontece com mais regularidade na via pública. Este sendo contra um objeto ou contra outro veículo que circule na estrada, é resultante de toda a energia cinética inicial do veículo no impacto que é dissipada apenas para dentro da estrutura do veículo. Se se assumir que P é a força para deformar a extremidade da dianteira do veículo e s a distância do deslocamento, então pode-se dizer que o equilíbrio da energia é dado por [13]:

$$\int_0^{Sf} F ds = \frac{1}{2}mv_0^2 \quad (3.1)$$

Onde m é a massa do veículo, v_0 é a velocidade de impacto do veículo e Sf o deslocamento do veículo. Assumindo que essa força é constante e conhecida, então a distância de deslocamento é dado por [10]:

$$Sf = \frac{mv_0^2}{2F} \quad (3.2)$$

Considerando o caso da Mercedes Vito que tem uma massa de aproximadamente 2420 kg segundo a Tabela 3.2, e uma resistência de deslocamento de 300 kN a uma velocidade de cerca de 100 km/h a equação fica a seguinte:

$$Sf = \frac{2420 \times 27.78}{2 \times 300 \times 10^3} = 0.112 \text{ m} \quad (3.3)$$

A duração do impacto pode ser calculada através da seguinte equação:

$$F \times t = mv_0 \quad (3.4a)$$

$$\Leftrightarrow t = \frac{2420 \times 27.78}{300 \times 10^3} \quad (3.4b)$$

$$\Leftrightarrow t = 0.2240 \text{ s} \quad (3.4c)$$

A desaceleração media do veículo pode ser calculada pela mudança de velocidade e o tempo de impacto através:

$$a = \frac{27.78}{0.2240} \quad (3.5a)$$

$$a = 123.97 \text{ m/s}^2 \approx 12,64 \text{ g} \quad (3.5b)$$

É claro que estas equações ilustram alguns dados, mas, em termos práticos, o que acontece é muito mais complexo, pois o veículo absorve parte desta energia por vários mecanismos. Os *chassis* normalmente têm caminhos longitudinais para que estes absorvam a energia no caso de impactos frontais.

A análise teórica não prevê uma resposta tão complexa como a que na realidade acontece, esta pode ser tão complexa que exija um teste de colisão ou uma análise de simulação numérica avançada. Quanto aos testes de colisão são testes demasiado dispendiosos e não é fácil determinar a deslocamento que ocorre no *chassis* de maneira que se altere alguns parâmetros e seja visível novos resultados.

3.4 Material do *chassis*

O material pelo qual é composto o *chassis* é um aço S235 JR, sendo um aço popular em construções metálicas e máquinas, sendo fabricado segundo a norma europeia EN 10025-2. O material pelo qual é composto o aumento feito ao *chassis* será do mesmo material (Aço S235 JR) para se obter uma boa soldabilidade e, com isto, ligações contínuas de melhor qualidade. Este aço é um aço estrutural devido ao seu prefixo S, sem liga, laminado a quente. O valor 235 significa que a sua tensão máxima de rotura é de 235 MPa, já o JR indica o grau de qualidade relacionado com o teste de impacto *charpy* que tem que ser $\geq 27 \text{ J}$ à temperatura de 20 °C.

Tabela 3.3: Composição Química do Aço S235JR [%] [14].

Elemento	C	Si	Mn	P	S	Cr	N
%	0.11	0.03	0.056	0.007	0.005	0.07	0.03

A Tabela 3.3 apresenta a composição química do aço estrutural S235JR onde é possível ver a percentagem de carbono, silício, magnésio, fosforo, enxofre, cromo e ainda nitrogénio. Já na tabela 3.4, é possível observar as propriedades mecânicas do aço que foram tidas em conta nas simulações numéricas.

Tabela 3.4: Caracterização mecânica do aço S235JR.

Densidade	7800 Kg/m ⁻³
Módulo de Young	2.1 e ⁺¹¹ Pa
Rácio de Poisson	0.28
Módulo de massa	1,5909 e ⁺¹¹ Pa
Módulo de cisalhamento	8.2031 e ⁺¹⁰ Pa
Resistência ao escoamento à tração	2.35 e ⁺⁰⁸ Pa
Resistência máxima à tração	3.6 e ⁺⁰⁸ Pa
Condutividade Térmica Isotrópica	14 W/m

3.5 Modelo Representativo 3D

Como já dito anteriormente, durante a realização desta dissertação teve-se a oportunidade de conseguir visitar uma oficina onde se transformam veículos fúnebres. Graças ao apoio incondicional do Dr. Tiago da empresa “*António Salgueiro Transformações Auto Lda*” que nos propôs acompanhar a transformação de um veículo. Durante esta transformação foram retiradas as medidas necessárias para ser possível fazer um modelo representativo do *chassis*. O modelo representativo foi modelado no *software* Computer-Aided Manufacturing (CAM) *Solidworks*.

Este modelo da estrutura original é composto por duas longarinas exteriores com um comprimento de 1300 mm e com secção de 120 x 50 x 4 mm, duas longarinas interiores do mesmo comprimento, mas com uma secção menor de 40 x 40 x 2.5 mm e, por fim, duas travessas em que representam a zona onde apoia o *charriot*, suspensão e a transmissão. Foram desenhadas estas peças todas separadamente e, no final, foi feita uma montagem das mesmas, obtendo o produto final representado na Figura 3.2.

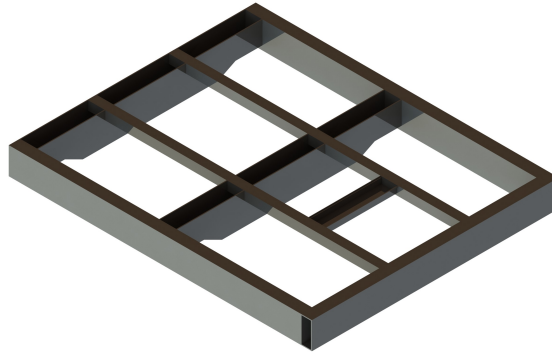


Figura 3.2: Modelo Representativo do *chassis* original.

O modelo representado na Figura 3.2 é o modelo original, mais dois modelos otimizados, sendo que todos eles sofrem um aumento ao longo das longarinas exteriores, como está expresso na Figura 3.3 de uma cor mais clara, mas na realidade o material é o mesmo por isso a cor seria igual.

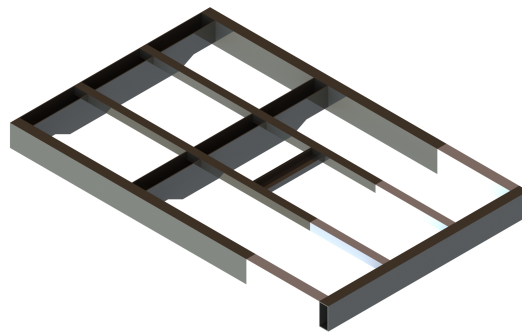


Figura 3.3: Modelo Representativo do *chassis* aumentado em cerca de 400 mm.

3.6 Simulações

Nesta secção irão ser abordadas todos os passos tidos em conta para realizar as simulações numéricas. As simulações foram realizadas no *software Ansys Workbench* pois é uma *interface* do *software* muito mais gráfica e moderna desenvolvida para ser mais simples que o Ansys Parametric Design Language (APDL), pois este apesar de ainda ser muito utilizado é um *software* baseado em linha de comando, tornando, assim, mais complexo para quem o utiliza. O tipo de simulação foi uma simulação estática estrutural e como já temos o modelo representativo modelado no *Solidworks* basta importar esta geometria para o *Ansys* e começar as simulações, começando, assim, pela malha de elementos finitos.

3.6.1 Malha de Elementos finitos

Uma vez que já temos o modelo representativo modelado e o material escolhido, começa-se por realizar os passos mais importantes na simulação numérica e neles está presente o mais importante que é a malha de elementos finitos. A malha tem uma enorme importância, pois consoante a mesma os resultados irão ser mais ou menos precisos, tendo assim que comprovar sempre em cada simulação uma convergência de malha.

Como na interface *Workbench* não é necessário seleccionar o tipo de elemento com o qual trabalharemos, realizar a malha torna-se mais simples foi o *software* consegue adaptar a malha ao tipo de problema em estudo. Para isso foi criada uma malha de elementos finitos padrão e, de seguida, aplicadas as condições fronteira conforme a secção 3.6.2, só para obter os primeiros resultados. Após isto realizado analisou-se a convergência da malha conforme a secção 3.6.3 para validar os resultados que irão ser apresentados no capítulo 4.

Tipos de Elementos

Ao estar perante um estudo de elementos finitos, a qualidade do elemento e o tipo de elemento é muito importante, e por este motivo, é preciso garantir que o tipo de elemento é adequado à simulação que se realiza. A partir da análise o componente estudado é discretizado em elementos menores formados por faces, arestas e nós. Como indica a

Figura 3.6 os elementos que compoñham a malha de elementos finitos são elementos hexaédricos, tetraédricos e prismáticos representados na Figura 3.4.

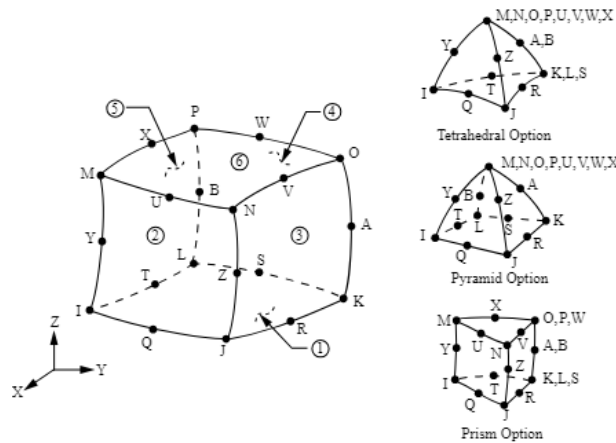


Figura 3.4: Tipos de elementos *Ansys* [17].

Como já foi referido anteriormente, o *Ansys Workbench* têm a capacidade de escolher o tipo de elemento consoante o modelo que está a ser estudado, e por esse motivo o *software* escolheu o SOLID186 e SOLID187, para o presente estudo. Conforme a Figura 3.4 é possível observar a geometria do SOLID186 mais à esquerda, e verificasse que o mesmo é um elemento 3D de 20 nós que tem um comportamento de deslocamento quadrático. O elemento é composto por três graus de liberdade por nó segundo as direções x , y e z . [17]

O outro tipo de elemento também presente com maior abundância é o elemento SOLID187 que é um elemento também ele 3D com uma forma piramidal, e com apenas 10 nós. É um elemento que também têm um deslocamento quadrático e adequado para ser utilizado em malhas irregulares como no caso de estudo.[21]

3.6.2 Condições Fronteira

Após ter a malha de elementos finitos definida passa-se para as condições de simulação onde se tem que definir o tipo de apoio, e o tipo de carregamento, assim como as força do mesmo.

Começando pelos apoios, o modelo representativo do *chassis* está apoiado em 4 pontos da viga que assenta no *charriot*. No *software* existem vários tipos de suportes, mas o que foi escolhido para realizar a simulação foi o *Fixed Support* que é um suporte que restringe o movimento segundo os três graus de liberdade. Muitas das vezes é confundido com

o suporte *Displacement*, mas a única particularidade do *Fixed Support* é que assume o deslocamento igual a 0 nos três graus de liberdade no suporte *Displacement*, pode ter diferentes valores para os três graus de liberdade. Este tipo de suporte foi utilizado em todas as simulações independentemente do comprimento do aumento do *chassis*.

Carregamento

No caso dos carros fúnebres o chassis sofre um aumento normalmente de 400 mm, e ao realizar essa alteração o *chassis* tem que ser cortado. Considerando que a ligação do *chassis* é bem executada, também é importante abordar as condições a que o mesmo estará sujeito, e para isso foram realizadas três tipos de simulações para cada *chassis*.

- **Carregamento distribuído** - No caso da alteração das carrinhas de mercadorias para especial fúnebre é necessário salientar que a mesma só irá transportar, na traseira, uma urna. Por este motivo foi considerada uma carga distribuída pelo modelo representativo do *chassis* de 2000 N, pois é o peso mais comum de uma urna. Representado como o 1º caso na Figura 3.5;
- **Carregamento Concentrado** - O carregamento anterior tem a possibilidade de nos demonstrar o mais aproximadamente o que acontecerá no dia a dia no *chassis* do veículo, mas como o objetivo do presente estudo é verificar se essa alteração é segura ou não temos que considerar os piores cenários e um deles é se essa carga estiver totalmente concentrada na extremidade do *chassis*, e por esse motivo foi considerado a carga de 2000 N na extremidade do mesmo. Representado como o 2º caso na Figura 3.5;
- **Impacto à retaguarda** - Como já foi dito anteriormente, é necessário considerar os piores cenários possíveis e o que foi considerado neste caso de estudo foi o impacto de um veículo pesado (com cerca de 5 toneladas, ou seja, exercendo uma força de 50000 N no *chassis*) com o veículo especial fúnebre. Representado como o 3º caso na Figura 3.5.

