



# ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ESTRUTURA TUBULAR PARA VEÍCULO DE LAZER

**ANDRÉ FILIPE REIS VAZ**

novembro de 2019

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE ESTRUTURA  
TUBULAR PARA VEÍCULO DE LAZER

André Filipe Reis Vaz

Dissertação submetida para a obtenção do grau de  
Mestre em Engenharia Mecânica  
Área de Especialização de Construções Mecânicas

Instituto Superior de Engenharia do Porto  
Departamento de Engenharia Mecânica



Novembro de 2019

Relatório da Unidade Curricular Dissertação/Projecto/Estágio do 2º ano do Mestrado  
em Engenharia Mecânica – Área de Especialização em Construções Mecânicas.

Candidato: André Filipe Reis Vaz, N° 1110970, 1110970@isep.ipp.pt

Orientação Científica: Fernando José Ferreira, fjf@isep.ipp.pt

Co-orientação Científica: Jorge Manuel Costa da Fonseca Justo, jfj@isep.ipp.pt

Empresa: SEMOG

Supervisão: Eng. Francisco Gomes

Júri: Arnaldo Manuel Guedes Pinto, Professor Adjunto, ISEP

Fernando José Ferreira, Professor Coordenador, ISEP

José Manuel Ferreira Duarte, Professor Auxiliar, FEUP

Mestrado em Engenharia Mecânica  
Área de Especialização de Construções Mecânicas  
Departamento de Engenharia Mecânica

Instituto Superior de Engenharia do Porto



Novembro de 2019

*Dedico este trabalho aos meus pais e irmão.*



# Agradecimentos

Por toda a ajuda, dedicação e disponibilidade na orientação deste trabalho, quero agradecer ao Engenheiro Fernando Ferreira.

Ao Engenheiro Jorge Justo, pelos esclarecimentos na fase das simulações.

Ao Engenheiro Francisco Gomes (SEMOG) pela cedência do veículo, peça chave para a realização do trabalho.

Ao João Vaz, mecânico do Laboratório Automóvel do ISEP, pela ajuda prestada na preparação do veículo para os ensaios experimentais.

Aos meus pais, pelo apoio incondicional e investimento no meu percurso académico.

Ao meu irmão, pela motivação transmitida em todos os momentos.



# Resumo

Esta dissertação é elaborada no âmbito da unidade curricular de Dissertação / Projecto / Estágio do 2º Ano do Mestrado em Engenharia Mecânica - Área de Especialização em Construções Mecânicas do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

A mesma incide sobre a análise do desempenho estrutural de um veículo de competição *Barquette* destinado a provas de campeonato de montanha e circuitos de velocidade. Este tipo de veículo, na utilização a que se destina, é constantemente sujeito a elevados esforços estruturais, tais como acelerações, travagens e passagens em curva. Além destes, a sua estrutura deve ser o mais segura possível, de modo a proteger o(s) seu(s) ocupante(s).

Propõe-se neste trabalho, o estudo da rigidez torcional tanto do quadro, como do *chassis*. Além disso, serão realizadas uma série de análises computacionais com objetivo de compreender o comportamento do mesmo durante a normal utilização, assim como em caso de acidente, apresentando sugestões de melhoria.

Tratando-se de um veículo já construído e totalmente funcional, recorrer-se-á ao método de engenharia inversa de modo a replicar o mesmo e aferir a fidedignidade dos valores numéricos comparativamente com os resultados obtidos experimentalmente.

**Palavras-chave** : FIA, Chassis, Quadro, Suspensão, Engenharia Automóvel, Engenharia Inversa, Modelação geométrica, Ensaios Estruturais, Rigidez Torcional, Método dos Elementos Finitos, Extensometria Elétrica.



# Abstract

This thesis is formulated within the Thesis/Project/Internship course of the 2nd Year of the Master's Degree in Mechanical Engineering - Mechanical Constructions specialization field of the Institute of Engineering of Porto.

It is focused on the analysis of the structural performance of a *Barquette* competition vehicle for hill climb championship and racing circuits. This type of vehicle, during the usage for which it is intended, suffers high and constant structural stresses such as acceleration, braking and cornering. In addition to these, its structure must be as safe as possible in order to protect its occupants.

It is proposed in this work, the study of the torsional stiffness of both the frame and the chassis. In addition, a series of computational analyzes will be performed to understand its behavior during normal use, as well as in the event of an accident, presenting suggestions for improvement.

Since it is an already built and fully functional vehicle, the reverse engineering method will be used in order to replicate it and to check the reliability of the numerical values compared to the results obtained experimentally.

**Keywords** : FIA, Chassis, Frame, Suspension, Automotive Engineering, Reverse Engineering, Geometric Modeling, Structural Testing, Torsional Stiffness, Finite Element Method, Electrical Extensometry.



# Conteúdo

Resumo . . . . .	i
Abstract . . . . .	iii
Nomenclatura . . . . .	xv
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação . . . . .	1
1.2 Objetivos do trabalho . . . . .	1
1.3 Conteúdo da tese . . . . .	2
<b>2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>3</b>
2.1 Disposição do conjunto propulsor ( <i>Powertrain layout</i> ) . . . . .	3
2.2 <i>Chassis</i> ou quadro . . . . .	5
2.3 Tipos de <i>chassis</i> . . . . .	5
2.3.1 <i>Chassis</i> de longarinas ( <i>Ladder frame chassis</i> ) . . . . .	5
2.3.2 <i>Chassis</i> tipo viga central ( <i>Backbone chassis</i> ) . . . . .	6
2.3.3 <i>Chassis</i> tipo plataforma ( <i>Platform chassis</i> ) . . . . .	7
2.3.4 <i>Chassis</i> monobloco ( <i>Unitary body ou monocoque</i> ) . . . . .	7
2.3.5 <i>Chassis</i> tubular ( <i>Space frame chassis</i> ) . . . . .	8
2.4 Características do <i>chassis</i> tubular ( <i>Space frame</i> ) . . . . .	9
2.4.1 <i>Chassis</i> tubular - prós e contras ( <i>Space frame chassis</i> ) . . . . .	10
2.5 Suspensão . . . . .	10
2.6 Tipos de suspensão . . . . .	11

2.6.1	Suspensões dependentes . . . . .	11
2.6.2	Suspensões semi-independentes . . . . .	13
2.6.3	Suspensões independentes . . . . .	14
2.7	Características da suspensão de triângulos sobrepostos ( <i>Double wishbone</i> ) . . . . .	19
2.7.1	Graus de liberdade e movimento de uma suspensão . . . . .	20
2.7.2	Centro instantâneo de rotação ( <i>Instant center</i> ) . . . . .	20
2.7.3	Centro de rolamento ( <i>Roll center</i> ) e Eixo de rolamento ( <i>Roll axis</i> ) . . . . .	21
2.8	Ensaio estruturais . . . . .	22
2.8.1	Testes FIA . . . . .	22
2.8.2	Embate frontal e traseiro . . . . .	23
2.8.3	Travagem, aceleração e passagem em curva . . . . .	23
2.8.4	Rigidez torcional . . . . .	24
2.9	Análise por elementos finitos em <i>software</i> CAE - Ansys® . . . . .	28
2.9.1	Criação da geometria e definição das propriedades dos materiais . . . . .	28
2.9.2	Tipo de estudo . . . . .	29
2.9.3	Condições fronteira e carregamento . . . . .	29
2.9.4	Ligações . . . . .	30
2.9.5	Malha de elementos finitos . . . . .	30
2.9.6	Processamento e análise de resultados . . . . .	30
2.10	Extensometria elétrica . . . . .	31
<b>3</b>	<b>Definição e modelação geométrica do veículo</b>	<b>35</b>
3.1	SEMOG . . . . .	36
3.2	Levantamento da geometria . . . . .	37
3.3	Modelação geométrica em <i>software</i> CAD - SolidWorks® . . . . .	38
<b>4</b>	<b>Avaliação numérica e validação experimental</b>	<b>43</b>
4.1	Simulações numéricas . . . . .	45
4.1.1	Avaliação numérica do <i>chassis</i> . . . . .	45
4.1.2	Avaliação numérica do quadro . . . . .	46
4.1.3	Avaliação dos pontos escolhidos para extensometria . . . . .	46
4.2	Preparação e instrumentação do veículo . . . . .	50
4.3	Ensaio experimentais . . . . .	51

---

4.4	Análise dos resultados experimentais . . . . .	53
4.5	Comparação dos resultados experimentais com os valores numéricos . . . . .	55
4.5.1	Aplicação da carga no <i>chassis</i> . . . . .	55
4.5.2	Aplicação da carga no quadro . . . . .	56
<b>5</b>	<b>Análise ao veículo</b>	<b>57</b>
5.1	Casos de carga . . . . .	57
5.1.1	Casos FIA . . . . .	57
5.1.2	Casos de acidente . . . . .	59
5.1.3	Casos de carga resultantes da normal utilização do veículo . . . . .	60
<b>6</b>	<b>Proposta de alteração ao <i>chassis</i></b>	<b>63</b>
6.1	<i>Chassis</i> melhorado . . . . .	63
<b>7</b>	<b>Conclusões e propostas para futuros trabalhos</b>	<b>65</b>
7.1	Conclusões . . . . .	65
7.2	Proposta para futuros trabalhos . . . . .	66
	<b>Bibliografia</b>	<b>67</b>



# Lista de Tabelas

4.1	Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Simulação da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	49
4.2	Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Simulação da rigidez torcional do quadro . . . . .	49
4.3	Valores resumo dos ensaios com carregamento dos elementos de suspensão	53
4.4	Valores resumo dos ensaios com carregamento no quadro . . . . .	54
4.5	Comparação dos valores das tensões principais no carregamento dos elementos de suspensão . . . . .	55
4.6	Comparação dos valores da rigidez torcional no carregamento dos elementos de suspensão . . . . .	55
4.7	Comparação dos valores das tensões principais no carregamento do quadro	56
4.8	Comparação dos valores da rigidez torcional no carregamento do quadro . .	56
5.1	Componentes da força aplicada no Caso FIA nº1 . . . . .	58
5.2	Componentes da força aplicada no Caso FIA nº2 . . . . .	59
6.1	Tabela resumo da melhoria da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	64



# Lista de Figuras

2.1	<i>Layouts</i> de veículos de tração dianteira [3]	4
2.2	<i>Layouts</i> de veículos de tração traseira [3]	4
2.3	<i>Layouts</i> de veículos de tração integral [3]	4
2.4	<i>Chassis</i> [30]	5
2.5	Tipos de <i>chassis</i> [25]	5
2.6	<i>Chassis</i> de longarinas ( <i>Ladder Frame</i> ) [34]	6
2.7	<i>Chassis</i> tipo viga central ( <i>Backbone chassis</i> ) [26]	6
2.8	<i>Chassis</i> análogo ao <i>chassis</i> de viga central construído em tubo - Fabricante de automóveis TVR [12]	6
2.9	<i>Chassis</i> tipo plataforma ( <i>Platform chassis</i> ) [29]	7
2.10	<i>Chassis</i> monobloco [21]	7
2.11	Hillman Minx - Comparação da rigidez torcional entre o modelo de 1938 ( <i>chassis</i> e carroçaria independentes) e o modelo de 1939 ( <i>Chassis</i> monobloco - <i>Unitary body</i> ) [12]	8
2.12	<i>Chassis</i> monobloco em fibra de carbono [28]	8
2.13	<i>Chassis space frame</i> do veículo em estudo	8
2.14	Elemento quadrangular sujeito a uma força de $10000N$	9
2.15	Elemento triangulado sujeito a uma força de $10000N$	9
2.16	Suspensão dependente - Transmissão direta do movimento das suspensões entre rodas do mesmo eixo [11]	12
2.17	Eixo rígido [36]	13
2.18	<i>Twist beam</i> [33]	14
2.19	Suspensão independente - Movimento autónomo entre rodas do mesmo eixo [18]	14
2.20	Suspensão independente - Graus de liberdade (M; i) [6]	14
2.21	<i>Swing axle</i> [15]	15
2.22	Fenómeno de <i>jacking</i> [4]	15
2.23	<i>Macpherson strut</i> [22]	16
2.24	<i>Multi-link</i> [16]	17

2.25	<i>Double wishbone</i> [19]	18
2.26	<i>Double wishbone - Long spindle</i> (esquerda) e <i>short spindle</i> (direita) [3]	18
2.27	<i>Double wishbone push-rod</i> e <i>pull-rod</i> [32]	19
2.28	<i>Double wishbone</i> - Perfil de performance (Exterior da circunferência $\Rightarrow$ Ótima performance [6]	19
2.29	Graus de liberdade de uma suspensão [10] [38]	20
2.30	Centro instantâneo de rotação [10]	20
2.31	Centro instantâneo de rotação; Plano frontal (a) e lateral (b) [6]	21
2.32	Centro de rolamento - <i>RC</i> [10]	21
2.33	Determinação do centro de rolamento e altura do mesmo [14]	22
2.34	Eixo de rolamento [4][14]	22
2.35	Exemplo de simulação do teste de carga estática no arco principal do quadro do veículo	23
2.36	Exemplo de aplicação de força no <i>chassis</i> para simulação de embate frontal	23
2.37	Forças exercidas durante a travagem [2]	23
2.38	Forças exercidas durante a aceleração [17]	24
2.39	Forças exercidas em curva [35]	24
2.40	<i>Rigidez torcional</i> [20][1]	25
2.41	Valores típicos de rigidez torcional em diferentes classes de veículos [27]	25
2.42	<i>Métodos de medição da rigidez torcional de um chassis</i> [1][27]	26
2.43	Travamento isostático do <i>chassis</i>	26
2.44	Diagrama de forças no eixo dianteiro do veículo	27
2.45	Diagrama de fluxo de uma análise de MEF	28
2.46	Geometria criada em software CAD - SolidWorks <sup>®</sup>	29
2.47	Alguns tipos de elementos finitos utilizados na criação da malha [8]	30
2.48	Criação da Malha de Elementos Finitos - Ansys <sup>®</sup>	30
2.49	Resultados da análise estrutural - Ansys <sup>®</sup>	31
2.50	Extensometria elétrica [23] [9]	32
2.51	Vários tipos de extensómetros [5]	32
2.52	Roseta de extensómetros e representação esquemática da Ponte de Wheatstone [24] [37]	33
3.1	Veículo em análise - SEMOG CM001	36
3.2	Propriedades mecânicas do aço S235 [31]	37
3.3	SEMOG CM	37
3.4	Ferramentas para aquisição de dados da geometria	37
3.5	<i>Chassis</i> SEMOG CM002	38
3.6	<i>Chassis</i> SEMOG CM001	38
3.7	Modelação geométrica em <i>software</i> CAD	39

3.8	Perfis de 40mm . . . . .	39
3.9	Perfis de 30mm . . . . .	39
3.10	Perfis de 25mm . . . . .	39
3.11	Perfis de 20mm . . . . .	39
3.12	Modelação do quadro . . . . .	40
3.13	Modelação do motor e diferencial . . . . .	40
3.14	Modelação da manga de eixo . . . . .	40
3.15	Modelação dos sistemas de suspensão . . . . .	41
3.16	Modelação da caixa e ponteiras de direção . . . . .	41
3.17	Montagem final do veículo para análise . . . . .	41
4.1	Aplicação da carga e apoios nas mangas de eixo do veículo . . . . .	44
4.2	Aplicação da carga e apoios no quadro do veículo . . . . .	44
4.3	Travamento isostático do <i>chassis</i> . . . . .	45
4.4	Configuração da simulação da rigidez torcional no <i>chassis</i> . . . . .	45
4.5	Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no <i>chassis</i> . . . . .	45
4.6	Deformação no eixo Y do ponto de aplicação da carga no <i>chassis</i> . . . . .	45
4.7	Travamento isostático do quadro . . . . .	46
4.8	Configuração da simulação da rigidez torcional do quadro . . . . .	46
4.9	Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no quadro . . . . .	46
4.10	Deslocamento no eixo Y do ponto de aplicação da carga no quadro . . . . .	46
4.11	Localização dos pontos selecionados para instrumentação com extensometria elétrica . . . . .	47
4.12	Ponto de instrumentação nº1 . . . . .	47
4.13	Direção das tensões principais no ponto de instrumentação nº1 . . . . .	47
4.14	Ponto de instrumentação nº2 . . . . .	47
4.15	Direção das tensões principais no ponto de instrumentação nº2 . . . . .	47
4.16	Ponto de instrumentação nº3 . . . . .	47
4.17	Direção das tensões principais no ponto de instrumentação nº3 . . . . .	48
4.18	Ponto de instrumentação nº4 . . . . .	48
4.19	Direção das tensões principais no ponto de instrumentação nº4 . . . . .	48
4.20	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº1. Simulação da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	48
4.21	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº2. Simulação da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	48
4.22	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº3. Simulação da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	48
4.23	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº4. Simulação da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	48

4.24	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº1. Simulação da rigidez torcional do quadro . . . . .	49
4.25	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº2. Simulação da rigidez torcional do quadro . . . . .	49
4.26	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº3. Simulação da rigidez torcional do quadro . . . . .	49
4.27	Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº4. Simulação da rigidez torcional do quadro . . . . .	49
4.28	Veículo ensaiado - SEMOG CM001 . . . . .	50
4.29	Substituição dos amortecedores por tubos metálicos . . . . .	50
4.30	Preparação da superfície para colagem das rosetas de extensómetros . . . . .	50
4.31	Roseta de extensómetros HBM® . . . . .	51
4.32	Colagem das rosetas de extensómetros e soldadura dos cabos . . . . .	51
4.33	Equipamento de leitura Vishay® P3 configurado em quarto de ponte de Wheatstone . . . . .	51
4.34	Pesos em chumbo utilizados no carregamento do veículo . . . . .	52
4.35	Apoios e porta pesos aplicados no <i>chassis</i> . . . . .	52
4.36	Apoios e porta pesos aplicados no quadro . . . . .	52
4.37	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº1. Ensaio da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	53
4.38	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº2. Ensaio da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	53
4.39	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº3. Ensaio da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	53
4.40	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº4. Ensaio da rigidez torcional do <i>chassis</i> . . . . .	53
4.41	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº1. Ensaio da rigidez torcional do quadro . . . . .	53
4.42	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº2. Ensaio da rigidez torcional do quadro . . . . .	53
4.43	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº3. Ensaio da rigidez torcional do quadro . . . . .	54
4.44	Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº4. Ensaio da rigidez torcional do quadro . . . . .	54
4.45	Rigidez torcional do veículo no carregamento do <i>chassis</i> . . . . .	54
4.46	Gráfico da carga e descarga do <i>chassis</i> . . . . .	54
4.47	Rigidez torcional do carregamento no quadro . . . . .	54
4.48	Gráfico da carga e descarga do quadro . . . . .	54

---

5.1	Aplicação da carga estática no arco principal do quadro . . . . .	58
5.2	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $2050MPa$ ) e deformação no arco principal ( $5,57mm$ ) . . . . .	58
5.3	Aplicação da carga estática no arco secundário do quadro . . . . .	59
5.4	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $3156MPa$ ) e deformação no arco secundário ( $29,87mm$ ) . . . . .	59
5.5	Configuração do teste de embate frontal . . . . .	60
5.6	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $672MPa$ ) e deformação máxima no eixo x ( $12,05mm$ ) . . . . .	60
5.7	Configuração do teste de embate traseiro . . . . .	60
5.8	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $1338MPa$ ) e deformação máxima no eixo x ( $15,6mm$ ) . . . . .	60
5.9	Configuração do teste de travagem . . . . .	61
5.10	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $322MPa$ ) e deformação total ( $2,9mm$ ) na travagem . . . . .	61
5.11	Configuração do teste de aceleração . . . . .	62
5.12	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $288MPa$ ) e deformação ( $2,4mm$ ) . . . . .	62
5.13	Configuração do teste de embate traseiro . . . . .	62
5.14	Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $390MPa$ ) e deformação ( $4,00mm$ ) . . . . .	62
6.1	Condições fronteira dos ensaios . . . . .	63
6.2	Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no <i>chassis</i> original . . . . .	63
6.3	<i>Chassis</i> proposto . . . . .	64
6.4	Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no <i>chassis</i> proposto . . . . .	64
6.5	Deformação no eixo Y do ponto de aplicação da carga no <i>chassis</i> proposto . . . . .	64



# Nomenclatura

## Caracteres Romanos

$^{\circ}$	ângulo genérico
$\cos$	cosseno
$d$	comprimento da alavanca
$E$	módulo de elasticidade
$F$	força
$F_t$	força torsora
$F_x$	força exercida segundo o eixo dos x
$F_y$	força exercida segundo o eixo dos y
$F_z$	força exercida segundo o eixo dos z
$G$	módulo de rigidez
$K$	rigidez torcional
$Kg$	Quilogramas
$m$	metro
$mm$	milímetros
$MPa$	Megapascal
$M_T$	momento torsor
$N$	Newtons
$Pa$	Pascal
$R$	resistência elétrica
$T_x$	momento segundo o eixo dos x
$T_y$	momento segundo o eixo dos y
$T_z$	momento segundo o eixo dos z
$\tan$	tangente
$x$	eixo dos x
$y$	eixo dos y
$z$	eixo dos z

## Caracteres Gregos

$\gamma_{xy}$	deformação de corte xy
$\varepsilon_A$	deformação do extensômetro A da roseta de extensômetros
$\varepsilon_B$	deformação do extensômetro B da roseta de extensômetros
$\varepsilon_C$	deformação do extensômetro C da roseta de extensômetros
$\varepsilon_x$	deformação segundo o eixo x
$\varepsilon_y$	deformação segundo o eixo y
$\theta$	ângulo da alavanca após carga
$\theta_A$	ângulo do extensômetro A da roseta
$\theta_B$	ângulo do extensômetro B da roseta
$\theta_C$	ângulo do extensômetro C da roseta
$\sigma_1$	tensão principal
$\sigma_2$	tensão principal
$\sigma_e$	tensão equivalente de Von Mises
$\sigma_x$	tensão segundo o eixo x
$\sigma_y$	tensão segundo o eixo y
$\tau_{xy}$	tensão de corte xy
$\nu$	coeficiente de Poisson

## Abreviaturas

2D	<i>Duas dimensões</i>
3D	<i>Três dimensões</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
FIA	<i>Federação Internacional do Automóvel</i>
IC	<i>Instant Center</i>
MEF	<i>Método de Elementos Finitos</i>
RC	<i>Roll Center</i>
SLA	<i>Short and Long Arm suspensions</i>

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Motivação

O sector automóvel tem demonstrado, desde os seus primórdios, ser um dos mais empenhados numa constante evolução, que vai desde o tipo de materiais utilizados, passando pelos processos e técnicas de fabrico, até à implementação de novas tecnologias, sendo o ramo da competição automóvel o expoente máximo de tal evolução, servindo de berço a grande parte da evolução técnica e tecnológica.

Com o objetivo de conseguir vantagem face aos oponentes, o veículo de competição tem de ser mais rápido, mais eficaz e superar constantemente os limites. Isso implica uma melhoria contínua.

Este trabalho é uma importante oportunidade para poder empregar e aprofundar conhecimentos académicos, com a meta de encontrar e apresentar pontos de melhoria a nível estrutural do veículo de competição, melhorias essas que podem ter implicação direta no seu comportamento e torná-lo consequentemente mais competitivo.

Por se tratar de um veículo concluído e totalmente funcional, o recurso à engenharia inversa permite ter um boa base de partida no processo de melhoria, que, aliado à utilização de métodos de elementos finitos torna o processo mais iterativo e eficaz.

### 1.2 Objetivos do trabalho

Recorrendo à engenharia inversa, propõe-se realizar neste trabalho a análise estrutural do veículo, com o objetivo de identificar e apresentar possíveis melhorias que mais significativamente possam contribuir para o aumento do seu desempenho.

Desse estudo fazem parte os seguintes pontos chave:

- Análise numérica à resistência do quadro do veículo nos testes de segurança regulamentados pela FIA;

- Análise numérica à resistência do veículo em casos de utilização normal, como travagem, aceleração e passagem em curva;
- Análise numérica da rigidez torcional do quadro e do *chassis*;
- Ensaio experimental da rigidez torcional do quadro e do *chassis* para validação dos resultados numéricos.

### 1.3 Conteúdo da tese

A presente tese está dividida em 7 capítulos, incluindo o presente capítulo de introdução. No capítulo 2 são apresentados os fundamentos teóricos por detrás do estudo realizado. No capítulo 3 é feita uma introdução do veículo em estudo assim como o levantamento da sua geometria e posterior modelação geométrica.

O capítulo 4 apresenta os resultados experimentais e nele é feita a sua comparação com as simulações.

No capítulo 5 é feita uma análise ao veículo com testes sobre a sua performance em casos de embate e utilização normal.

A proposta de alteração ao *chassis* do veículo é feita no capítulo 6.

Por fim, as conclusões deste trabalho e proposta de trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 7.

# Capítulo 2

## Revisão Bibliográfica

No presente capítulo serão abordados dois grandes temas, o *chassis* e suspensões automóveis, sendo os mesmos o foco principal de estudo deste trabalho. Pela importância da compreensão do funcionamento dos diversos parâmetros que os constituem e a sua relação com o comportamento dinâmico do veículo, torna-se imperativa uma análise mais aprofundada de cada um.

Os vários conceitos teóricos necessários à elaboração deste estudo têm como base a diversificada literatura especializada existente, sobretudo de origem inglesa, que aprofunda devidamente cada tópico abordado de uma maneira mais científica ou, em alguns casos, mais simplificada e de menor rigor.

Por estarem pouco difundidas, ou mesmo pela inexistência de tradução, são frequentemente utilizados na sua forma original, os termos de origem na Língua Inglesa. São disso caso, por exemplo, vários parâmetros da geometria da direção. Em certos casos, os termos em português e em inglês são utilizados em simultâneo, de modo a facilitar a interpretação do texto.

### 2.1 Disposição do conjunto propulsor (*Powertrain layout*)

A escolha de uma determinada disposição para o conjunto propulsor, que compreende o motor e a transmissão, é essencial para a obtenção de uma configuração que se adapte à utilização pretendida para cada veículo.

Os diferentes *layouts* para a montagem do motor podem ser:

- Motor frontal;
- Motor central;

- Motor traseiro.

combinados com as seguintes orientações do motor:

- Motor montado transversalmente;
- Motor montado longitudinalmente.

e com as opções de eixos motrizes:

- Tração dianteira;
- Tração traseira;
- Tração integral.

A combinação destas variáveis resulta numa grande variedade de opções para o *layout* do conjunto propulsor. Apesar das muitas configurações possíveis, apenas um pequeno número é utilizado pelos fabricantes de automóveis, já que muitas são técnica ou economicamente inviáveis. Este número torna-se ainda mais reduzido quando analisada a grande percentagem de veículos existentes no mercado.

Alguns dos *layouts* para os veículos de tração dianteira são apresentados na figura 2.1.

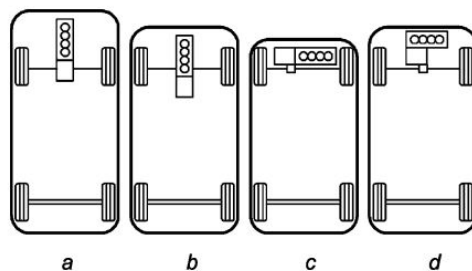
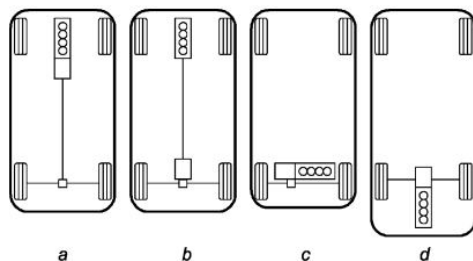


Figura 2.1: *Layouts* de veículos de tração dianteira [3]

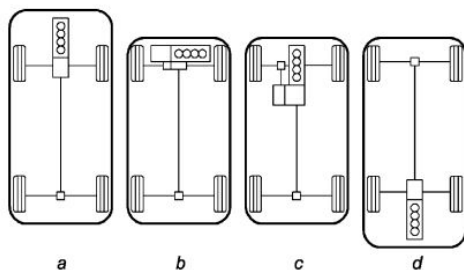
De entre as apresentadas na figura 2.1, a mais utilizada é a configuração **c**, com o motor montado transversalmente e a caixa de velocidades em linha com o motor. Tem como vantagem permitir obter um veículo com uma dianteira mais compacta.

Na figura 2.2 são apresentados os *layouts* mais comuns para os veículos com tração traseira.

Figura 2.2: *Layouts* de veículos de tração traseira [3]

De entre os *layouts* apresentados na figura 2.2, o mais comumente utilizado pelos fabricantes de automóveis é o apresentado na configuração **a**, com o motor a ser montado longitudinalmente, sendo a caixa de velocidades acoplada em linha com o motor. É uma configuração caracterizada pela boa distribuição de peso entre os eixos e permite a separação das rodas motrizes das rodas direcionais.

Os *layouts* de veículos com tração integral são apresentados na figura 2.3.

Figura 2.3: *Layouts* de veículos de tração integral [3]

Este tipo de configuração tem a sua maior utilização em veículos todo-o-terreno através da configuração **c**.

## 2.2 *Chassis* ou quadro

O *chassis* é uma estrutura que pode ser definida como tendo a função de conexão de todos os componentes constituintes de um automóvel como exemplo dado na figura 2.4. O mesmo deve ser o mais resistente possível, tanto à flexão, como à torção, e ser capaz de absorver qualquer tipo de carregamento, mantendo a sua integridade. Esta estrutura deve permitir também acomodar todos os componentes mecânicos e de segurança assim como oferecer espaço para os ocupantes.



Figura 2.4: *Chassis* [30]

## 2.3 Tipos de *chassis*

Ao longo dos anos, diferentes tipos de *chassis* têm sido utilizados pela indústria automóvel. Desde os mais simples *chassis* de longarinas (*ladder frame*), que apesar da já longa história, continuam a ser utilizado nas suas mais recentes evoluções, sobretudo em veículos de carga e pesados, até aos mais recentes e avançados *chassis monocoque* fabricados em fibra de carbono, utilizados em carros de competição e nos melhores desportivos.

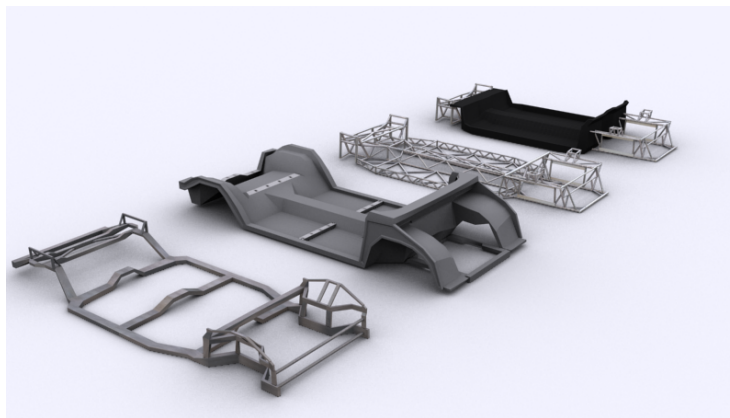


Figura 2.5: Tipos de *chassis* [25]

A escolha apropriada de um determinado tipo de *chassis* deve seguir os seguintes requisitos:

- Seleção do tipo de estrutura mais adequada para uma determinada aplicação automóvel;
- Escolha do melhor *layout* que permita obter um conjunto o mais sólido possível e um correto dimensionamento das diversas secções.

Nas seguintes secções será feita uma descrição pormenorizada de uma seleção dos tipos de *chassis* mais relevantes para a indústria automóvel.

### 2.3.1 *Chassis* de longarinas (*Ladder frame chassis*)

O *chassis* de longarinas ou *ladder frame* (deve o nome à forma de "escada", do inglês) é uma estrutura automóvel simples e básica, constituída por duas longarinas ligadas entre si por duas ou mais travessas montadas transversalmente como mostra a figura 2.6. Foi durante um longo período de tempo utilizado na grande maioria dos veículos de produção em massa.

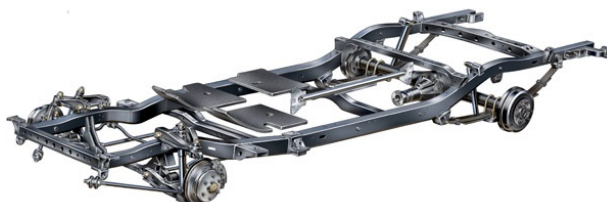


Figura 2.6: *Chassis* de longarinas (*Ladder Frame*) [34]

Apesar de ser um *chassis* relativamente pesado e ineficiente do ponto de vista da rigidez torcional (uma vez que a rigidez é conferida quase unicamente pela secção de tubo utilizado), apresenta como pontos fortes a facilidade de construção e grande durabilidade, características que o tornaram num caso de sucesso durante vários anos na indústria automóvel e ainda atualmente, sobretudo em veículos de transporte de carga e pesados.

Certas melhorias são adotadas por contribuírem para um aumento da rigidez dos *chassis* de longarinas, como é caso a adição de membros de travamento em forma de "X". Registam-se também melhorias significativas quando no conjunto é utilizada uma carroçaria com boas propriedades à torção, que colmata a menor rigidez do *chassis per se*.

### 2.3.2 *Chassis* tipo viga central (*Backbone chassis*)

Como alternativa à fraca rigidez torcional do *chassis* de longarinas, fabricantes como a Volkswagen<sup>®</sup> adotaram o *chassis* tipo viga central visto na figura 2.7.

Esta estrutura pode ser até seis vezes mais rígida que um típico *Chassis* de Longarinas. Tal diferença deve-se sobretudo à construção do membro central em forma de viga.

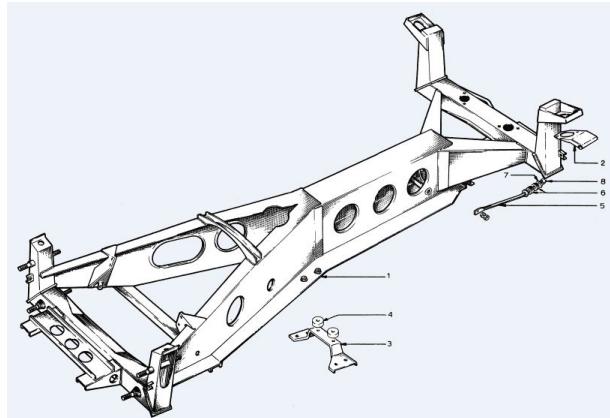


Figura 2.7: *Chassis* tipo viga central (*Backbone chassis*) [26]

Apesar de, em alguns casos, a viga central apresentar grandes dimensões, este tipo de *chassis* torna-se prático para automóveis de dois ou quatro lugares, uma vez que a mesma viga pode ter a finalidade de consola central e, consequência da geometria, a altura dos bancos é favorecida pela pequena distância ao solo do piso. A transmissão, em casos que o requeiram, é também montada no interior da estrutura em viga.

Uma analogia a este tipo de *chassis* pode ser executada em tubos triangulados, de secção pequena, com melhorias significativas em termos de peso total da estrutura e mantendo valores elevados de rigidez. Esta forma alternativa pode ser vista na figura 2.8.

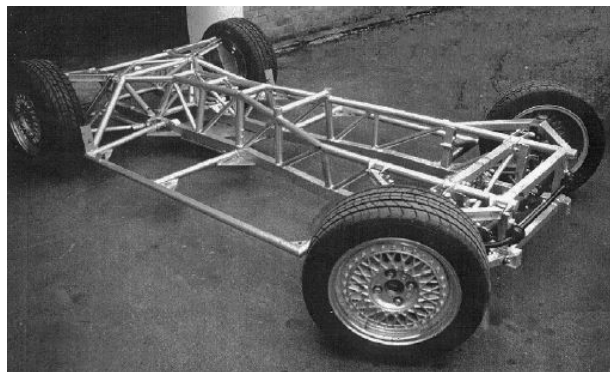


Figura 2.8: *Chassis* análogo ao *chassis* de viga central construído em tubo - Fabricante de automóveis TVR [12]

Apesar de ser uma alternativa leve e rígida, este tipo de *chassis* não é adaptável a casos em que o espaço, a funcionalidade ou a número de lugares são privilegiados.

### 2.3.3 *Chassis* tipo plataforma (*Platform chassis*)

Outro tipo de estrutura utilizada preferencialmente em veículos de menor volume de produção, é o *chassis* tipo plataforma, cujo exemplar pode ser visto na figura 2.9. Uma aproximação a este tipo de estrutura é também utilizada na produção de versões *cabriolet* de automóveis de produção em massa. Na sua construção são normalmente utilizadas placas de metal laminado e grandes secções fechadas que constituem a base do *chassis*.

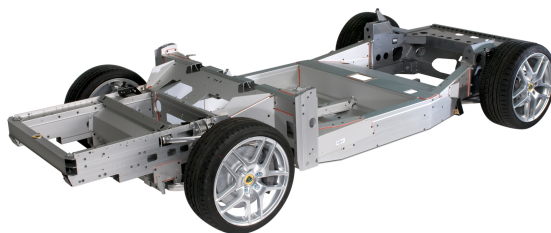


Figura 2.9: *Chassis* tipo plataforma (*Platform chassis*) [29]

Tais características e disposição dos elementos estruturais conferem uma elevada rigidez, tanto à torção como à flexão, tal que, em diversos casos, a carroçaria é encarada como estruturalmente insignificante.

Tratando-se de uma estrutura independente e com elevada rigidez, permite a sua utilização em diferentes tipos de carroçarias e é ideal em modelos em que haja alterações frequentes.

### 2.3.4 *Chassis* monobloco (*Unitary body ou monocoque*)

A massificação da indústria automóvel trouxe consigo a utilização generalizada do *chassis* monobloco. Um exemplar deste tipo de *chassis* é mostrado na figura 2.10.

Devido ao custo elevado das ferramentas, apenas a produção em larga escala deste tipo de *chassis* se torna viável.

Este tipo de estrutura é formada pela combinação do *chassis* e da carroçaria num só elemento, onde painéis de metal prensado são soldados à restante estrutura, conferindo um acréscimo da rigidez ao conjunto. O *chassis* monobloco é por isso extremamente leve e rígido, sendo referência a nível resistência à torção e flexão.



Figura 2.10: *Chassis* monobloco [21]

Durante o processo de desenvolvimento cada painel ou elemento é otimizado para melhor suportar a transferência de cargas aplicadas, possibilitando uma boa distribuição das mesmas, e redução do peso em áreas menos solicitadas.

É estabelecido um compromisso entre a rigidez do *chassis* e a funcionalidade de cada veículo, uma vez que grandes áreas abertas como *capot*, portas e mala têm uma grande influência nos valores de rigidez.

A figura 2.11 demonstra o caso do Hillman Minx, um veículo com uma construção separada de *chassis* e carroçaria até modelo de 1938 e um *chassis* monobloco a partir de 1939 (veículos em tudo semelhantes no aspeto), em que a diferença de rigidez torcional é notória, passando de  $934 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$  (pré 1938) para  $3390 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ .

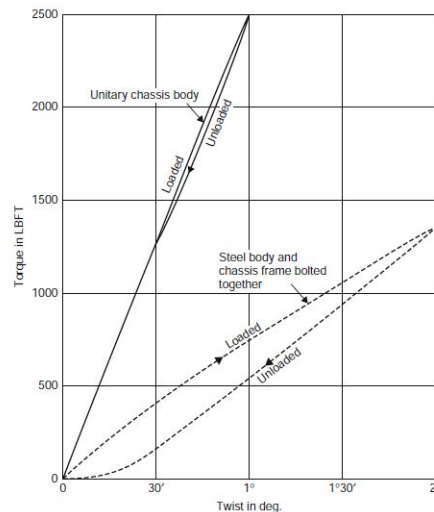


Figura 2.11: Hillman Minx - Comparação da rigidez torcional entre o modelo de 1938 (*chassis* e carroçaria independentes) e o modelo de 1939 (*Chassis* monobloco - *Unitary body*) [12]

Mais recentemente, sobretudo em carros de competição e em alguns dos melhores des-

portivos, em que a performance é o parâmetro a seguir por excelência, recorre-se à construção de *chassis* monobloco fabricado em placas de fibra de carbono, como mostra a figura 2.12.



Figura 2.12: *Chassis* monobloco em fibra de carbono [28]

O recurso a este material confere a este tipo de *chassis* valores de rigidez ( $N \cdot m/^\circ$ ) e rigidez específica ( $N \cdot m/^\circ/kg$ ) muito elevados.

Apesar de ser uma tecnologia inovadora que permite conceber *chassis* com qualidades excelentes, a mesma ainda não está acessível aos veículos de utilização comum, sobretudo devido ao custo de fabrico atuais.

### 2.3.5 *Chassis* tubular (*Space frame chassis*)

Utilizado de forma mais evidente em carros de competição e desportivos, o *chassis* tubular, mostrado na figura 2.13 o exemplar em estudo, é o mais eficiente para pequenos volumes de produção, aliando rigidez, leveza e baixo custo, num conjunto que tem como principal enfoque a performance.

É construído com recurso a elementos tubulares soldados entre si, formando uma estrutura que concilia uma forma, o mais próxima do perfeitamente triangulada por barras diagonais (impraticável do ponto de vista da utilização automóvel quotidiana), com a utilização do menor número de elementos, fazendo o melhor uso da aplicação de cada um deles.



Figura 2.13: *Chassis space frame* do veículo em estudo

Este tipo de *chassis* pode também servir de suporte direto para a carroçaria, uma vez que, em certos casos, são utilizadas placas de metal ligadas à estrutura tubular. Esta abordagem pode contribuir para um incremento, apesar de pequeno, na rigidez total do conjunto, uma vez que reforça os espaços vazios entre elementos e aumenta a área de contacto entre eles, melhorando a distribuição de esforços.

## 2.4 Características do *chassis* tubular (*Space frame*)

Como princípio base da conceção de um *chassis* tubular está a forma triangular dos elementos constituintes da estrutura e a sua utilização racional, de modo a maximizar a eficiência da mesma.

Por comparação direta entre um elemento triangular e um quadrangular, é notória a diferença de rigidez que existe entre ambos. Esta conclusão advém do facto de, para um elemento triangular sofrer grandes deformações, é necessária a rutura de um dos seus três membros, o que não se verifica num elemento quadrangular, onde, devido à sua baixa rigidez estrutural, sofre deformação diagonal mesmo quando sujeito a pequenos carregamentos.

Por analogia, e com vista a tornar rígido um elemento quadrangular, o mesmo pode ser dividido em dois elementos triangulares, através da adição de uma barra diagonal.

O recurso à dupla triangulação confere uma ainda superior rigidez ao elemento, formando quatro elementos triangulares, mas pode tornar-se ineficiente, pelo ganho não ser proporcional ao aumento de peso causado pela adição de uma segunda barra, pelo que apenas em casos de aplicação de grandes cargas esta solução deve ser tomada.

Uma alternativa à triangulação de elementos quadrangulares é a aplicação de placas de metal, o que se traduz num resultado em todo idêntico ao da adição de barras, conferindo rigidez diagonal. Estas placas podem tornar-se duplamente vantajosas, uma vez que conferem rigidez ao elemento e podem ser úteis para formar estruturas de corta fogo, piso do automóvel e proteção ao piloto.

O tipo de esforços transmitidos pelos elementos, deve ser unicamente de tração ou compressão, evitando ao máximo que cargas que coloquem os elementos à flexão, contudo a sua total inexistência é difícil alcançar em casos práticos.

Nas seguintes figuras é mensurada a eficácia da triangulação em elementos estruturais do *chassis*. Com a exceção da alteração da geometria, todas as restantes variáveis do estudo são mantidas (material utilizado, força exercida e condições fronteira).

No primeiro teste, apresentado na figura 2.14, é analisada uma estrutura quadrangular sujeita a uma força de  $10000N$  aplicada na barra oposta ao encastramento, com direção no eixo Z. O deslocamento total da estrutura é de  $4,22mm$ .

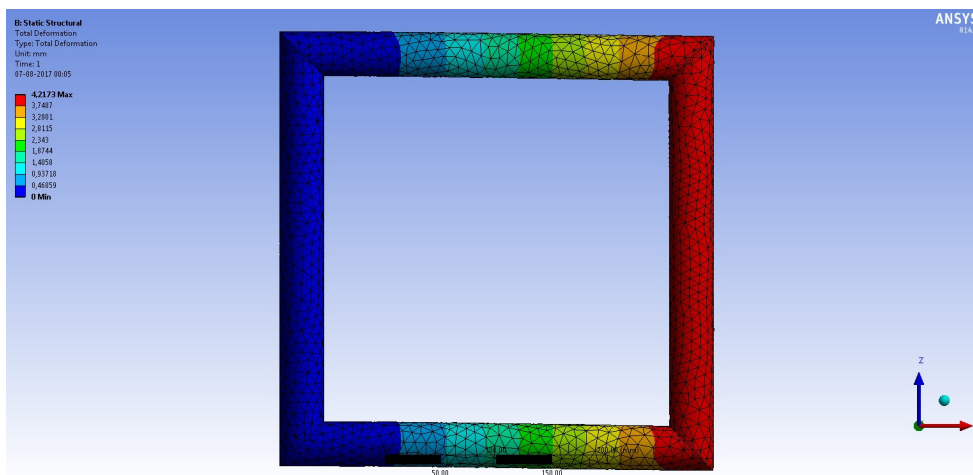


Figura 2.14: Elemento quadrangular sujeito a uma força de  $10000N$

Utilizando os mesmos parâmetros de análise, o segundo teste, apresentado na figura 2.15, é feito ao mesmo elemento depois da aplicação da triangulação. Por efeito dessa mesma triangulação, a rigidez da estrutura aumentou drasticamente, com o deslocamento total a ter um valor de apenas  $0,29mm$ .

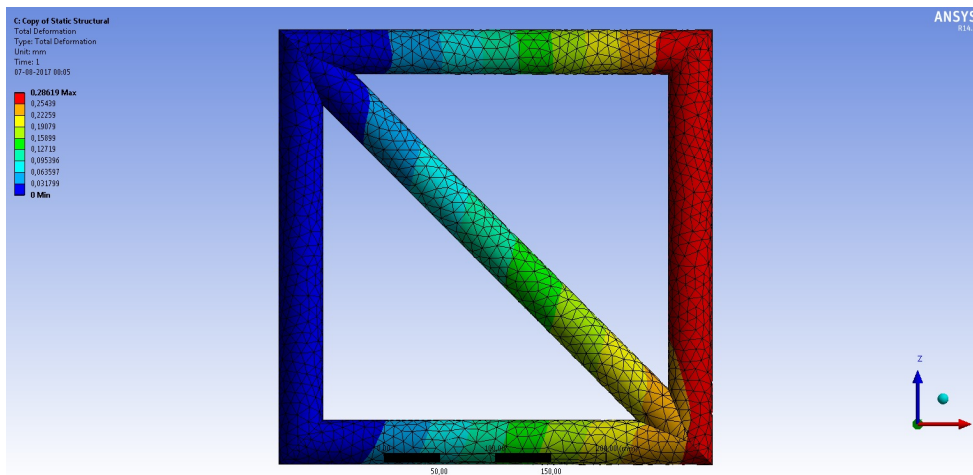


Figura 2.15: Elemento triangulado sujeito a uma força de  $10000N$

Esta melhoria significativa originou um decréscimo de 93,13% no deslocamento, aumentando a massa da estrutura em apenas 30,42%, com a passagem de  $2,63Kg$  para  $3,43Kg$ .

#### 2.4.1 *Chassis* tubular - prós e contras (*Space frame chassis*)

Prós:

- Leveza e robustez;
- Facilidade e simplicidade na construção ou alterações futuras;
- Facilidade na reparação e inspeção de falhas estruturais;
- Acessibilidade a componentes mecânicos em caso de reparações ou substituições;
- Componentes mecânicos e outros itens ligados diretamente ao *chassis*, contribuindo para a rigidez do conjunto.

Contras:

- Reduzida acessibilidade e ergonomia do *cockpit* para o condutor;
- Dificuldade a acesso e manutenção de componentes mecânicos em estruturas compostas por elementos perfeitamente triangulados, embora ultrapassável com a utilização de barras amovíveis;
- Tipo de construção não apropriada a grandes volumes de produção.

## 2.5 Suspensão

Num veículo, a suspensão é o mecanismo que liga as rodas diretamente ao quadro.[3]

Este sistema desempenha um papel fundamental na condução de um automóvel. É responsável por manter, em qualquer momento, o contacto entre todas as rodas e a estrada, transmitir ao condutor as características do traçado, permitir uma condução e controlo adequados, maximizar a aderência das rodas em todas a faixa de utilização do motor e, especialmente em automóveis de uso quotidiano, isolar e neutralizar as irregularidades do piso.

Da mesma maneira que para o *chassis*, pode dizer-se que não há uma escolha perfeita para a configuração de uma suspensão, passando a solução por um compromisso entre vários parâmetros.

Tanto em curva como reta, a suspensão de um automóvel deve garantir a máxima superfície de contacto entre o pneu e a estrada, de modo a obter o máxima aderência e transmissão de potência das rodas ao solo.

Outro fator de grande importância é o *ratio* entre massa suspensa e massa não suspensa. Por massa suspensa entende-se aquela que está apoiada pelo sistema de suspensão e pode mover-se livremente em relação ao solo. A massa não suspensa por sua vez, não apresenta movimento e está diretamente em contacto com o solo. Alguns dos componentes do sistema de suspensão contribuem parcialmente para a massa suspensa e não suspensa. Quanto maior for o *ratio* massa suspensa/não suspensa, ou seja, mais baixa for a massa não suspensa, menores serão as vibrações causadas pelo funcionamento (oscilação) do sistema de suspensão. Isto traduz-se num melhor controlo e desempenho do veículo.

## 2.6 Tipos de suspensão

As suspensões são tipicamente divididas em três categorias:

- Dependentes;
- Semi-Independentes;
- Independentes.

As suspensões independentes são aquelas que não conferem qualquer tipo de ligação entre os mecanismos das duas rodas de cada eixo. Excluem-se desta designação elementos como barras anti-torção, elementos de direção e outros.

As suspensões dependentes, também chamadas de eixos rígidos, fornecem uma ligação rígida entre as duas rodas do mesmo eixo, onde, cada movimento causado pelo contacto entre uma das rodas e o solo afeta diretamente a outra roda interligada do mesmo eixo.

Tendo características intermédias, as suspensões semi-independentes, que apesar de ligarem as duas rodas do mesmo eixo, apresentam características que lhe conferem flexibilidade, para desse modo haver uma transmissão mínima de esforços aplicados numa roda para a outra no mesmo eixo.

Das três categorias de suspensões, as suspensões independentes são as que por norma podem ser aplicadas em ambos os eixos, tanto no direcional como no não direcional. Já as suspensões dependentes e semi-independentes, com a exceção de veículos industriais e de todo-o-terreno, são apenas utilizadas no eixo não direcional.

### 2.6.1 Suspensões dependentes

Atualmente utilizadas sobretudo em veículos industriais e de todo-o-terreno, as suspensões dependentes têm como base de construção um eixo rígido a interligar as duas rodas do mesmo eixo. Quando utilizadas em eixos motrizes, as mesmas podem albergar o sistema de transmissão, tornando-as mais pesadas e conseqüentemente aumentando a massa não suspensa. A solução é substancialmente mais leve e simples quando utilizada em eixos não motrizes, sendo a massa não suspensa próxima dos valores das suspensões independentes.

Para além da robustez, simplicidade e baixo custo de fabrico, este tipo de suspensão tem como vantagem a distribuição uniforme de peso pelo veículo, daí a sua utilização em veículos industriais, onde uma grande capacidade de carga é requerida. Por outro lado, esta ligação rígida entre rodas do mesmo eixo tem como desvantagem o facto de, com a deflexão da suspensão, haver uma transmissão direta de movimentos de uma roda para outra, como pode ser visto na figura 2.16.

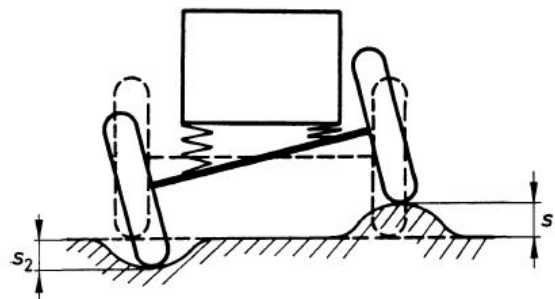


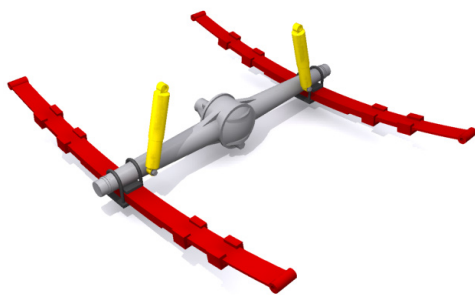
Figura 2.16: Suspensão dependente - Transmissão direta do movimento das suspensões entre rodas do mesmo eixo [11]

### Eixo rígido

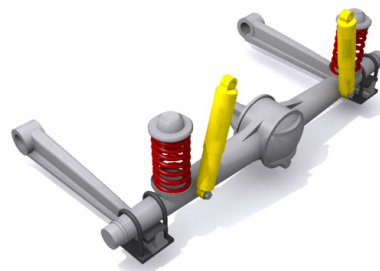
(*Solid axle ou live axle*)

Um dos tipos de suspensão dependente mais comuns é o eixo rígido (*solid axle* ou *live axle*, se for um eixo motriz) com feixe de molas, como o apresentado na figura 2.17 (a). Famosa pelo uso em veículos de todo-o-terreno e industriais, é composta por dois feixes de molas ligados na extremidade ao *chassis*. Uma das extremidades do feixe de molas é ligada a um ponto fixo; a outra é ligada a uma haste em forma de pêndulo, de maneira a permitir a variação de comprimento dos feixes, causada pelo curso da suspensão.

Uma variação ao uso do feixe de molas é a sua substituição por molas helicoidais, cujo exemplo é dado na figura 2.17 (b). Com a remoção do feixe de molas, a ligação ao *chassis* passa a ser feita por dois braços rígidos e as molas helicoidais montadas diretamente sobre o eixo. Este sistema confere maior leveza ao conjunto de suspensão (diminuindo a massa não suspensa), tornando-o mais compacto e oferecendo melhor conforto na utilização do veículo.



(a) Eixo rígido com feixe de molas



(b) Eixo rígido com molas helicoidais

Figura 2.17: Eixo rígido [36]

Este tipo de suspensão tem a vantagem de permitir manter inalterado o *camber* das rodas, mesmo quando existe rolamento da carroçaria. Também o alinhamento das rodas é um parâmetro constante, consequência do eixo rígido, o que minimiza o desgaste dos pneus.

Da análise do perfil de performance deste tipo de suspensão destaca-se a categoria referente à parte económica, onde se evidenciam os principais pontos fortes, tais como os custos e simplicidade na produção. Por outro lado, a mediana/fraca performance geral nos parâmetros do conforto, controlo e segurança na condução. [6]

## 2.6.2 Suspensões semi-independentes

Com características intermédias, as suspensões semi-independentes surgem entre as suspensões dependentes e independentes no que toca à interligação entre rodas e transmissão de esforços. Apesar de existir uma interligação entre as rodas do mesmo eixo, a transmissão de esforços é mínima, devido às características dos mesmos elementos de interligação.

### Eixo de torção (*Twist beam*)

Introduzido em larga escala na década de 1970, o eixo de torção ou *twist beam* aqui apresentado na figura 2.18, é ainda hoje utilizado em veículos de gama baixa e média, de tração dianteira.

Este tipo de suspensão é composto por dois braços de suspensão interligados por meio de um elemento transversal em forma de viga. Tal elemento, por estar sujeito a esforços de torção, confere uma menor transmissão de movimentos entre as rodas do mesmo eixo, conferindo-lhe propriedades semelhantes a uma suspensão independente. A ligação ao *chassis* é feita através do conjunto mola/amortecedor e por casquilhos na extremidade do elemento viga, fator que contribui também para a maior flexibilidade do conjunto.

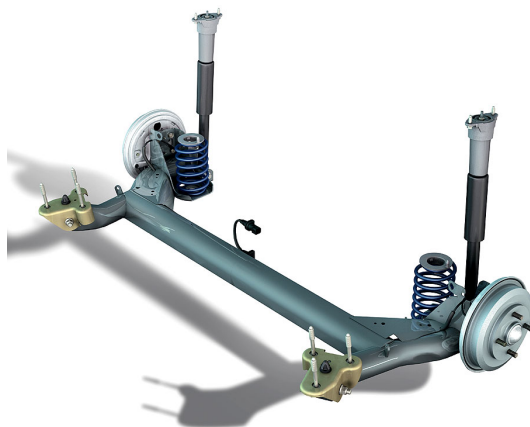


Figura 2.18: *Twist beam* [33]

A simplicidade de conceção, construção e montagem, dimensões verticais reduzidas e massa não suspensa inferior às suspensões dependentes, são algumas das vantagens da adoção deste tipo de suspensão.

Da análise do perfil de performance deste tipo de suspensão, destacam-se de forma evidentemente positiva os pontos de natureza económica, com a exceção do elemento referente à modularidade do conjunto. [6]

Apesar da boa performance geral deste tipo de suspensão, pontos desfavoráveis destacam-se. Fraca resistência ao rolamento, comportamento muito diferente entre veículo vazio e em situação de carga, presença de tensões elevadas na viga transversal e soldaduras. Como grande limitação, surge ainda a impossibilidade de ser adotado como opção para a utilização em eixos motrizes.

### 2.6.3 Suspensões independentes

As suspensões independentes caracterizam-se por, ao contrário das suspensões dependentes, permitirem um movimento independente das rodas do mesmo eixo, eliminando quaisquer interferências na roda oposta, por efeito da deflexão da suspensão, sendo este princípio mostrado na figura 2.19.

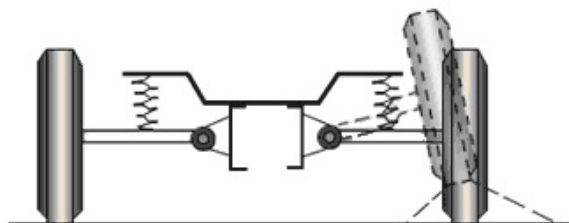


Figura 2.19: Suspensão independente - Movimento autônomo entre rodas do mesmo eixo [18]

Com o aumento da potência dos veículos modernos, que se reflete em poder de aceleração, travagem e velocidade de passagem em curva, a adoção de configurações com suspensões independentes foi indispensável para acompanhar tal evolução e garantir os crescentes padrões de segurança.

Do ponto de vista da sua cinemática, este tipo de suspensão apresenta livre um (ou dois, no caso de se tratar de um eixo direcional) dos seis graus de liberdade como é visível na figura 2.20. O primeiro grau de liberdade é referente ao movimento vertical da roda em relação ao solo. Este movimento isola o veículo de vibrações e oscilações causadas pelas irregularidades do piso. Se de um eixo direcional se tratar, um segundo grau de liberdade é requerido para possibilitar o movimento de direção das rodas, causado pelo movimento da caixa de direção e transmitido pela ponteira de direção.

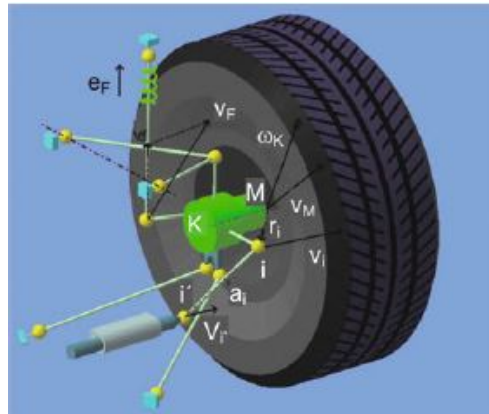


Figura 2.20: Suspensão independente - Graus de liberdade (M; i) [6]

Este tipo de suspensão, para além de prevenir qualquer interferência mútua entre as rodas do mesmo eixo, assegura uma configuração com excelente *ratio* entre massa não suspensa e massa suspensa, aliada às reduzidas dimensões e peso do conjunto. Outro fator de grande interesse, sobretudo em carros de competição e segmentos de luxo, é a grande liberdade de afinação. Ainda do ponto de vista, não só do conforto, como também da segurança, as suspensões independentes são mais resistentes a vibrações e oscilações da direção.

### *Swing axle*

Uma das primeiras tentativas de idealizar uma suspensão independente foi o *swing axle*, mostrado na figura 2.21, que posteriormente foi massificado com a sua utilização no Volkswagen Beetle, mais concretamente como solução para o eixo traseiro.

Este tipo de suspensão consiste em dois eixos (ou semieixos) em que, uma das extremidades se encontra ligada a um diferencial ou a um ponto de ancoragem no *chassis* (conforme se trate de um eixo motriz ou não motriz) e a outra extremidade às rodas.

Por se tratar da forma mais simples e económica de suspensão independente, a mesma foi utilizada sobretudo em veículos de gama baixa.

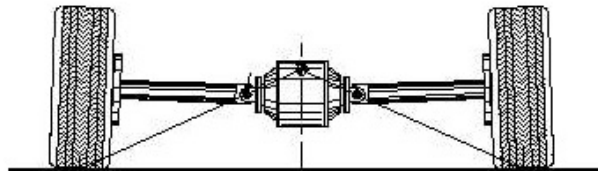


Figura 2.21: *Swing axle* [15]

A simplicidade deste tipo de suspensão reflete-se na sua maior desvantagem, causada sobretudo por forças geradas em curva, onde pode ocorrer o fenómeno conhecido por *jac-*

*king*, descrito na figura 2.22. Este fenómeno origina a elevação do veículo, que se traduz num aumento excessivo do *camber* das rodas e conseqüente redução da área de contacto dos pneus com o solo. Em casos extremos pode mesmo originar o capotamento.

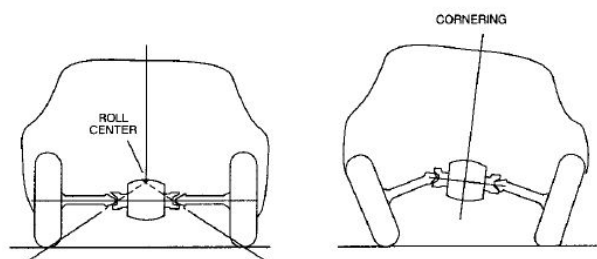


Figura 2.22: Fenómeno de *jacking* [4]

Para minimizar este efeito foram empregues soluções como:

- a utilização de feixe de molas paralelo ao plano longitudinal do eixo, com pontos de fixação nas suas extremidades;
- a escolha de pontos de ancoragem mais próximos do solo, tornando assim o centro de rolamento o mais baixo possível;
- a adição de articulações transversais.

Todas estas alterações se refletem numa melhoria do comportamento dinâmico, mas tornam o sistema muito complexo, que torna a sua comparação desfavorável quando comparada com outros tipos de suspensão.

### Braço de MacPherson (*MacPherson strut*)

Desenvolvido na década de 1940 o braço de *MacPherson* ou *MacPherson strut*, cujo exemplar pode ser visto na figura 2.23, deve o nome ao seu inventor, Earle MacPherson, engenheiro mecânico de nacionalidade americana.

O aumento da popularidade dos automóveis com tração dianteira despoletou o uso deste tipo de suspensão. Pela sua simplicidade e por, entre outros benefícios, libertar um grande espaço para o motor, é atualmente a solução mais utilizada em veículos de gama baixa e média para o eixo dianteiro, embora certos fabricantes a adotem também nos seus veículos de gama alta e desportivos. É ainda aplicada, embora apenas em certos casos, no eixo traseiro.

Este tipo de suspensão é composta por um conjunto mola/amortecedor acoplado diretamente ao *chassis*, um braço oscilante inferior e uma manga de eixo a interligá-los.



Figura 2.23: *Macpherson strut* [22]

De modo a garantir equilíbrio estático (ou controlar o movimento da roda), os pontos fixos de uma suspensão do tipo *MacPherson strut* localizam-se:

- no topo do conjunto mola/amortecedor, ligado ao *chassis* ou carroçaria;
- no tirante da direção, alinhado em altura com o centro da manga de eixo;
- nos dois pontos localizados no braço oscilante.

O perfil de performance confirma uma boa classificação geral de grande parte dos pontos, com especial atenção para a área económica, com os baixos custos individuais dos componentes, e nas áreas de conforto, controlo e segurança na condução, a massa não suspensa. [6]

Além dos pontos já referidos, como a sua simplicidade, baixo custo e dimensão longitudinal reduzida, outras vantagens podem ser enumeradas. Uma delas, devido à grande separação dos pontos de ancoragem, é a pequena força exercida sobre o *chassis*/carroçaria quando comparado com outros tipos de suspensão. Outro fator positivo é o superior curso da suspensão, comparativamente a outros sistemas.

Por outro lado, do ponto de vista da conceção da carroçaria do veículo, as grandes dimensões verticais deste tipo de suspensão comprometem a liberdade no *design* da altura do *capot*, prejudicando a aerodinâmica.

Outra desvantagem sentida à passagem em curva, é o pequeno ganho de *camber* das rodas, causando uma redução da superfície de contacto entre o pneu e o solo, cuja consequência é a diminuição da aderência do veículo.

### Multibraço (*Multi-link*)

Introduzidas no início da década de 1980, a utilização das suspensões *Multi-link* tem vindo a crescer nas suas diversas variantes. Um exemplar deste tipo de suspensão pode ser visto na figura 2.24. Devido à sua complexidade e custos associados, é particularmente utilizada em veículos de gama média e alta, por se tratar da opção que melhor conforto e manuseio do veículo oferece.

Este tipo de suspensão, aplicada tanto em eixos dianteiros como traseiros (motrizes e não motrizes), baseia-se no princípio da utilização de braços oscilantes a interligar a manga de eixo e o *sub-chassis* ou *subframe*. Tipicamente cada braço é composto por casquilhos ou rótulas nas extremidades. Deste modo os componentes aos quais se ligam ficam livres de esforços de flexão.

De modo a permitir apenas o movimento vertical da roda, a suspensão deve ser fixa em cinco dos seis graus de liberdade totais. Tal função é garantida pelos vários braços oscilantes, que permitem também ajustes à configuração da geometria da suspensão.

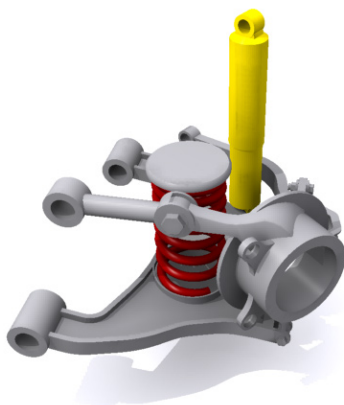


Figura 2.24: *Multi-link* [16]

As suspensões *multi-link* possibilitam uma grande gama de afinações, de modo a assegurar os requisitos para cada situação em particular. Outra das grandes vantagens é a leveza do conjunto, pois permite obter um excelente *ratio* entre massa suspensa e massa não suspensa, característica favorável à qualidade de condução e conforto.

No perfil de performance, destaca a excelente classificação nas áreas de conforto, controlo e segurança na condução. Inversamente ficam os pontos económicos, como os elevados custos de produção e montagem, consequência da complexidade do conjunto. Outro ponto desfavorável é o volume ocupado pelos componentes da suspensão, quando comparado com outras alternativas, assim como a necessidade da existência de um *sub-chassis*. [6]

## Triângulos sobrepostos (*Double wishbone*)

Tal como as *multi-link*, as suspensões de triângulos sobrepostos ou *double wishbone*, mostradas na figura 2.25, são utilizadas em veículos de gama média e alta, assim como em desportivos, por oferecerem um compromisso ideal entre manobrabilidade (*handling*) e conforto na condução. São elas também fórmula de sucesso em carros de competição.

A base de geometria deste tipo de suspensão reside nos dois triângulos de suspensão sobrepostos. O triângulo superior é ligado ao *chassis*, já o triângulo inferior pode ser ligado a um *sub-chassis* ou também diretamente ao *chassis*.

As ligações são feitas através de casquilhos e/ou rótulas. A ligação à manga de eixo é comumente feita por rótulas.

Um terceiro elemento, braço oscilante ou ponteira de direção caso se trate de um eixo direcional, é utilizado para garantir apenas um grau de liberdade do conjunto, o movimento vertical da suspensão.

A configuração ideal para este tipo de suspensões é a de um braço superior mais curto face ao braço inferior. Tem por designação, do inglês, SLA (*Short and long arm suspensions*). As vantagens são sentidas sobretudo na passagem em curva, onde o menor comprimento do braço superior obriga a um *camber* negativo, de modo a aumentar a superfície de contacto entre o pneu e a estrada, assim como a transferência lateral de esforços.

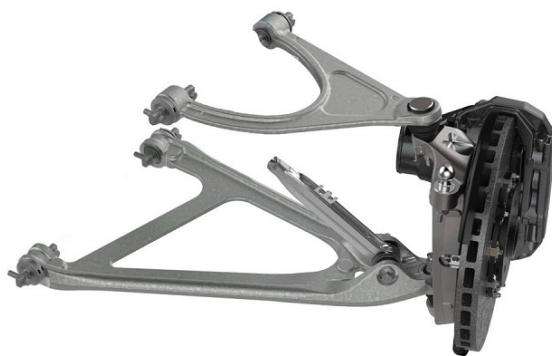


Figura 2.25: *Double wishbone* [19]

O uso das suspensões *double wishbone* é apropriado tanto para eixos dianteiros como traseiros, motrizes ou não motrizes.

São classificadas duas variantes quanto à posição relativa do triângulo superior em relação à roda.

Na primeira variante apresentada na figura 2.26 (esquerda), o triângulo de suspensão encontra-se acima da roda. Esta configuração é adotada em veículos de tração dianteira com montagem transversal do motor ou em casos onde a morfologia de um determinado *chassis*/carroçaria imponha limitações em termos de espaço.

Para todos os outros casos, como sejam por exemplo eixos não motrizes ou a montagem longitudinal do motor, é utilizada a configuração da figura 2.26 (direita) onde o triângulo de suspensão fica próximo do eixo da roda. Esta variante permite um menor uso das dimensões verticais, algo que pode beneficiar a conceção da carroçaria ao nível da aerodinâmica.