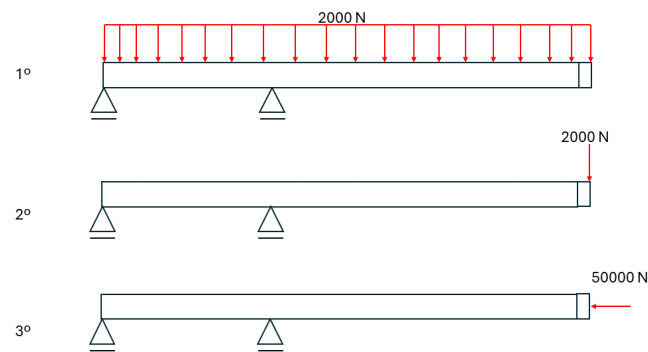


Figura 3.5: Carregamentos aplicados no *chassis*.

3.6.3 Convergência da malha

Antes de passar para os resultados obtidos é necessário compreender que como se selecionou anteriormente uma malha padrão, os primeiros resultados são sempre maus. Para que isso não aconteça e os resultados sejam validados para análise é necessário avaliar a qualidade da malha de elementos finitos.

Para que isto fosse possível foram analisados os resultados obtidos com diferentes tipos de malhas e quando se obteve uma diferença entre os resultados em cerca de 1 % essa malha foi a selecionada para a simulação numérica, fazendo isso para cada uma das 72 simulações efetuadas. Para além da convergência da malha de elementos finitos também foi analisada a qualidade ortogonal do elemento que é possível obter através do *Ansys Workbench*, que está representada na Figura.3.6. Como o *Ansys Workbench* é um *software* mais prático que o *Ansys APDL* ele adapta a malha de elementos finitos fazendo uma escolha do tipo de elemento mais adequado para o problema em estudo, discretizando assim a geometria, não existindo uma regra do que é mais preciso ou correto, e por este motivo analisando a Figura 3.6 em conjunto com a Figura 3.8 podemos confirmar qual o grau da malha de elementos finitos.

Na Figura 3.6 é possível observar que existem dois tipos de elementos hexaédricos e tetraédricos, que irão ser descritos na secção 3.6.1. Também é possível verificar na Figura 3.7 que a assimetria do elemento está muito perto de 0 e que o seu valor médio é de 0.0086 % tornando a malha a nível de assimetria do elemento excelente. Quanto

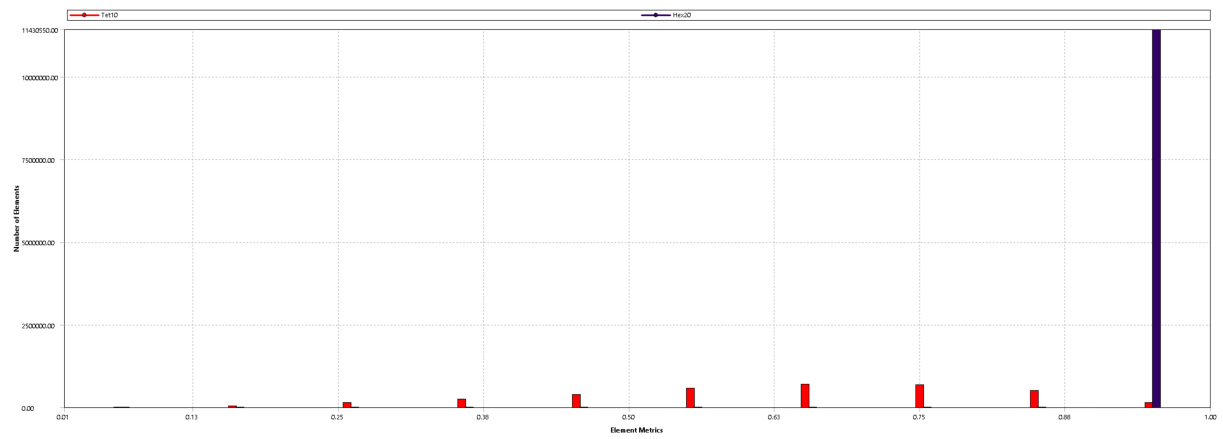


Figura 3.6: Qualidade Ortogonal do elemento.

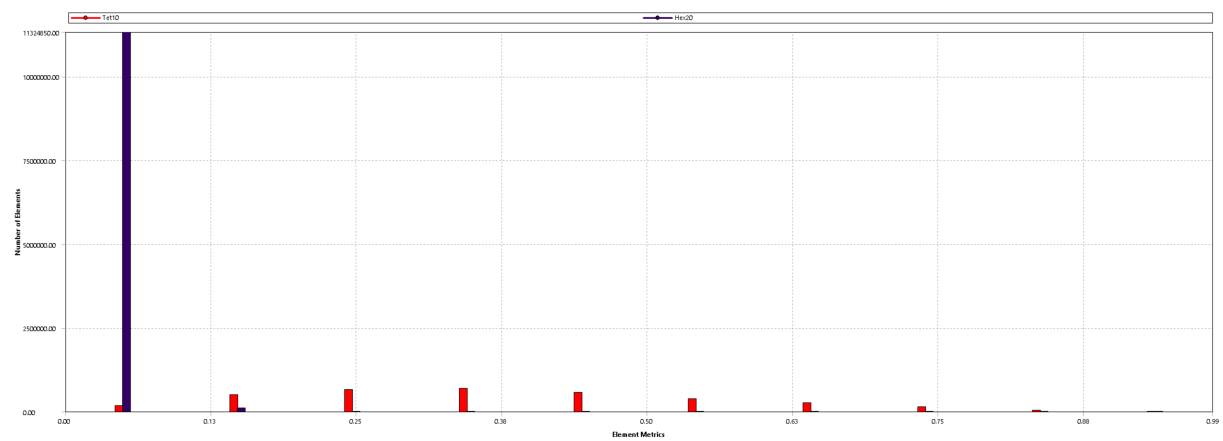


Figura 3.7: Assimetria do elemento da malha de elementos finitos.

às colunas representadas na Figura 3.6 os valores estão praticamente todos perto de 1 o que significa que o elemento está muito perto de ser perfeito, mas recorrendo à tabela na lateral do painel de simulação pode-se verificar que a média os elementos têm 91,64% de exatidão o que torna esta malha uma malha ótima segundo a Figura 3.8 [16].

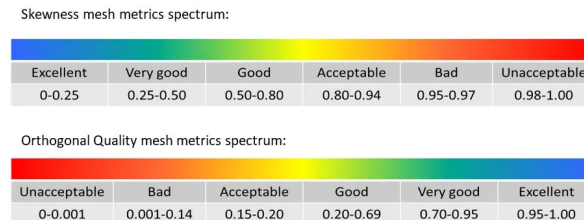


Figura 3.8: Escala de assimetria da malha e qualidade ortogonal da malha [16].

3.7 Otimização dos *chassis*

A otimização atualmente está presente em todas as áreas, desde a engenharia até à agricultura, e para que ela seja possível é necessário encontrar o caminho mais correto para podermos otimizar o caso de estudo. Neste aplicação particular, é importante estudar qual o comportamento que o *chassis* irá ter quando está sujeito às condições que lhe foram impostas. Ao analisar os carregamentos (Figura 3.5) e o próprio *chassis* 3.2 deduz-se que as zonas onde as tensões vão ser mais crítica vão ser as esquinas das zonas onde o *chassis* está apoiado e por este motivo obter-se por aplicar espécie de uma cunha em chapa de 6 mm de aço S235JR (conforme mostra a Figura 3.9), junto do apoio para anular a concentração de tensões esperadas e será abordada no Capítulo 4.

O segundo *chassis* otimizado foi com perspectiva em anular as forças aplicadas no impacto à retaguarda para diminuir a deslocamento do *chassis* e, por consequência, aumentar o fator de segurança. Para que isso fosse possível soldaram-se dois tubos quadrados de 40 x 40 (conforme Figura 3.10) para ser o mesmo tubo que se utiliza para aumentar as longarinas interiores e para que a soldabilidade do material seja adequada o aço escolhido foi novamente o aço S235JR.

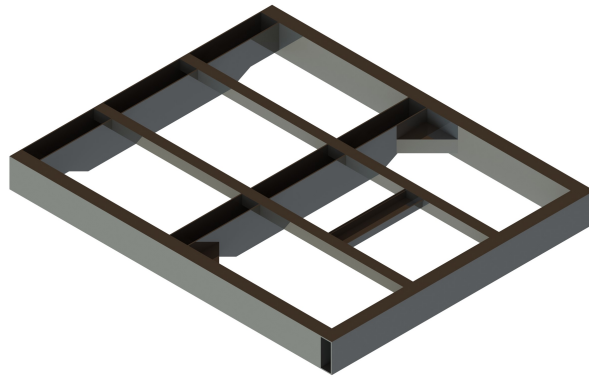


Figura 3.9: Primeiro *chassis* otimizado.

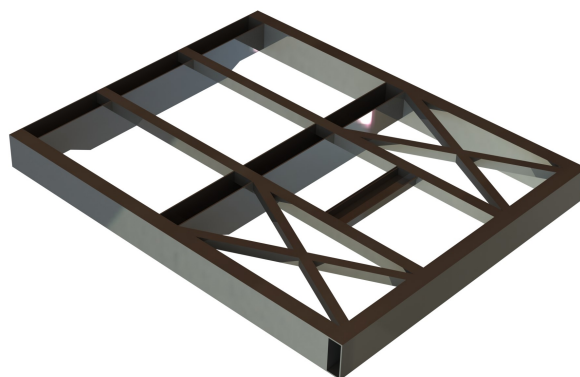


Figura 3.10: Segundo *chassis* otimizado.

Capítulo 4

Resultados/Discussão de Resultados

Neste capítulo irão ser apresentados os resultados obtidos pelas simulações numéricas do *chassis* original alterado, bem como dos *chassis* otimizados. Irá ser realizada uma comparação dos resultados das tensões de *Von-Mises* nos diferentes *chassis*, deslocamento total do *chassis* e, ainda, avaliar como se comporta o *chassis* ao nível de fator de segurança.

4.1 Resultados

Os resultados irão estar divididos em três secções, a primeira onde será apresentada a deslocamento total para os vários tipos de carregamento para os três tipos de *chassis* estudados. A seguir serão apresentadas as tensões de *Von-Mises* que surgem devido ao carregamento onde será feita uma análise dos resultados obtidos. Por fim, serão apresentados os fatores de segurança que se obtiveram e se as otimizações trouxeram ou não um benefício ao *chassis* original.

4.2 *Chassis* 1

O *chassis* 1 representa o *chassis* original do veículo sem qualquer tipo de otimização, apenas alterado no seu comprimento, variando o comprimento do *chassis* até 700 mm a mais do que o comprimento original do veículo. Através do *Ansys Workbench* é possível, ao aplicar as condições de simulação referidas na secção 3.6.2, exportar vários dados, entre eles, a deslocamento total que ocorre no *chassis*, tensões equivalentes de *Von-Mises* e ainda

fatores de segurança, entre outros. É claro que o resultado esperado será um deslocamento maior na extremidade onde o *chassis* é alterado, pois devido às características impostas na simulação o comportamento do *chassis* face aos carregamentos aplicados é esperado [7].

4.2.1 Carga distribuída

Realizando as simulações obtém-se os valores dos deslocamentos ao longo do *chassis*, e como já referido anteriormente, o deslocamento máximo acontece na extremidade do *chassis* conforme ilustra a Tabela 4.1 .

Tabela 4.1: Resultados obtidos para o *chassis* 1 com carga distribuída.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	0,11432	59,99	3,9172
+100 mm	0,16055	70,12	3,3513
+200 mm	0,21949	81,08	2,8984
+300 mm	0,30091	92,89	2,5299
+400 mm	0,38695	102,38	2,2954
+500 mm	0,48940	112,11	2,0961
+600 mm	0,63175	126,31	1,8605
+700 mm	0,76984	134,81	1,7432

Na Tabela 4.1 também estão presentes os resultados obtidos do *chassis* 1 para uma carga uniformemente distribuída, da tensão equivalente de *Von-Mises* e do fator de segurança.

De referir que ao longo que o *chassis* começa a aumentar, tanto o deslocamento como a tensão, começam a aumentar e por ser inversamente proporcional, o fator de segurança diminui. O presente estudo foca no aumento global num *chassis*, mas para termos uma ideia do que acontece na realidade, o que se costuma fazer nas oficinas de alteração de veículos fúnebres, é um aumento até 400 mm e, por este motivo, focaremos mais o estudo nos 400 mm mas sempre tendo em conta os restantes comprimentos. Conforme a Tabela 4.1 e Figura 4.1 é possível verificar que o *chassis* 1 sem qualquer tipo de otimização com a carga aplicada de 2000 N sofre um deslocamento uniforme, sendo que na extremidade é o local onde ocorre o seu deslocamento máximo de 0,11432 mm que é um deslocamento, à escala

real, é imperceptível e, por esse motivo, temos a Figura 4.2 para vermos o deslocamento do *chassis* numa vista lateral.

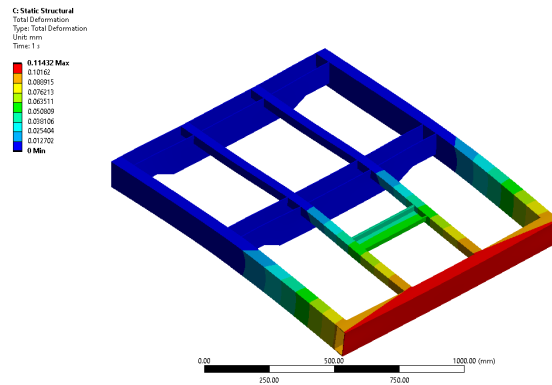


Figura 4.1: Deslocamento total para a carga Distribuída de 2000 N para o *chassis* original sem alteração.