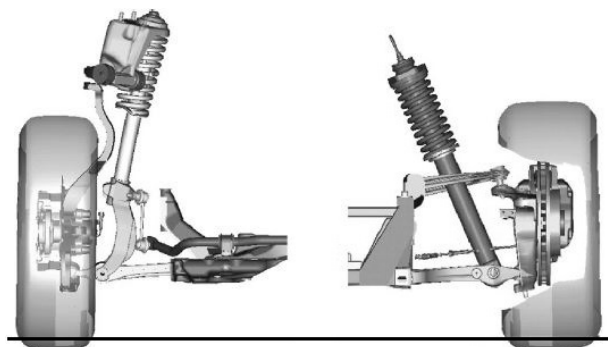
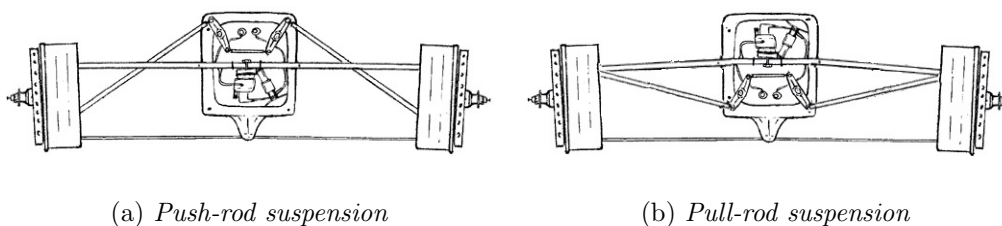


Figura 2.26: *Double wishbone - Long spindle* (esquerda) e *short spindle* (direita) [3]

Duas outras variantes deste tipo de suspensão, usadas sobretudo em carros desportivos ou de competição, são a *push-rod* mostrada na figura 2.27 (a) e a *pull-rod* na figura 2.27 (b). Por razões aerodinâmicas (em monolugares) e de centralização de massas, os amortecedores são alojados no interior do *chassis*/carroçaria. A transmissão dos esforços para os amortecedores é então feita por hastes e por intermédio de balanceiros (*bellcranks*).

As principais diferenças entre variantes, são a geometria e a posição do centro de gravidade, onde o *Pull-Rod* apresenta melhores características, pela menor altura ao solo dos componentes. Quanto ao modo de atuação, na suspensão tipo *push-rod* a haste encontra-se sujeita à compressão, enquanto no tipo *pull-rod*, a mesma está sujeita a esforços de tração.



(a) *Push-rod suspension*

(b) *Pull-rod suspension*

Figura 2.27: *Double wishbone push-rod* e *pull-rod* [32]

Demonstrado pelo perfil de performance na figura 2.28, e a par das *multi-link*, este tipo de suspensão apresenta uma muito boa classificação nas áreas de conforto de condução [*Ride comfort*], e de controlo e segurança na condução [*Handling and driving safety*] [6]. As mesmas apresentam ótimas qualidades dinâmicas, particularmente no ganho de *camber* em situações de passagem em curva. Diversos parâmetros são possíveis de ajuste, pela

grande liberdade de concepção que estas suspensões permitem. Pela sua geometria e tipo de ligação ao *chassis*, têm também boa resistência a esforços, tanto laterais como longitudinais. Os amortecedores são beneficiados, pois não são solicitados estruturalmente, contribuindo para um acréscimo do conforto.

Por outro lado, e também similarmente às *multi-link*, estão os pontos desfavoráveis do ponto de vista económico [*Economics*], devido à sua complexidade, altos custos de fabrico e número de componentes. Estes motivos refletem-se também negativamente nos custos de montagem do conjunto.

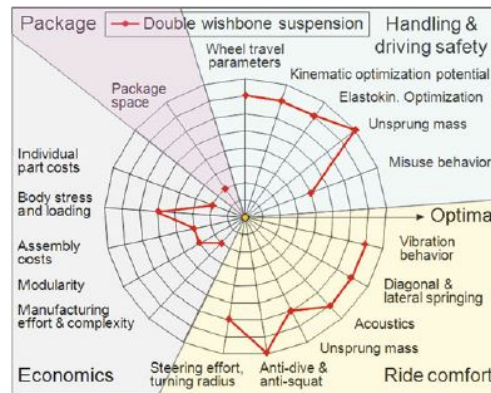


Figura 2.28: *Double wishbone* - Perfil de performance (Exterior da circunferência  $\Rightarrow$  Ótima performance [6])

## 2.7 Características da suspensão de triângulos sobrepostos (*Double wishbone*)

As características de um sistema de suspensão são influenciadas pela escolha de componentes e a sua disposição no *chassis*. São vários os parâmetros que influenciam o seu desempenho, estando os mesmos interligados, o que obriga a um compromisso na otimização de cada um.

Os aspetos analisados nos seguintes pontos são indispensáveis na fase de concepção de sistemas de suspensão, pois permitirem uma análise prévia do comportamento das mesmas. No caso em particular refere-se o tipo de suspensão *double wishbone*.

### 2.7.1 Graus de liberdade e movimento de uma suspensão

Durante a utilização, qualquer tipo de suspensão pode estar sujeita a forças resultantes com seis componentes, pelo que, há também seis potenciais componentes de movimento ou restrição.

## 2.7 Características da suspensão de triângulos sobrepostos (*Double wishbone*)

27

Na figura 2.29 são apresentados graficamente os seis graus de liberdade de um sistema de suspensão. Para cada grau de liberdade existem forças associadas. A força longitudinal  $F_x$  provém tipicamente de acelerações ou travagens, já a força lateral  $F_y$  é causada pela passagem em curva. Resultando no deslocamento vertical da roda, a  $F_z$  pode ser causada pelo peso próprio do veículo, pela força aerodinâmica ou por irregularidades do solo. Além das forças, são também três os momentos angulares que podem atuar na roda. O momento causado pelo contacto entre o pneu e o piso em situação de curva é representado por  $T_x$ , já as forças de travagem causam o momento  $T_y$  e por último, devido a forças impostas pela mudança de direção, verifica-se o momento representado por  $T_z$ .

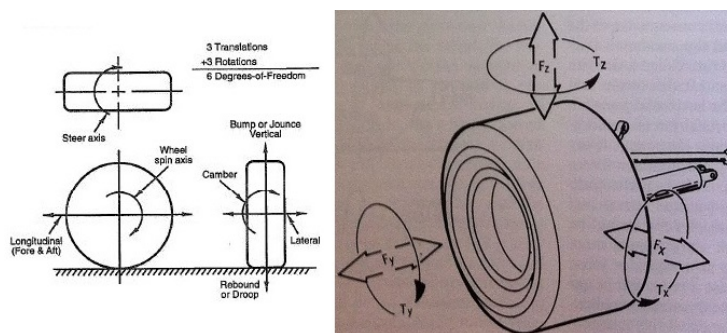


Figura 2.29: Graus de liberdade de uma suspensão [10] [38]

Com a exceção do movimento vertical da roda, causado pelas forças com a componente  $F_x$  e, em eixos direcionais, o momento  $T_z$  resultante da mudança de direção, todos os restantes graus de liberdade devem ser constrangidos de modo a garantirem uma atuação correta do sistema de suspensão.

Apesar de serem analisadas separadamente, as diversas componentes podem ter uma atuação interdependente, já que, por exemplo, um movimento vertical causado por uma irregularidade no solo ( $F_z$ ) pode originar uma alteração na direção ( $T_z$ ) assim como uma variação do *camber* da roda ( $T_x$ ).

Tais restrições de movimento são conseguidas através da utilização dos vários tipos de elementos de ligação ao *chassis*, dependendo da categoria e tipologia de suspensão.

### 2.7.2 Centro instantâneo de rotação (*Instant center*)

O centro instantâneo de rotação ou *instant center* (IC), esquematicamente apresentado na figura 2.30, é um parâmetro da geometria das suspensões onde, para um determinado instante, o centro (ponto com rotação no eixo paralelo ao plano em análise) de rotação dos elementos de suspensão é obtido através ponto de interceção das linhas imaginárias formadas pelos mesmos .

Este parâmetro permite não só identificar o centro de rotação na posição estática do veículo, como também toda a trajetória e velocidade do mesmo no curso da suspensão.

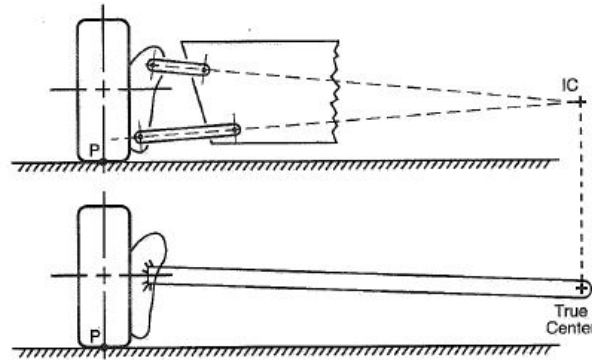


Figura 2.30: Centro instantâneo de rotação [10]

Para simplificação do estudo, a metodologia passa pela decomposição do caso tridimensional em dois bidimensionais (no plano) com recurso a um plano de corte transversal e outro longitudinal, alinhados pelo centro da roda.

São vários os parâmetros possíveis de determinar através do centro instantâneo de rotação.

Através da projeção da vista frontal, resultante do corte transversal apresentado na figura 2.31 (a), pode ser definida a taxa de variação do *camber*, parte dos dados do centro de rolamento (*roll center*) e o *scrub radius*, assim como elementos para a determinação das características da geometria da direção.

Do corte no plano longitudinal resulta a vista lateral da suspensão, apresentado na figura 2.31 (b). Esta projeção permite obter informação acerca da posição da roda, variações de *caster* e determinar as propriedades de *anti-dive* (propriedade geométrica da suspensão que contraria o movimento de "mergulho" da carroçaria em travagem) e *anti-squat* (propriedade geométrica da suspensão que contraria o "levantamento" da carroçaria durante a aceleração).

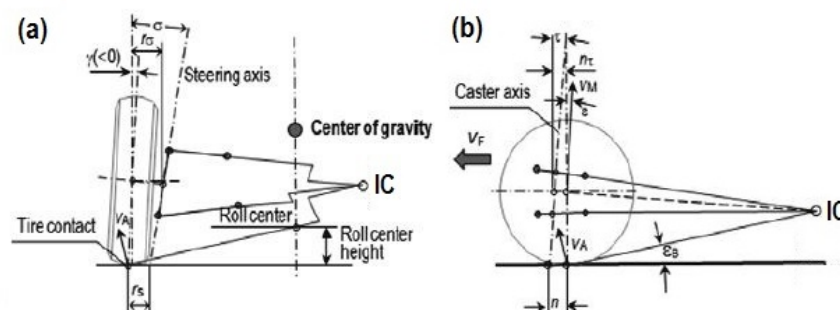


Figura 2.31: Centro instantâneo de rotação; Plano frontal (a) e lateral (b) [6]

### 2.7.3 Centro de rolamento (*Roll center*) e Eixo de rolamento (*Roll axis*)

O centro de rolamento ou *roll center*, apresentado sob a forma de esquema na figura 2.32, está diretamente relacionado com o centro instantâneo de rotação (*instant center*) e a sua importância é grande no que toca ao estudo de um sistema de suspensão.

Este parâmetro analisa a variação do centro geométrico sobre o qual a carroçaria sofre rotação (rolamento). A sua variação é função da geometria da suspensão e do ângulo de rolamento. Pela sua importância, interessa particularmente o estudo de situações de passagem em curva, onde a força centrífuga é responsável pelo rolamento da carroçaria (massa suspensa), exercendo compressão no sistema de suspensão exterior da curva e a distensão do sistema do lado interior.

Outro dado essencial para o desempenho do veículo é a altura relativamente ao solo do centro de rolamento, que pode ir desde alguns centímetros abaixo do plano até, no pior dos casos, trinta centímetros acima, como por exemplo em eixos rígidos. Valores típicos de altura para veículos de competição situam-se entre os três centímetros abaixo e os seis centímetros acima do solo, o que permite que, em curva, haja uma baixa transferência de massa para as rodas exteriores e assim reduzir ou mesmo eliminar o efeito de *jacking* (anteriormente exposto na figura 2.22).

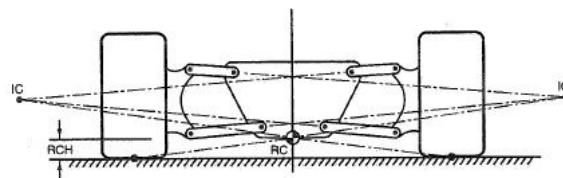


Figura 2.32: Centro de rolamento - *RC* [10]

A determinação do centro de rolamento, cujo esquema é apresentado na figura 2.33, passa pela definição prévia do centro instantâneo de rotação, seguida da ligação do mesmo ao centro do ponto de contacto da roda com o solo. Da interseção desta linha com a linha imaginária que divide o veículo resulta o ponto exato do centro de rolamento. Outro parâmetro que pode ser extraído é a distância linear do centro de rolamento ao centro de gravidade. Quanto menor for esta distância, menor vai ser o momento criado pelo rolamento da carroçaria, o que se traduz num melhor desempenho.

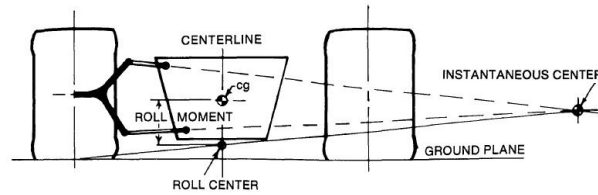


Figura 2.33: Determinação do centro de rolamento e altura do mesmo [14]

Para compreender o comportamento do veículo como um todo, depois da determinação dos centros de rolamento, procede-se à avaliação do eixo de rolamento ou *roll axis* cuja esquematização é apresentada na figura 2.34. Esta linha imaginária liga o centro de rolamento do eixo dianteiro ao traseiro permite a análise do comportamento ao rolamento do veículo ao longo do plano longitudinal. Por norma, a altura ao solo do centro de rolamento do eixo dianteiro é inferior à do eixo traseiro. Isto resulta numa transferência proporcional de massa da traseira para a dianteira do veículo.

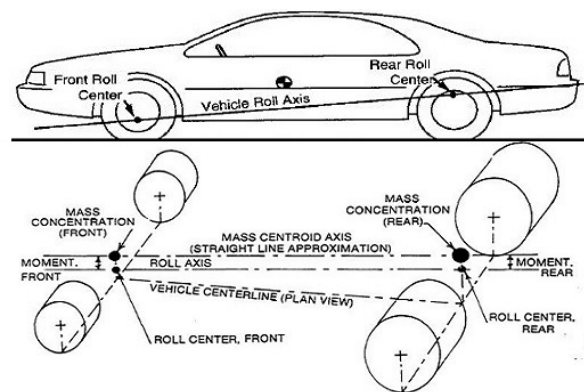


Figura 2.34: Eixo de rolamento [4][14]

## 2.8 Ensaios estruturais

O desempenho de um *chassis* pode ser avaliado através de uma série de ensaios estruturais, divididos em duas categorias, ensaios destrutivos e não destrutivos.

Exemplos de ensaios destrutivos são os testes do regulamento da Federação Internacional do Automóvel (FIA), testes de embate frontal ou traseiro, que, dada a natureza da sua irreversibilidade, não poderão ser replicados experimentalmente neste estudo, sendo apenas utilizados para simulação numérica e recolha de dados sobre o *chassis*.

Por sua vez, os ensaios não destrutivos são os que replicam situações de utilização do veículo, sejam elas a travagem, a aceleração ou passagem em curva. De todos os casos, o mais importante e aprofundado neste estudo é a rigidez torcional.

### 2.8.1 Testes FIA

Com o tópicos da segurança em crescendo nas últimas décadas, tem sido cada vez maior a importância dada à proteção dos ocupantes dos automóveis. A FIA é o organismo responsável pela regulamentação e implementação de regras, não só de segurança, mas também de conceção em grande parte do desporto automobilístico. O tipo de provas a que o veículo em estudo se destina, não se encontra sobre a alçada desta organização, contudo, e de modo a poder utilizar valores de referência, recorrer-se-á aos seus regulamentos.

Os testes FIA presentes no **Anexo J do Art. 277 - Regulamento Técnico para Formula Livre** testam, por aplicação de cargas estáticas, a resistência da célula de sobrevivência em situações de capotamento e incidem sobre os dois principais constituintes desta estrutura, os arcos de segurança principal e secundário. Para este estudo, as demais alíneas do regulamento não serão atendidas, sendo apenas seguidas as relativas à verificação de segurança da célula de sobrevivência, cujo exemplo de simulação é dado pela figura 2.35.

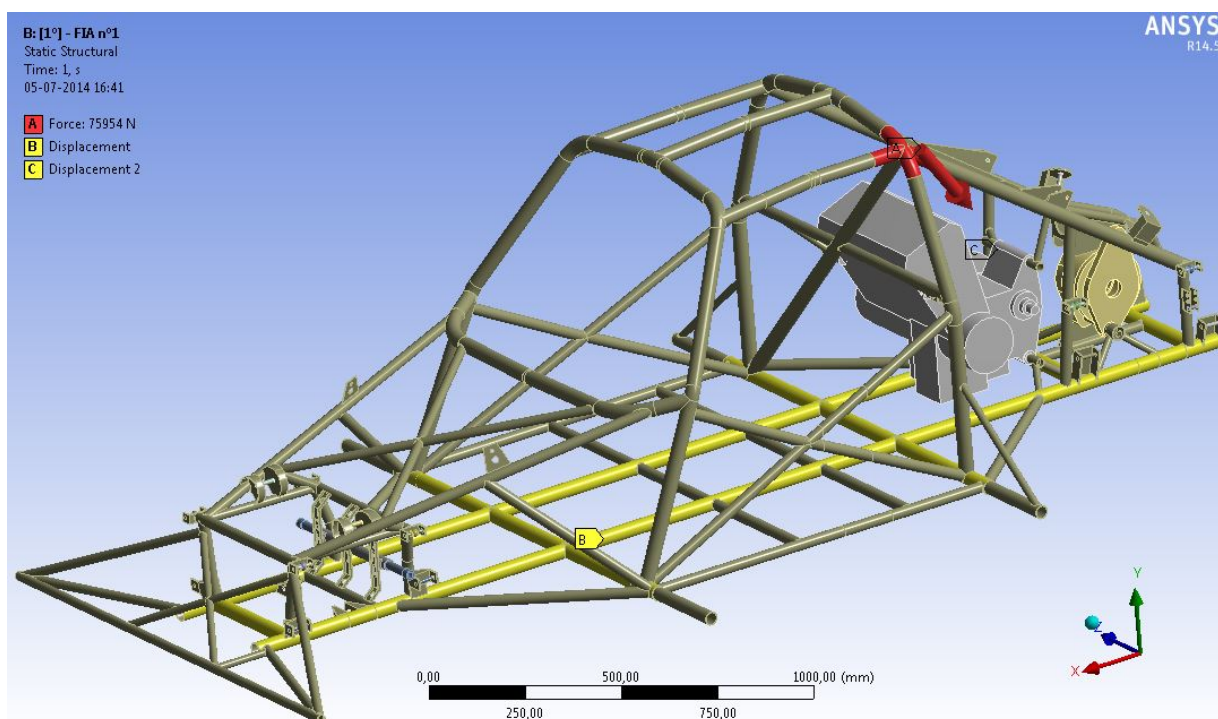


Figura 2.35: Exemplo de simulação do teste de carga estática no arco principal do quadro do veículo

### 2.8.2 Embate frontal e traseiro

A finalidade da replicação de situações de acidente prende-se com a necessidade de deteção de pontos mais frágeis no *chassis* que possam comprometer a segurança do piloto.

Estes pontos frágeis no *chassis* são zonas onde há uma quebra na dissipação das forças de impacto, o que pode potenciar lesões no ocupante do veículo.

Tal como nos testes segundo o regulamento da FIA, para simulação dos testes de embate são aplicadas cargas estáticas correspondente a cada tipo de embate. A figura 2.36 apresenta a simulação do caso de embate frontal.

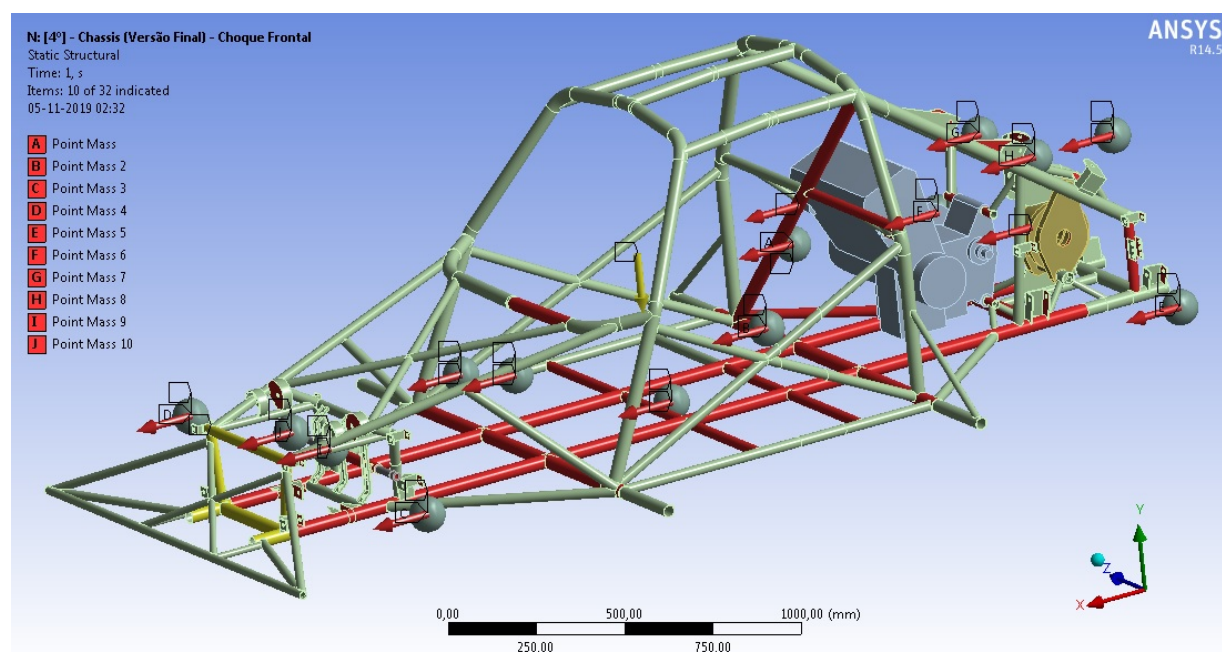


Figura 2.36: Exemplo de aplicação de força no *chassis* para simulação de embate frontal

### 2.8.3 Travagem, aceleração e passagem em curva

Situações de normal utilização do veículo como a travagem, aceleração ou a passagem em curva são importantes pontos de análise, de modo a garantir o correto funcionamento do veículo e a sua integridade estrutural. As solicitações a que o veículo está sujeito nestes casos são constantes, pelo que o seu efeito deve ser neutro a nível estrutural.

Este tipo de testes tem como objetivo identificar potenciais zonas críticas de concentração de tensões que possam levar a consequentes danos estruturais.

#### Travagem

De um modo geral, o poder de travagem de um veículo encontra-se nas rodas dianteiras, seja em automóveis citadinos ou veículos de competição. Por forma a considerar o cenário mais desfavorável a nível de exigência estrutural, admite-se que toda a força de travagem é aplicada nas rodas dianteiras, com uma força de 1,3g no momento de travagem.

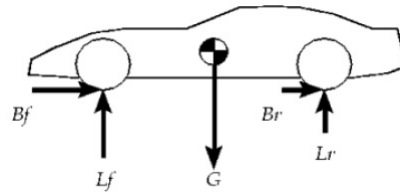


Figura 2.37: Forças exercidas durante a travagem [2]

### Aceleração

Por se tratar de um veículo de tração traseira, toda a força durante a aceleração é aplicada no eixo correspondente. Como valor de referência e de modo a simplificar a simulação, admite-se uma aceleração com valor de  $1g$ .

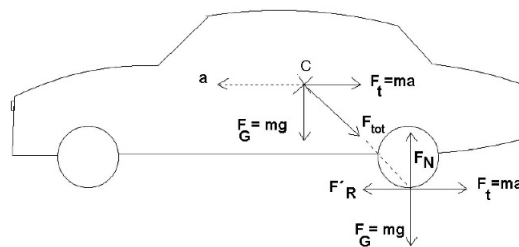


Figura 2.38: Forças exercidas durante a aceleração [17]

### Passagem em curva

Tal como o valor considerado na aceleração, é considerada a passagem em curva com valores de  $1g$ . Neste caso são as rodas exteriores à curva as que sofrem a maior solicitação e conseqüente transmissão de esforços à estrutura do veículo. Deste modo, e de maneira a simplificar a simulação, a aplicação de força será feita às duas rodas de apenas um dos lados do veículo.

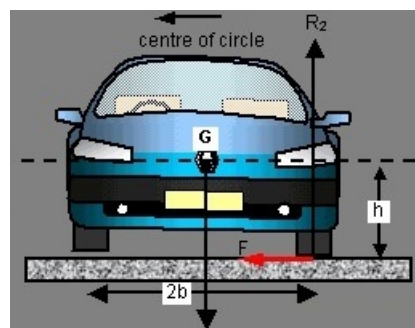


Figura 2.39: Forças exercidas em curva [35]

### 2.8.4 Rigidez torcional

Dos vários parâmetros de análise, a rigidez torcional é o mais comumente utilizado na caracterização do desempenho estrutural dos *chassis* e considerado como valor de referência para comparação direta com outros veículos. Esta é também, de todas, a solicitação mais exigente aplicada à estrutura, em situações de normal utilização.

A rigidez torcional é então a capacidade de resistência da estrutura (sendo no caso a estudo, medida no *chassis* e no quadro), à aplicação de um momento torsor, aplicado sobre o seu eixo longitudinal, como a figura 2.40 (a) demonstra. Caso prático deste tipo de esforço é, por exemplo, a passagem sobre uma lomba ou depressão de apenas uma das rodas do veículo a cada momento, exemplificado na figura 2.40 (b), ou o cruzamento de eixos, situação mais comum em traçados fora de estrada.

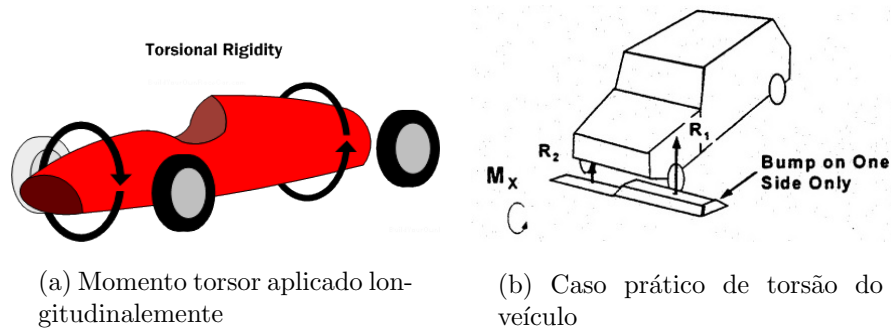


Figura 2.40: *Rigidez torcional* [20][1]

O gráfico da figura 2.41 mostra os valores típicos relativos de rigidez torcional dos chassis de diversas categorias de veículos.

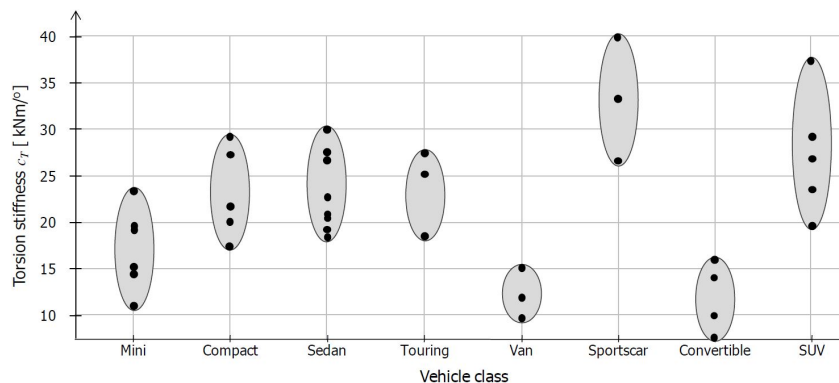


Figura 2.41: Valores típicos de rigidez torcional em diferentes classes de veículos [27]

Como seria expectável e para o tipo de utilização a que se destinam, os carros desportivos apresentam os maiores valores de rigidez do *chassis*. Valores elevados de rigidez torci-

onal garantem que a deformação do veículo é mínima, e conseqüentemente os parâmetros de funcionamento do sistema de suspensão são o mais próximo daqueles para que foram dimensionados.

Um dos métodos utilizados na medição da rigidez torcional de um *chassis* ou quadro é através da ancoragem do eixo traseiro, esquematizado na figura 2.42 (a). Este é ligado rigidamente ao solo através de uma viga, na posição de montagem das rodas traseiras. O *chassis* é então fixado ao solo no centro do eixo das rodas dianteiras, permitindo apenas um grau de liberdade, a rotação longitudinal. A força  $F_T$  é aplicada então na viga do eixo dianteiro, originando um momento tursor  $M_T$ .

Abordagem ligeiramente diferente na figura 2.42 (b), onde o *chassis* é encastrado em toda a sua secção traseira e o ponto de fixação dianteiro ao centro, na zona mais frontal da estrutura. A transmissão da força que origina o momento tursor  $M_T$  é feita através de uma viga.

Nestes tipo de abordagem a traseira do *chassis* encontra-se fixa, ficando impedida de se deformar fora do plano. Por esta razão são obtidos valores muito diferentes, com medições elevadas da rigidez torcional.

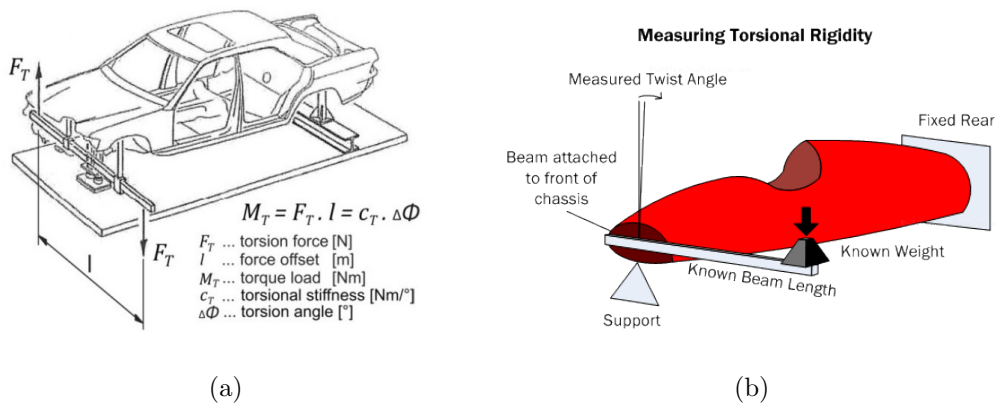


Figura 2.42: Métodos de medição da rigidez torcional de um *chassis* [1][27]

Os métodos de medição anteriormente descritos são bastante utilizados quer em meio académico como por construtores de automóveis, contudo, dos mesmos podem resultar valores de rigidez falaciosos, pelo facto do *chassis* se encontrar hiperestaticamente travado. Esta hiperestaticidade impede deslocamentos e rotações nos pontos de encastramento e zonas circundantes, resultando em valores de rigidez superiores aos que realmente são propriedade da estrutura.

Estes graus de liberdade estão presentes em situações reais de utilização do veículo, onde por exemplo, os pneus do veículo permitem certo grau de rotação e deslocamentos da estrutura.

Tendo em conta esta premissa, interessa para este estudo utilizar um método de ancoragem isostático do *chassis*, mantendo a estrutura estável durante os ensaios, permitindo no entanto a sua deformação e rotação. Para cumprir este requisito, o número de apoios tem de ser igual ao número de graus da liberdade da estrutura.

A figura 2.43 apresenta o número de apoios e graus de liberdade que conferem o estado de equilíbrio pretendido para a estrutura.

- Ponto A - Movimentos restringidos nos eixos x e y e z
- Ponto B - Movimentos restringidos nos eixos x e y e livres no eixo z
- Ponto C - Movimentos restringidos no eixo y e livres nos eixos x e z
- Ponto D - Movimentos livres nos eixos x, y e z. Ponto de aplicação da força
- Em todos os pontos (A, B, C e D) os movimentos de rotação nos segundo os eixos x, y e z são livres

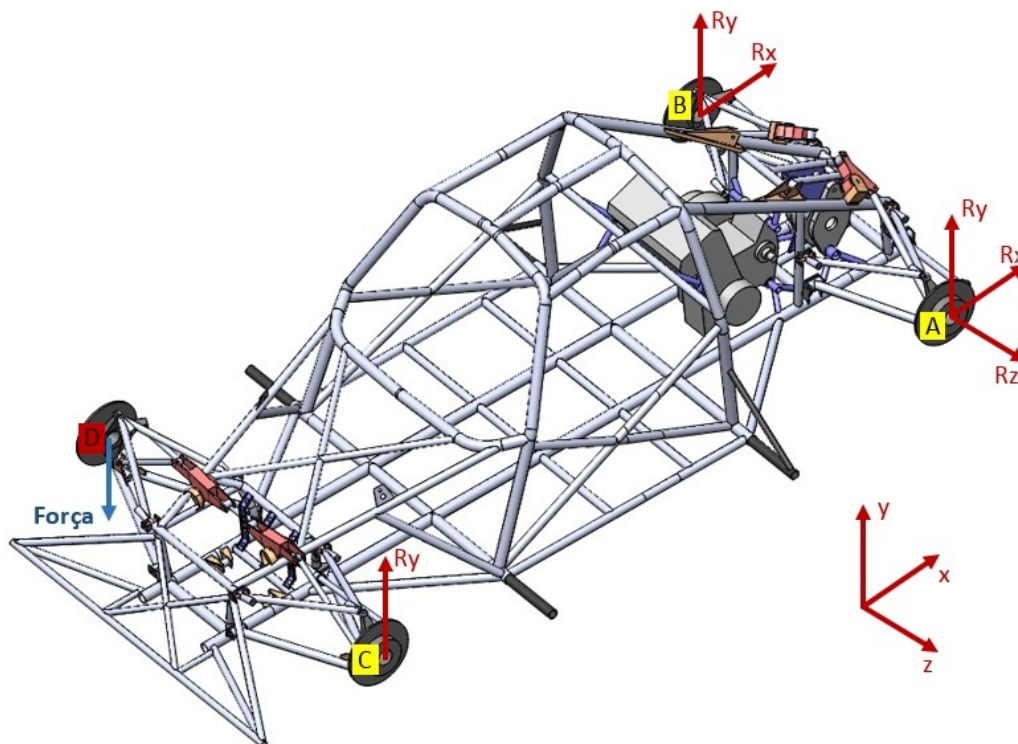


Figura 2.43: Travamento isostático do *chassis*

Partindo da figura 2.43 como referência para este estudo, o cálculo da rigidez (neste caso do veículo completo) começa pelo travamento dos pontos A, B e C nos seus respetivos graus

de liberdade anteriormente descritos. De referir que os amortecedores são substituídos por barras rígidas, permitindo assim que haja uma transmissão de esforços contínua entre os elementos de suspensão e o *chassis*.

Da aplicação da força  $F$  no ponto  $D$ , resulta um momento torsor  $M_T$  com uma distribuição de tensões na secção  $\overline{CD}$ . A determinação do momento torsor é obtido da seguinte forma:

$$M_T = F \times d \Leftrightarrow \quad (2.1)$$

$$\Leftrightarrow M_T = F_y \times \overline{CD} \quad (N \cdot m) \quad (2.2)$$

Como segundo parâmetro na determinação da rigidez torcional, o ângulo de torção  $\theta$ , cuja esquematização é feita na figura 2.44, é definido pelo deslocamento que o ponto  $D$  sofre no sentido da aplicação da carga.

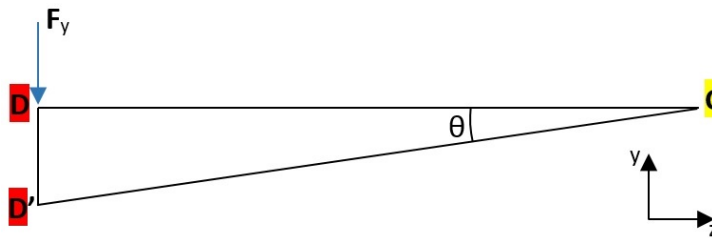


Figura 2.44: Diagrama de forças no eixo dianteiro do veículo

A determinação desse mesmo ângulo é feita pelo quociente entre o deslocamento do ponto  $D$ - $D'$  e o braço de aplicação da força, correspondente neste caso à distância entre o apoio  $C$  e o ponto de aplicação da carga  $D$ :

$$\tan \theta = \frac{\overline{DD'}}{\overline{CD}} \Leftrightarrow \quad (2.3)$$

$$\Leftrightarrow \theta = \tan^{-1} \frac{\overline{DD'}}{\overline{CD}} \quad (^\circ) \quad (2.4)$$

Vem então a rigidez torcional  $K$ , definida pelo quociente entre o momento torsor  $M_T$  e o ângulo de torção  $\theta$ :

$$K = \frac{M_T}{\theta} \quad (N \cdot m / ^\circ) \quad (2.5)$$

Um parâmetro importante de análise é a rigidez específica. Esta permite aferir o ganho de rigidez pela relação rigidez-peso. Incrementando a quantidade de material empregue no chassis, este tornar-se-á à partida, mais resistente, contudo é de todo interesse que o

incremento de peso se mantenha controlado, para que a performance do veículo não seja afetada.

$$K_{\text{específica}} = \frac{\left(\frac{M_T}{\theta}\right)}{kg} \quad (N \cdot m / ^\circ / kg) \quad (2.6)$$

## 2.9 Análise por elementos finitos em *software* CAE - Ansys®

A análise e avaliação às alterações de geometria é feita em software CAE (*Computer Aided Engineering* ou Engenharia Auxiliada por Computador), onde se destaca a FEA (*Finite Element Analysis* ou Análise por Elementos Finitos), com recurso ao FEM (*Finite Element Method* ou Método de Elementos Finitos).

No caso em estudo a geometria foi construída em SolidWorks® e posteriormente exportada para Ansys®.

Cada vez mais difundido, o método de elementos finitos traz grandes vantagens para a análise estrutural de geometrias complexas. Com a evolução exponencial do computador pessoal e a melhoria e simplificação dos *softwares* de análise por elementos finitos (FEA), a obtenção de resultados tem vindo a tornar-se cada vez mais simples e expedita.

A importância deste tipo de ferramentas reflete-se na sua vasta utilização, tanto em meio académico, como na generalidade da indústria, onde se tornou indispensável como tecnologia de modelação e simulação.

Os vários passos de conceção de um produto com recurso a *software* de FEA passam pela modelação geométrica, simulação e posterior análise e interpretação dos resultados. Estes passos podem ser repetidos inúmeras vezes, com o fim de testar as várias iterações da geometria, escolha de materiais, entre outros parâmetros. No seguimento da fase de análise dos resultados da FEA e escolha da geometria que melhor satisfaz os requisitos, inicia-se a fase de conceção e elaboração de protótipos. Antes da fase de produção são realizados testes e ensaios para confirmação das propriedades do produto final.

Na Figura 2.45 é apresentado o diagrama de fluxo com uma sequência genérica para a realização de uma análise de método de elementos finitos (MEF).

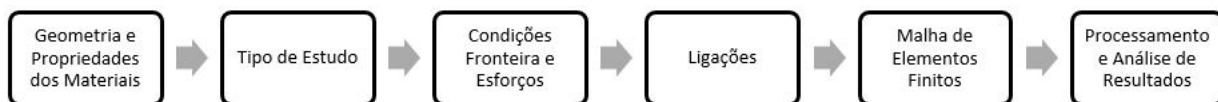


Figura 2.45: Diagrama de fluxo de uma análise de MEF

Cada um dos passos da análise de MEF é descrito nos seguintes pontos.

### 2.9.1 Criação da geometria e definição das propriedades dos materiais

O primeiro passo para a análise em MEF é a criação da geometria como exemplo dado na figura 2.46, o mais precisa e fiel possível com o modelo real a analisar, caso se trate de um problema de Engenharia Inversa.

A geometria pode ser realizada diretamente em *software* CAE ou através da importação do modelo realizado em *softwares* CAD. Em qualquer um deles, o tipo de operações a realizar é idêntico, apenas variando a simplicidade e rapidez de execução das tarefas, onde os *softwares* CAD levam vantagem.



Figura 2.46: Geometria criada em software CAD - SolidWorks®

Um aspecto importante na concepção do modelo 3D, de modo a garantir uma análise o mais leve possível e assim reduzir os tempos de computação, passa pela simplificação de detalhes geométricos de dimensão desprezável relativamente ao tamanho do objeto. Deste modo, a utilização de elementos de malha mais fina aos quais estão associados elementos de transição, é menor.

A posterior escolha dos diferentes tipos de materiais é feita com recurso a bibliotecas. Na ausência das mesmas, é necessária a introdução das diversas propriedades, de modo a criar perfis para cada estudo.

### 2.9.2 Tipo de estudo

Dependendo do objetivo do estudo, o mesmo pode ser realizado com recurso a diferentes algoritmos. As análises podem ser em regime linear ou não linear, conforme o tipo de deformação esperada da estrutura.

Os tipos mais comuns de análise estrutural são:

- **Análise Estática**, com implementação de esforços contínuos, para casos de carregamentos estáticos ou uma aproximação, em casos de solicitações quase estáticas;
- **Análise Dinâmica**, onde existe uma variação dos carregamentos em função da variável tempo;
- **Análise Modal**, onde são previstas as frequências e modos naturais de vibração, de modo a evitar ressonâncias durante condições normais de utilização;
- **Análise Térmica**, cujo objetivo é estudar os fenómenos de transferência de calor entre os componentes em condições de normal utilização.

### 2.9.3 Condições fronteira e carregamento

Para reproduzir fielmente as condições de utilização de um produto é necessária a restrição de certos graus de liberdade. Cada nó de um elemento finito utilizado tem seis graus de liberdade (três translações e três rotações). Em casos de encastramento de apoios, todos os seis graus de liberdade do nó ficam restringidos. Opostamente, um elemento finito livre não tem quaisquer restrições, tanto translações como rotações.

É de grande importância a escolha das condições fronteira, uma vez que é desejável a correta análise, onde demasiados (ou insuficientes) graus de liberdade tenham influência nos resultados obtidos.

Nas análises efetuadas foram apenas restringidos os graus de liberdade de translação, permanecendo livres os de rotação. Desta forma é possível obter um comportamento mais próximo da realidade.

### 2.9.4 Ligações

A definição de ligações ou contactos permite especificar as relações entre os diversos componentes de um conjunto e a forma como interagem. Entre outros, destacam-se as ligações soldadas, contactos com ou sem penetração do material, interações corpo-corpo ou corpo-solo através de articulações, etc.

### 2.9.5 Malha de elementos finitos

A criação da malha de elementos finitos tem por objetivo a fragmentação de uma geometria complexa, de volume contínuo, nos diversos tipos elementos finitos interligados por nós. Através dos mais simples elementos 2D até aos complexos elementos 3D baseados na curvatura, o cálculo das matrizes de rigidez de cada elemento e a elaboração do sistema global permitem obter os vários tipos de esforços de uma estrutura.

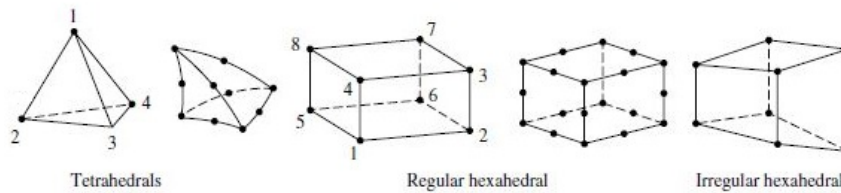


Figura 2.47: Alguns tipos de elementos finitos utilizados na criação da malha [8]

A malha adotada deve ser um compromisso entre o tamanho dos elementos finitos e a dimensão total do objeto em análise, de modo a poder fornecer resultados fidedignos com o menor tempo de computação possível. Uma malha demasiadamente grosseira pode comprometer a precisão dos resultados ou mesmo apresentar erros de discretização. Por outro lado, uma malha muito refinada torna os períodos de computação excessivamente longos, obtendo resultados em tudo idênticos aos de uma malha adequada.

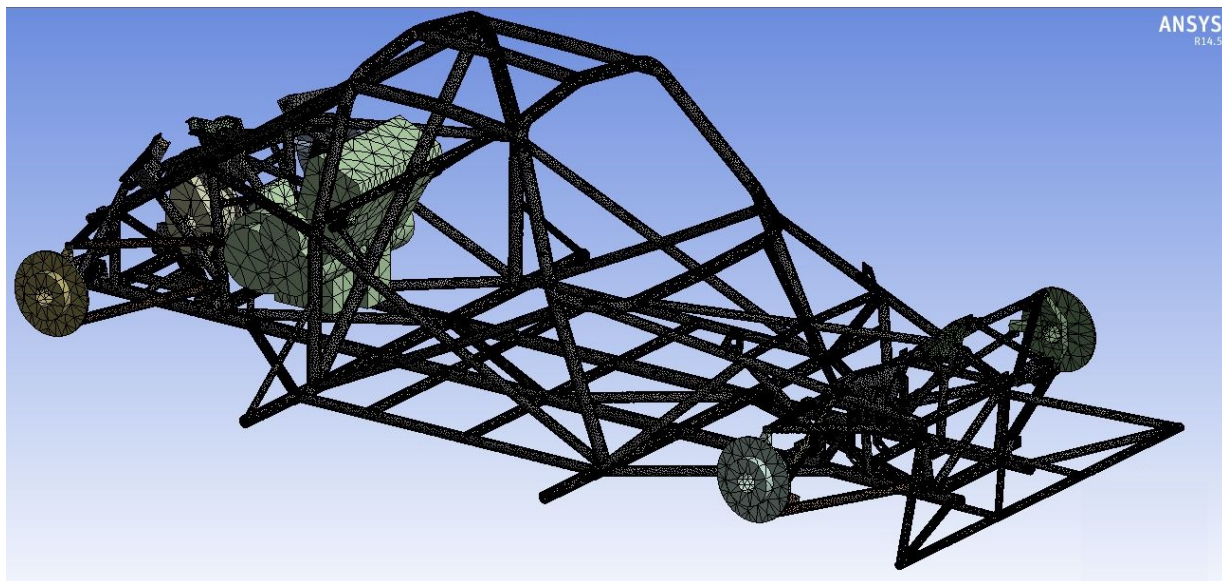


Figura 2.48: Criação da Malha de Elementos Finitos - Ansys®

### 2.9.6 Processamento e análise de resultados

Após a introdução dos parâmetros necessários à análise, inicia-se a fase de processamento. Durante esta etapa são calculadas as matrizes de rigidez e encontradas as soluções para as equações das variáveis nodais, com vista à caracterização dos esforços da estrutura.

Os resultados são apresentados após a conclusão do processamento. Estão disponíveis informações relativas à deformação da estrutura, tensão equivalente de von Mises, distribuição de tensões, coeficiente de segurança, entre outras.

Finalmente, a verificação dos resultados pode ser feita através da confrontação com ensaios realizados à estrutura, com vista à validação do estudo.

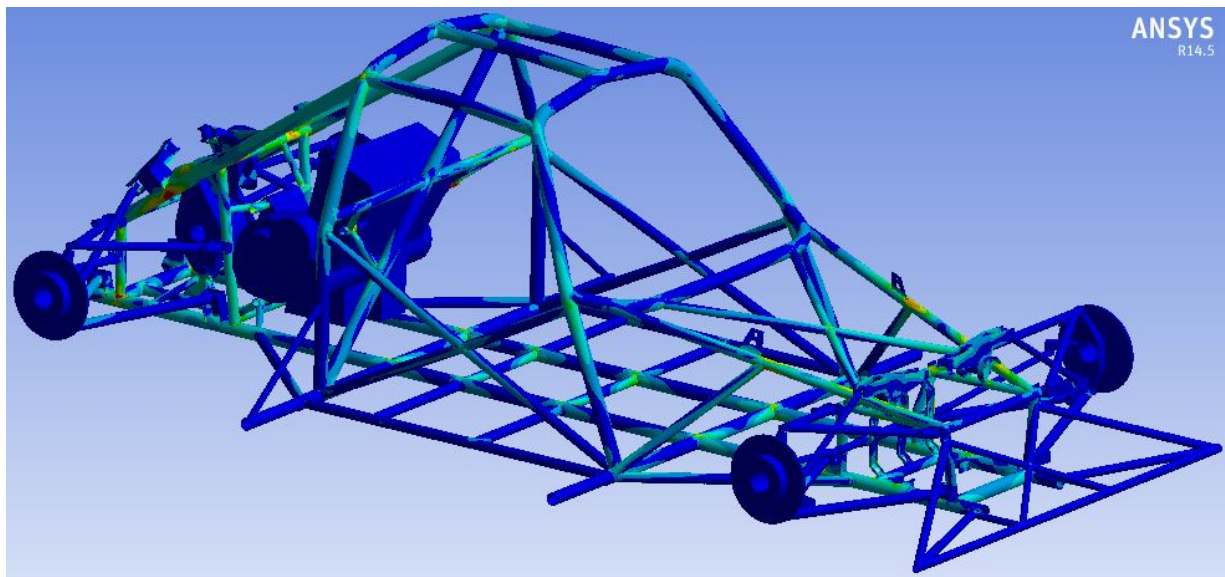


Figura 2.49: Resultados da análise estrutural - Ansys®

## 2.10 Extensometria elétrica

A extensometria elétrica pertence ao grupo das técnicas de análise experimental de tensões e tem como objetivo a determinação do estado de tensão em pontos específicos de uma estrutura. As tensões instaladas na mesma são resultantes do tipo de geometria, carregamentos aplicados e também do ambiente contíguo.

Apesar da crescente popularidade das técnicas de cálculo numéricas como o método de elementos finitos, o recurso à análise experimental de tensões mantém uma grande importância como ferramenta de validação de resultados teóricos. A sua precisão permite uma fiável complementaridade com programas de cálculo numérico. Facilidade de utilização e interpretação de resultados, fidedignidade e uma grande gama de aplicações são pontos favoráveis à sua aplicação.

Por si só, o método de extensometria elétrica não permite a determinação direta do estado de tensão, sendo necessário o recurso às teorias da elasticidade e a sua relação com deformações.

O princípio de funcionamento deste método experimental baseia-se na variação relativa da resistência elétrica ( $dR/R$ ), resultante da deformação longitudinal da grelha de filamentos metálicos, causada pelos esforços a que a estrutura está sujeita. O conceito toma na sua forma física mais comum, o extensómetro apresentado na figura 2.50 (a). A sua aplicação passa pela colagem na superfície a ensaiar, sendo a deformação da estrutura transmitida pela camada de cola e pelo material que serve de base de montagem dos filamentos. Esta permite um manuseio mais fácil e atua como camada isolante. A espessura reduzida dos extensómetros atuais garante uma transmissão mais pura das deformações, minimizando os erros associados.

Para a aquisição de dados é necessária a amplificação e condicionamento do sinal elétrico, uma vez que os valores de variação de resistência são muito baixos para ser medidos por instrumentos mais comuns, como por exemplo multímetros. A tarefa fica a cargo de aparelhos específicos como o apresentado na figura 2.50 (b), onde a variação da resistência elétrica é medida pela diferença de potencial em circuitos destinados a essa finalidade .

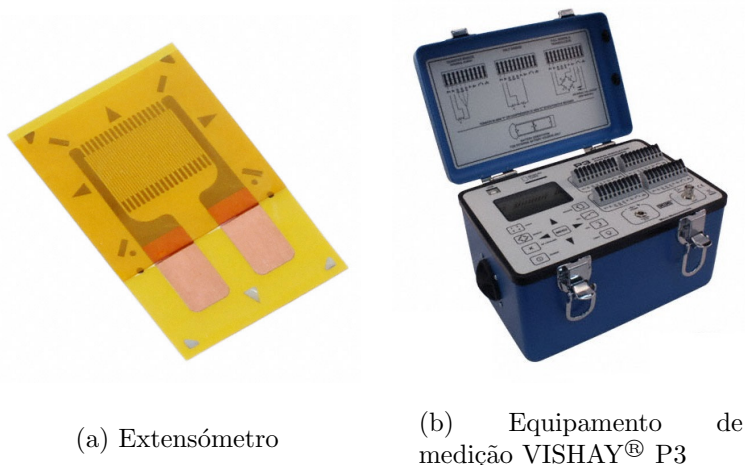


Figura 2.50: Extensometria elétrica [23] [9]

Por se basear no princípio da variação da resistência elétrica, o extensómetro está sujeito a variações de temperatura, um dos fatores que mais pode condicionar o seu correto funcionamento. Essas variações são resultado, não só da variação da temperatura ambiente, mas também da corrente elétrica que sofre dissipação térmica por efeito de Joule. De forma a minimizar o efeito da deformação aparente, recorre-se à adaptação da liga metálica da grelha de filamentos. São chamados de extensómetros auto-compensados termicamente.

Dependendo da finalidade de cada aplicação ou condições de operação, são vários os

tipos de extensômetros. Na figura 2.51 são mostrados alguns dos tipos mais comuns. A sua escolha resulta da combinação de vários parâmetros funcionais, específicos para cada situação.

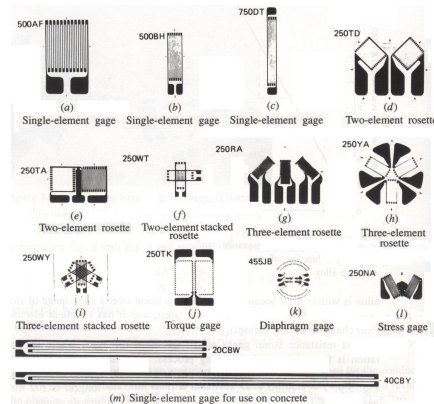
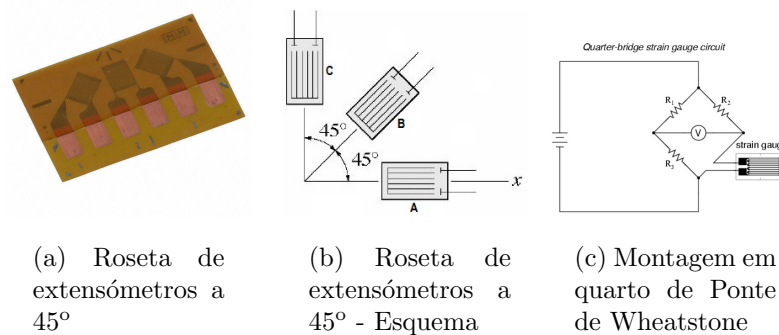


Figura 2.51: Vários tipos de extensômetros [5]

O principal objetivo da utilização da extensometria elétrica neste estudo foi a validação dos resultados das tensões principais em pontos específicos, obtidos em *software* de análise por elementos finitos Ansys®.

Pela necessidade de determinação das direções principais da deformação, desconhecidas à partida, o tipo de extensômetro considerado para aplicação é a roseta de extensômetros alinhados a  $45^\circ$  como a da figura 2.52 (a). Cada um dos extensômetros que constitui a roseta é montado em configuração de quarto de Ponte de Wheatstone, a qual permite a leitura dos valores da diferença de resistência nos terminais, cuja representação esquemática é feita na figura 2.52 (c).



(a) Roseta de extensômetros a  $45^\circ$

(b) Roseta de extensômetros a  $45^\circ$  - Esquema

(c) Montagem em quarto de Ponte de Wheatstone

Figura 2.52: Roseta de extensômetros e representação esquemática da Ponte de Wheatstone [24] [37]

Após a recolha dos valores da deformação, procede-se à transformação das coordenadas do extensómetro ( $\varepsilon_A, \varepsilon_B$  e  $\varepsilon_C$ ) para as coordenadas do sistema cartesiano ( $\varepsilon_x, \varepsilon_y$  e  $\gamma_{xy}$ ) pela seguinte relação do sistema de três equações

$$\begin{aligned}\varepsilon_A &= \varepsilon_x \cos^2 \theta_A + \varepsilon_y \sin^2 \theta_A + \gamma_{xy} \sin \theta_A \cos \theta_A \\ \varepsilon_B &= \varepsilon_x \cos^2 \theta_B + \varepsilon_y \sin^2 \theta_B + \gamma_{xy} \sin \theta_B \cos \theta_B \\ \varepsilon_C &= \varepsilon_x \cos^2 \theta_C + \varepsilon_y \sin^2 \theta_C + \gamma_{xy} \sin \theta_C \cos \theta_C\end{aligned}\quad (2.7)$$

Da simplificação do sistema de equações 2.7 para uma roseta de extensómetros a 45° anteriormente apresentado na figura 2.52 (b), tem-se

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \varepsilon_A \\ \varepsilon_y &= \varepsilon_C \\ \gamma_{xy} &= 2\varepsilon_B - \varepsilon_A - \varepsilon_C\end{aligned}\quad (2.8)$$

A relação entre tensões e deformações, para um estado plano de tensão, obtém-se através de

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) \\ \sigma_y &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) \\ \tau_{xy} &= \gamma_{xy}G = \frac{E\gamma_{xy}}{2(1+\nu)}\end{aligned}\quad (Pa)\quad (2.9)$$

Finalmente determinam-se os valores das tensões principais, utilizando os valores obtidos na equação 2.9

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \\ \sigma_2 &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}\end{aligned}\quad (Pa)\quad (2.10)$$

A orientação das tensões principais é dada pela seguinte expressão

$$\tan 2\theta = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}\quad (2.11)$$

em que  $\theta$  é o ângulo formado entre a direção principal 1 ( $\sigma_1$ ) e o eixo  $x$  do sistema de coordenadas cartesiano. Isto permite também o conhecimento da direção em que a tensão de corte ( $\tau_{xy}$ ) é nula.

As tensões equivalentes de Von Mises podem então ser obtidas recorrendo aos valores

<sup>1</sup>após substituição de  $G$ (Módulo de Rigidez)

de  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  obtidos nas equação [2.10](#)

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (Pa) \quad (2.12)$$

## Capítulo 3

# Definição e modelação geométrica do veículo

Como objetivo principal, este trabalho foca-se na avaliação do comportamento do veículo. Foi realizada uma avaliação numérica do comportamento do *chassis* e quadro, realizadas simulações à rigidez torcional e análise das tensões instaladas. Foram também efetuados ensaios experimentais para a determinação da rigidez estrutural.

Neste capítulo são enunciadas as seguintes etapas, que seguem a ordem natural e lógica de um trabalho de engenharia inversa:

- Identificação do caso em estudo e as suas características;
- Levantamento da geometria do *chassis* e elementos de suspensão;
- Modelação em *software* CAD - SolidWorks®.

### 3.1 SEMOG

Fundada na década de 1980 por Francisco Ramilo Gomes e Pedro Ramilo Gomes em Alcanena, a SEMOG deve o nome aos seus fundadores.

Especializada no desenvolvimento e produção de veículos de competição e lazer, com especial destaque para Barquetas, Kartcross e Buggys, tem vindo a impor-se como um construtor de referência, nacional e internacionalmente, alargando ano após ano o seu palmarés.

Cedido para análise pela SEMOG, o veículo em estudo apresentado na figura 3.1, trata-se de um modelo de competição do tipo barqueta fechada, construído para campeonatos de montanha e circuitos de velocidade, equiparado pelo artigo 251 dos regulamentos da FIA a um veículo da **Categoria II - Grupo E** (*Free Formula Racing Cars*) e **classificação SC** (*Sports cars - Two seater competition cars, open or closed*) pelo artigo 277.



Figura 3.1: Veículo em análise - SEMOG CM001

Iniciado em 2004, o projeto envolveu a construção de quatro protótipos, duas barquetas abertas com um exemplar apresentado na figura 3.3 (a) e duas fechadas, com um exemplar na figura 3.3 (b), sendo as suas características mais relevantes:

- Chassis tubular (*Space frame*) com elementos estruturais de 20, 25, 30 e 40mm

de diâmetro e  $2\text{mm}$  de espessura em aço estrutural tipo S235, cujas propriedades mecânicas são descritas na figura 3.2;

- Sistema de suspensão independente de triângulos sobrepostos (*double wishbone*) atuado por mecanismo *push-rod*;
- Motor central de  $1000$  ou  $1300\text{cm}^3$  montado transversalmente;
- Transmissão por corrente;
- Tração traseira com diferencial autoblocante;
- Travões de disco às 4 rodas;
- Pneumáticos slick 7.0/21.5-15;
- Distância entre eixos:  $2480\text{mm}$ ;
- Largura das vias dianteira/traseira:  $1590\text{mm}/1476\text{mm}$ .

<b>Designação do Aço</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Aço laminado a quente.</li><li>• De acordo com EN 10027-1 e CR 10260</li><li>• Designação do aço: S235JR (EN 10025-2).</li><li>• Dimensões e tolerâncias de acordo com a norma EN 10051</li></ul>
<b>Propriedades Mecânicas</b> <ul style="list-style-type: none"><li>• Tensão de cedência superior: <math>R_{eh} \geq 235 \text{ N/mm}^2</math></li><li>• Tensão de rotura: <math>R_m = 360-510 \text{ N/mm}^2</math> (espessura nominal <math>&lt; 3\text{mm}</math>) <math>R_m = 360-510 \text{ N/mm}^2</math> (espessura nominal <math>\geq 3\text{mm} \leq 100\text{mm}</math>)</li></ul>

Figura 3.2: Propriedades mecânicas do aço S235 [31]

Os mesmos veículos tiveram várias participações em provas do Campeonato Nacional de Montanha e em Campeonatos de Velocidade.



(a) Variante aberta



(b) Variante fechada

Figura 3.3: SEMOG CM

## 3.2 Levantamento da geometria

Com a finalidade de replicar objetos, perceber o seu funcionamento ou mesmo desenvolver e testar melhorias, a engenharia inversa tem início com o processo de recolha e recriação da geometria de produtos existentes.

O processo de obtenção das características geométricas dos modelos originais foi realizado através da medição direta, com o recurso a variadas ferramentas de medição, algumas

delas mostradas na figura 3.4 que incluíram, desde a tradicional fita métrica, aos mais precisos instrumentos, como o paquímetro ou a suta.

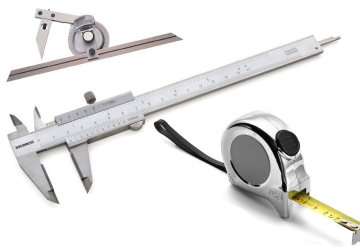


Figura 3.4: Ferramentas para aquisição de dados da geometria

Esta fase revelou-se uma das de maior importância no estudo, sendo a base do mesmo, e da qual a fidedignidade dos resultados dependia.

Foram recolhidos os parâmetros geométricos dos dois protótipos tipo barqueta fechada. O primeiro, o *chassis* SEMOG nº002 apresentado na figura 3.5 nas suas vistas frontal e lateral, utilizado num estudo prévio de otimização de malha de elementos finitos. Posteriormente, foram levantados os parâmetros geométricos do *chassis* SEMOG nº001, exposto na figura 3.6, tratando-se do mesmo veículo cedido pela SEMOG para os ensaios e sobre o qual incidiu o restante estudo.

Com vista a simplificar a modelação geométrica no *software* CAD e garantir que a análise em *software* CAE não se tornasse excessivamente complexa para os recursos computacionais à disposição, os elementos como as carenagens, *tablier*, depósito e outros elementos periféricos não foram modelados, pois não têm influência sobre o desempenho estrutural do veículo. Outros dos elementos não considerados foram a chapa corta-fogo que separa o piloto do compartimento do motor e as restantes chapas metálicas envolventes da zona do *cockpit*, visíveis na figura 3.6 (a), pelas mesmas se encontrarem apenas rebitadas, razão pela qual o seu contributo estrutural pode ser negligenciável.

Pelo contrário, elementos de ligação tais como rótulas, casquilhos, *push-rods* e demais pontos de ancoragem dos sistemas de suspensão foram modelados com maior detalhe, de modo a garantir uma real análise da sua influência no desempenho estrutural do veículo.

Na figura 3.6 é apresentado o veículo em estudo, numa fase de desmontagem para posterior levantamento da geometria.



(a) Vista lateral



(b) Vista frontal

Figura 3.5: *Chassis* SEMOG CM002



(a) Vista frontal



(b) Vista traseira

Figura 3.6: *Chassis SEMOG CM001*

Importa referir que, por determinação do fabricante, o veículo não pôde ser totalmente desmontado, pelo facto de se encontrar em condições operacionais, tendo sido apenas desmontadas as suas carenagens e rodas. Por essa mesma razão, a medição dos pontos de ancoragem e da restante geometria tornou-se menos precisa em algumas zonas de mais difícil acesso ou de maior complexidade geométrica, contudo, pode admitir-se uma baixa percentagem de desvio das características reais do veículo.

### 3.3 Modelação geométrica em *software* CAD - SolidWorks®

A finalidade, em ambos os processos de aquisição de elementos da geometria, é a replicação através de software CAD (*Computer-aided design* ou Desenho Assistido por Computador) dos objetos originais, para posteriores alterações e/ou análise da geometria tendo em vista o desenvolvimento dos mesmos. O resultado das modelações dos veículos pode ser visto na figura 3.7.

Na construção do chassis são utilizados elementos estruturais de perfil de secção tubular com 2mm de espessura e diferentes diâmetros.

Como base da construção do quadro, os elementos com **40mm de diâmetro**, utilizadas na célula de sobrevivência e na base do chassis são apresentados na figura 3.8.

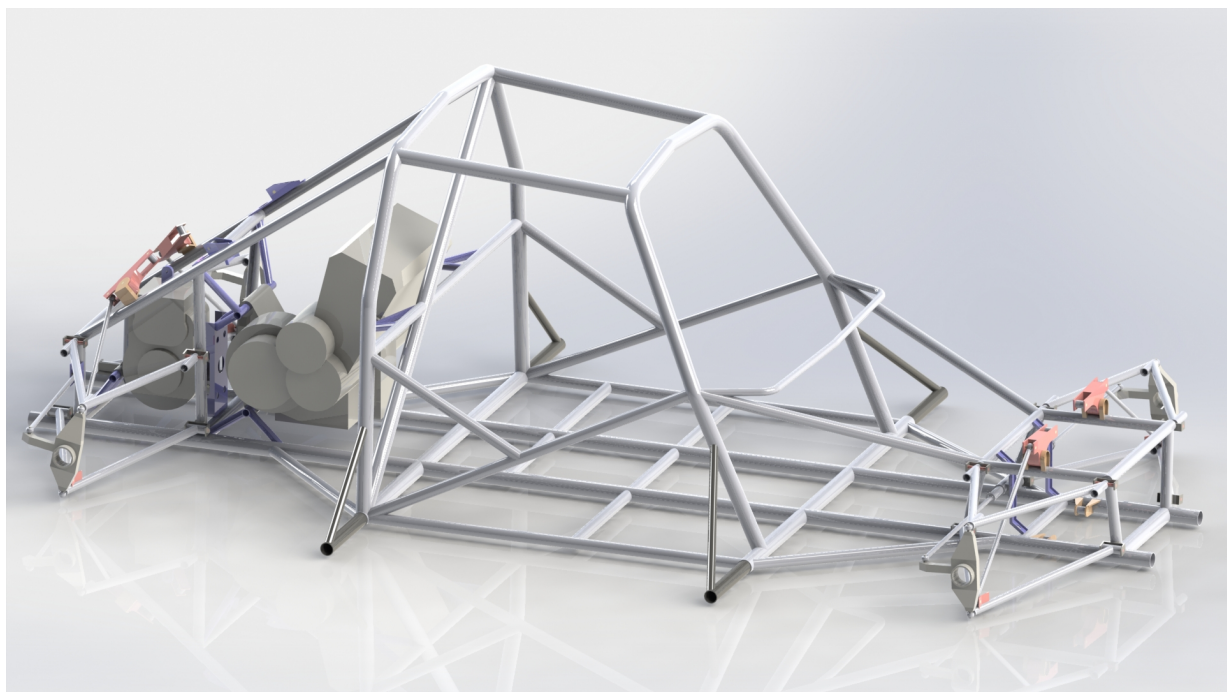
Os perfis de **30mm de diâmetro**, a cor verde na figura 3.9, são utilizados complementarmente na formação da célula de sobrevivência e na base do chassis, assim como nos triângulos inferiores do sistema de suspensão.

Nos triângulos superiores do sistema de suspensão, nos atuadores do sistema *Push-rod* do eixo traseiro e na estrutura *Crash Box* são utilizados os perfis tubulares de **25mm de diâmetro**, a cor laranja na figura 3.10.

Por último, os perfis de **20mm de diâmetro**, a cor amarela na figura 3.11, utilizados nos atuadores do sistema *Push-rod* do eixo dianteiro, na *Crash Box* e nos apoios do motor e diferencial.