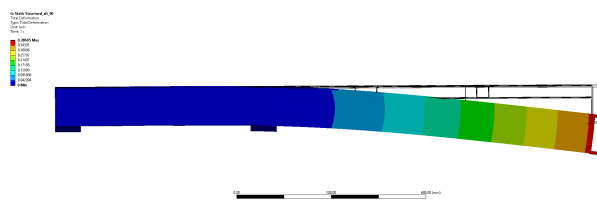


Figura 4.2: Deslocamento total para a carga Distribuída de 2000 N para o *chassis* original com um aumento de 400 mm.

Além dos deslocamentos também está presente na Tabela 4.1 a tensão gerada pelas cargas aplicadas, apenas num ponto específico do *chassis* e que está presente na Figura 4.3. Este ponto é um ponto crítico na concentração de tensões por ser um canto com 90° [15] e também por o apoio estar na fronteira de uma região onde o *chassis* se começa a deformar conforme se pode verificar na Figura 4.1.

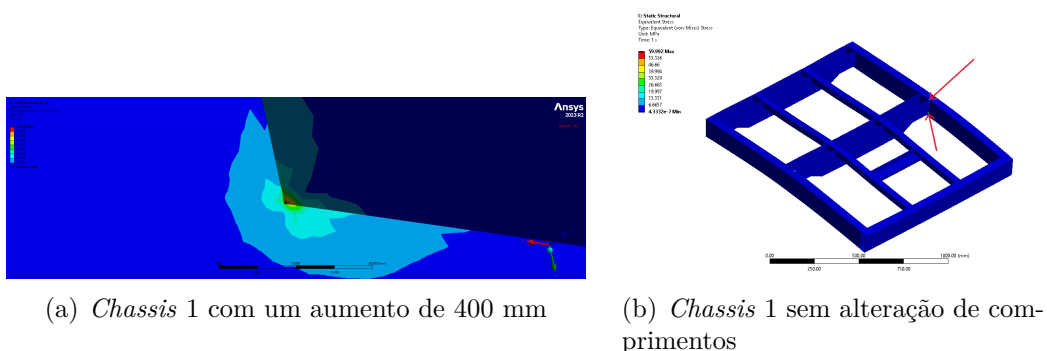


Figura 4.3: Tensão equivalente de *Von-Mises*.

Quanto aos fatores de segurança, que não são menos importantes, estes representam o nível de segurança que estrutura tem, sendo o resultado da razão da tensão de rotura do material pela tensão máxima. Por este motivo, a zona que tem o fator de segurança mais baixo é a zona indicada na Figura 4.3(b) pois é a zona onde as tensões se fazem sentir com maior intensidade. As restantes partes do *chassis* têm um coeficiente de segurança perto de 15, pois não existem mais zonas onde a concentração de tensões seja crítica.

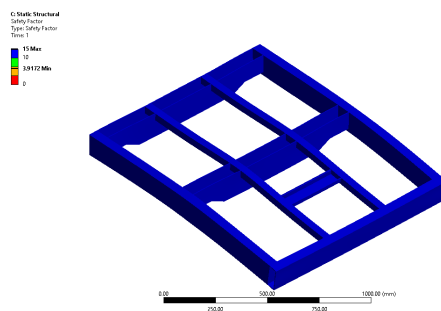


Figura 4.4: Fator de Segurança para o *chassis* original.

4.2.2 Carga Concentrada

Como a presente dissertação aspira estudar a segurança da alteração do *chassis* dos veículos fúnebres temos que considerar uma situação crítica e, por este motivo, considerou-se que a carga de 2000 N aplicada na extremidade do *chassis*. O deslocamento máximo foi superior ao da carga concentrada, pois a força aplicada está mais longe dos apoios, fazendo com que o deslocamento seja maior mas também a concentração de tensões, e por ser inversamente proporcional, o fator de segurança menor. Estes resultados estão expressos na Tabela 4.2 .

Como se pode verificar na Figura 4.5 o deslocamento no *chassis* com um aumento de 400 mm com a carga concentrada na extremidade, tem um deslocamento 2,8 vezes superior ao deslocamento do mesmo *chassis* mas com a carga distribuída conforme mostra a Tabela 4.1. Isto leva a que se tenha um cuidado redobrado quando se realiza um aumento e por esse motivo temos que ter em atenção os fatores de segurança da estrutura que vão ser analisados posteriormente. Os fatores de segurança estão inversamente relacionados com as tensões equivalentes de *Von-Mises* e conforme mostra a Tabela 4.2 o aumento até 700 mm mostra-se seguro, pois o seu fator de segurança está acima de 1. Contudo, não é

Tabela 4.2: Resultados obtidos para o *chassis* 1 com carga concentrada na extremidade.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	0,37344	108,88	2,1584
+100 mm	0,51157	124,88	1,8818
+200 mm	0,68472	140,76	1,6695
+300 mm	0,89670	156,55	1,5011
+400 mm	1,15170	172,88	1,3641
+500 mm	1,45360	187,96	1,2503
+600 mm	1,80600	203,61	1,1542
+700 mm	2,21340	219,23	1,0720

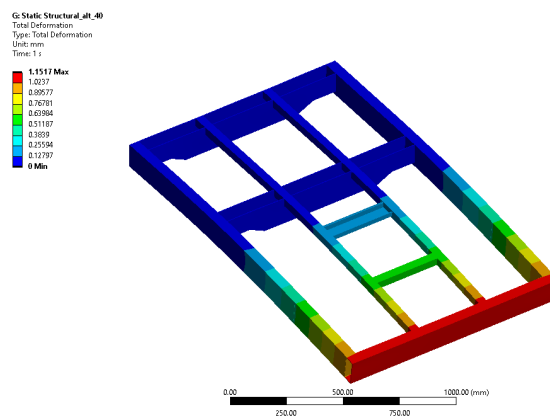


Figura 4.5: Deslocamento total para a carga concentrada na extremidade de 2000 N para o *chassis* original com um aumento de 400 mm.

aconselhável realizá-lo devido ao facto da tensão de rotura estar muito próxima da tensão máxima que a estrutura sofre. Por este motivo, aconselhamos a realizar uma otimização apresentada na secção 4.3 ou na secção 4.4 e, como tal, apresentamos os resultados obtidos para estes *chassis* nas secções a seguir.

4.2.3 Impacto à retaguarda

Neste estudo, o impacto à retaguarda é bastante importante, pois a alteração feita no *chassis* é na parte traseira do veículo e, por isso, tem que se garantir que a estrutura é suficientemente segura para que o deslocamento da estrutura seja uniforme. Para estudar este impacto foi aplicada uma força de 50000 N na parte traseira da estrutura para simular o choque com um veículo de 5 toneladas. Os resultados obtidos neste tipo de

4. Resultados/Discussão de Resultados

simulação não são os reais pois a simulação realizada é uma simulação linear elástica e por este motivo as tensões que estão presentes na tabela 4.3 não são reais sendo assim ser necessário realizar uma simulação não linear pois o comportamento do material neste tipo de caso é não linear, independentemente, se o *chassis* fosse alterado ou não. Todavia, um dos objetivos desta dissertação era a segurança e a otimização do *chassis*, nos *chassis* otimizados conseguiu-se obter melhores resultados do que no tradicionalmente alterado, descrito nas secções 4.3 e 4.4.

Tabela 4.3: Resultados obtidos para o *chassis* 1 com impacto à retaguarda.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	2.3389,	1144,2	0,20538
+100 mm	2,3899	1127,7	0,20838
+200 mm	2,4305	1220,6	0,19253
+300 mm	2,4553	1193,8	0,19685
+400 mm	2,5084	1113,7	0,21100
+500 mm	2,5590	1113,7	0,20263
+600 mm	2,5810	1159,8	0,20590
+700 mm	2,6406	1121,2	0,20959

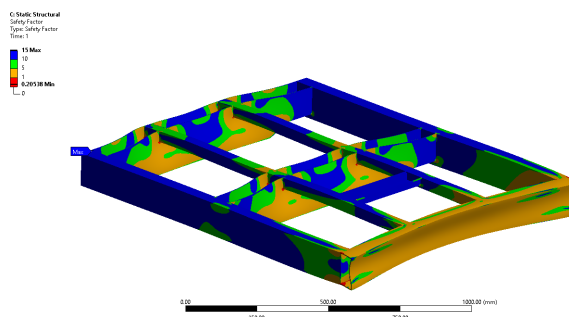


Figura 4.6: Fator de segurança para o impacto à retaguarda com força de 50000 N para o *chassis* original.

Os resultados expressos na Tabela 4.3, referentes aos deslocamentos do *chassis* são muito superiores aos anteriores, o que era previsível até porque a direção e sentido do carregamento é diferente. O carregamento mudou de 2000 N para 50000 N. Conforme apresentado na Tabela 4.3 é possível confirmar com o impacto à retaguarda com uma força de 50000 N provoca o colapso da estrutura, pois a tensão equivalente de *Von-Mises* é superior à tensão de rutura o que faz com que o seu fator de segurança seja

significativamente menor.

4.3 Chassis 2

O *chassis 2* que está representado na Figura 3.9, é o *chassis* otimizado cujo objetivo foi reduzir a concentração de tensões na zona indicada com setas vermelhas na Figura 4.3(b), através de uma cantoneira fabricada em chapa de aço S235JR para que as concentrações não se dessem apenas no canto e estivessem mais distribuídas reduzindo assim as tensões [6].

4.3.1 Carga distribuída

Tal como na secção anterior, foi apresentada a carga distribuída para o *chassis* em estudo, nesta secção também irá ser apresentada, mas agora para o *chassis 2*. Na Tabela 4.4 pode-se ver os deslocamentos máximos do *chassis*, a tensão equivalente de *Von-Mises* e os fatores de segurança. Como no *chassis* anterior, temos um aumento do deslocamento máximo à medida que o *chassis* vai aumentando, que acontece também com as tensões. Se compararmos os resultados com a tabela anterior os valores são menores, o que significa que a otimização, não ser bem expressiva, teve efeito nos resultados, mas para comparar melhor os resultados e para ser mais perceptível irão ser apresentados gráficos comparativos na secção 4.5.

Tabela 4.4: Resultados obtidos para o *chassis 2* com carga distribuída.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	0,10865	41,95	5,6016
+100 mm	0,15298	51,03	4,6049
+200 mm	0,20937	66,23	3,5483
+300 mm	0,28785	76,86	3,0576
+400 mm	0,37104	84,62	2,7772
+500 mm	0,47034	92,76	2,5335
+600 mm	0,61682	110,88	2,1195
+700 mm	0,74287	123,79	1,8984

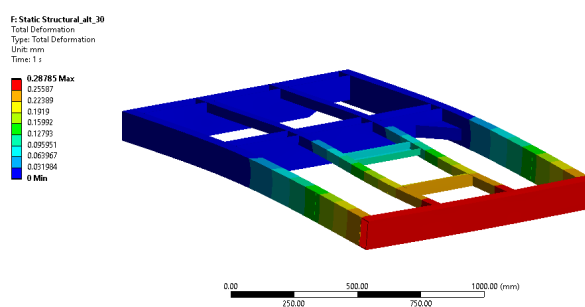


Figura 4.7: Deslocamento total para a carga distribuída de 2000 N para o *chassis* 2 com um aumento de 300 mm.

O aumento do deslocamento do *chassis* desde 0,10865 mm até 0,74287 mm mostra que a rigidez do *chassis* diminui com o aumento do comprimento do *chassis*, acontecendo também com as tensões levando a que a estrutura esteja mais suscetível a falhas. Por este motivo é necessário olhar para os fatores de segurança que apesar de diminuir apresentam bons resultados e mostram que tendo em conta as condições de simulação é seguro fazer um aumento do *chassis* de 400 mm.

4.3.2 Carga Concentrada

Os resultados expressos na Tabela 4.5 sugerem que, para manter a integridade estrutural e a segurança, se deve evitar aumentar significativamente (até 700 mm) o comprimento do *chassis* ou, se necessário, considerar reforços adicionais ou a utilização de materiais com melhores propriedades mecânicas para compensar os efeitos negativos do aumento do comprimento.

Tabela 4.5: Resultados obtidos para o *chassis* 2 com carga concentrada na extremidade.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	0,35640	85,69	2,7422
+100	0,48933	107,24	2,1914
+200	0,65660	110,62	2,1243
+300	0,86191	123,02	1,9102
+400	1,10960	135,35	1,7362
+500	1,40340	147,69	1,5912
+600	1,76740	202,81	1,1587
+700	2,14630	248,76	0,9447

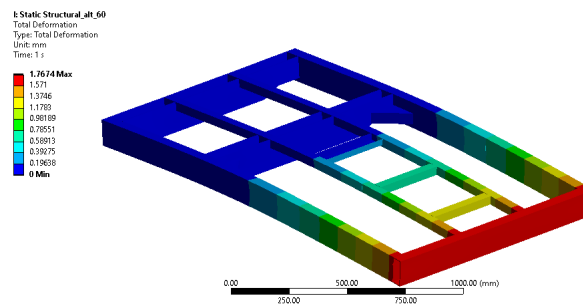


Figura 4.8: Deslocamento total para a carga concentrada de 2000 N para o *chassis* 2 com um aumento de 600 mm.

4.3.3 Impacto à retaguarda

Quanto ao impacto à retaguarda, o *chassis* dois, apesar de ser um *chassis* otimizado, foi um *chassis* que não teve uma melhoria significativa no impacto à retaguarda devido ao facto de o seu foco de melhoria ser a diminuição da concentração de tensões na zona de apoio do *chassis* ao *charriot*. Na Tabela 4.6 estão expressos os resultados obtidos para o impacto à retaguarda com um veículo de 5 toneladas, sendo que houve uma pequena melhoria no deslocamento total.

Tabela 4.6: Resultados obtidos para o *chassis* 2 com impacto à retaguarda.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	2,3014	1160,3	0,20254
+100	2,3525	1142,5	0,20569
+200	2,3926	1238,7	0,18971
+300	2,4170	1211,2	0,19403
+400	2,4692	1128,6	0,20822
+500	2,5187	1176,2	0,19980
+600	2,5459	1154,1	0,20362
+700	2,5974	1136,5	0,20677

Ao analisar os dados na tabela continua a tendência de que à medida que o *chassis* aumenta a sua deslocamento também aumenta, mantendo assim a tendência das Tabelas anteriores. Os pelo resultado dos fatores de segurança também é possível observar que a estrutura entrou em colapso, pois o fator de segurança está abaixo de um o que significa que a tensão de rutura foi ultrapassada e, neste caso em concreto, muito ultrapassada.

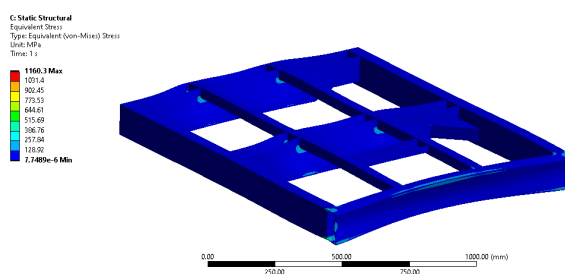


Figura 4.9: Tensão equivalente de *Von-Mises* para a carga concentrada de 2000 N para o *chassis* 2 sem aumento.

4.4 *Chassis* 3

Após os resultados do *chassis* 2 analisados optou-se por fazer outro tipo de reforços no *chassis* que dessem outro tipo de rigidez e, conseqüentemente, segurança ao *chassis*. Por este motivo, dimensionaram-se reforços em tubo de 40mm x 40mm sendo soldados ao *chassis* na parte superior, criando, assim, uma forma de treliça tal como vemos nas guias e na construção metálica da atualidade. Optou-se por o tubo de 40mm por 40mm, pois assim poupa-se a procura de novos fornecedores de aço, pois já há um que fornece para os aumentos das longarinas interiores, tornando, assim, o processo de mais dinâmico utilizando o mesmo tubo para várias funcionalidades.

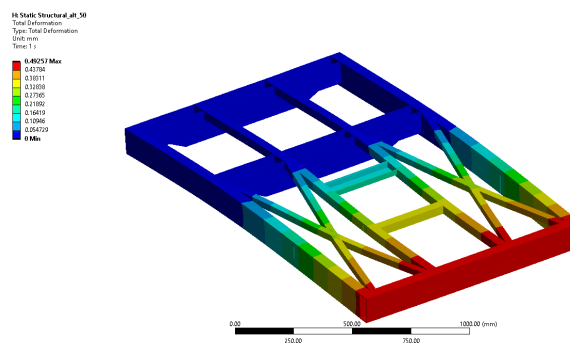
4.4.1 Carga distribuída

Eram esperados melhores resultados para as deformações e tensões quando a carga é uniformemente distribuída, contudo, foram obtidos resultados melhores do que para o *chassis* original aumentando, fazendo, assim, com que a otimização do *chassis* surtisse efeito. Conforme a Tabela 4.7 o *chassis* seguiu a mesma tendência de deslocamento e de distribuição de tensões que os anteriores, mantendo assim, o aumento do deslocamento e das tensões à medida que o *chassis* aumenta de tamanho.

Na Figura 4.10 está representado o *chassis* com um aumento de 400 mm e como se pode confirmar o deslocamento é de 0,38977 mm o que, em escala real, é imperceptível tendo, assim, que se utilizar um fator de escala para observar a Deslocamento. Chega-se à conclusão pela Tabela 4.7 que se o *chassis* apenas suportasse carga distribuída era seguro realizar o aumento até 700 mm pelo facto de o fator de segurança mesmo com esse

Tabela 4.7: Resultados obtidos para o *chassis* 3 com carga distribuída.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	0,11788	65,19	3,6051
+100	0,16748	70,77	3,2516
+200	0,20443	73,02	3,1360
+300	0,30299	75,14	3,1276
+400	0,38977	80,77	2,9096
+500	0,49257	91,24	2,5755
+600	0,62855	101,42	2,3172
+700	0,76690	109,26	2,1509

Figura 4.10: Deslocamento Total para a carga distribuída de 2000 N para o *chassis* 3 com um aumento de 400 mm.

comprimento se manter acima de 2.

4.4.2 Carga Concentrada

Tal como para a carga distribuída, eram esperados melhores resultados para a carga concentrada na extremidade o que não foi obtido com clareza conforme mostra a Tabela 4.8.

O que se observa na Tabela 4.8 é que o fator de segurança cai drasticamente comparado com a Tabela 4.7 fazendo com que já não seja seguro o aumento do *chassis* até 700 mm tendo, assim, que optar por escolher os resultados da simulação mais crítica. Na Figura 4.11 observa-se que o deslocamento do *chassis* é de 1,3797 mm que é um deslocamento inferior ao obtido para os outros *chassis* anteriores, o que indica que este *chassis* é a melhor opção apresentada na presente dissertação.

4. Resultados/Discussão de Resultados

Tabela 4.8: Resultados obtidos para o *chassis* 3 com carga concentrada na extremidade.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	0,36096	131,03	1,7935
+100	0,50008	137,12	1,6974
+200	0,65582	140,00	1,6786
+300	0,85589	155,89	1,5074
+400	1,09600	171,77	1,3681
+500	1,3797	187,68	1,2500
+600	1,7101	203,59	1,1543
+700	2,0918	219,48	1,0707

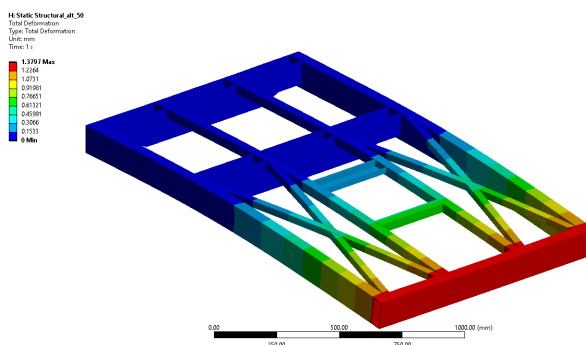


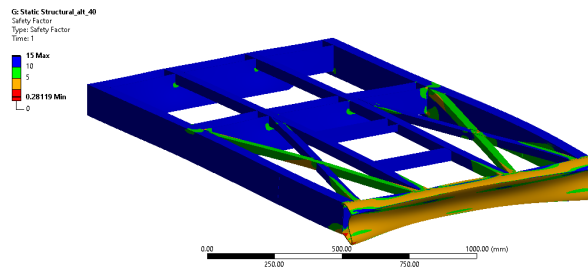
Figura 4.11: Deslocamento Total para a carga concentrada de 2000 N para o *chassis* 3 com um aumento de 500 mm.

4.4.3 Impacto à retaguarda

No que concerne aos resultados do impacto à retaguarda do *chassis* 3, é o *chassis* que de longe teve os melhores resultados em todos os campos conforme está explicado na secção 4.5, fazendo com que a alteração feita a este *chassis* seja uma boa opção para testar se é boa em termos práticos num veículo fúnebre. O que pode confirmar esta melhora de resultados é a Tabela 4.9 que mostra resultados muito inferiores aos apresentados nas Tabelas 4.3 e 4.6.

Tabela 4.9: Resultados obtidos para o *chassis* 3 com impacto à retaguarda.

<i>Chassis</i>	Deslocamento [mm]	Tensão equivalente de <i>Von-Mises</i> [MPa]	Fator de Segurança
Original	1,4038	866,50	0,27121
+100	1,4343	857,69	0,27399
+200	1,4751	851,44	0,27600
+300	1,5102	841,60	0,27923
+400	1,5563	835,74	0,28119
+500	1,607	829,68	0,28324
+600	1,6539	820,69	0,28634
+700	1,7154	816,13	0,28634

Figura 4.12: Fator de segurança para o impacto à retaguarda com força de 50000 N para o *chassis* 3 .

4.5 Comparação de Resultados

Nesta secção irá ser feita uma comparação dos resultados obtidos dos 3 *chassis*. Essa irá ser feita por gráficos onde a azul será sempre referente ao *chassis* 1 que é o que está representado na Figura 3.2, a verde será referente ao *chassis* 2 que está representado na Figura 3.9 e, por fim, a laranja será o *chassis* que está presente na Figura 3.10.

Fazendo uma comparação dos resultados obtidos dos deslocamentos máximos da carga distribuída para os três *chassis* temos o gráfico presente na Figura 4.13 no qual podemos verificar que o deslocamento aumenta à medida que o *chassis* aumenta e podemos verificar que o *chassis* 2 presente na Figura 3.9 foi o que apresentou melhores resultados considerando apenas os deslocamentos, o que mostra que a otimização foi bem sucedida e que é uma opção para que os deslocamentos do *chassis* diminuam.

Pode-se verificar que o *chassis* 1, representado pelas colunas azuis, tem um deslocamento sempre superior aos outros dois, o que significa que a otimização realizada teve efeito nos dois *chassis* presentes na Figura 3.9 e 3.10. Considerando os comprimentos

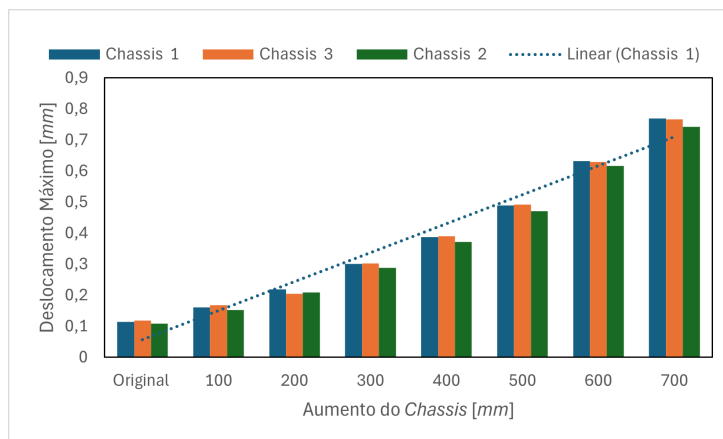


Figura 4.13: Deslocamento total para a carga Distribuída de 2000 N para os diferentes *chassis*.

todos presentes no gráfico da Figura 4.14 o *chassis* que teve melhor comportamento foi o *chassis* 3 que é o que está presente na Figura 3.10. Isto acontece, pois os reforços aplicados no meio do *chassis* fizeram com que a força aplicada na extremidade estivesse mais dependente da zona de apoio do *chassis* [22].

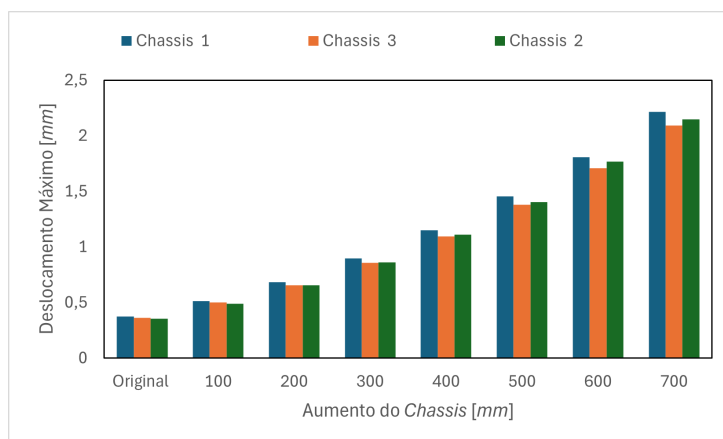


Figura 4.14: Deslocamento total para a carga concentrada na extremidade de 2000 N para os diferentes *chassis*.

Para isso, temos o gráfico da Figura 4.15 que mostra que o *chassis* 3 é o melhor *chassis* de longe tendo em conta os deslocamentos sofridos após o impacto com o veículo de 5 toneladas.

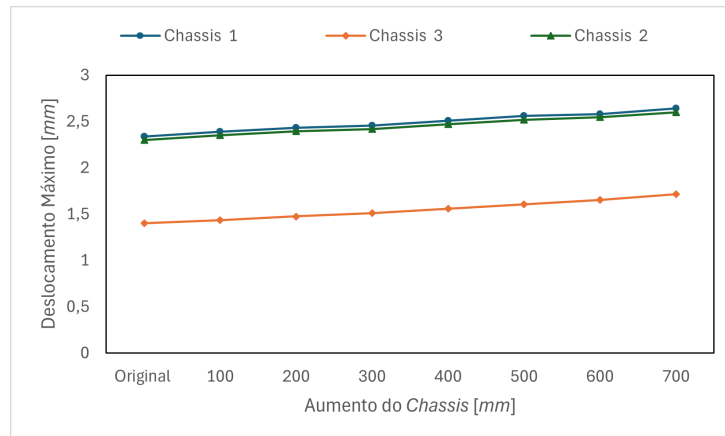


Figura 4.15: Deslocamento total para o impacto à retaguarda de 50000 N para os diferentes *chassis*.