(a) *Chassis* SEMOC CM001



(b) *Chassis* SEMOC CM002

Figura 3.7: Modelação geométrica em *software* CAD



Figura 3.8: Perfis de 40mm

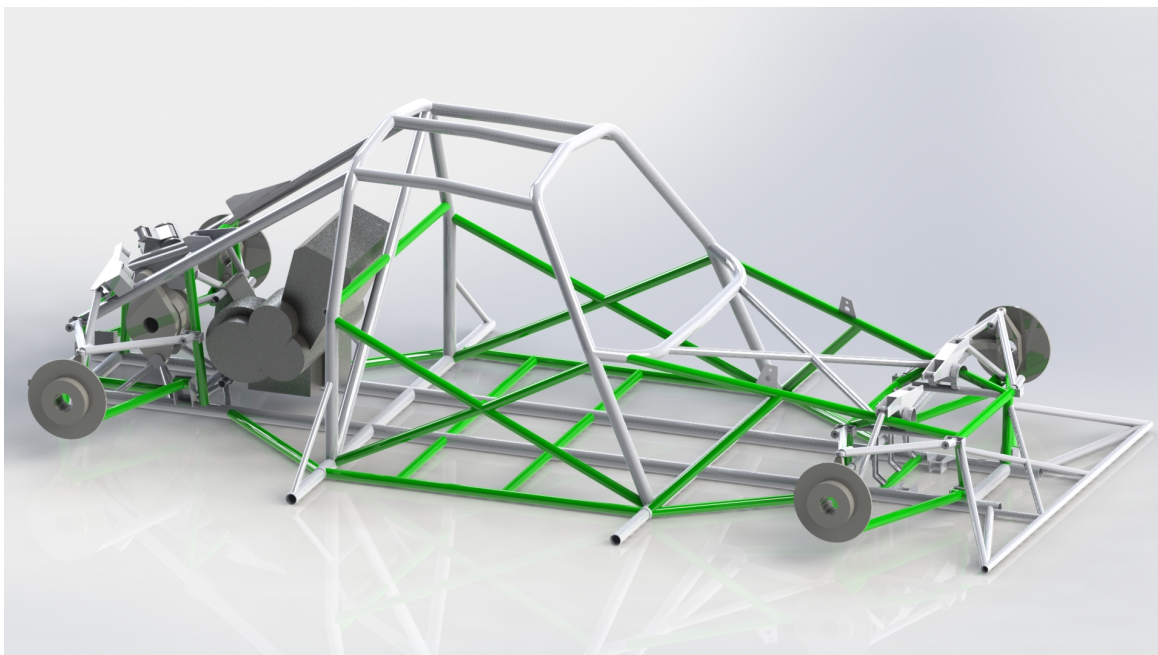


Figura 3.9: Perfis de 30mm



Figura 3.10: Perfis de 25mm

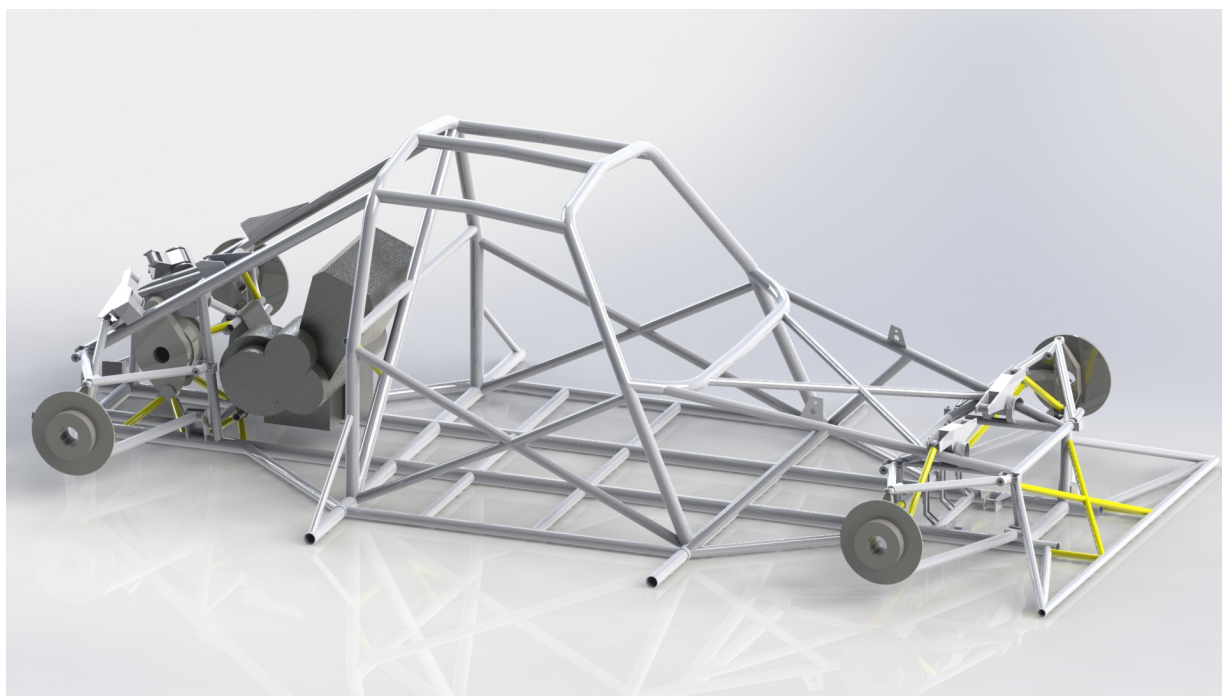


Figura 3.11: Perfis de 20mm

Para uma simulação correta do comportamento estrutural do quadro e *chassis*, é importante a sua correta modelação. Enquanto a medição dos diâmetros exteriores dos tubos se revelou simples, a espessura da parede dos mesmos não. Para este efeito, o construtor foi consultado para confirmar as dimensões de tubo usado. Foi também prestada especial atenção aos vários pontos de ancoragem do sistema suspensão, apoios do motor, do diferencial e da caixa de direção. A modelação final do quadro é apresentada na figura 3.12.

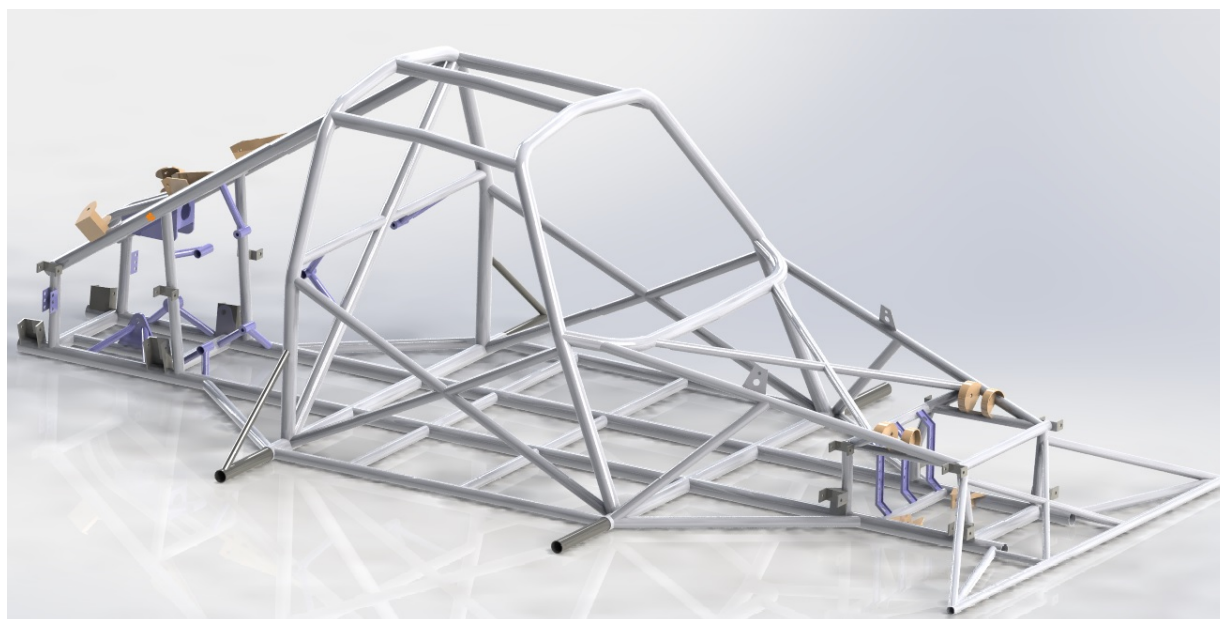


Figura 3.12: Modelação do quadro

Neste tipo de veículos, o motor e o diferencial apresentados aqui na figura 3.13, contribuirão para o desempenho estrutural do veículo, aumentando a resistência e rigidez do quadro. Não sendo os mesmos o alvo do estudo, a sua modelação foi simplificada, mantendo apenas a elevada rigidez que os caracteriza. O motor foi obtido num repositório online e posteriormente simplificado em detalhes como por exemplo os componentes da admissão, tornando-o num objeto sólido sem órgãos internos, mantendo apenas os pontos de apoio originais.

Abordagem semelhante em relação ao diferencial, com a diferença que o mesmo foi modelado através de engenharia inversa, pela inexistência de modelos disponíveis em repositórios online.

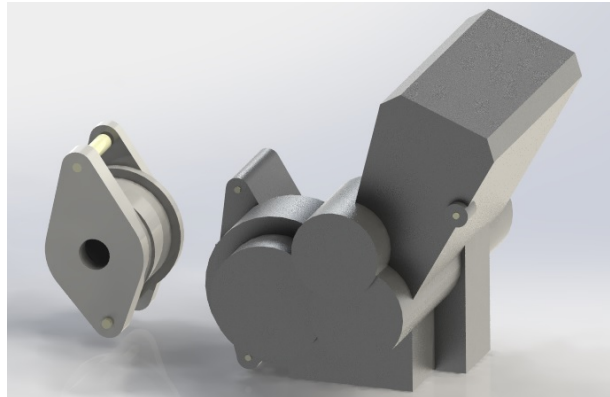


Figura 3.13: Modelação do motor e diferencial

Não sendo também o objeto de estudo a resistência das mangas de eixo, cuja modelação é apresentada na figura 3.14, à semelhança do motor e diferencial, a sua geometria foi simplificada, tendo sido dada maior importância às suas dimensões gerais, com o objetivo de preservar as coordenadas originais do sistema de suspensão.

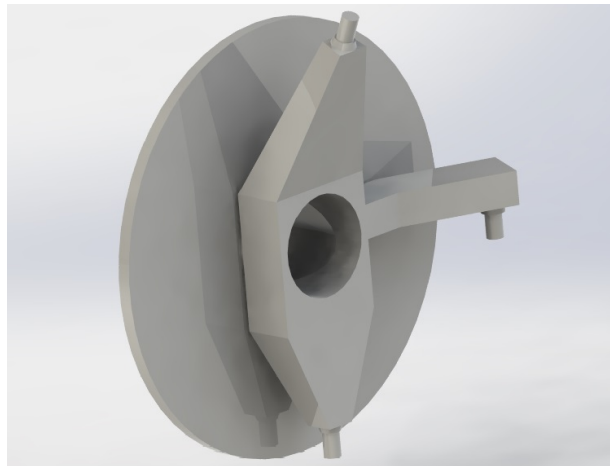
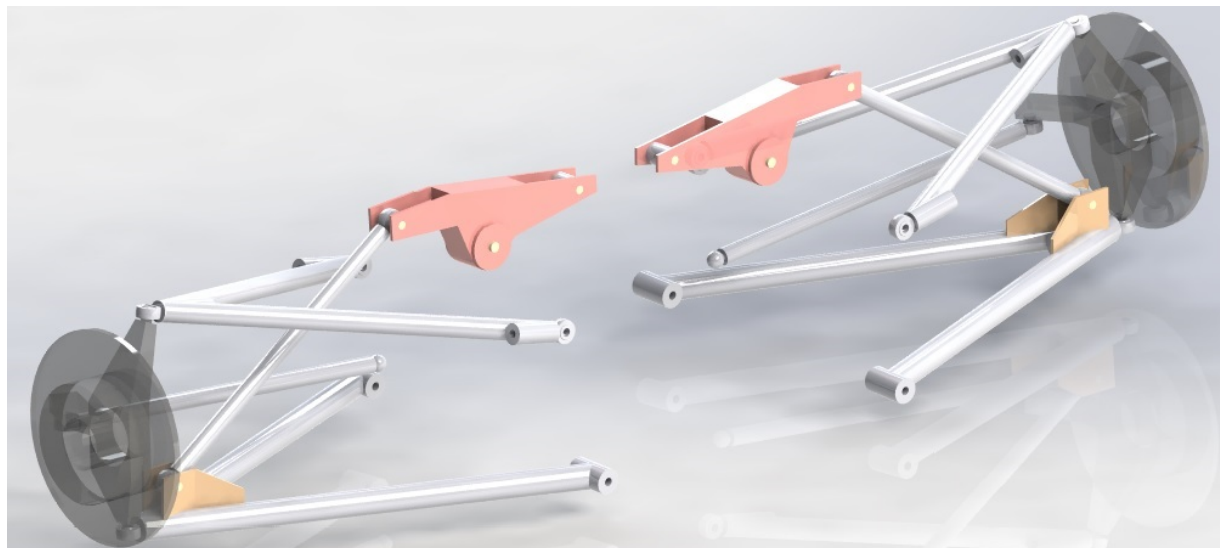


Figura 3.14: Modelação da manga de eixo

Na figura 3.15 é apresentada a modelação dos sistemas de suspensão. Pela sua importância no estudo realizado, foi dada especial importância a todos os detalhes no que toca às suas dimensões e aos elementos de ligação ao quadro como rótulas, casquilhos e atuadores dos sistemas *push-rod*.



(a) Sistema de suspensão dianteira



(b) Sistema de suspensão traseira

Figura 3.15: Modelação dos sistemas de suspensão

De uma não menor importância face a outros componentes, a caixa e ponteiras de direção, cuja modelação pode ser vista na figura 3.16. Na sua modelação importou respeitar as várias dimensões e coordenadas, uma vez que delas depende, entre outros parâmetros, a posição das mangas de eixo das rodas dianteiras.

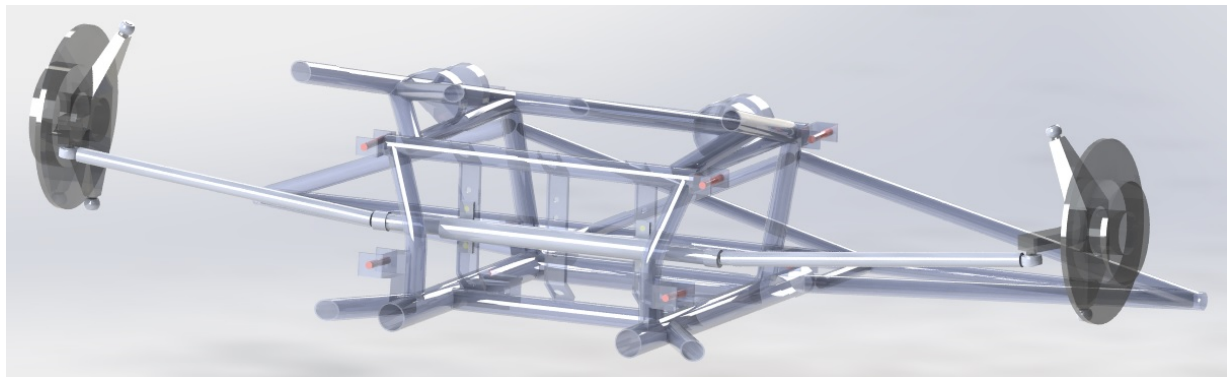


Figura 3.16: Modelação da caixa e ponteiras de direção

Após a modelação de todos os componentes foi feita a sua montagem, como assim o demonstra a figura 3.17, tendo como objeto de partida o quadro, no qual foram montados os restantes componentes. Nesta montagem foram tidos em conta todos os graus de liberdade, assim como comprovadas todas as ligações dos diversos componentes, verificando que a modelação vai de encontro, com grande detalhe, ao veículo que lhe deu origem, permitindo obter resultados mais próximos do modelo real.

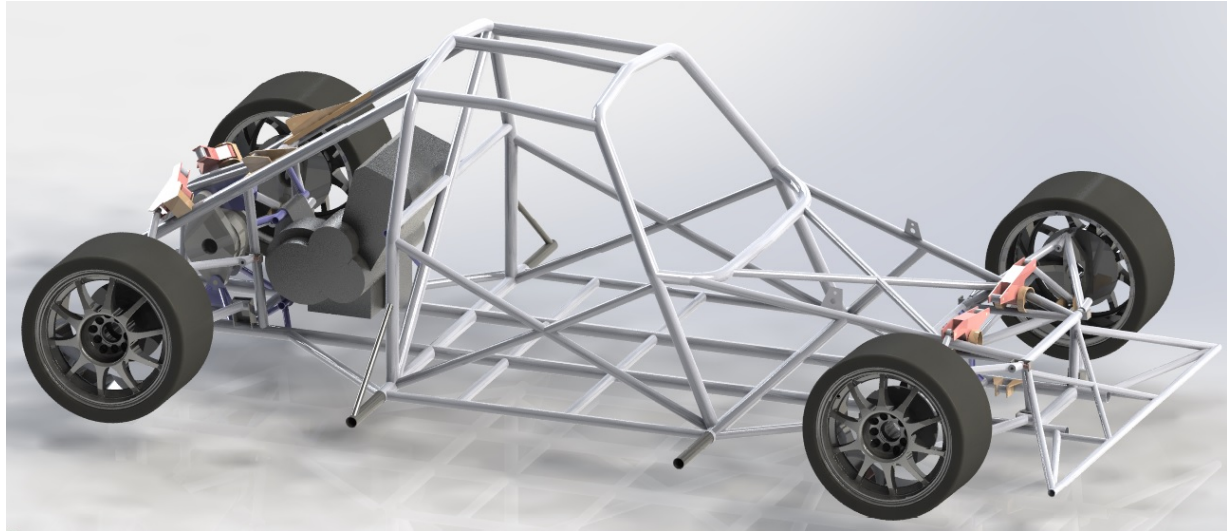


Figura 3.17: Montagem final do veículo para análise

Após a modelação foi possível prosseguir para as análises em *Software* CAE. Posteriores alterações ao modelo em CAD serão feitas, de modo a encontrar e propor melhorias do desempenho do *chassis*.



## Capítulo 4

# Avaliação numérica e validação experimental

De modo a poder avaliar o desempenho estrutural do veículo, foram realizadas simulações numéricas e testes experimentais sobre o *chassis*.

Os procedimentos foram constituídos pelas seguintes etapas:

- Simulações numéricas em *Software* CAE - Ansys®;
- Preparação e instrumentação do veículo;
- Ensaios experimentais da rigidez torcional do veículo com e sem elementos do sistema de suspensão;
- Análise e comparação dos resultados experimentais com os valores numéricos.

A modelação geométrica efetuada em *software* SolidWorks® foi exportada para o *software* Ansys®. Foram realizadas diferentes simulações de casos de carga, com especial enfoque na torção do quadro. Com o objetivo de validar experimentalmente a simulação, realizou-se o teste da rigidez torcional. A opção por este ensaio da rigidez torcional deveu-se à sua importância e também pelo facto de ser um ensaio não destrutivo. Foi analisada e comparada a rigidez do *chassis* com e sem elementos do sistema de suspensão. Foi simulada numericamente e determinada experimentalmente a rigidez torcional do *chassis* e do quadro. Na avaliação do comportamento estrutural deste veículo, o autor centrou a sua atenção na determinação da rigidez torcional do *chassis* e do quadro.

Foram ainda avaliadas e sugeridas melhorias ao desenho do quadro, por adição ou reposicionamento de alguns elementos tubulares.

Para determinar a rigidez torcional do *chassis*, os elementos de suspensão foram incluídos na análise. Os pontos de apoio e ponto de aplicação de carga foram as mangas de eixo, conforme apresenta a figura 4.1. Com este estudo pretendeu-se avaliar se os pontos de fixação dos diferentes elementos de suspensão são suficientemente rígidos para não comprometer o comportamento global do veículo.

Para determinar a rigidez torcional do quadro, fixações e ponto de carga foram aplicadas no quadro conforme mostra a figura 4.2. Neste caso, os elementos de suspensão não foram solicitados e ficaram livres de qualquer tipo de restrição.

A precisão dos resultados numéricos estará diretamente ligada ao nível de detalhe da modelação e de outros fatores, tais como, correta aplicação da cargas e das condições fronteira no modelo. Eventuais discrepâncias, embora de pequena ordem, são expectáveis entre os valores experimentais e numéricos e poderão advir de fatores como a não modelação das soldaduras, elementos constituintes do veículo considerados de influência irrelevante na rigidez e os quais não foi possível desmontar, assim como outros fatores imponderáveis.

A validação dos resultados numéricos foi realizada através da instrumentação do veículo, com recurso à extensometria elétrica para posterior análise experimental de tensões instaladas em 4 pontos de interesse.

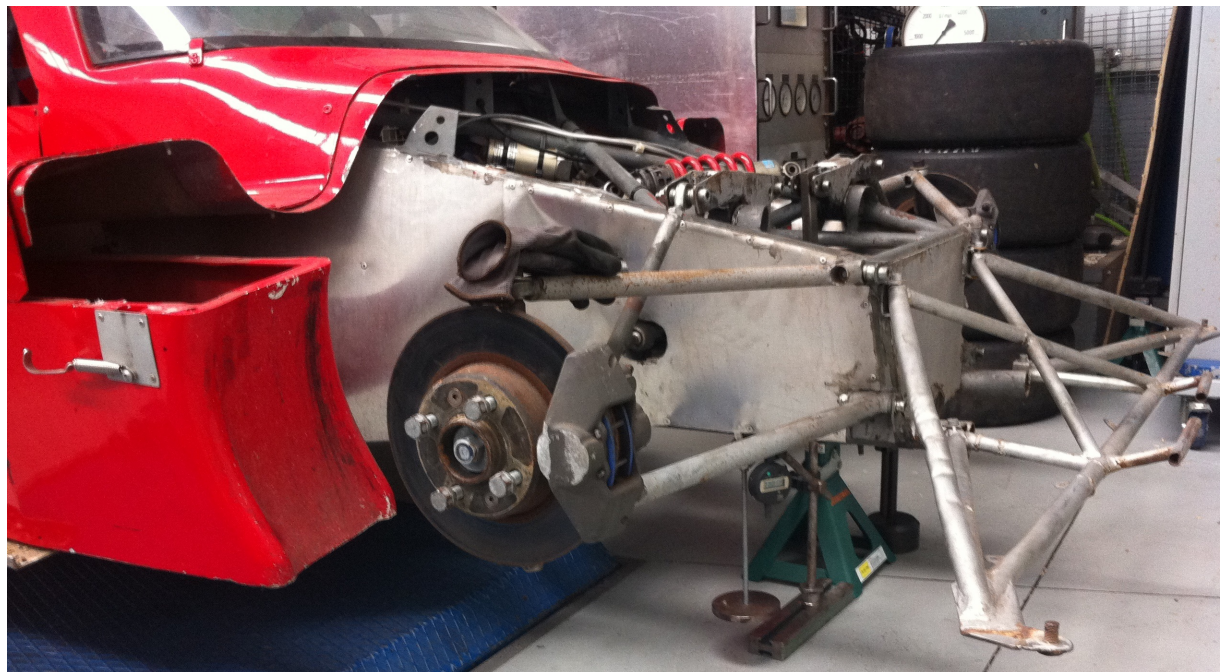


(a) Eixo dianteiro

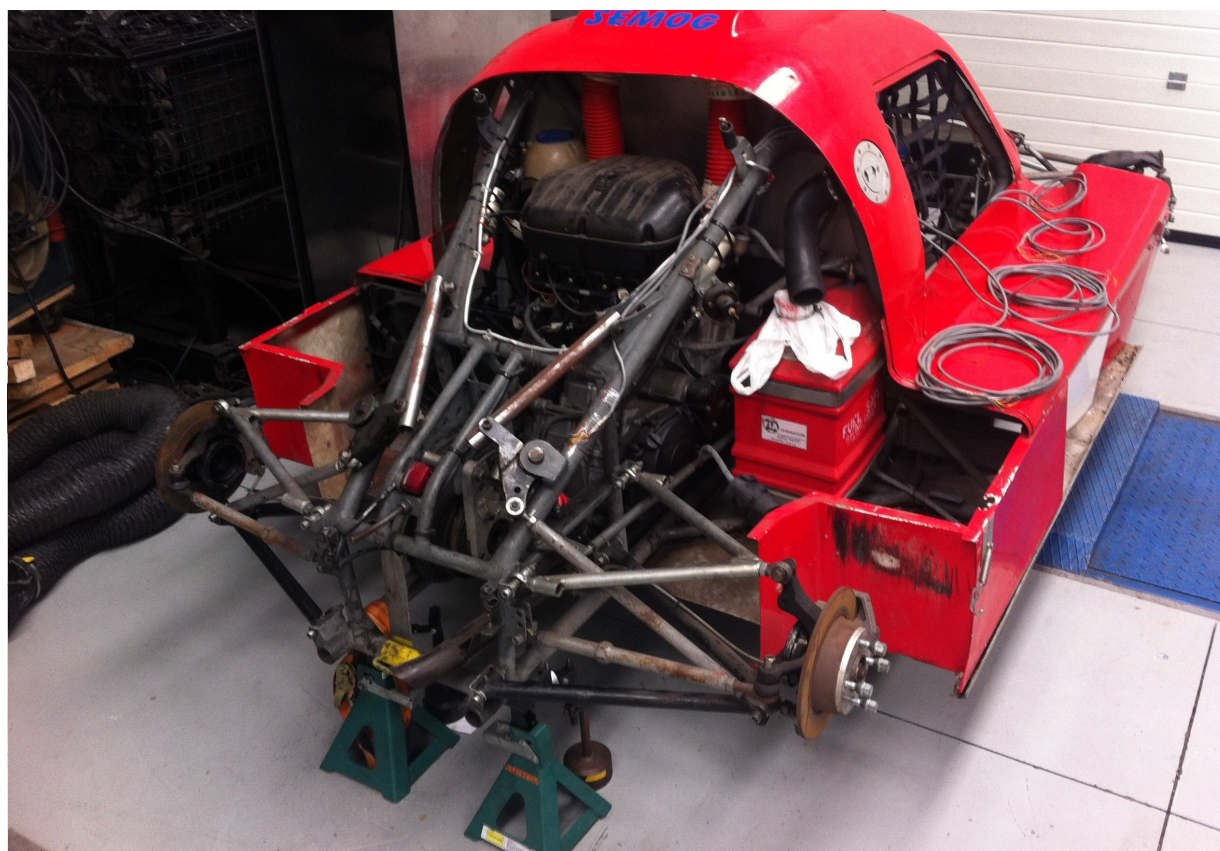


(b) Eixo traseiro

Figura 4.1: Aplicação da carga e apoios nas mangas de eixo do veículo



(a) Eixo dianteiro



(b) Eixo traseiro

Figura 4.2: Aplicação da carga e apoios no quadro do veículo

## 4.1 Simulações numéricas

A escolha dos vários parâmetros nas simulações numéricas é de extrema importância, uma vez que dela depende a fiabilidade dos resultados e integridade da estrutura, evitando danos na mesma ou nos diversos componentes do veículo. Parâmetros como os pontos de apoio em configuração isostática, pontos de aplicação das cargas, elementos de ligação dos vários componentes e quantidade de carga a aplicar, de modo a haver concordância e coerência com os aplicados nos ensaios experimentais.

### 4.1.1 Avaliação numérica do *chassis*

Para a avaliação numérica do comportamento do *chassis* à torção, foi necessário determinar um conjunto de apoios que não conferisse rigidez adicional à estrutura e que fosse possível de replicar nos ensaios experimentais.

A determinação do conjunto de apoios foi de forma a que o *chassis* fosse livre de se deformar, replicando as condições de circulação do veículo. Para o efeito, os apoios devem formar um conjunto isostático de restrições, conforme demonstrado na figura 4.3.

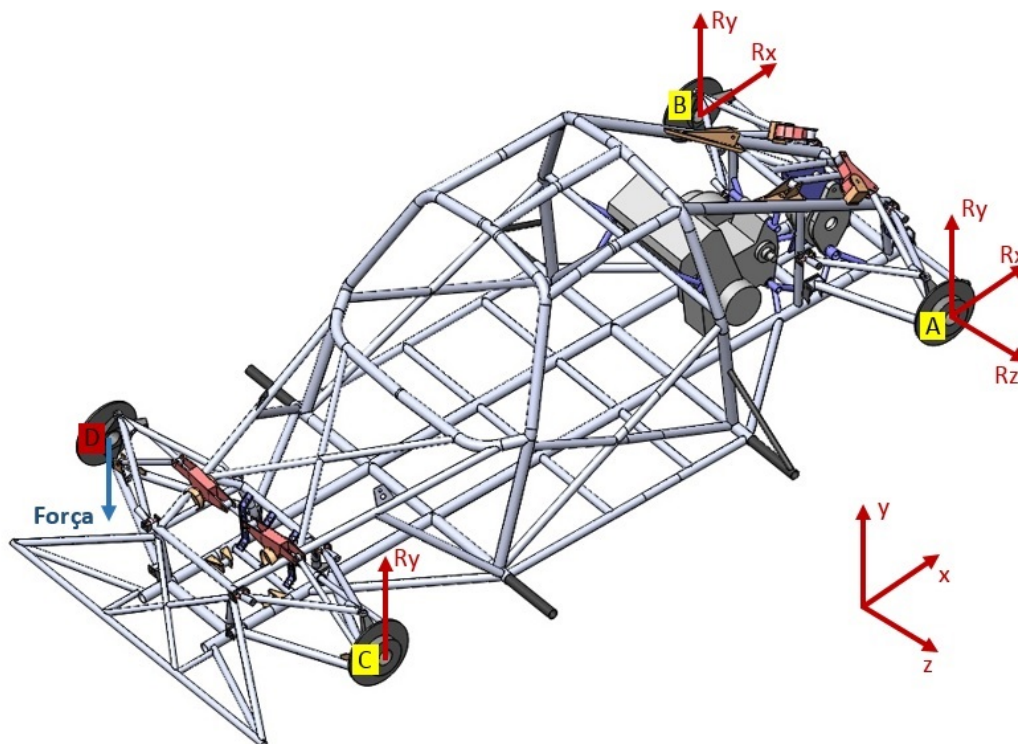


Figura 4.3: Travamento isostático do *chassis*

Na figura 4.4 pode ser observado este conjunto de restrições aplicadas ao *chassis*.

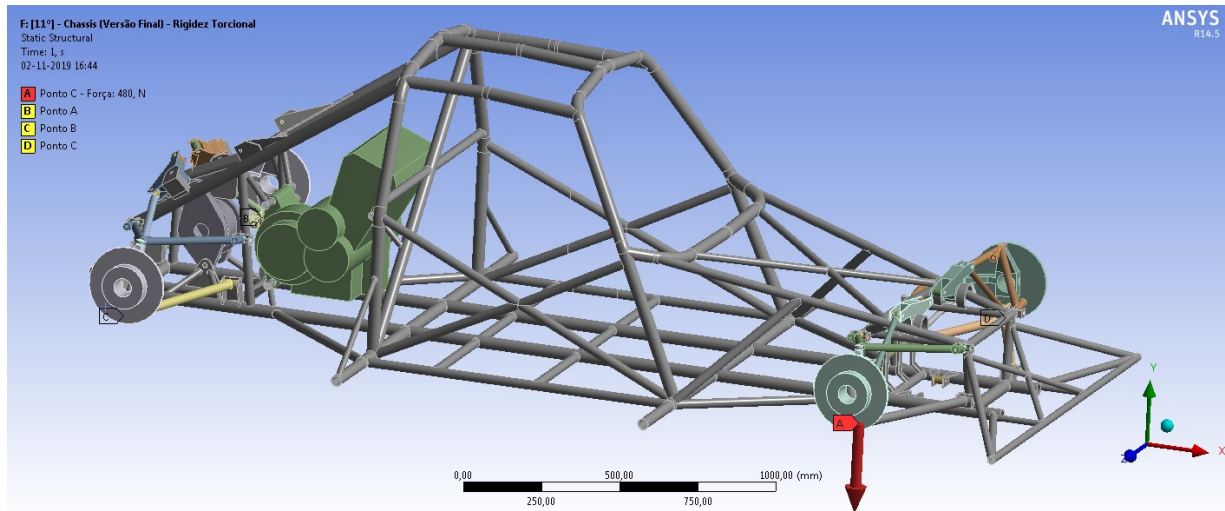


Figura 4.4: Configuração da simulação da rigidez torcional no *chassis*

Após o processamento da simulação e tomando como referência a distribuição de tensões equivalentes de Von Mises, identificaram-se os pontos de maior concentração das mesmas, para posterior instrumentação do veículo e realização dos ensaios experimentais recorrendo à extensometria elétrica.

Na figura 4.5 são visíveis, a cor vermelha, alguns dos pontos onde há uma maior concentração de tensões, sendo o valor máximo localizado de  $111,42 \text{ MPa}$ .

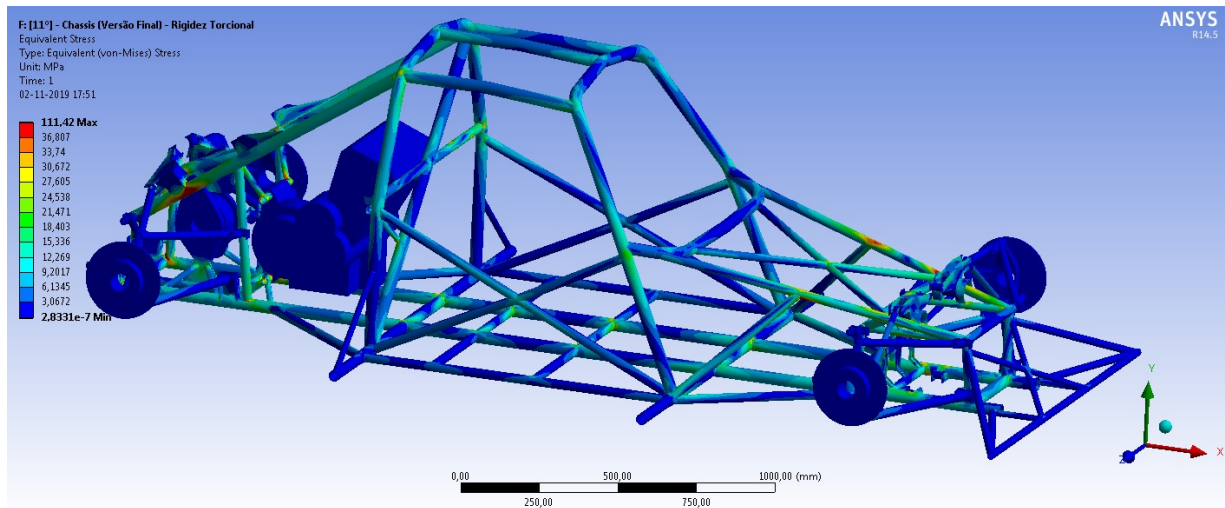


Figura 4.5: Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no *chassis*

Com o objetivo de avaliar o valor da rigidez torcional foi ainda determinado o deslocamento segundo o eixo Y no ponto de aplicação da carga. O valor obtido de  $9,72 \text{ mm}$  é apresentado na figura 4.6.