Capítulo 5

Conclusões

Atento o tema da presente dissertação, que visou um estudo sobre o conhecimento da adequabilidade das alterações efectuadas em veículos fúnebres, designadamente, do aumento dos *chassis* e das suas implicações em termos de deslocamentos, tensões e fatores de segurança, efetuaram-se simulações numéricas estáticas estruturais nas quais o *chassis* estava assente em 4 pontos fixos, no *charriot*, e a carga aplicada foi diferente para cada caso de estudo. No primeiro, com os quatro pontos de apoio, a carga estava distribuída pelo *chassis*, tendo-se concluído que à medida que o comprimento do *chassis* aumenta os deslocamentos e as tensões equivalentes de *Von-Mises* também aumentam, estando inversamente relacionado com o fator de segurança que diminui à medida que o comprimento do *chassis* aumenta. Já no caso das simulações onde a carga é concentrada na extremidade do *chassis* a consequência é a mesma sendo que neste caso os valores dos resultados são bem superiores, pois ao aplicarmos uma carga na extremidade do *chassis* estamos a concentrar demasiado a carga onde tem menos apoio levando a um aumento dos deslocamentos e das tensões equivalentes de *Von-Mises*. Para se ter uma percepção de qual a diferença entre a carga estar distribuída e concentrada obtivemos os seguintes números: 0,387 mm é o deslocamento do *chassis* para a carga distribuída; o mesmo *chassis* mas com a carga concentrada, apresenta um deslocamento de 1,152 mm. Quanto ao impacto á retaguarda é possível verificar através das simulações realizadas que independentemente de qual o *chassis* em estudo, todos sofrem o colapso, pois a força gerada no impacto de 50000 N é grande levando a que a tensão de rotura do aço S235JR seja ultrapassada levando assim ao colapso da estrutura.

Após estas simulações efetuadas, realizou-se uma otimização do chassis com vista em reduzir os valores dos deslocamentos e das tensões para que os fatores de segurança aumentassem. Esta otimização foi bem sucedida, sendo que o melhor chassis estruturalmente projetado foi o chassis 3 que obteve no global melhores resultados, principalmente no impacto à retaguarda, o que salvaguarda ainda mais a segurança dos passageiros no caso de o mesmo acontecer. Para termos noção em termos percentuais, o chassis 3 teve um deslocamento no impacto à retaguarda 38% menor do que o *chassis* 1, o que leva a crer que o chassis 3 representa benefícios para a alteração dos veículos fúnebres. Assim, como se retira dos resultados obtidos, poder-se-á concluir que efetuadas as alterações com observação de um aumento até 400mm em condições normais, ou otimizadas conforme apresentadas na secção 4.3 e 4.4 , os veículos serão estruturalmente adequados às funções que lhe são destinadas, com garantia de circulação não comprometendo a segurança dos seus utilizadores e terceiros.

Referências

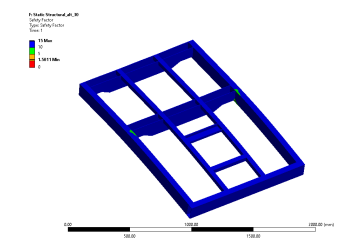
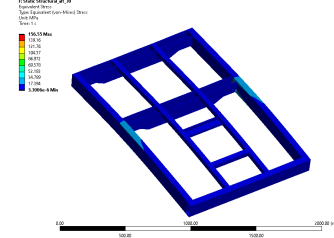
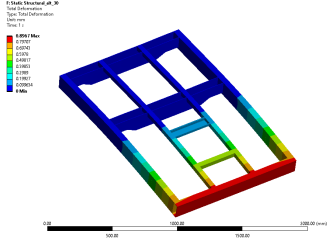
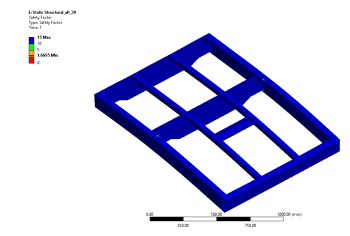
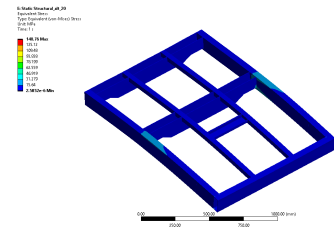
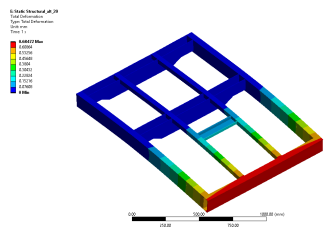
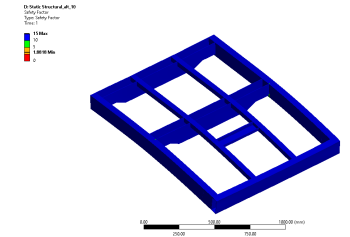
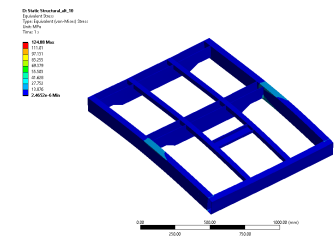
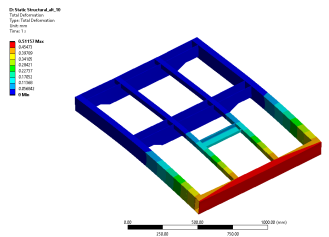
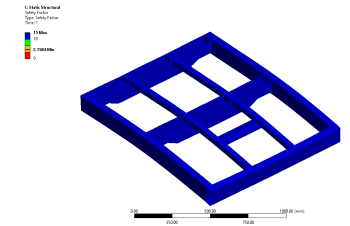
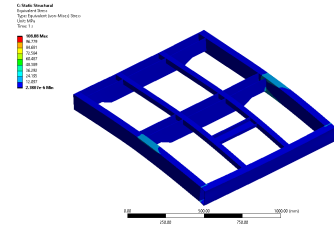
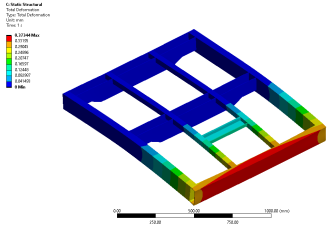
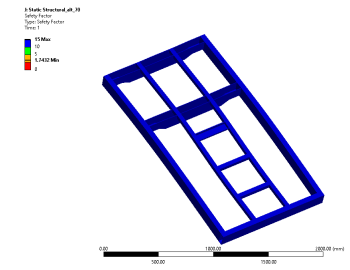
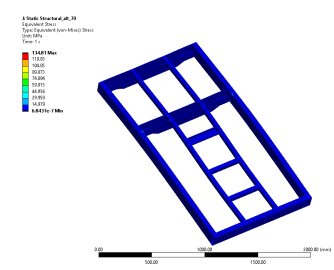
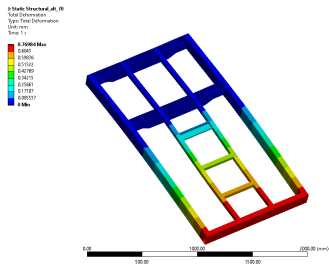
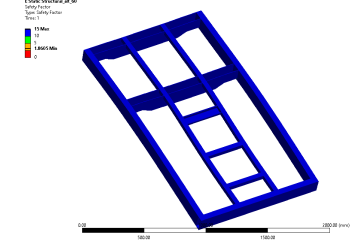
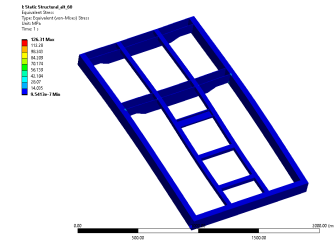
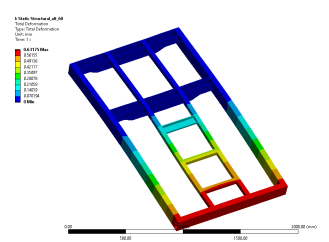
- [1] Ray W. Clough. «The Finite Element in Plane Stress Analysis». Em: *Proc. 2nd ASCE Conf. on Electronic Computation, Pittsburgh* (set. de 1960).
- [2] Uwe Kiencke e Lars Nielsen. *Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle*. 2000.
- [3] Jurgen W Betzler Jornsen Reimpell Helmut Stoll. *The Automotive Chassis*. 2001.
- [4] Luiz Eloy Vaz. «Projeto ótimo de estruturas metálicas de arquibancadas reutilizáveis via ANSYS». Tese de doutoramento. PUC-Rio, 2002.
- [5] Álvaro FM Azevedo. «Método dos elementos finitos». Em: *Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto* 1.7 (2003).
- [6] Jie Qu e Xin Wang. «Solutions of T-stresses for quarter-elliptical corner cracks in finite thickness plates subject to tension and bending». Em: *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 83.8 (2006), pp. 593–606. ISSN: 0308-0161. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2006.04.003>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0308016106001074>.
- [7] Robert Millard Jones. *Deformation theory of plasticity*. Bull Ridge Corporation, 2009.
- [8] Ismail Mechab et al. «A two variable refined plate theory for the bending analysis of functionally graded plates». Em: *Acta Mechanica Sinica* 26 (2010), pp. 941–949.
- [9] André Luís Miranda da Silva. «Transformação de Carros Especiais e Otimização de Procedimentos de Montagem». Em: (2014).

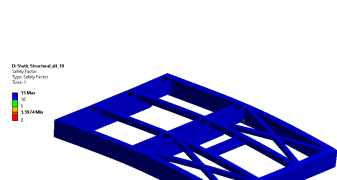
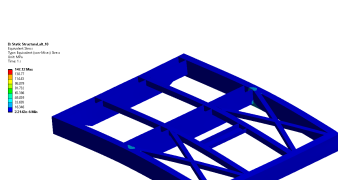
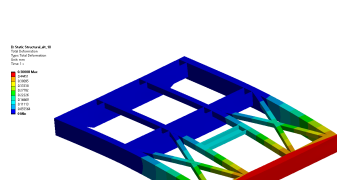
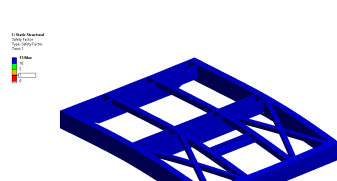
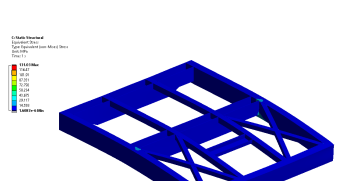
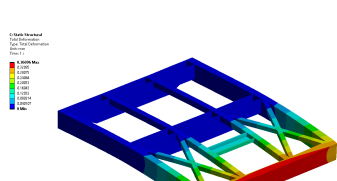
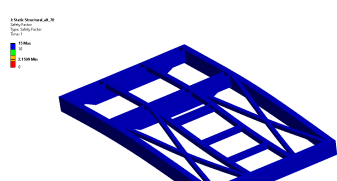
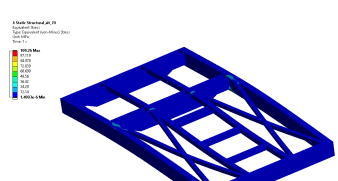
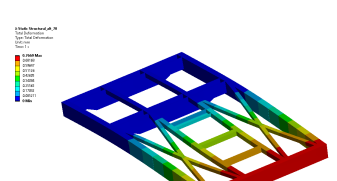
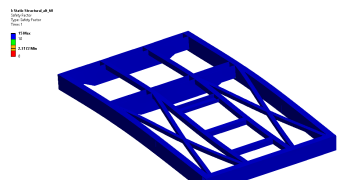
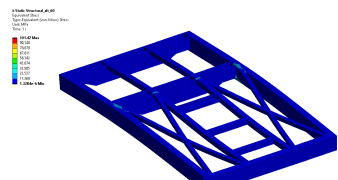
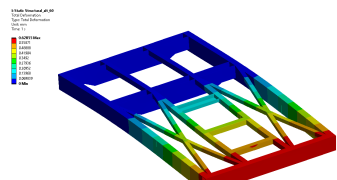
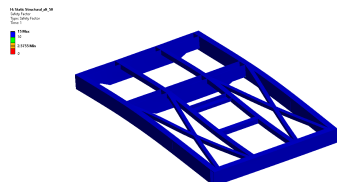
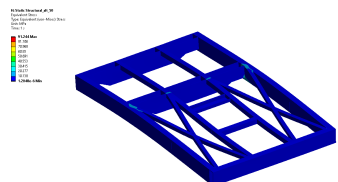
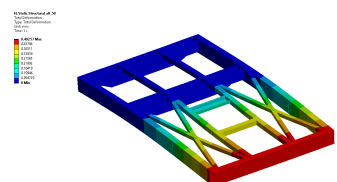
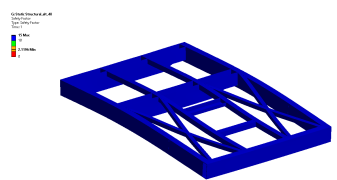
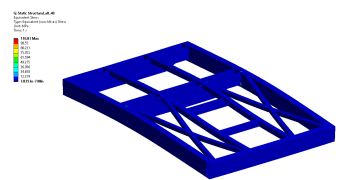
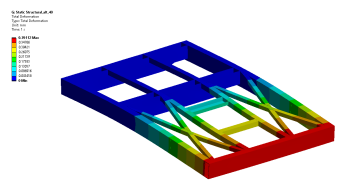
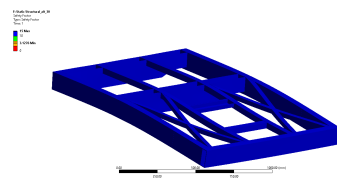
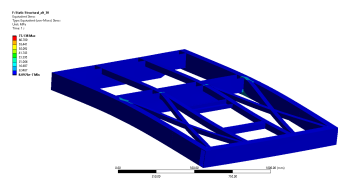
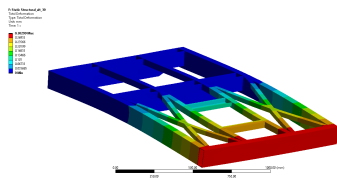
- [10] Bo Hu e Guo-Qiang Li. «Maximum impact force of truck frontal crashing into antiram bollard systems». Em: *Journal of Structural Engineering* 142.12 (2016), p. 04016125.
- [11] Abhijit Padhi et al. «Increase factor of safety of go-kart chassis during front impact analysis». Em: *International Journal for Innovative Research in Science & Technology* 3.4 (2016), pp. 385–390.
- [12] MK Nor et al. «Development of vehicle model test-bending of a simple structural surfaces model for automotive vehicle sedan». Em: *AIP Conference Proceedings*. Vol. 1831. 1. AIP Publishing. 2017.
- [13] David C Barton e John D Fieldhouse. *Automotive Chassis Engineering*. Springer, 2018.
- [14] Jordi Llumà et al. «Mechanical strengthening in S235JR steel sheets through vibration-assisted ball burnishing». Em: *Metals* 10.8 (2020), p. 1010.
- [15] Jair Rempel Braun. «Aplicação do método dos elementos finitos para análise da influência da geometria de furos em chapas sob carregamento alternado». Em: (2022).
- [16] Rajesh Kumar et al. «Simulation Study on the Effect of Cover Tilt Angle of SolarStill on its Productivity». Em: *VFAST Transactions on Mathematics* 11 (out. de 2023), pp. 63–76. DOI: [10.21015/vtm.v11i2.1586](https://doi.org/10.21015/vtm.v11i2.1586).
- [17] *SOLID186 Element Description*. https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SOLID186.html. Dez. de 2023.
- [18] *Car Body Design*. <https://www.carbodydesign.com/gallery/2017/04/audi-reveals-details-on-the-new-a8-space-frame/6/>. Jan. de 2024.
- [19] *Homologação de Veículos*. <https://www.imt-ip.pt/sites/IMTT/Portugues/Legislacao/Nacional/Veiculos/HomologacaoVeiculos/Paginas/Home.aspx>. Fev. de 2024.
- [20] *NetCarShow*. https://www.netcarshow.com/mercedes-benz/2011-vito_e-cell/. Dez. de 2024.
- [21] *SOLID187 Element Description*. https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SOLID187.html. Jan. de 2024.

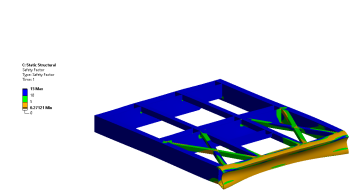
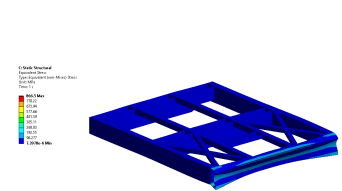
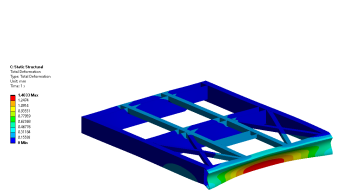
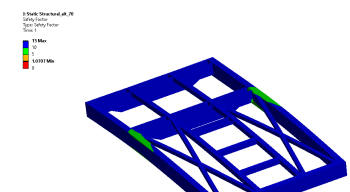
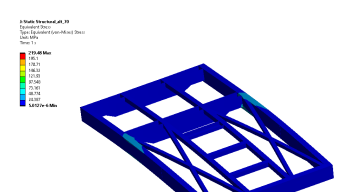
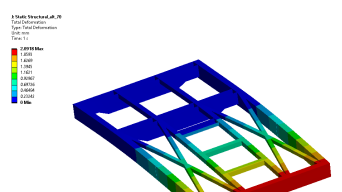
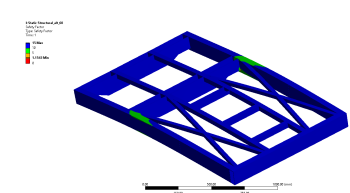
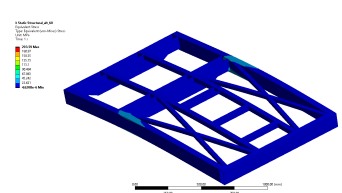
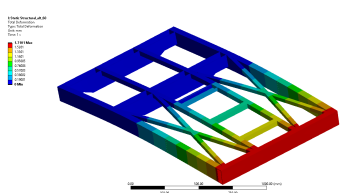
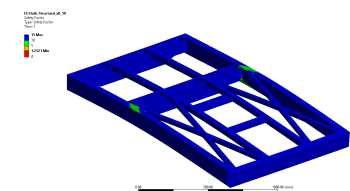
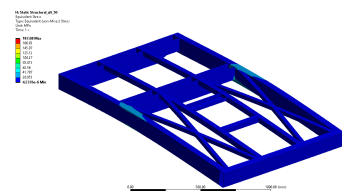
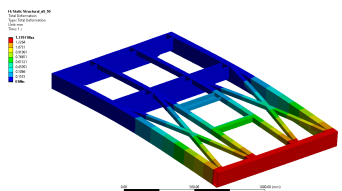
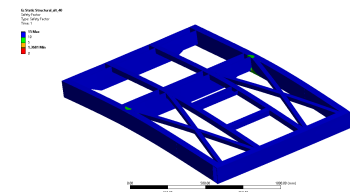
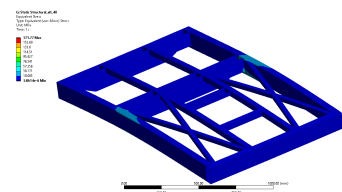
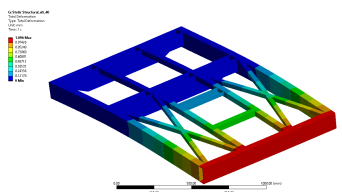
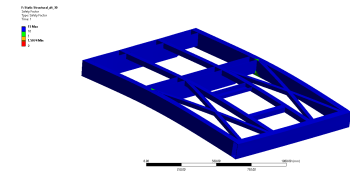
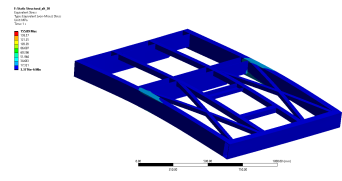
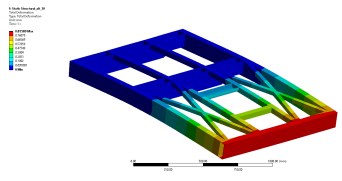
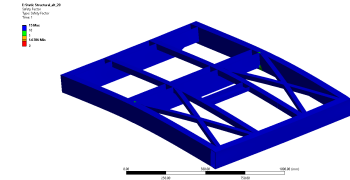
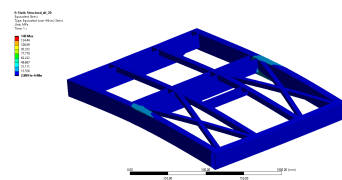
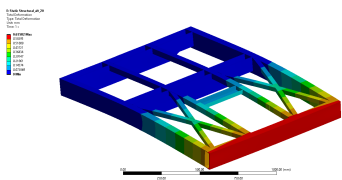
- [22] José Ivelton Siqueira Lustosa et al. «Um estudo sobre a deflexão de vigas usando como ferramentas matemáticas a transformada de laplace e o software geogebra». Em: ().
- [23] Mercedes-Benz. <https://rk.mb-qr.com/pt/639.5/>.

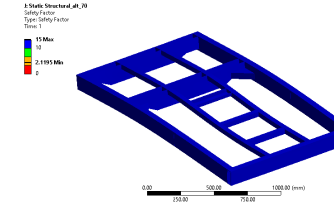
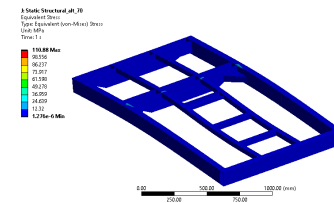
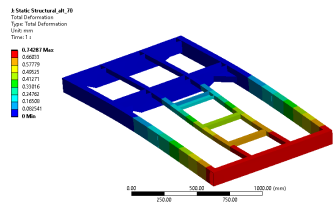
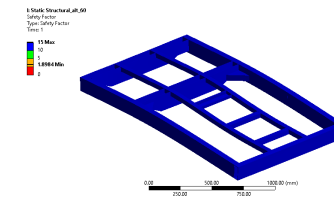
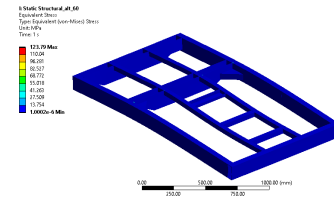
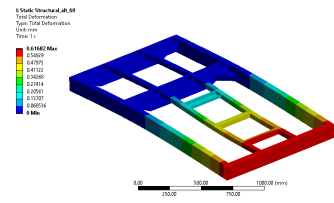
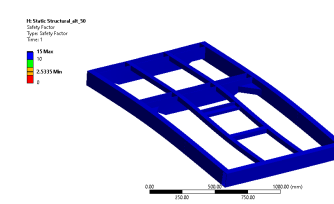
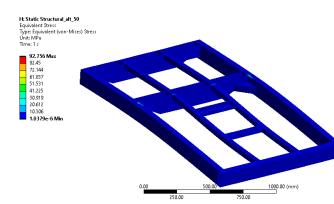
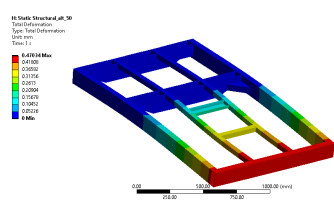
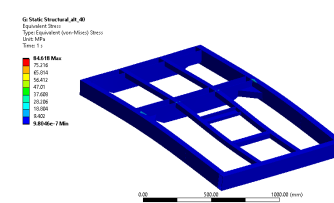
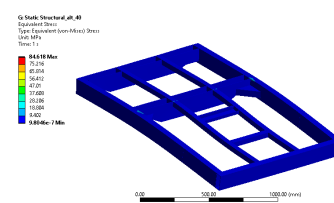
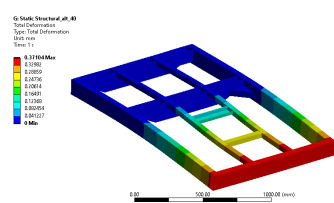
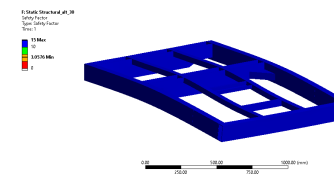
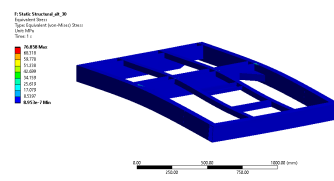
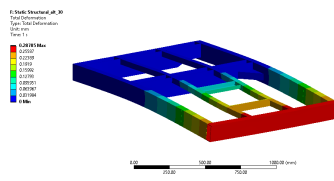
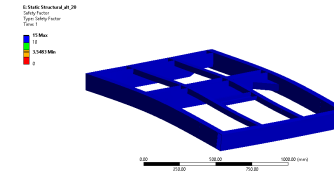
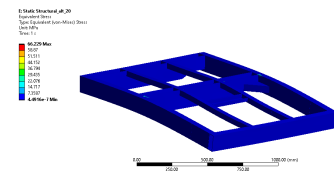
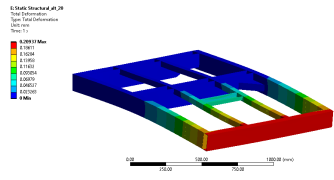
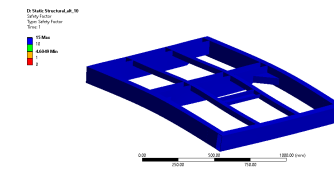
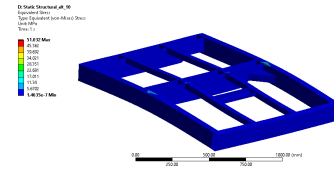
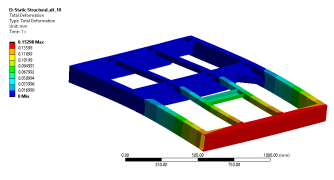
Apêndice A