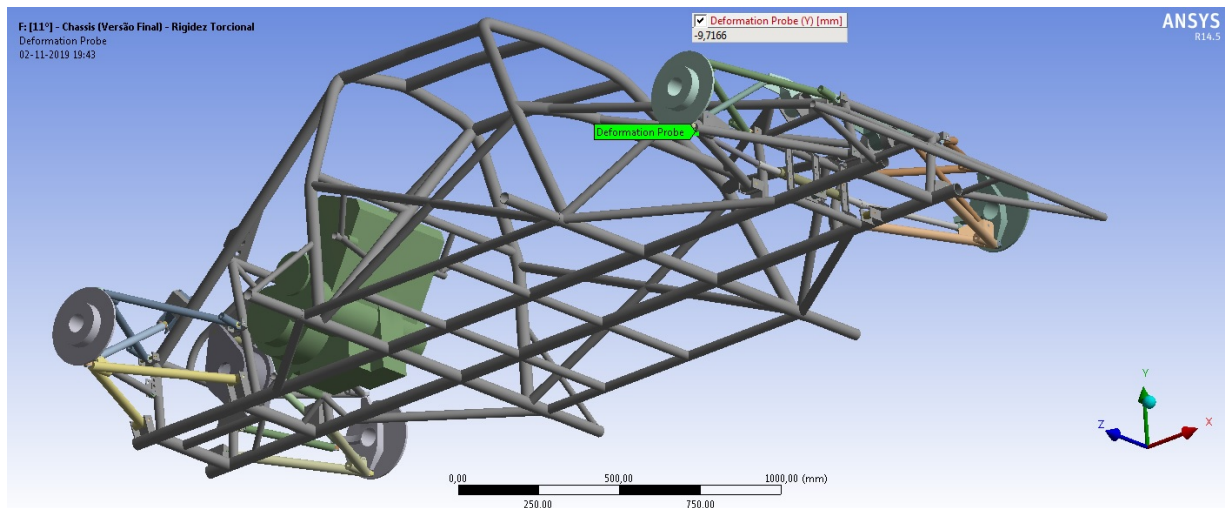


Figura 4.6: Deformação no eixo Y do ponto de aplicação da carga no *chassis*

Com estes valor e restantes parâmetros de carga e alavanca, foi determinada uma rigidez torcional de  $1783 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ . A análise destes resultados é efetuada em pormenor no capítulo 4.5.

#### 4.1.2 Avaliação numérica do quadro

Para a avaliação numérica do comportamento do quadro à torção, foi necessário determinar um conjunto de apoios que não conferisse rigidez adicional à estrutura e que fosse possível de replicar nos ensaios experimentais.

A determinação do conjunto de apoios foi de forma a que o quadro fosse livre de se deformar. Com essa finalidade, os apoios formaram um conjunto isostático de restrições, demonstrado na figura 4.7.

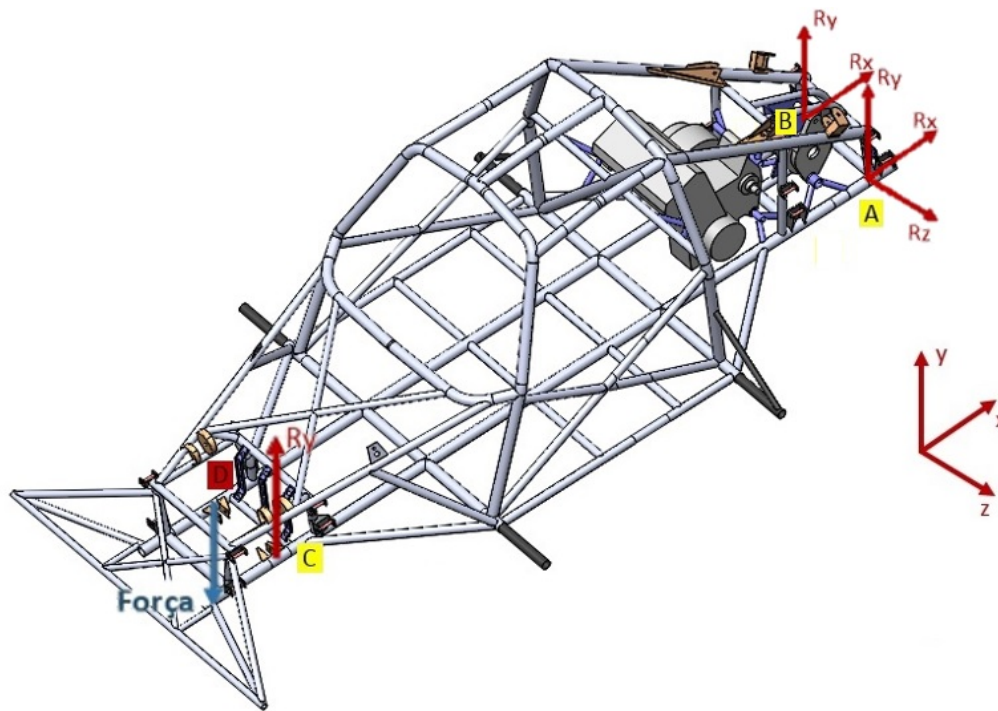


Figura 4.7: Travamento isostático do quadro

Na figura 4.8 pode ser observado este conjunto de restrições aplicadas ao quadro.

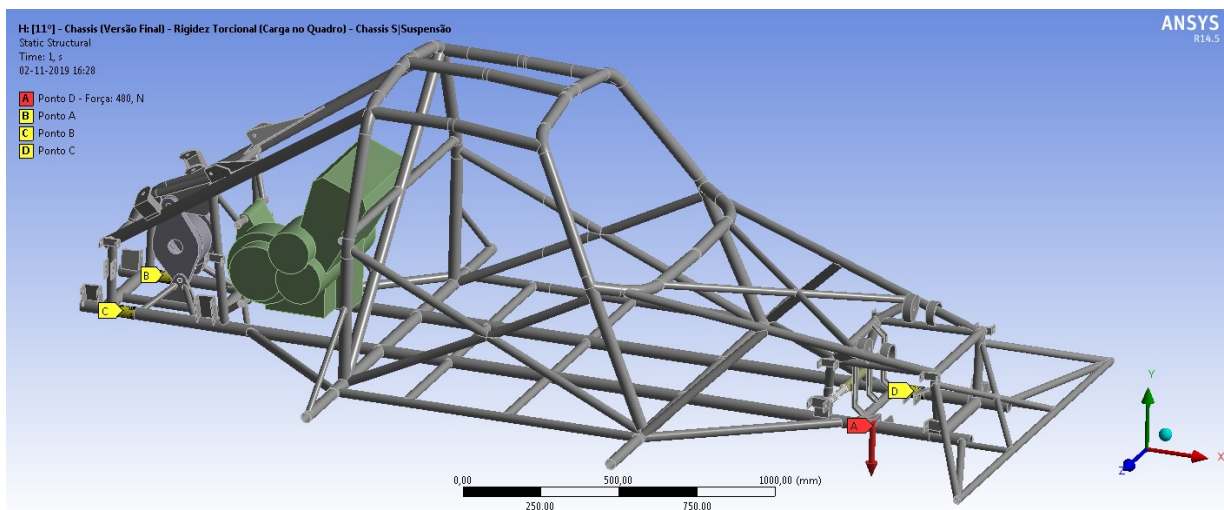


Figura 4.8: Configuração da simulação da rigidez torcional do quadro

Do mesmo modo foi analisada a distribuição de tensões equivalentes de Von Mises e identificados os pontos a instrumentar no *chassis*, para os ensaios experimentais. O valor

máximo localizado de tensão instalada na estrutura é de  $39,75 \text{ MPa}$ , muito abaixo dos valores de tensão de cedência do material.

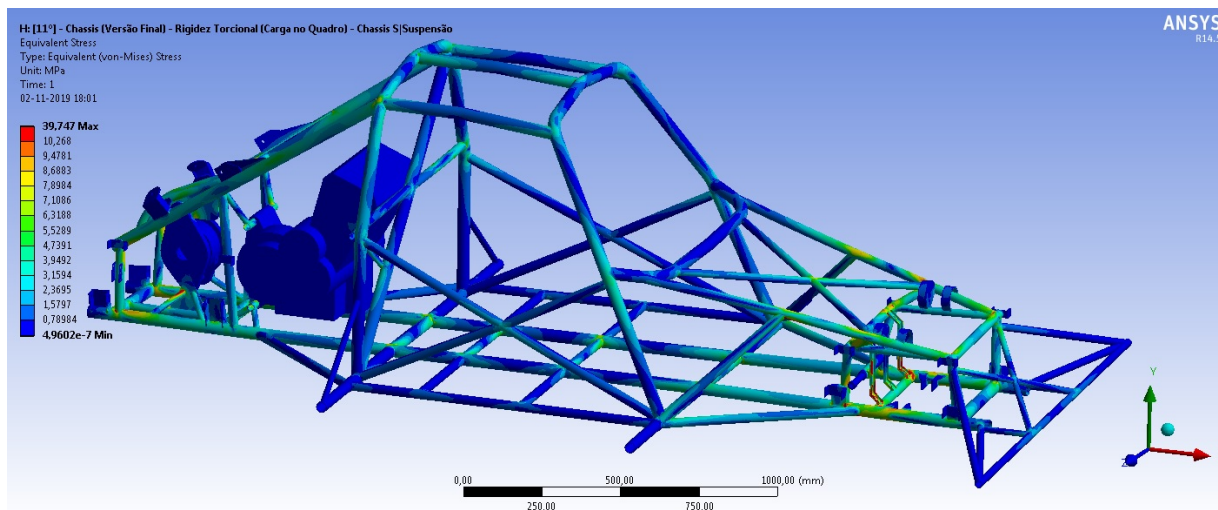


Figura 4.9: Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no quadro

O deslocamento do quadro segundo o eixo Y, no ponto de aplicação da carga é apresentada na figura 4.10, com um valor de  $0,58 \text{ mm}$ .

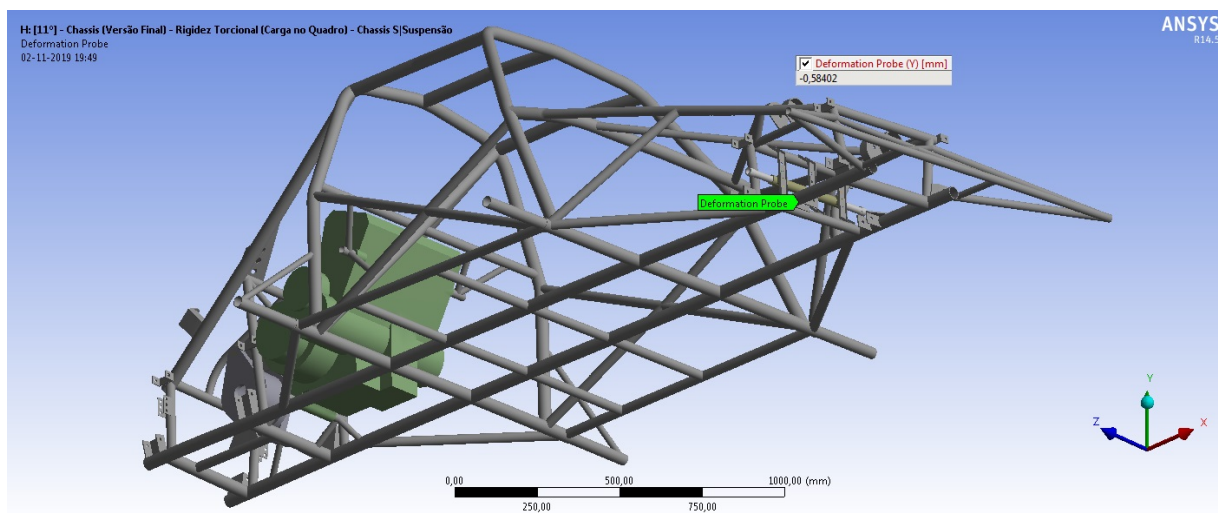


Figura 4.10: Deslocamento no eixo Y do ponto de aplicação da carga no quadro

Com estes valor e restantes parâmetros de carga e alavanca, foi determinada uma rigidez torcional de  $1757 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ . A análise destes resultados é efetuada em pormenor no capítulo 4.5.

### 4.1.3 Avaliação dos pontos escolhidos para extensometria

Analisando os resultados das duas simulações (ao *chassis* e ao quadro) e os valores de tensão obtidos, foram escolhidos os 4 pontos onde seria aplicada a extensometria elétrica. Estes pontos de interesse foram escolhidos tendo em conta as zonas de maiores tensões e em que fosse possível instalar a roseta de extensómetros. Além desses parâmetros teriam de ser zonas comuns, em que as tensões fossem elevadas nas duas simulações.

Os pontos 1, 2, 3 e 4, identificados na figura 4.11, foram escolhidos com base nos critérios referidos.



Figura 4.11: Localização dos pontos selecionados para instrumentação com extensometria elétrica

A correta orientação das rosetas de extensómetros segundo a direção da tensão principal é um processo importante para a obtenção de resultados fidedignos. Nas seguintes figuras são apresentados em pormenor os pontos selecionados para a instrumentação e as respetivas direções das tensões principais.

O ponto de instrumentação n°1, apresentado na figura 4.12, localiza-se na parte dianteira do quadro, próximo do atuador do *push-rod* da suspensão do lado esquerdo do veículo.

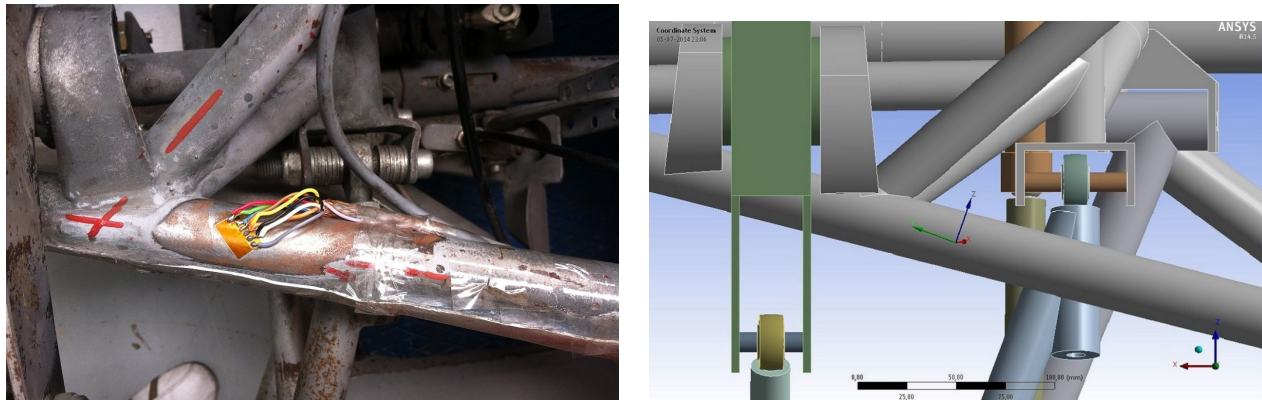


Figura 4.12: Ponto de instrumentação n°1

A orientação das tensões principais no ponto de instrumentação n°1 é visível na figura 4.13. Esta informação permitiu obter uma referência para o alinhamento da roseta de extensómetros segundo o eixo das tensões principais nesse ponto.

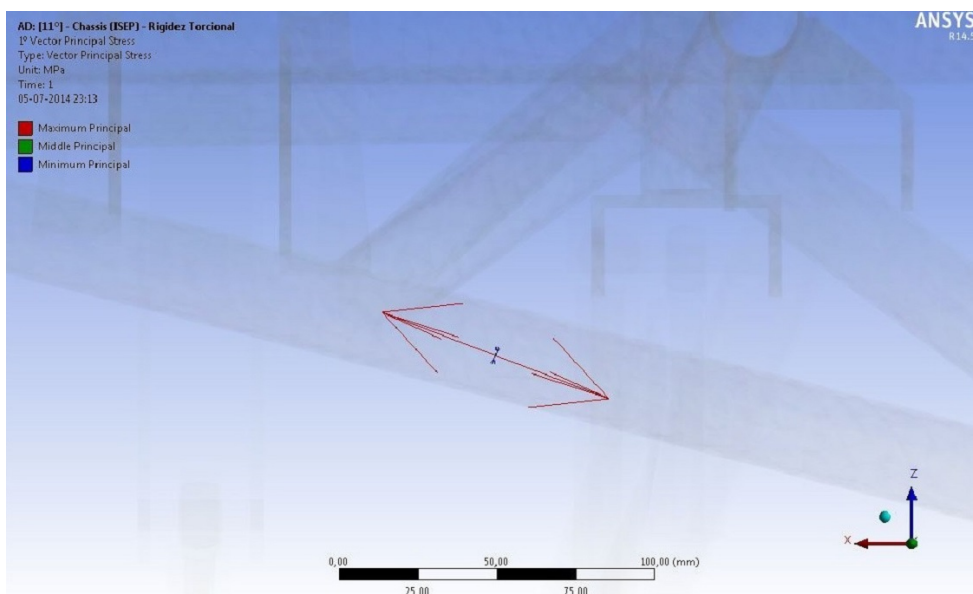


Figura 4.13: Direção das tensões principais no ponto de instrumentação n°1

O ponto de instrumentação n°2, apresentado na figura 4.14, localiza-se também na parte dianteira do quadro, mas do lado direito, a meio vão do respetivo elemento, numa zona de ligação a um segundo elemento.



Figura 4.14: Ponto de instrumentação n°2

A orientação das tensões principais no ponto de instrumentação n°2 é visível na figura 4.15. Esta informação permitiu obter uma referência para o alinhamento da roseta de extensómetros segundo o eixo das tensões principais nesse ponto.

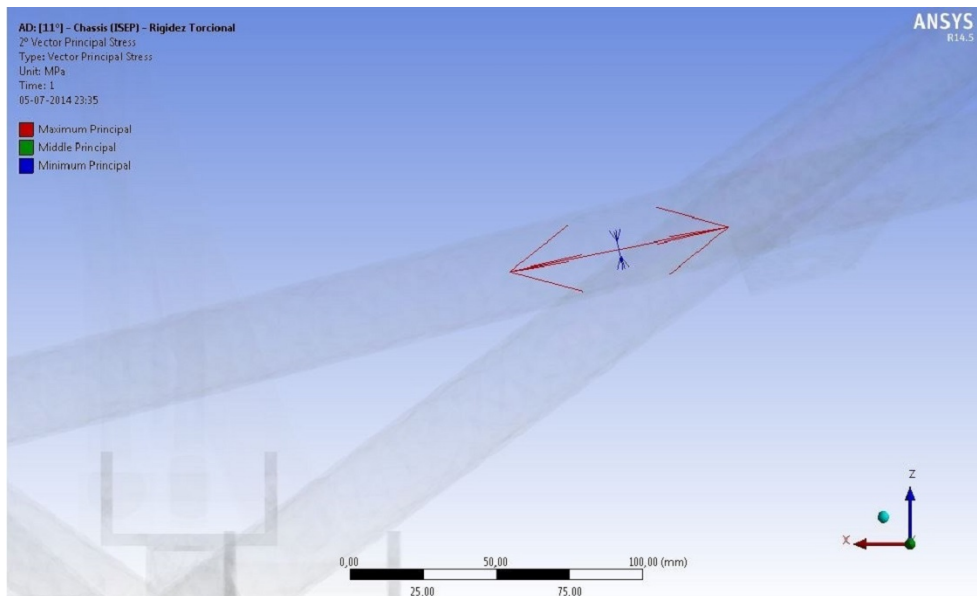


Figura 4.15: Direção das tensões principais no ponto de instrumentação n°2

O ponto de instrumentação n°3, representado na figura 4.16, localiza-se na parte traseira do quadro, do lado direito, na extremidade da zona de contacto do elemento tubular com o *bracket* de ancoragem do amortecedor ao quadro.

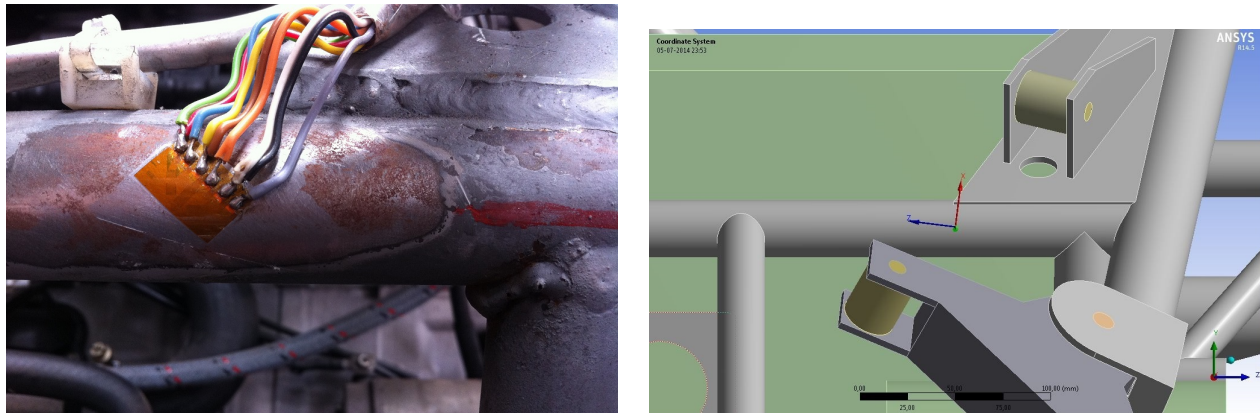


Figura 4.16: Ponto de instrumentação n°3

A orientação das tensões principais no ponto de instrumentação n°3 é visível na figura 4.17. Esta informação permitiu obter uma referência para o alinhamento da roseta de extensômetros segundo o eixo das tensões principais nesse ponto.

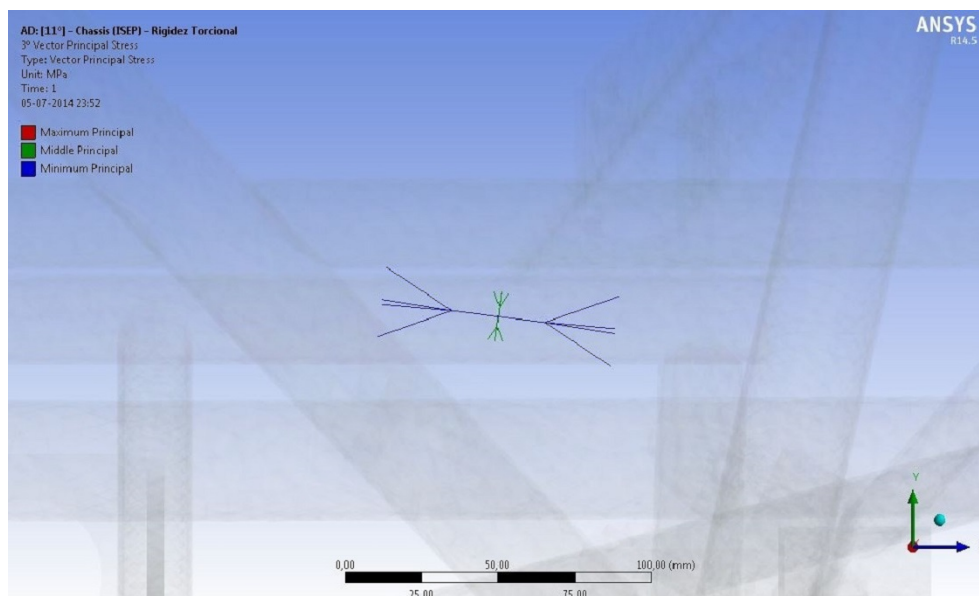


Figura 4.17: Direção das tensões principais no ponto de instrumentação n°3

O ponto de instrumentação n°4, representado na figura 4.18, localiza-se na parte traseira do quadro, próximo do atuador do *push-rod* da suspensão do lado direito do veículo.

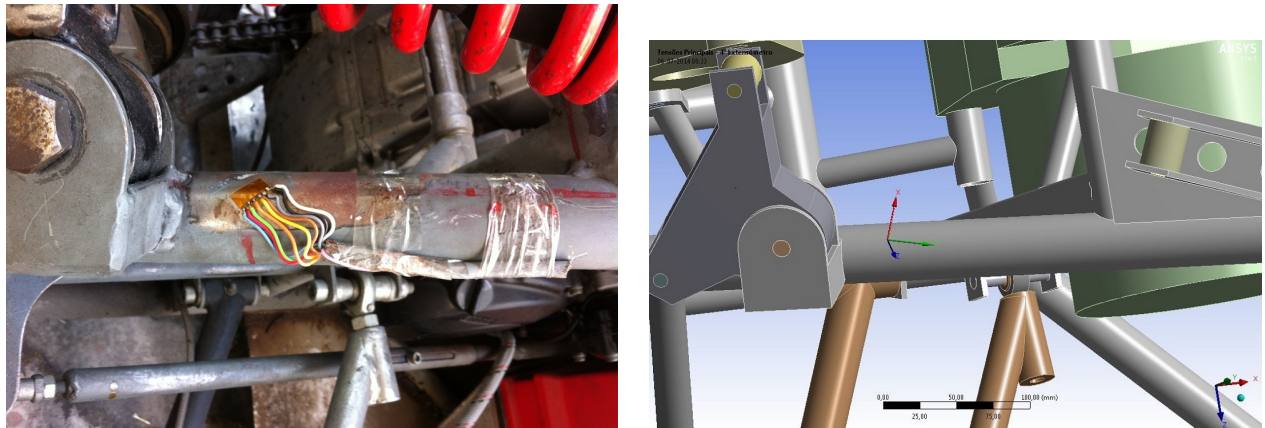


Figura 4.18: Ponto de instrumentação nº4

A orientação das tensões principais no ponto de instrumentação nº4 é mostrada na figura 4.19. Esta informação permitiu obter uma referência para o alinhamento da roseta de extensômetros segundo o eixo das tensões principais nesse ponto.

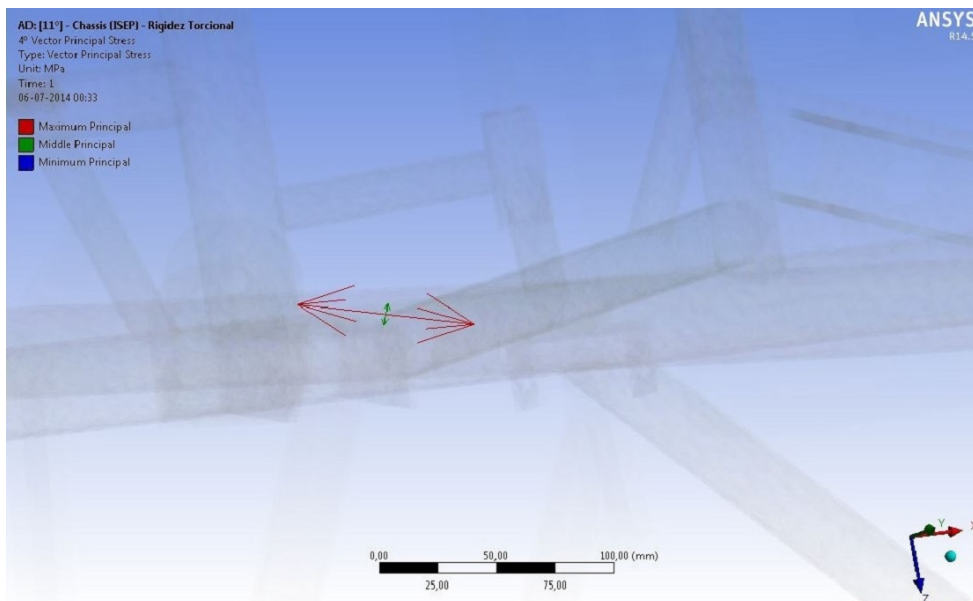


Figura 4.19: Direção das tensões principais no ponto de instrumentação nº4

### Tensões equivalentes de Von-Mises na simulação da rigidez torcional do *chassis*

O valor das tensões equivalentes de Von Mises instaladas, resultante das simulações no caso da rigidez torcional do chassis, podem ser lidas nas figuras 4.20, 4.21, 4.22 e 4.23, estando os seus valores sumarizados na tabela 4.1.

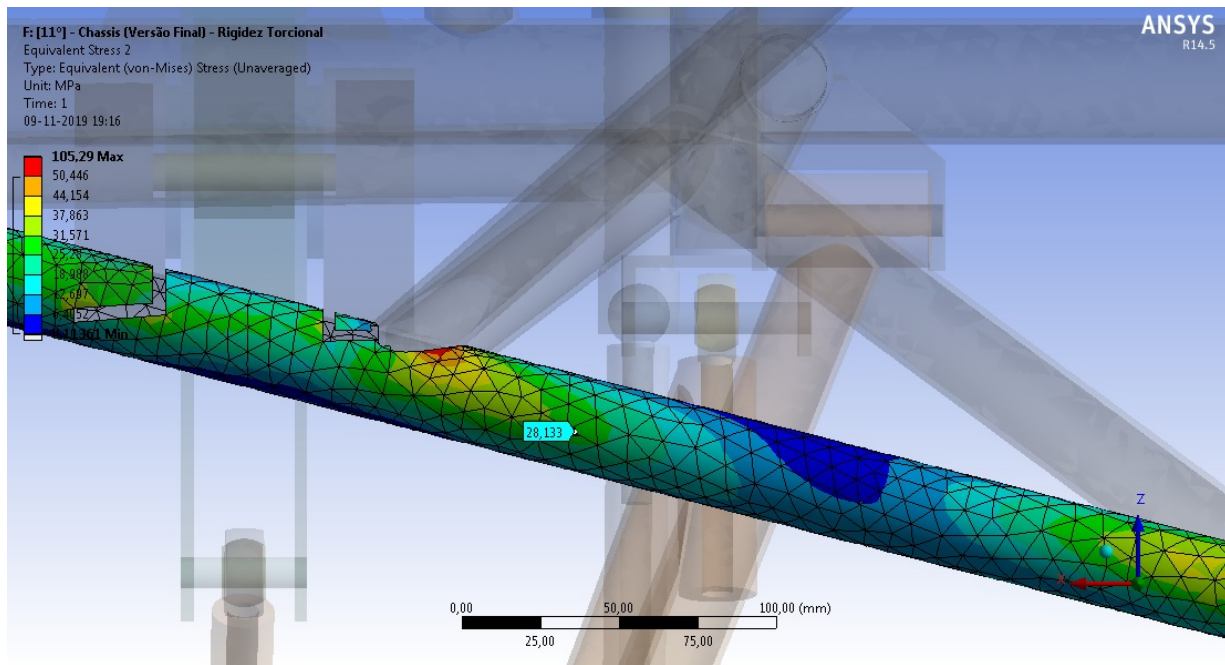


Figura 4.20: Tensão equivalente de Von Mises no ponto n°1. Simulação da rigidez torcional do *chassis*

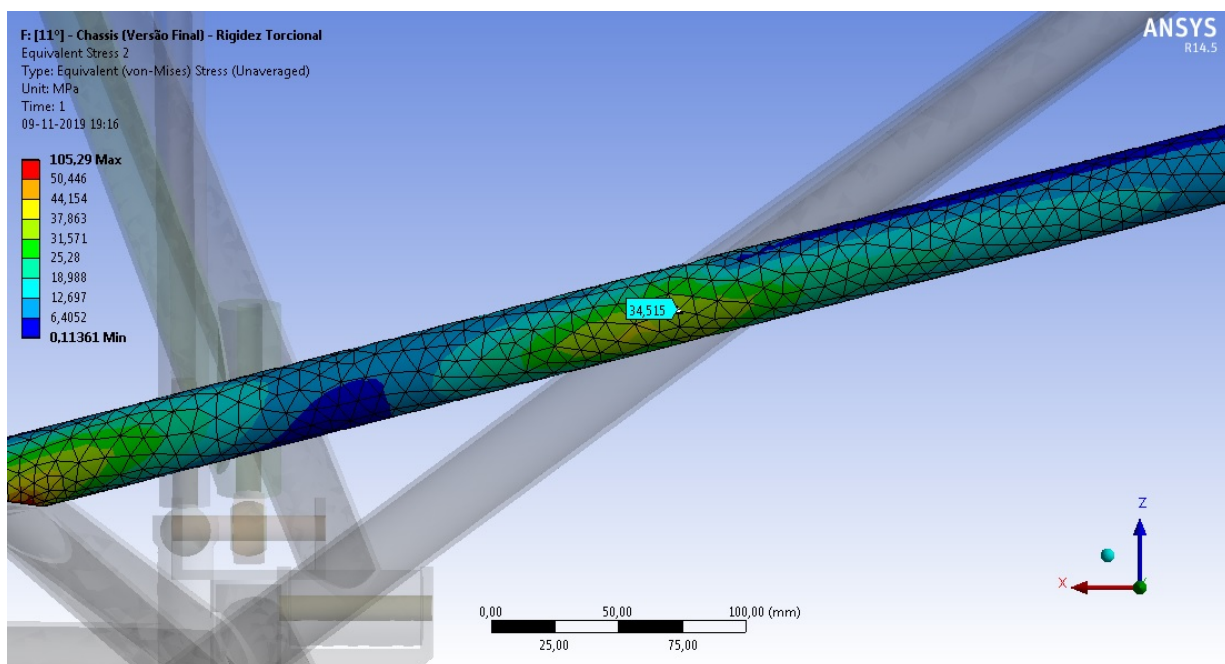


Figura 4.21: Tensão equivalente de Von Mises no ponto n°2. Simulação da rigidez torcional do *chassis*

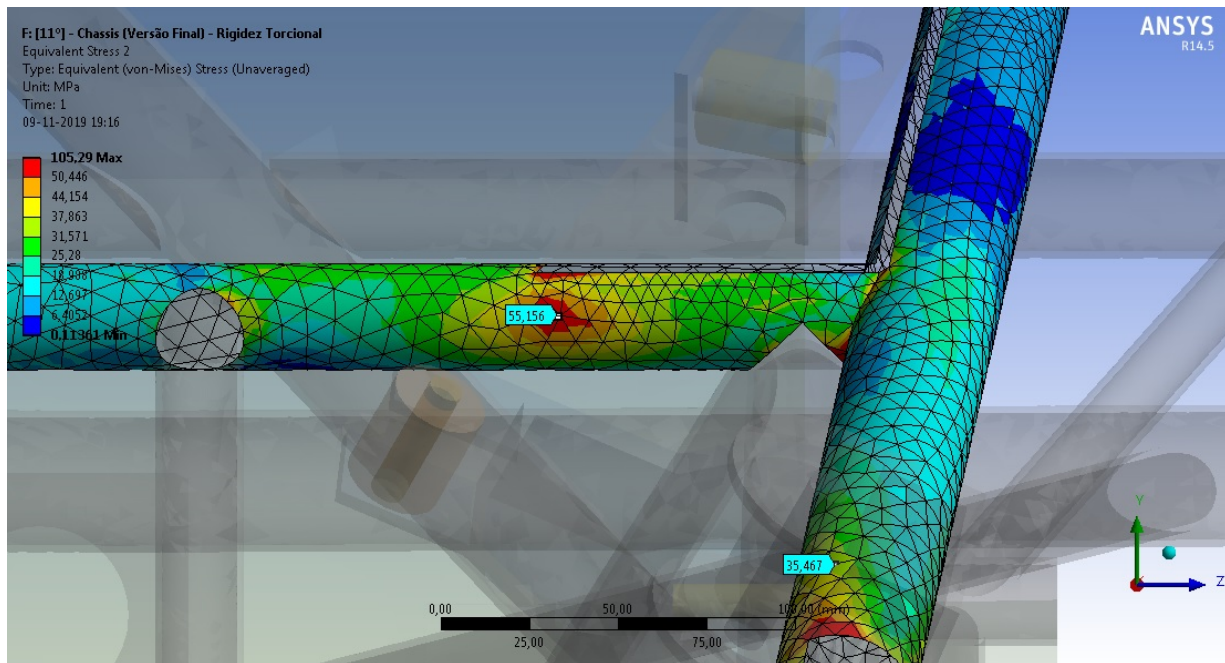


Figura 4.22: Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº3. Simulação da rigidez torcional do *chassis*

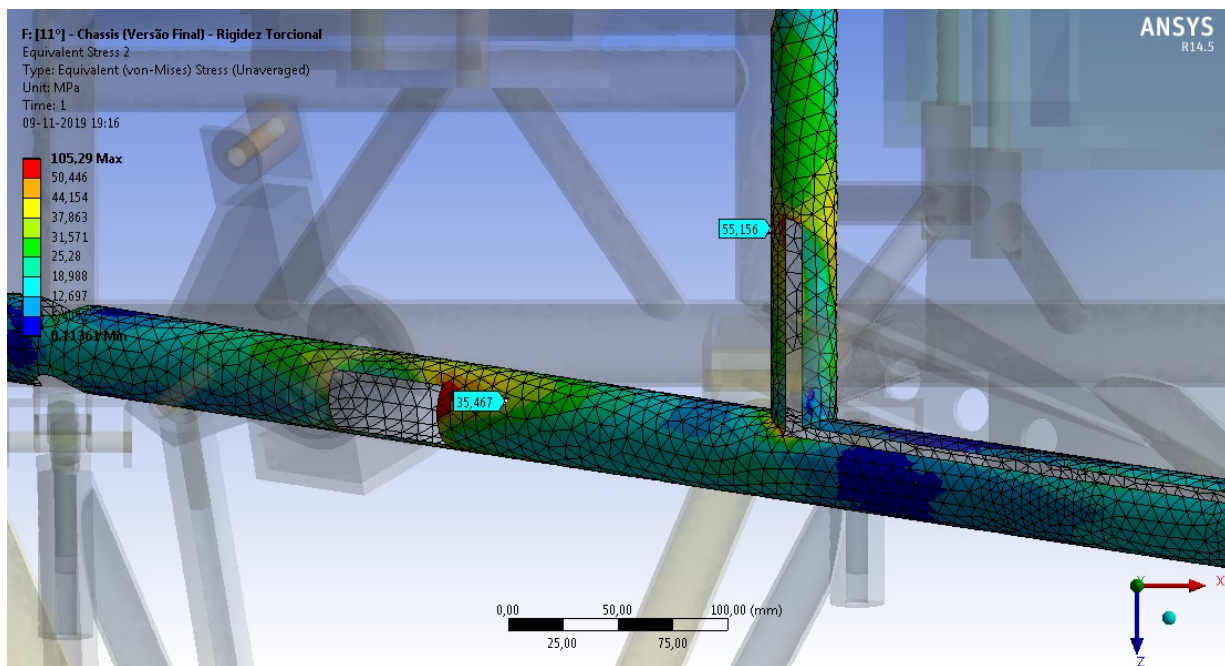


Figura 4.23: Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº4. Simulação da rigidez torcional do *chassis*

Tabela 4.1: Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Simulação da rigidez torcional do *chassis*

Ponto	Tensão equivalente Von Mises [MPa]
1	28,13
2	34,52
3	55,16
4	35,47

### Tensões equivalentes de Von Mises na simulação da rigidez torcional do quadro

O valor das tensões equivalentes instaladas, resultante das simulações no caso da rigidez torcional do quadro, podem ser lidas nas figuras 4.24, 4.25, 4.26 e 4.27, estando os seus valores sumarizados na tabela 4.2.