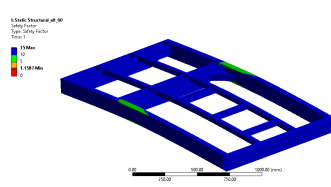
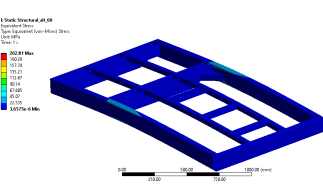
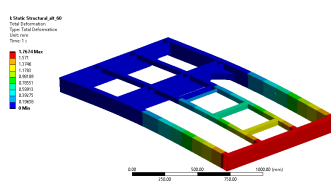
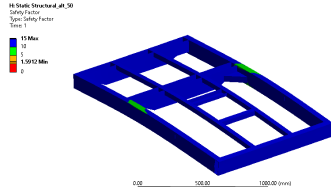
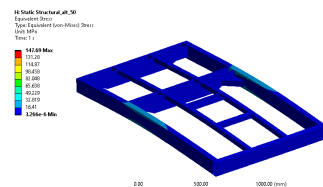
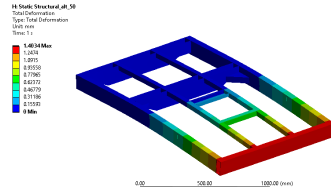
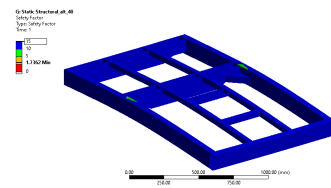
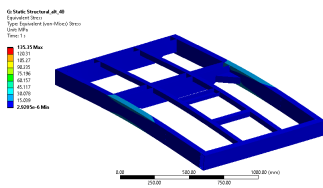
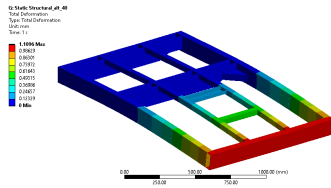
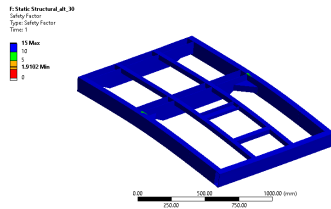
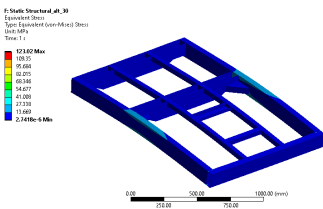
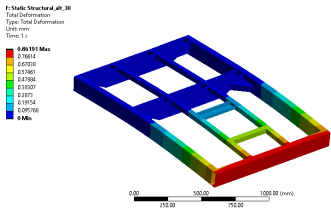
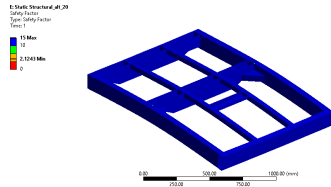
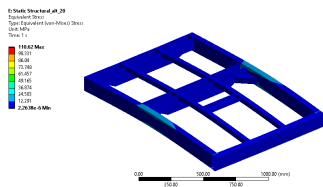
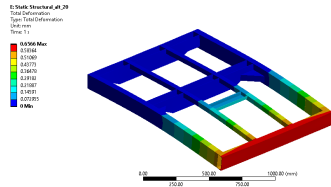
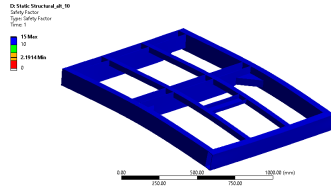
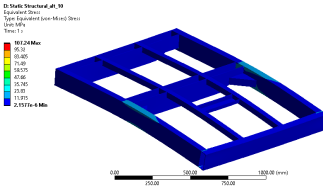
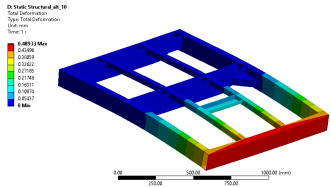
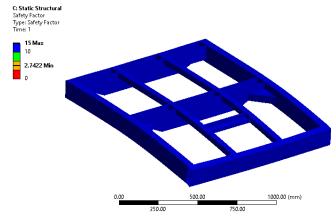
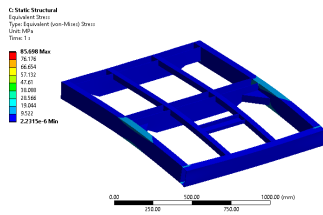
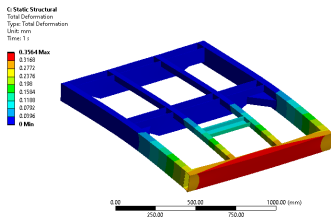
Figuras das Simulações





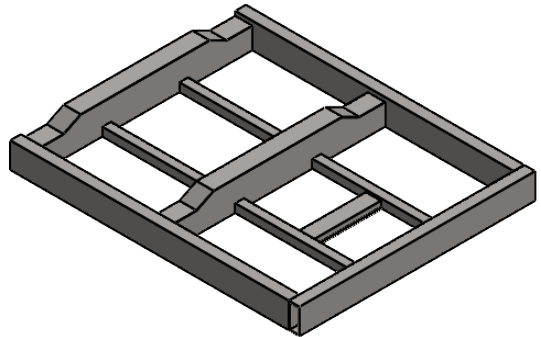
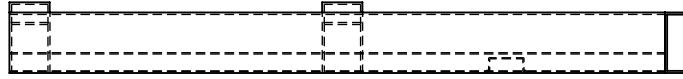
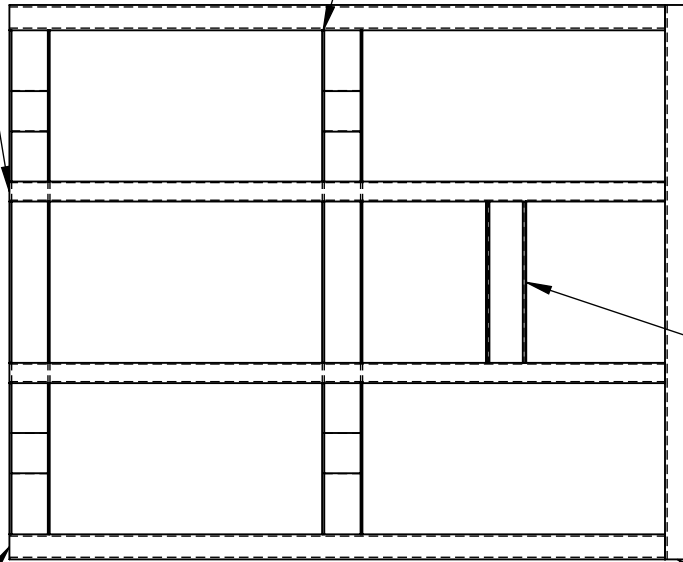






Apêndice B

Desenhos Técnicos



ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Long_ext		2
2	Travessa_f		1
3	Apoio_charriot		2
4	Long_int		2
5	Travessa_p		1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

 DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	José Ribeiro		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

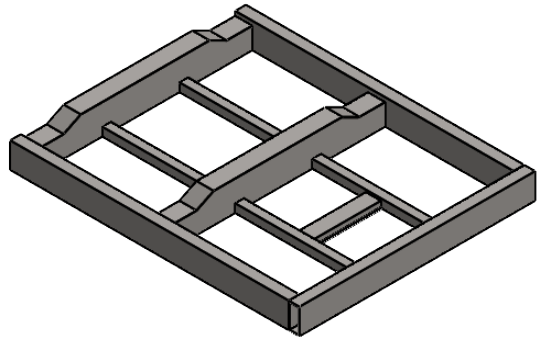
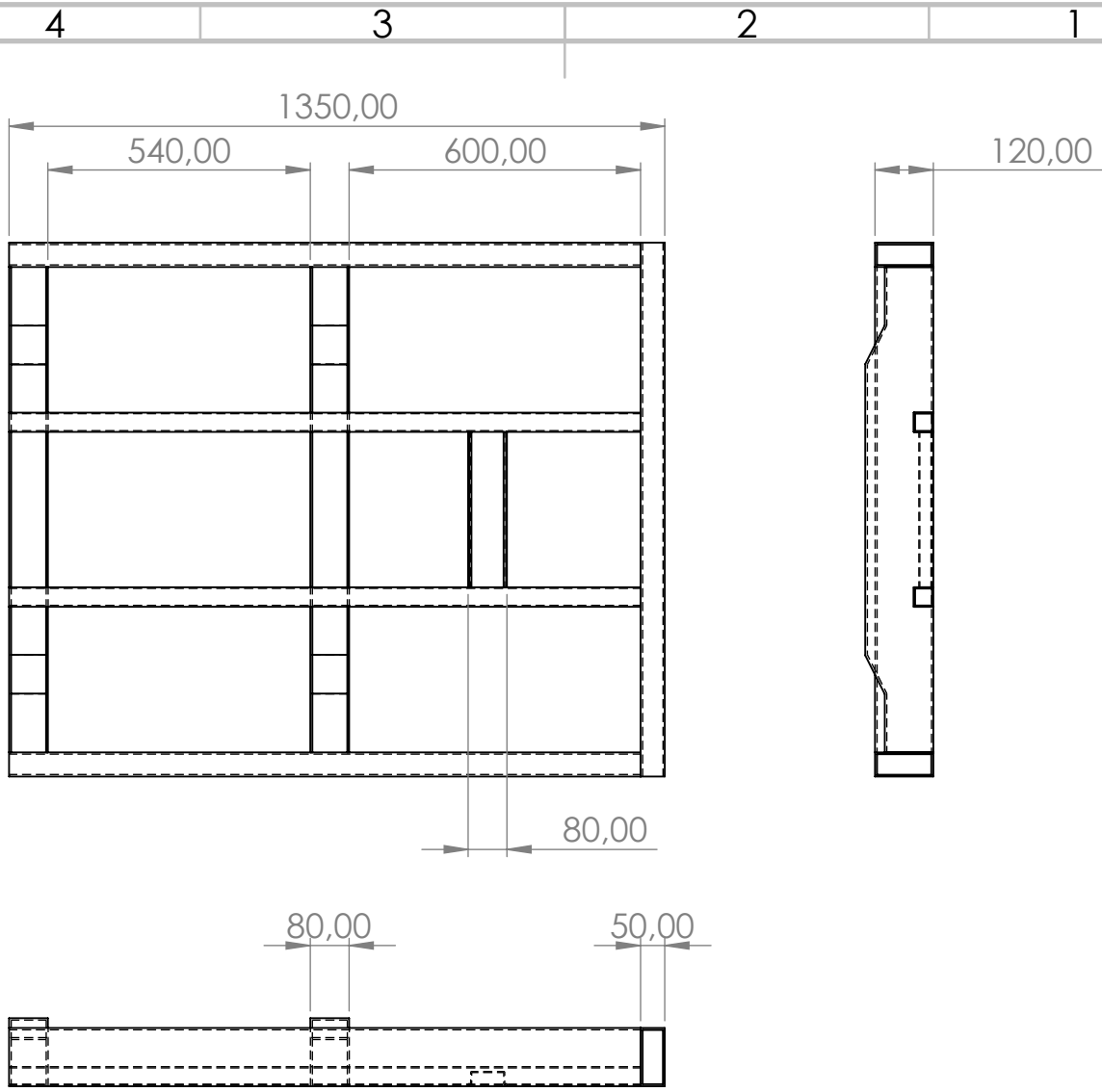
MATERIAL: S235JR

WEIGHT:

TITLE: Chassis original sem qualquer tipo de alteração

DWG NO. **Chassis_orig** A4

SCALE: 1:50 SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	José Ribeiro		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE: Chassis original sem qualquer tipo de alteração

MATERIAL: S235JR

DWG NO.

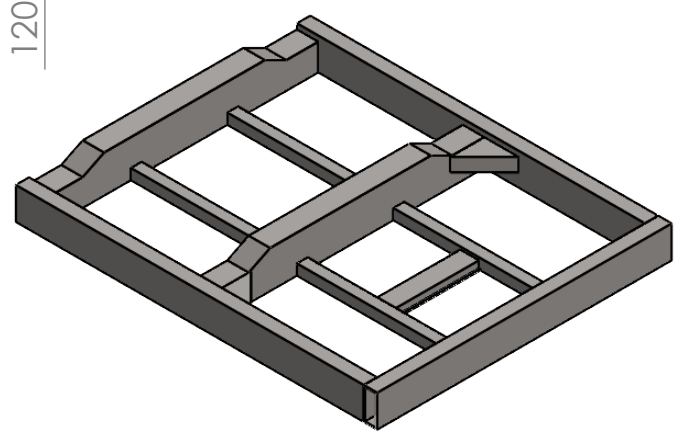
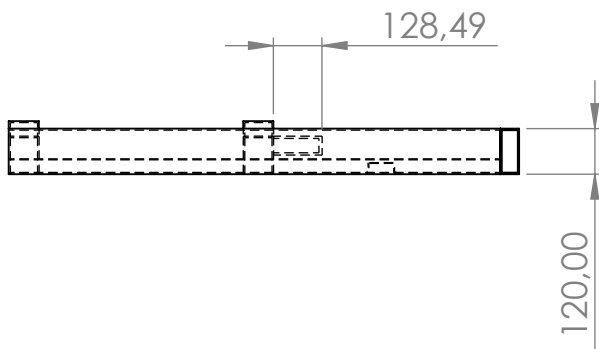
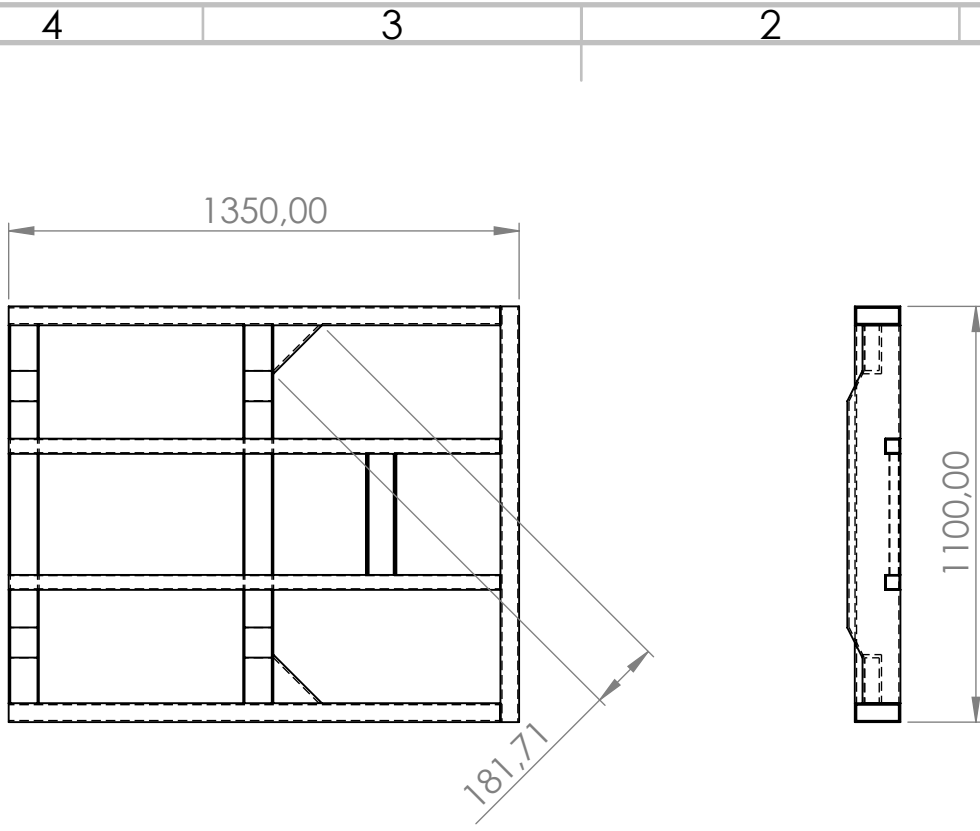
Chassis_orig

A4

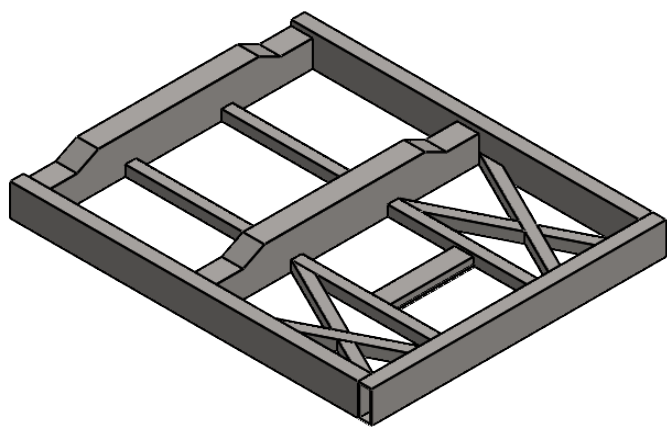
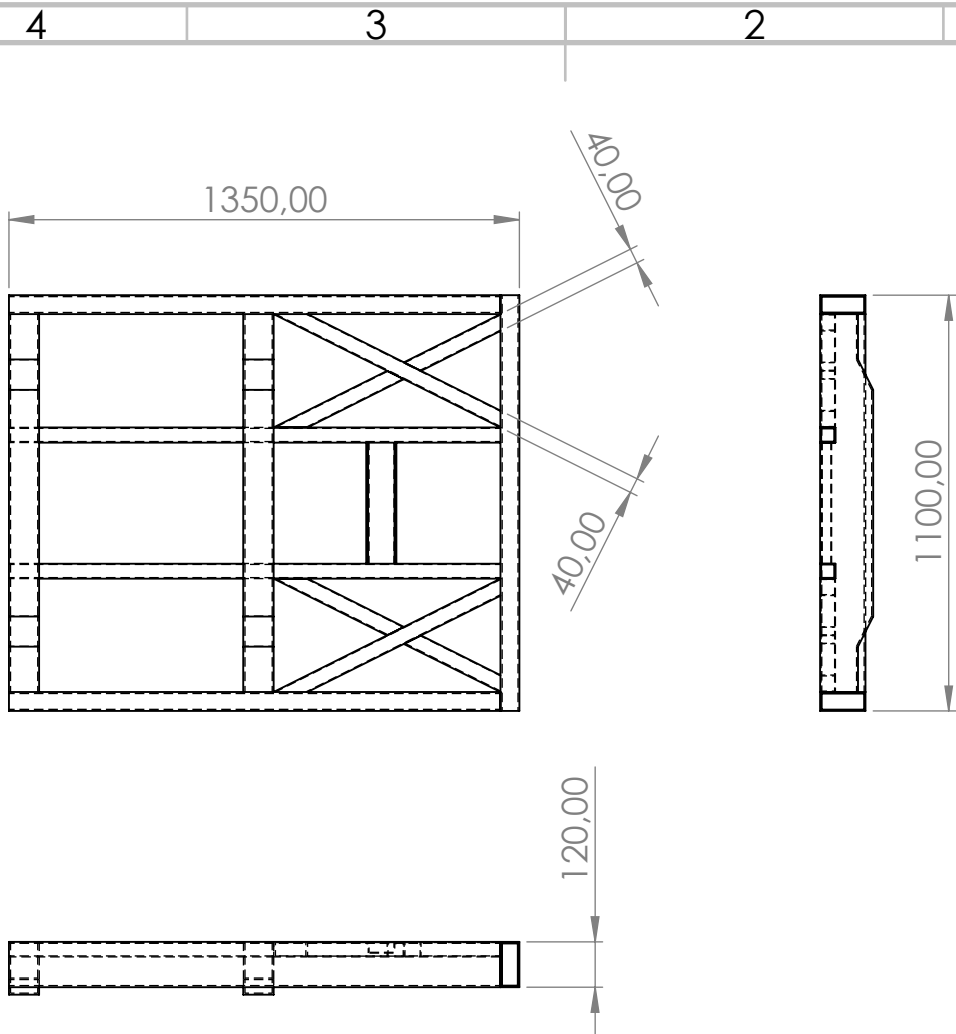
WEIGHT:

SCALE: 1:50

SHEET 1 OF 1



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
DRAWN José Ribeiro					DATE		TITLE:				
CHK'D					DATE		DWG NO. Chassis_2 A4				
APPV'D					DATE						
MFG					DATE						
Q.A					DATE						
					MATERIAL: S235JR		SCALE: 1:50		SHEET 1 OF 1		
					WEIGHT:						



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
 DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
 SURFACE FINISH:
 TOLERANCES:
 LINEAR:
 ANGULAR:

FINISH:

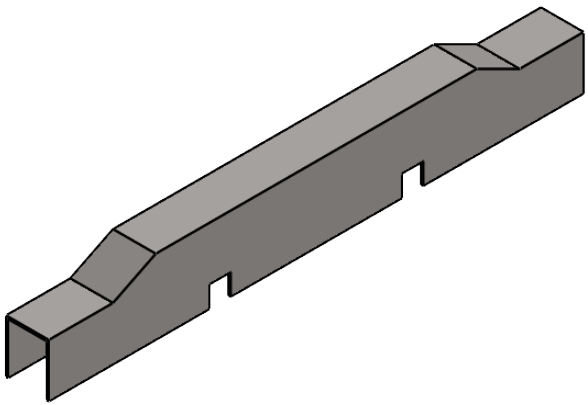
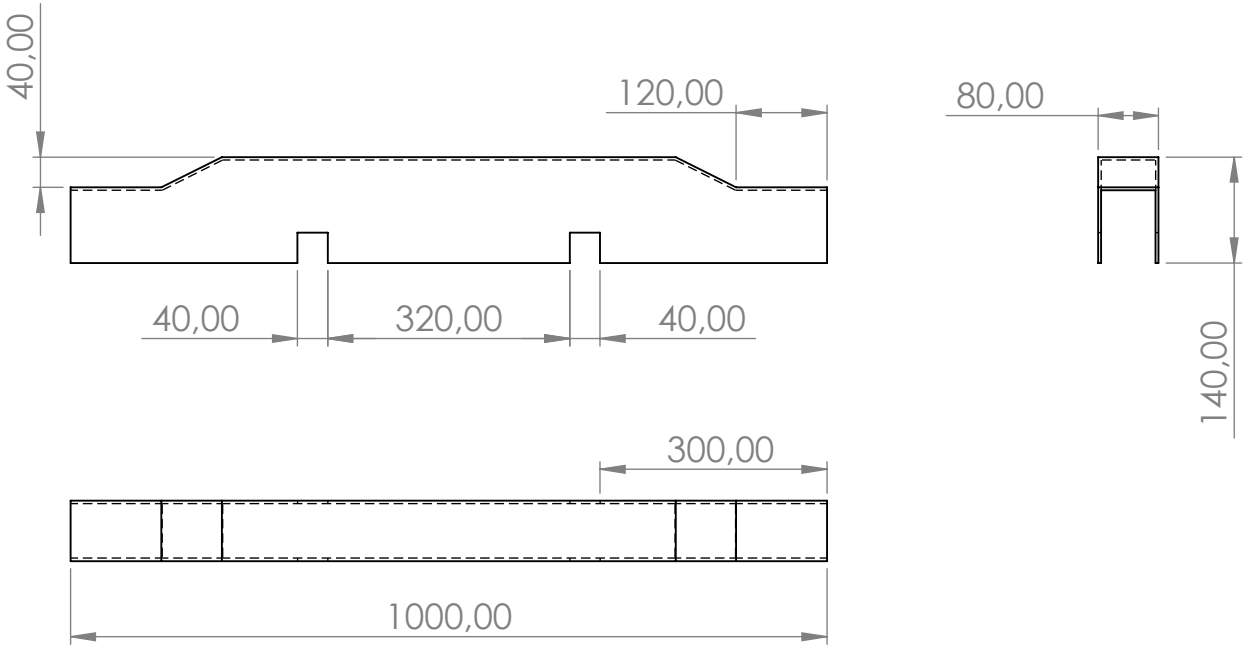
DEBURR AND
 BREAK SHARP
 EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	José Ribeiro		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:	
MATERIAL: S235JR	DWG NO. Chassis_3
WEIGHT:	SCALE: 1:50
	SHEET 1 OF 1

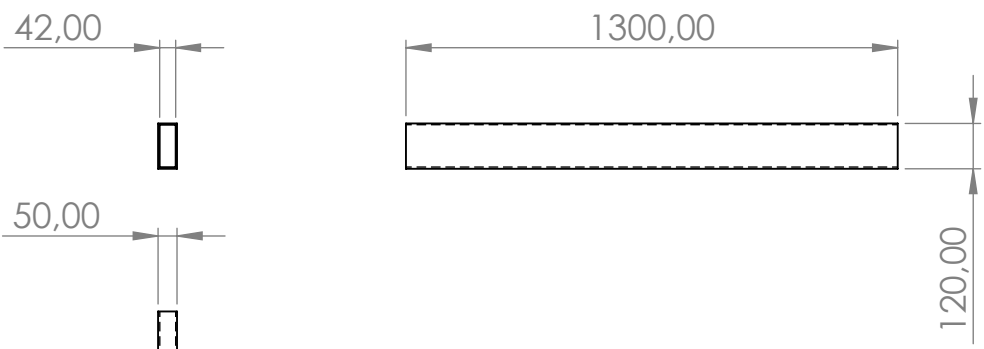


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:				FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
TITLE: Longarina onde irá apoiar o charriot							
NAME	SIGNATURE	DATE					
DRAWN José Ribeiro							
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A			MATERIAL: S235JR	DWG NO.	Apoio_charriot		A4
WEIGHT:			SCALE: 1:10	SHEET 1 OF 1			

4 3 2 1

F

F



E

E

D

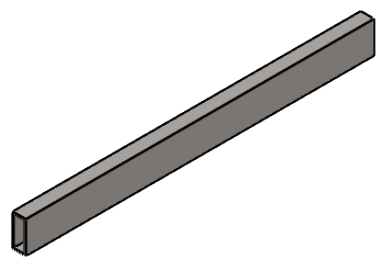
D

C

C

B

B



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	José Ribeiro		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE: Longarina exterior que vai sofrer os aumentos

MATERIAL: S235JR

DWG NO. Long_ext A4

WEIGHT: SCALE: 1:20 SHEET 1 OF 1

4 3 2 1

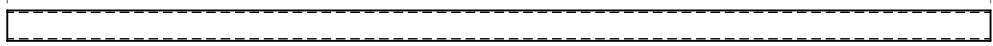
4 3 2 1

F

F

35,00

1300,00



40,00

40,00

E

E

D

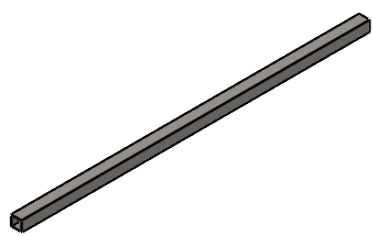
D

C

C

B

B



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	José Ribeiro		
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE: Longarina interior que vai sofrer os aumentos

MATERIAL: S235JR

DWG NO. Long_int

SCALE: 1:20

SHEET 1 OF 1

A4

A

A

4 3 2 1