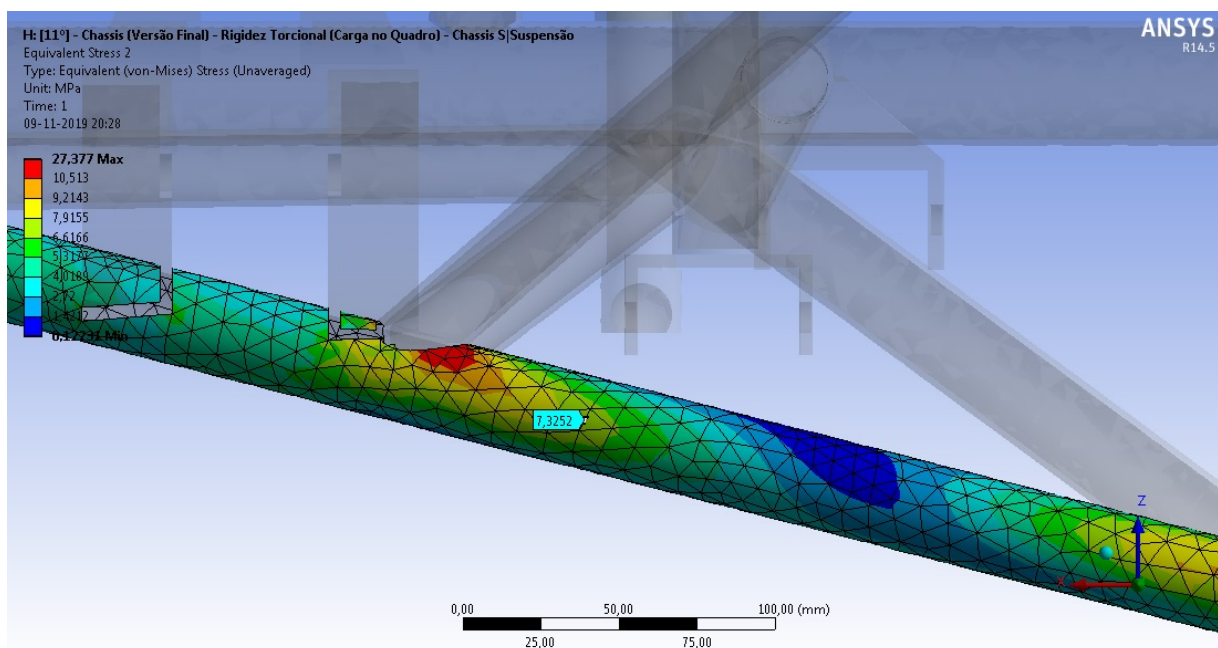


Figura 4.24: Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº1. Simulação da rigidez torcional do quadro

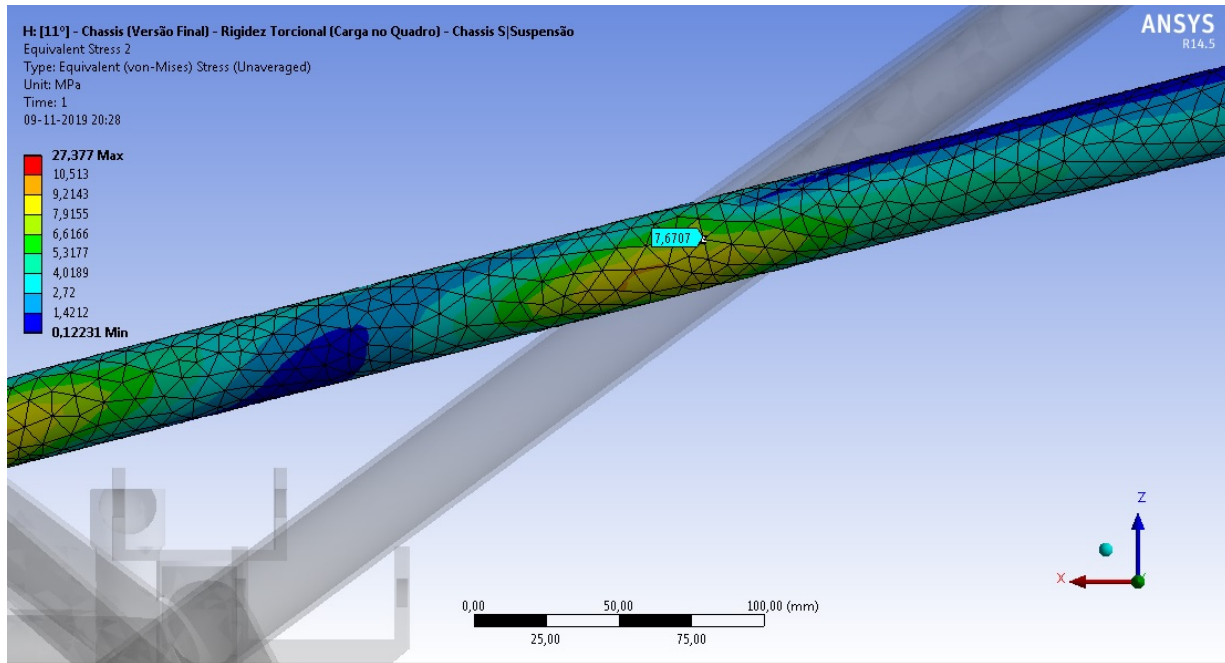


Figura 4.25: Tensão equivalente de Von Mises no ponto n°2. Simulação da rigidez torcional do quadro

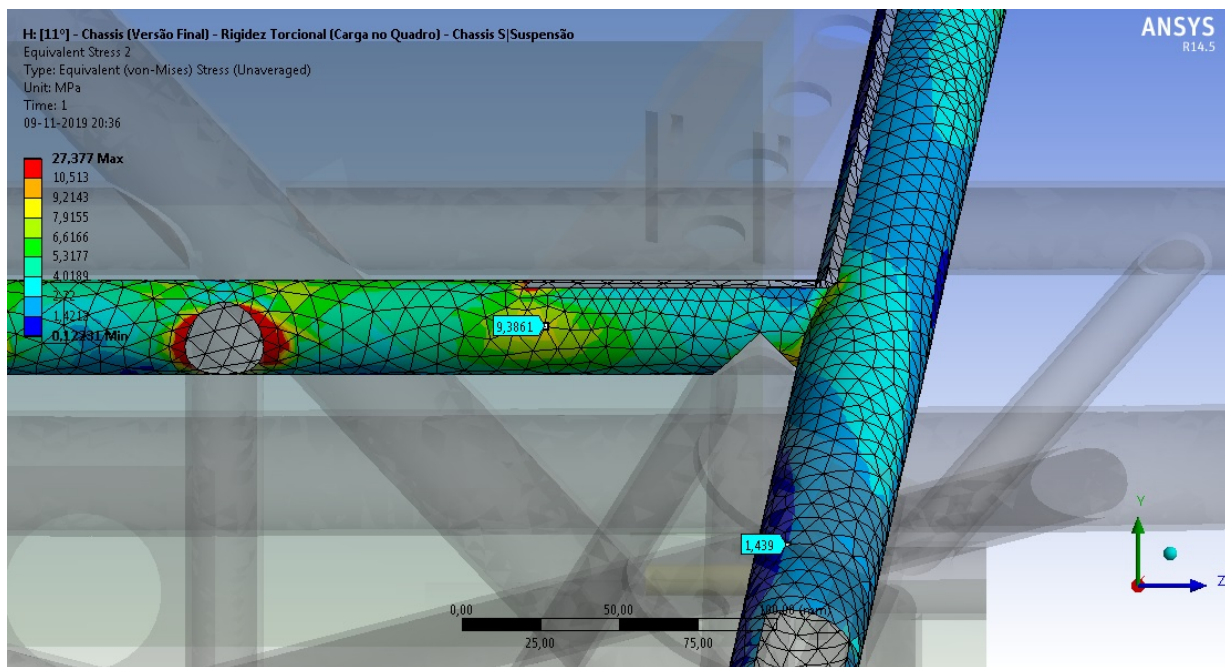


Figura 4.26: Tensão equivalente de Von Mises no ponto n°3. Simulação da rigidez torcional do quadro

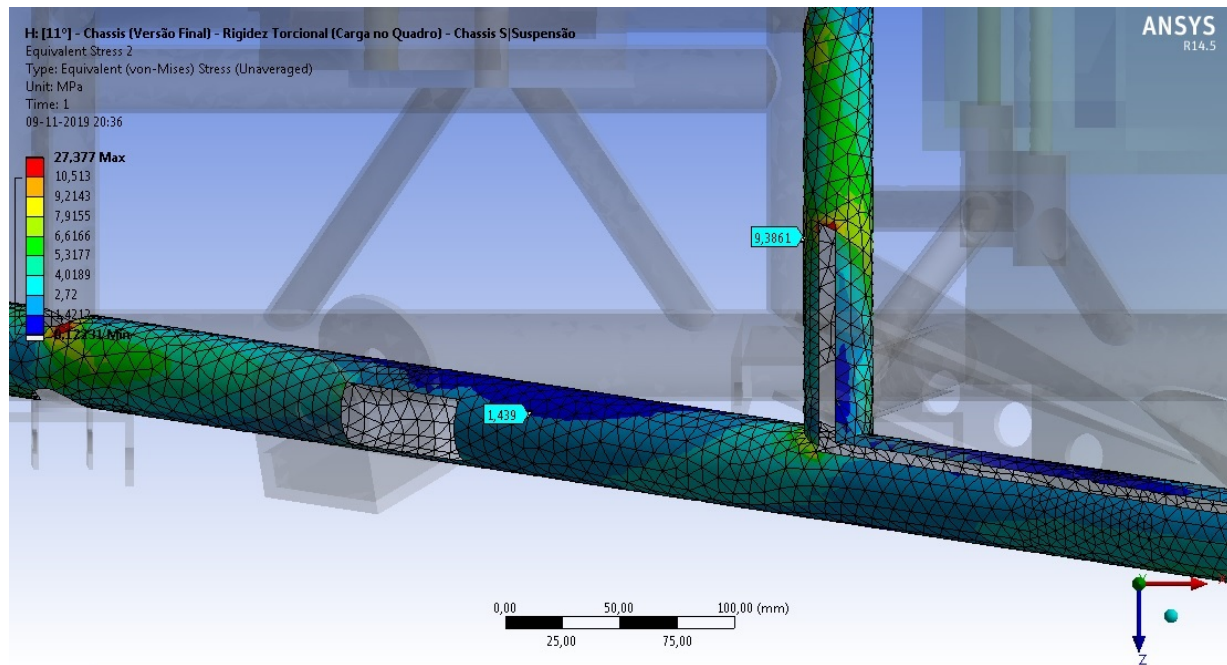


Figura 4.27: Tensão equivalente de Von Mises no ponto nº4. Simulação da rigidez torcional do quadro

Tabela 4.2: Valores das tensões equivalentes de Von Mises. Simulação da rigidez torcional do quadro

Ponto	Tensão equivalente Von Mises [MPa]
1	7,33
2	7,67
3	9,39
4	1,44

As rosetas de extensômetros permitiram a recolha das tensões equivalentes instaladas nos respetivos pontos, para posterior comparação com os valores obtidos nos ensaios experimentais.

## 4.2 Preparação e instrumentação do veículo

Após a análise das simulações numéricas e recolha de todos os dados relevantes, procedeu-se à preparação e instrumentação do veículo, com vista à realização dos ensaios experimentais, tendo a precaução de evitar danos na sua estrutura, por se tratar de um veículo com plenas capacidades de funcionamento.



Figura 4.28: Veículo ensaiado - SEMOG CM001

Como anteriormente referido, alguns dos componentes foram desmontados, tais como carenagens, asa traseira, amortecedores, rodas, de modo a minimizar a sua influência nos ensaios, uma vez que os mesmos não foram também tidos em conta na modelação, com o objetivo de não tornar demasiado complexa a nível computacional. De referir que, embora a sua influência na rigidez do conjunto seja considerada de pequena escala, não foi possível retirar qualquer uma das chapas, uma vez que as mesmas estavam rebitadas.

No caso dos amortecedores (figura 4.29), estes foram substituídos por tubos metálicos de grande rigidez, de modo a que a propagação dos esforços entre o sistema de suspensão e o quadro do veículo fosse contínua e sem qualquer tipo de deslocamento.



Figura 4.29: Substituição dos amortecedores por tubos metálicos

Com a escolha prévia dos locais a instrumentar, passou-se à preparação das zonas onde iriam ser coladas as rosetas de extensómetros. A preparação dessas zonas é um passo muito importante, para garantir uma boa colagem e posterior funcionamento dos extensómetros, minimizando erros de leitura.

A tinta dos tubos foi removida com lixas de maior grão, passando-se depois para o uso de lixas de menor granulometria na fase de preparação da superfície metálica. No final da lixagem as superfícies foram limpas com acetona, para garantir a remoção das impurezas resultantes do processo de preparação como é visível na figura 4.30.



Figura 4.30: Preparação da superfície para colagem das rosetas de extensômetros

As rosetas de extensômetros utilizadas neste estudo têm as características apresentadas na figura 4.31.

**Marca:** HBM®

**Modelo:** CEA-06-125UR-120

**Resistência:**  $120 \Omega \pm 0.4 \%$  a  $24^{\circ}\text{C}$

**Sensibilidade (Gauge Factor):**

Secção 1 -  $2.095 \pm 0.5 \%$  a  $24^{\circ}\text{C}$

Secção 2 -  $2.100 \pm 0.5 \%$  a  $24^{\circ}\text{C}$

Secção 3 -  $2.095 \pm 0.5 \%$  a  $24^{\circ}\text{C}$

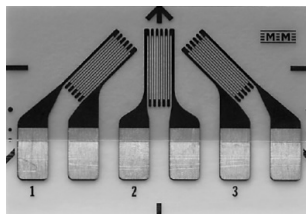


Figura 4.31: Roseta de extensômetros HBM®

Pela sua fragilidade, o manuseio das rosetas de extensômetros deve ser feito com o maior dos cuidados. Esse cuidado começa na preparação da superfície dos tubos, que deve

estar o mais livre de impurezas possível.

Na colagem da roseta (figura 4.32) foi utilizada cola adequada. Para o auxílio dessa mesma colagem, a roseta foi manuseada num pedaço de fita poliimida, tornando o processo de orientação e posicionamento nos tubos mais simples. As rosetas foram então inspecionadas, para detecção de eventuais defeitos no processo de colagem. Com as rosetas instaladas, foram então soldados os cabos aos terminais dos extensômetro de cada roseta. Por fim, de modo a identificar falhas no processo, foi verificada a inexistência de condutividade entre os terminais dos extensômetros e o *chassis*.

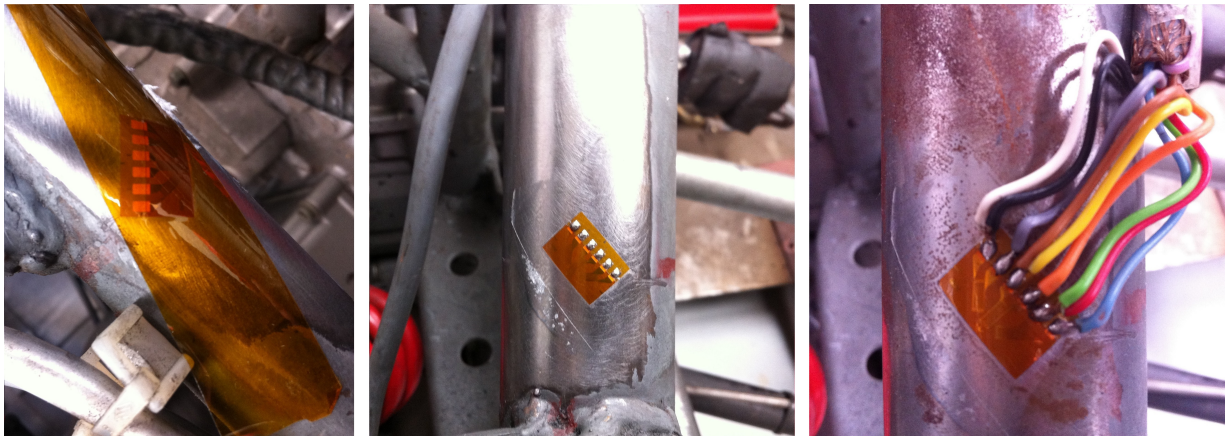


Figura 4.32: Colagem das rosetas de extensômetros e soldadura dos cabos

Para a leitura dos dados dos extensômetros foi utilizado o modelo P3 da Vishay<sup>®</sup> (figura 4.33), um equipamento portátil, alimentado a bateria e com uma utilização intuitiva.

Como principais características possui, entre outras, 4 canais de leitura e possibilidade de configuração de ponte completa, meia ponte e quarto de ponte de Wheatstone.

Esta última configuração em quarto de ponte de Wheatstone foi utilizada nas medições. A ponte foi montada a 3 fios, de modo ser compensada a resistência nominal de cada extensômetro e dos cabos, com comprimentos superiores a 2 metros.

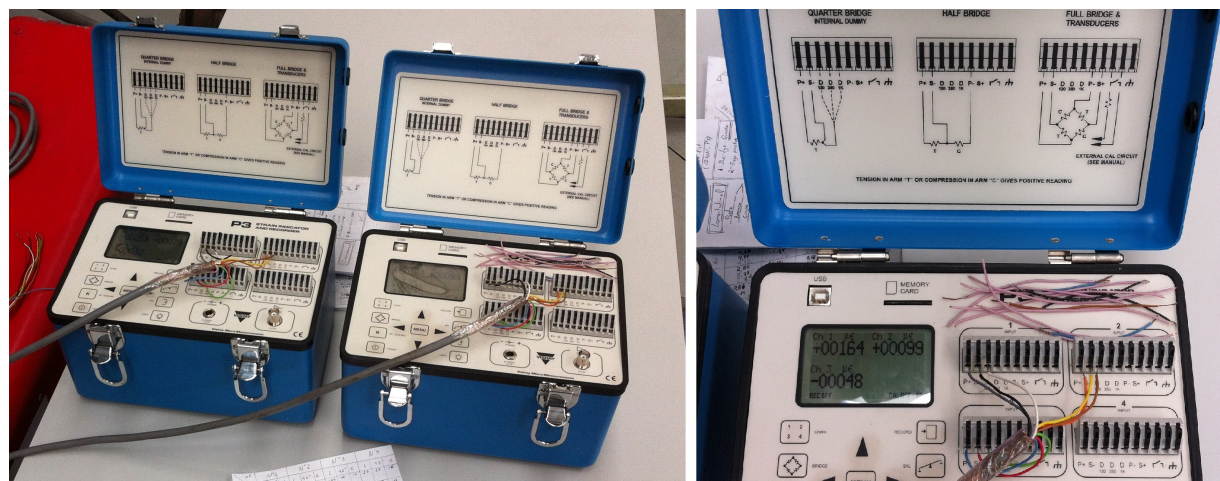


Figura 4.33: Equipamento de leitura Vishay<sup>®</sup> P3 configurado em quarto de ponte de Wheatstone

De modo a completar a ligação, cada roseta necessita de 3 dos 4 canais disponíveis em cada equipamento de leitura. Na limitação pela disponibilidade de apenas dois aparelhos, houve necessidade de efetuar os ensaios em duas etapas, com a aplicação da carga e recolha dos valores de duas das rosetas, seguida da descarga e repouso da estrutura, para nova aplicação de carga e recolha dos valores referentes ao segundo conjunto de rosetas.

### 4.3 Ensaios experimentais

Os ensaios experimentais foram realizados cumprindo os mesmos parâmetros definidos nas simulações numéricas. Da mesma forma foram replicadas experimentalmente as condições dos testes à rigidez torcional do veículo com e sem elementos do suspensão.

Nos 3 pontos previamente definidos, o veículo foi apoiado com recurso a cavaletes. O cavalete traseiro esquerdo foi cintado, de modo a replicar as condições da simulação e impedir movimentos nos três eixos. Na figura 4.35 são visíveis os pontos de apoio nos elementos do sistema de suspensão, assim como o porta pesos no sítio correspondente ao da aplicação das cargas.

Seguindo o mesmo princípio, os 3 apoios e o porta pesos foram colocados posteriormente no quadro do veículo como é visível na figura 4.36.

Em cada um dos quatro pontos foi colocado um comparador com o objetivo de recolher os valores dos deslocamentos causados pelos carregamentos, suprimindo também o efeito de eventuais movimentos imponderáveis nos apoios tendencialmente rígidos. Estes valores são essenciais na determinação da rigidez torcional.

Seguindo a coerência dos ensaios, os pesos aplicados foram de igual valor aos das simulações e aplicados sempre seguindo a sua numeração, perfazendo uma massa total de

48,92Kg, o equivalente a 479,91N.

A caracterização de cada um deles é feita na seguinte tabela:

Peso n°	Massa [Kg]
1	9,90
2	9,84
3	9,70
4	9,72
5	9,76



Figura 4.34: Pesos em chumbo utilizados no carregamento do veículo

Os carregamentos foram feitos a um peso de cada vez, sendo entre cada um deles registados os valores dos comparadores em cada um dos 4 pontos, assim como os dados fornecidos pelas rosetas de extensómetros. A recolha de dados continuava também no momento da descarga, com registo de valores a cada peso retirado, com vista a perceber a linearidade dos resultados obtidos e limitar eventuais erros de leitura.

No total foram realizados 12 carregamentos, 6 deles ao veículo completo e os restantes ao quadro. Entre cada um deles, todos os equipamentos eram levados ao seu ponto inicial de medição.



Figura 4.35: Apoios e porta pesos aplicados no *chassis*

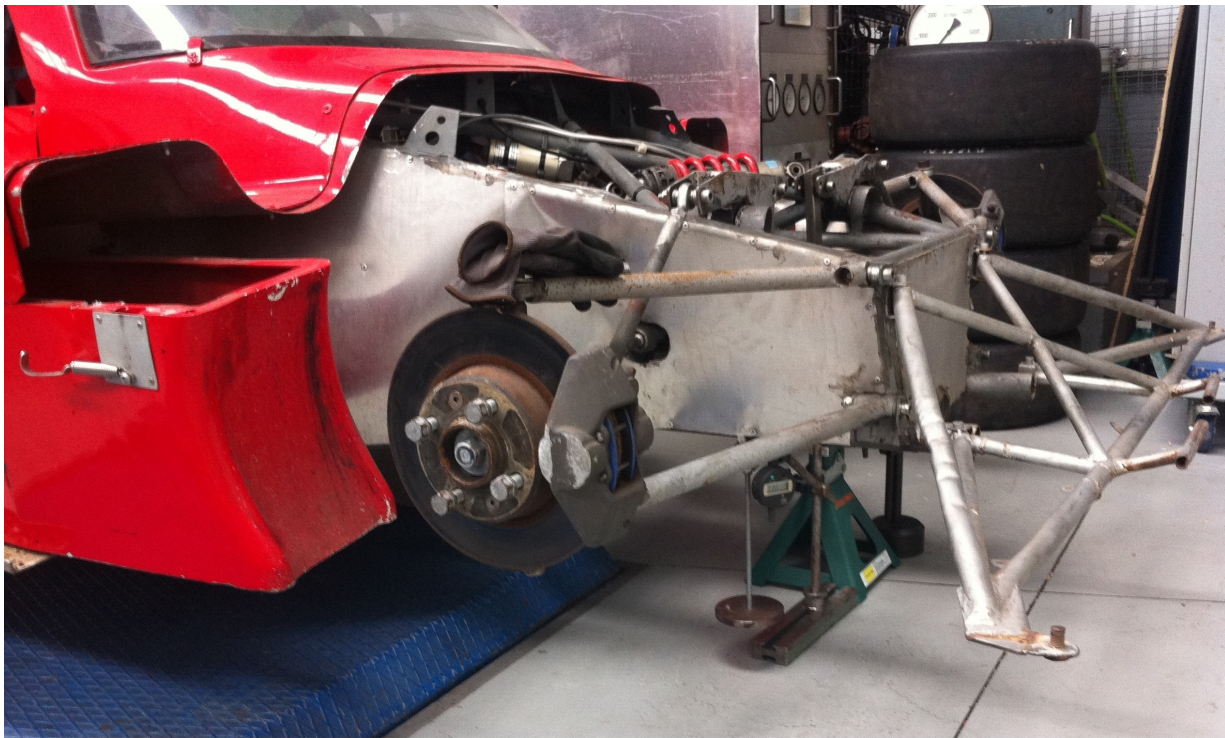


Figura 4.36: Apoios e porta pesos aplicados no quadro

## 4.4 Análise dos resultados experimentais

Após o registo de todos os dados foi feita a sua compilação e tratamento de modo a obter valores para posterior comparação com os obtidos nas simulações numéricas. Por se tratarem de uma dispersão, os valores das tensão principais e da rigidez foram transcritos para gráficos biaxiais, que por sua vez permitiram a determinação das linhas de tendência e suas equações, assim como do coeficiente de determinação  $R^2$ , valor importante categorização da qualidade dos resultados.

Nas figuras 4.37, 4.38, 4.39 e 4.40 são apresentados os gráficos dos valores das tensões equivalentes de Von Mises instaladas nos ensaios da rigidez torcional do *chassis*.

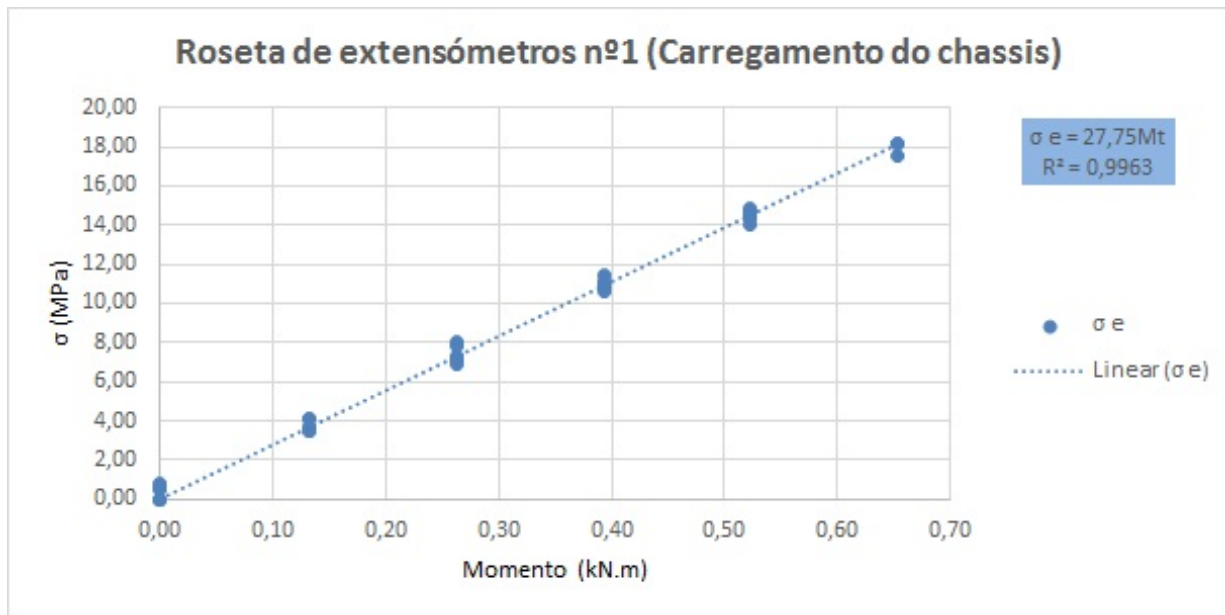


Figura 4.37: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº1. Ensaio da rigidez torcional do *chassis*

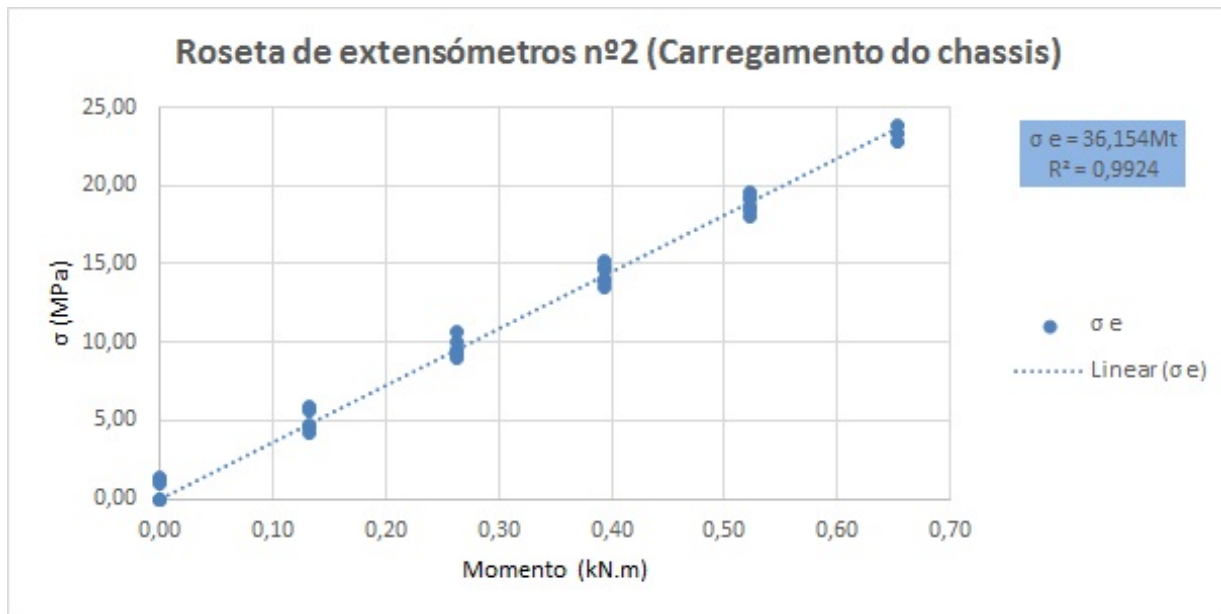


Figura 4.38: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº2. Ensaio da rigidez torcional do *chassis*

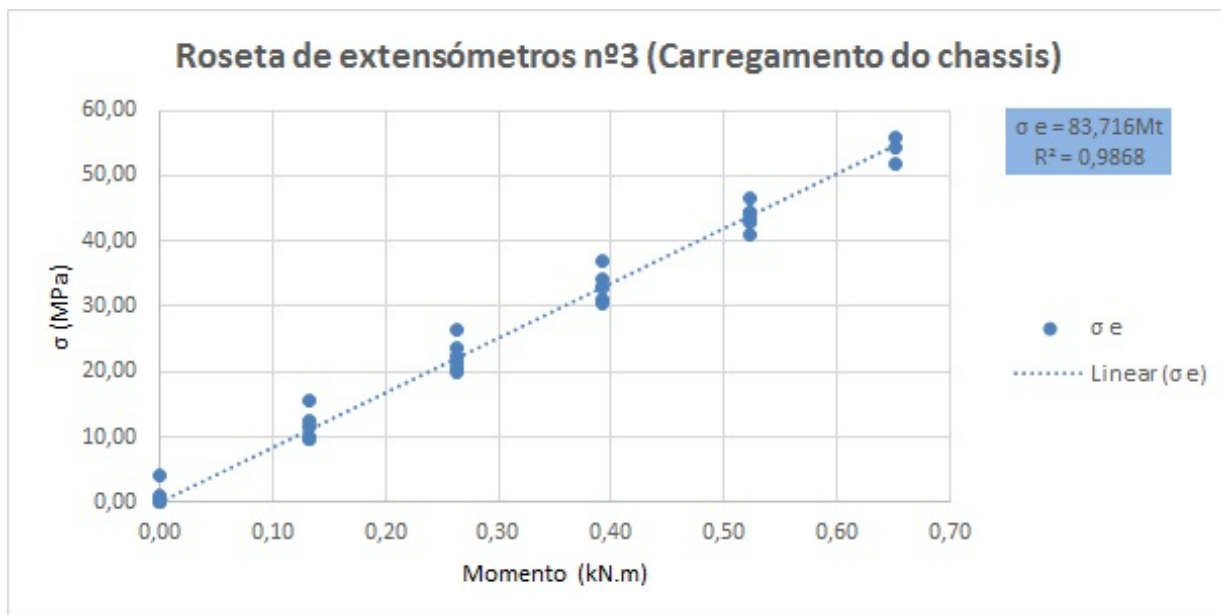


Figura 4.39: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº3. Ensaio da rigidez torcional do *chassis*

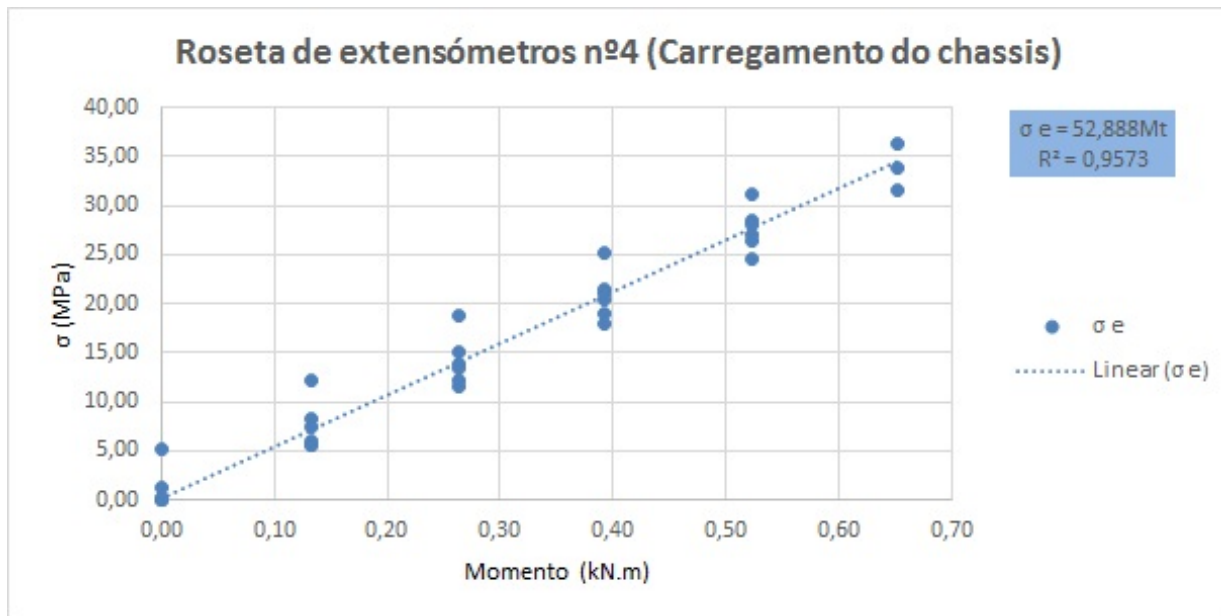


Figura 4.40: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº4. Ensaio da rigidez torcional do *chassis*

Os valores são obtidos através da equação da reta da regressão linear, tendo como variável o momento torsor aplicado a cada carregamento. São também apresentados os coeficientes de determinação de cada reta ( $R^2$ ), sendo os valores mais próximos de 1 os que melhor confirmam a qualidade da dispersão que está na sua origem. Na tabela 4.3 são resumidos os valores obtidos das tensões equivalentes de Von Mises.

Tabela 4.3: Valores resumo dos ensaios com carregamento dos elementos de suspensão

Braço da aplicação da força (m)	Momento torsor (kN.m)	Roseta nº1	Roseta nº2	Roseta nº3	Roseta nº4
		σ <sub>e</sub> (MPa)	σ <sub>e</sub> (MPa)	σ <sub>e</sub> (MPa)	σ <sub>e</sub> (MPa)
1,438	0,690	19,15	24,95	57,77	36,50

O tratamento dos dados dos ensaios com carregamento do quadro do veículo seguiu o mesmo raciocínio. Os dados obtidos são apresentados nas figura 4.41, 4.42, 4.43 e 4.44 em que são apresentados os valores de tensões equivalentes de Von Mises registados nos ensaios da rigidez torcional do quadro.

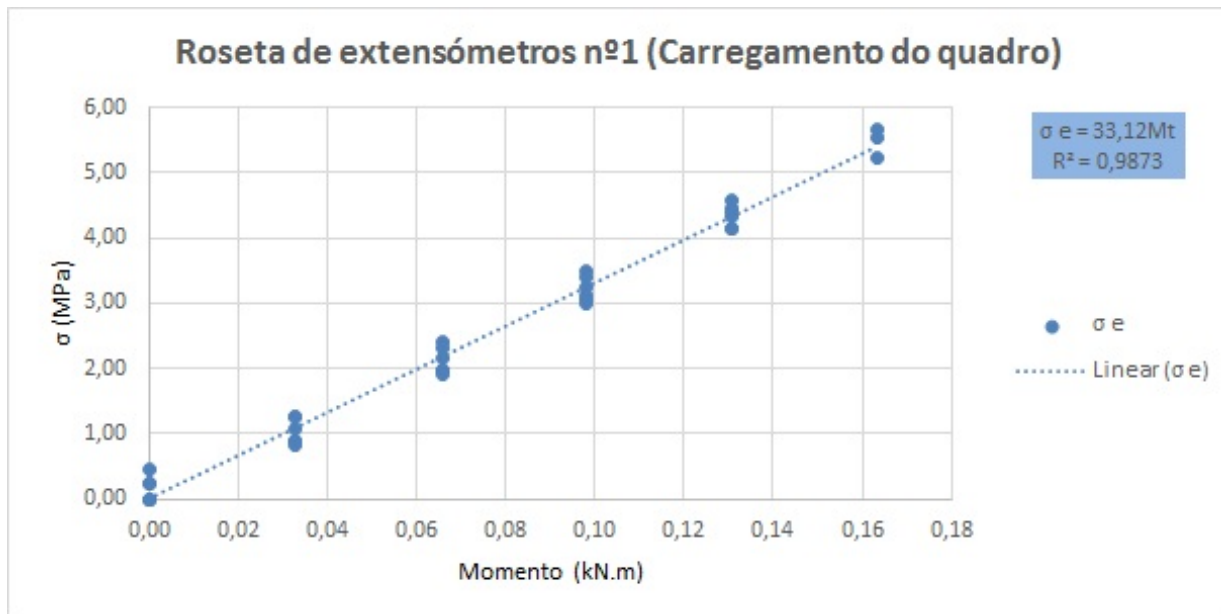


Figura 4.41: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº1. Ensaio da rigidez torcional do quadro

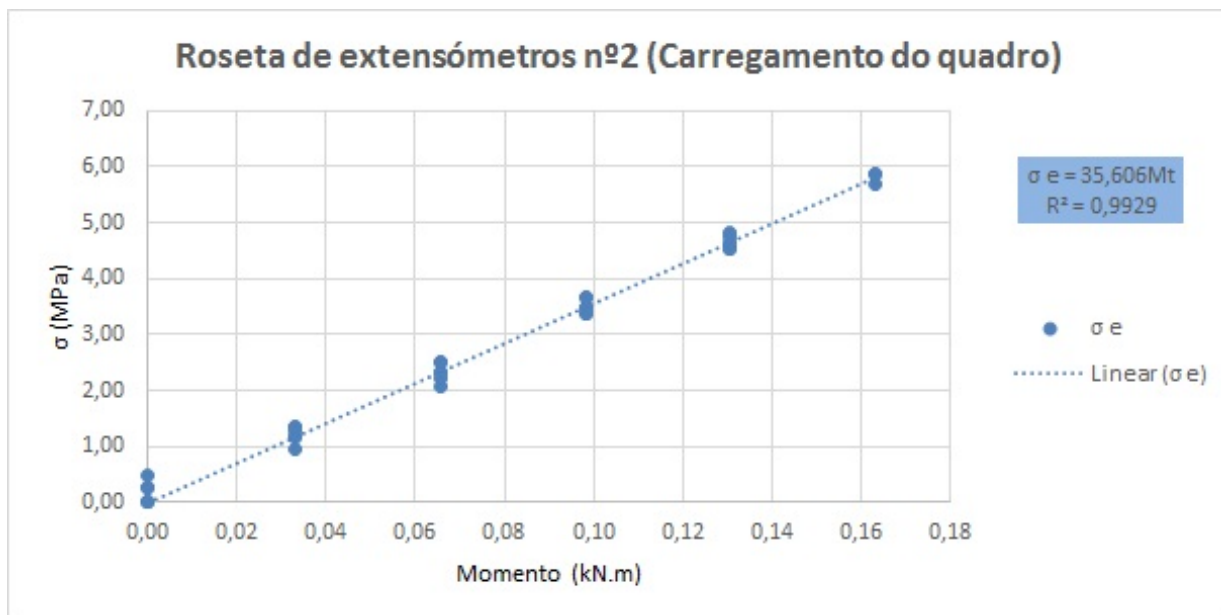


Figura 4.42: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº2. Ensaio da rigidez torcional do quadro

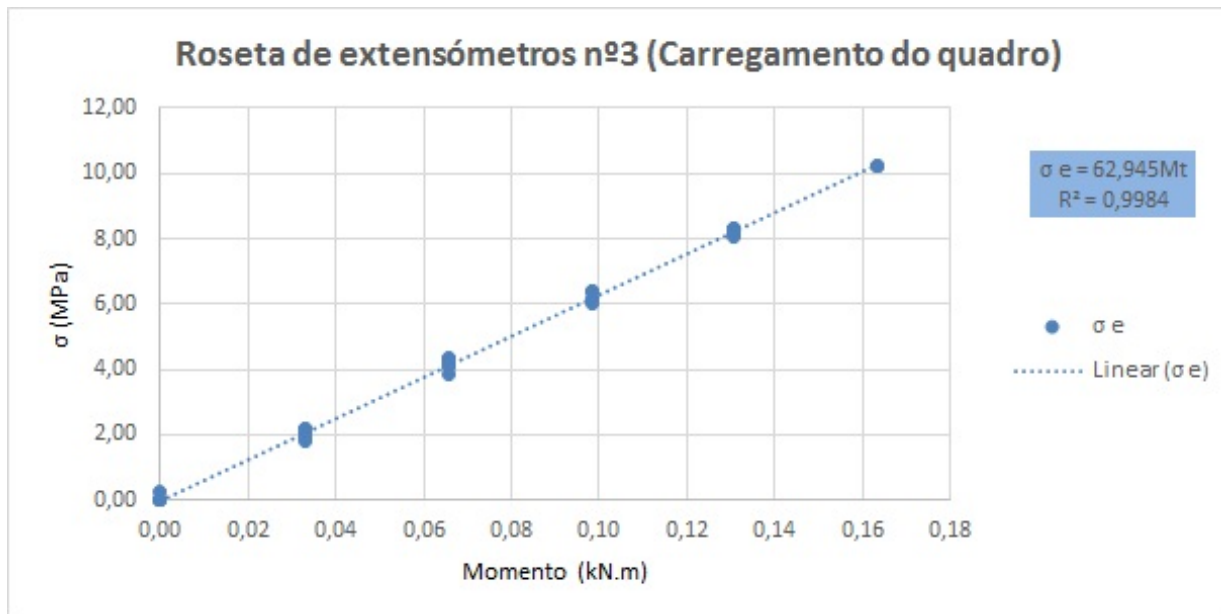


Figura 4.43: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº3. Ensaio da rigidez torcional do quadro

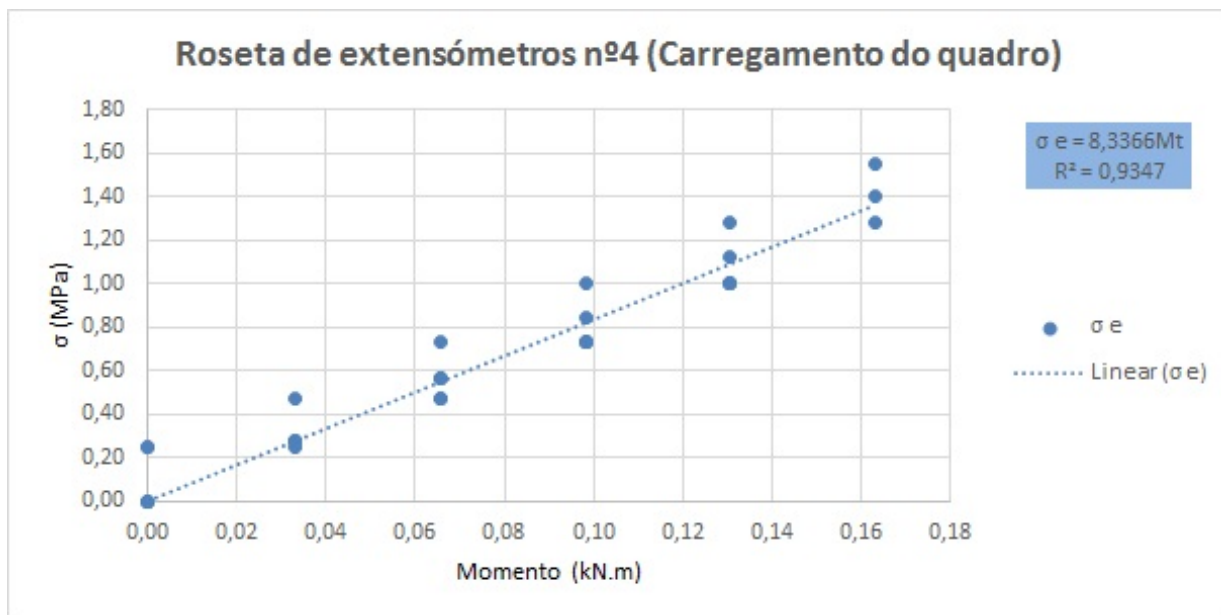


Figura 4.44: Gráficos das tensões equivalentes de Von Mises no ponto nº4. Ensaio da rigidez torcional do quadro

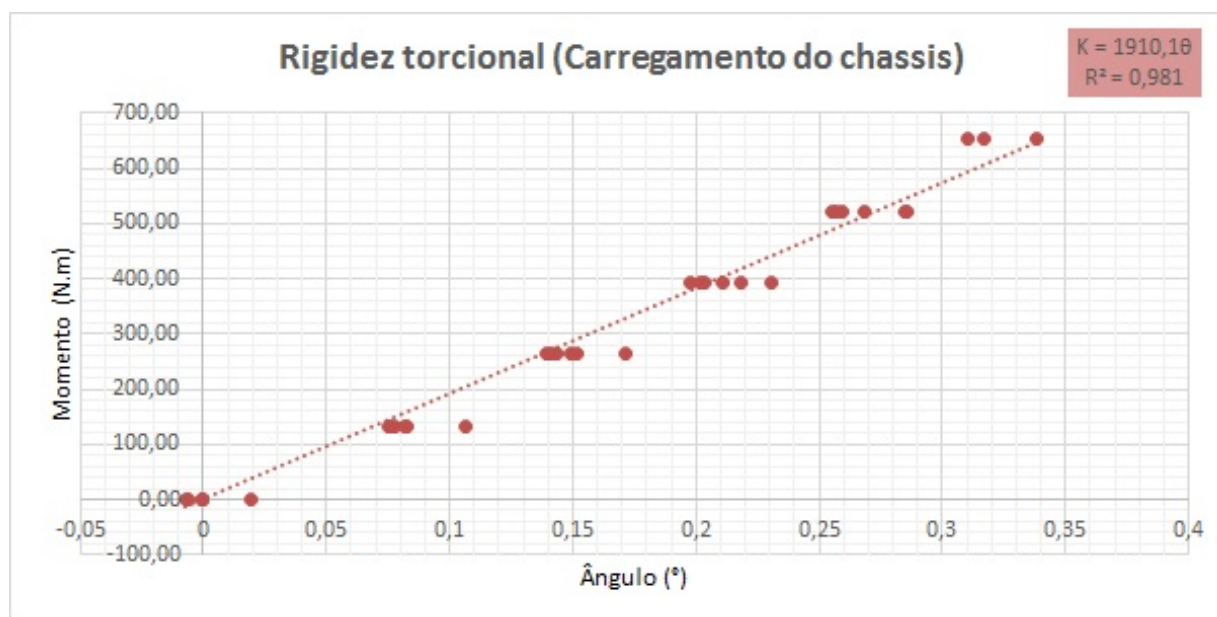
Na tabela 4.3 são resumidos os valores obtidos das tensões equivalentes de Von Mises nos ensaios da rigidez torcional do quadro.

Tabela 4.4: Valores resumo dos ensaios com carregamento no quadro

Braço da aplicação da força (m)	Momento torsor (kN.m)	Roseta n°1	Roseta n°2	Roseta n°3	Roseta n°4
		$\sigma_e$ (MPa)	$\sigma_e$ (MPa)	$\sigma_e$ (MPa)	$\sigma_e$ (MPa)
0,350	0,168	5,56	5,98	10,57	1,40

Através dos deslocamentos medidos pelos comparadores, foi possível determinar o valor da rigidez torcional. Os valores dos 4 comparadores foram tidos em conta, para determinar o real valor de deslocamento no ponto de carregamento.

A rigidez torcional do veículo no carregamento dos elementos de suspensão pode ser vista no gráfico da figura 4.45 onde o valor da mesma foi de  $1910 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ .

Figura 4.45: Rigidez torcional do veículo no carregamento do *chassis*

A dispersão dos resultados é satisfatória, sendo isso evidente no valor de 0,981 do coeficiente de determinação da reta  $R^2$ , e no gráfico de carga e descarga apresentado na figura 4.46, onde não são denotados valores significativos de histerese, mas havendo sempre uma ligeira deformação residual permanente.

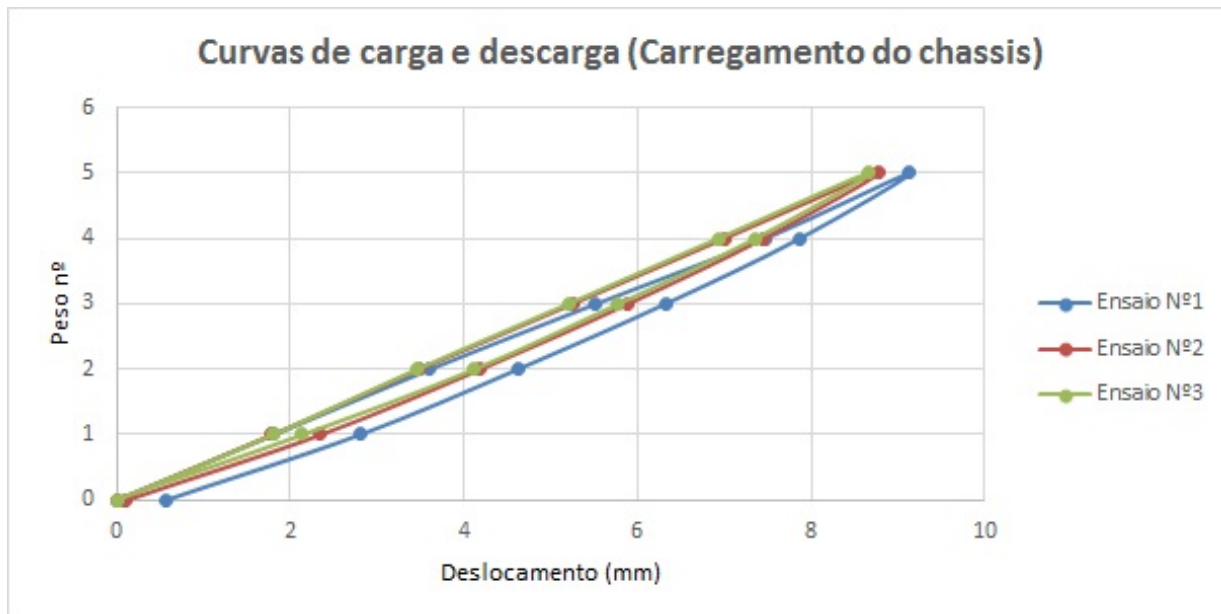


Figura 4.46: Gráfico da carga e descarga do *chassis*

Aplicando os mesmos princípios, obtiveram-se os resultados da rigidez torcional para o carregamento no quadro, apresentados na figura 4.47, em que se destaca uma grande disparidade no valor dessa mesma rigidez de  $2353 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ , um resultado 23 % superior ao registado no carregamento aplicado aos elementos de suspensão.

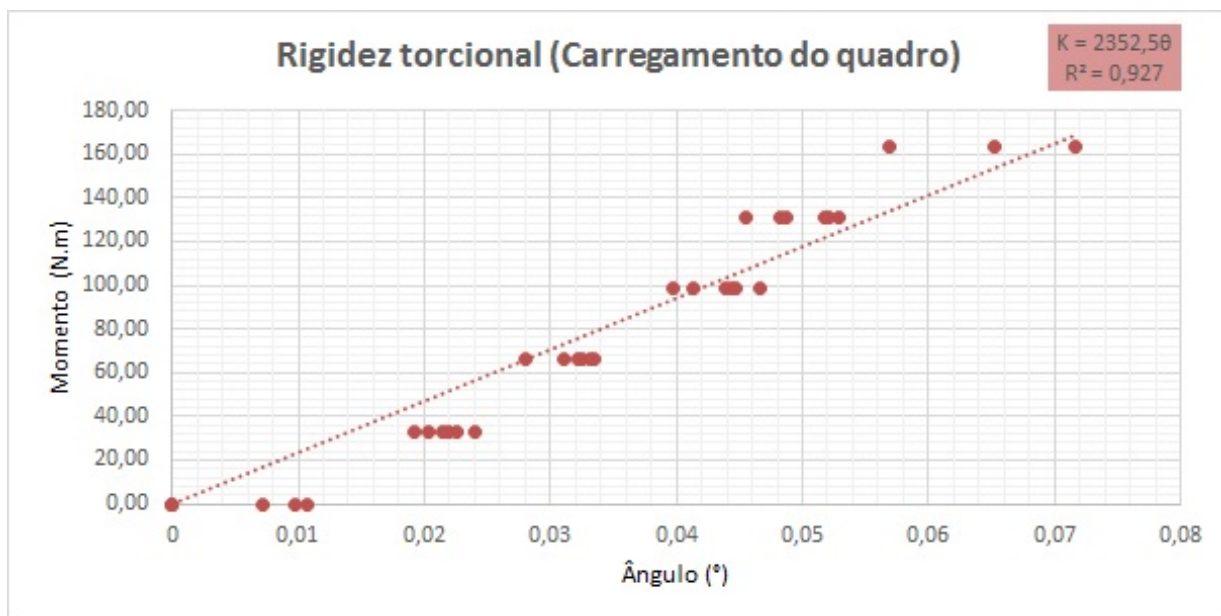


Figura 4.47: Rigidez torcional do carregamento no quadro

Da análise do gráfico conclui-se que existe uma maior dispersão dos valores recolhidos, resultando num coeficiente de determinação da reta  $R^2$  menos preciso. O gráfico de carga e descarga da figura 4.48 demonstra a existência de um certo grau de deformação residual permanente, resultado da histerese, embora de baixa ordem.

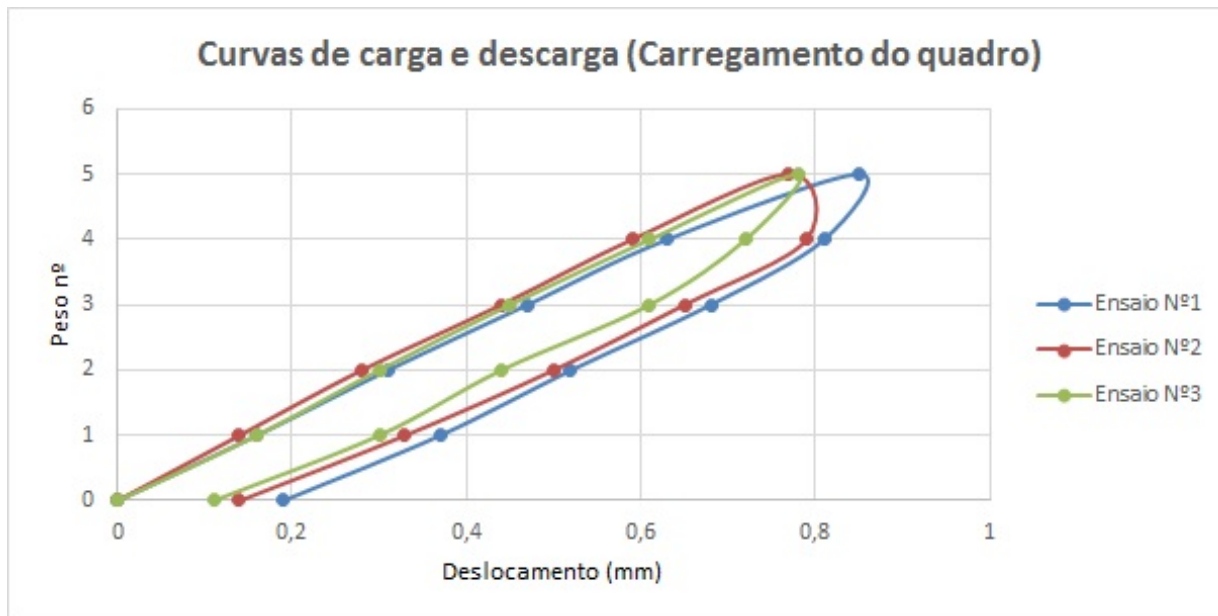


Figura 4.48: Gráfico da carga e descarga do quadro

O pequeno comprimento entre o apoio dianteiro e o ponto de aplicação da carga, pode estar na origem da dispersão de valores. Desta configuração resultaram valores de deformação de muito pequena escala, na casa das décimas de milímetro, onde fatores como erros de leitura, resolução dos comparadores e a histerese da estrutura podem ter tido um impacto negativo.

## 4.5 Comparação dos resultados experimentais com os valores numéricos

Com a compilação de todos os resultados experimentais e valores numéricos procedeu-se à validação dos mesmos. Como foi descrito até ao presente ponto, tanto ao método experimental como às simulações numéricas pode estar associada uma percentagem de erro, pelo que é sempre expectável uma determinada margem de erro na comparação dos dois métodos.

### 4.5.1 Aplicação da carga no *chassis*

Na tabela 4.5 são comparados os valores das tensões principais no carregamento dos elementos de suspensão.

Tabela 4.5: Comparação dos valores das tensões principais no carregamento dos elementos de suspensão

Roseta n°	Tensões equivalentes de Von Mises - $\sigma_e$		
	Valores numéricos (MPa)	Valores experimentais (MPa)	Diferença (%)
1	28,13	19,15	-32%
2	34,52	24,95	-28%
3	55,16	57,77	5%
4	35,47	36,50	3%

A diferença percentual entre algumas das tensões principais é significativa, contudo a sua variação absoluta é de pequena escala, na casa das unidades.

Como afirmado anteriormente, estas diferenças podem ter sido originadas pela dificuldade em replicar as coordenadas dos pontos de colagem das rosetas de extensómetros. Também as simplificações na modelação geométrica, a localização aproximada dos pontos de apoio e outras condições de fronteira dos ensaios podem ter tido papel importante na diferença entre resultados.

Os resultados dos valores da rigidez torcional apresentados na tabela 4.6 são mais concordantes entre si, com uma diferença relativa de 7 %, e como seria expectável, um valor inferior no método numérico, em que alguns dos componentes do veículo não foram modelados, apesar de continuarem instalados durante ensaios experimentais, pela impossibilidade de serem removidos ou desapertados.

Tabela 4.6: Comparação dos valores da rigidez torcional no carregamento dos elementos de suspensão

Rigidez torcional numérica (Nm/°)	Rigidez torcional experimental (Nm/°)	Diferença (%)
1783	1910	7%

### 4.5.2 Aplicação da carga no quadro

Na comparação dos valores das tensões principais obtidos no carregamento do quadro do veículo verificaram-se também diferenças percentuais significativas, como se verifica na tabela 4.7, embora de pequena variação em termos absolutos, na ordem das décimas.

Tabela 4.7: Comparação dos valores das tensões principais no carregamento do quadro

Roseta n°	Tensões equivalentes de Von Mises - $\sigma_e$		
	Valores numéricos (MPa)	Valores experimentais (MPa)	Diferença (%)
1	7,33	5,56	-24%
2	7,67	5,98	-22%
3	9,39	10,57	13%
4	1,44	1,40	-3%

Pelos mesmos fatores enunciadas anteriormente, tais como a simplificação da geometria, onde certos detalhes e reforços não contemplados na modelação podem interferir na distribuição de tensões, levando a uma diferença nos resultados numéricos comparativamente aos obtidos experimentalmente.

O comparativo da rigidez torcional é feito na tabela 4.8.

Tabela 4.8: Comparação dos valores da rigidez torcional no carregamento do quadro

Rigidez torcional numérica (Nm/°)	Rigidez torcional experimental (Nm/°)	Diferença (%)
1757	2353	34%

Diferença notória nos valores de rigidez torcional, consideravelmente superiores nos ensaios experimentais. Estes podem ter sido influenciados pelos vários detalhes não modelados, pela grande dispersão de resultados constatada anteriormente, onde o coeficiente de determinação  $R^2$  foi inferior ao do carregamento no *chassis*, pelo facto de as medições dos comparadores serem feitas numa superfície curva e os valores de deslocamento serem de pequena escala em causa pelo curta distância do apoio ao ponto de aplicação da carga.

O valor da rigidez torcional experimental obtido pelo carregamento no quadro não será por isso considerado como referência aquando da apresentação e comparação de melhorias estruturais, mas sim os valores obtidos no carregamento do *chassis*.

# Capítulo 5

## Análise ao veículo

Após a validação dos resultados numéricos, neste capítulo propõe-se a apresentação da análise do veículo em casos de acidente e de normal utilização.

### 5.1 Casos de carga

Com o objetivo de antever o comportamento do *chassis*, recorre-se à análise por elementos finitos com recurso a *software* CAE, onde a estrutura é sujeita a esforços equivalentes, que simulam as diversas situações de utilização e casos de acidente.

Os primeiros casos considerados são os testes oficiais da Federação Internacional do Automóvel (FIA) e focam a análise na célula de sobrevivência do veículo e a sua resistência em caso de acidente. O segundo lote de testes foca-se nos casos de acidente em situações de embate frontal, traseiro e lateral. Por fim, os casos de normalização, com as situações de aceleração, travagem e passagem em curva a serem consideradas.

#### 5.1.1 Casos FIA

Para a realização da simulação dos testes FIA recorreu-se ao **Anexo J - Art. 277 - Regulamento Técnico para Formula Livre - (Grupo E)**. O veículo em análise é equiparável aos veículos da **Categoria II - SC, Sports Cars** ou Carros Desportivos com a descrição de **viaturas de competição bi-lugar, abertas ou fechadas, construídas propositadamente para a competição**. Os parâmetros dos testes são descritos no ponto **2.2.1.1** do referido anexo, considerando "viaturas com tecnologia de chassis multitubular".

#### 1º Caso FIA

O 1º teste do regulamento FIA incide sobre a proteção anti-capotamento, especificamente na resistência do arco principal, o qual deve ser sujeito a uma carga estática. As

componentes da carga equivalente são de 12kN aplicados lateralmente, 45kN longitudinalmente no sentido traseiro e 60kN verticalmente, tal como descrito na tabela 5.1.

Tabela 5.1: Componentes da força aplicada no Caso FIA nº1

Componente	Força [N]
X	45000
Y	60000
Z	12000

A aplicação é feita perpendicularmente ao eixo de carga por uma placa rígida e plana de 200mm de diâmetro. A fixação da estrutura deve ser feita pelos pontos de apoio do motor, suportada pela face inferior e segura lateralmente, sem que a rigidez da estrutura seja influenciada.

A deformação deve ser inferior a 50mm na direção do eixo de carga e qualquer falha estrutural limitada a 100mm abaixo do topo da estrutura, perpendicularmente ao eixo de carga.

A representação gráfica da aplicação da força é mostrada na figura 5.1.

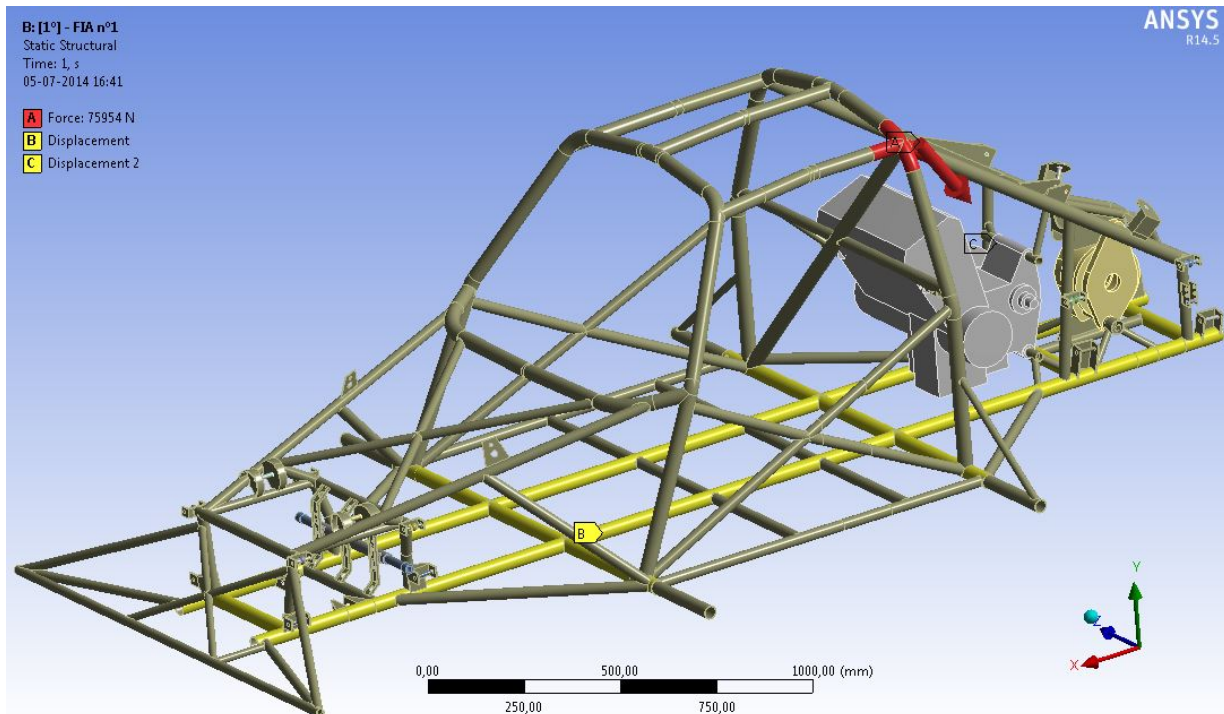


Figura 5.1: Aplicação da carga estática no arco principal do quadro

Os resultados das tensões equivalentes de Von Mises instaladas no chassis são apresen-

tados na figura 5.2.

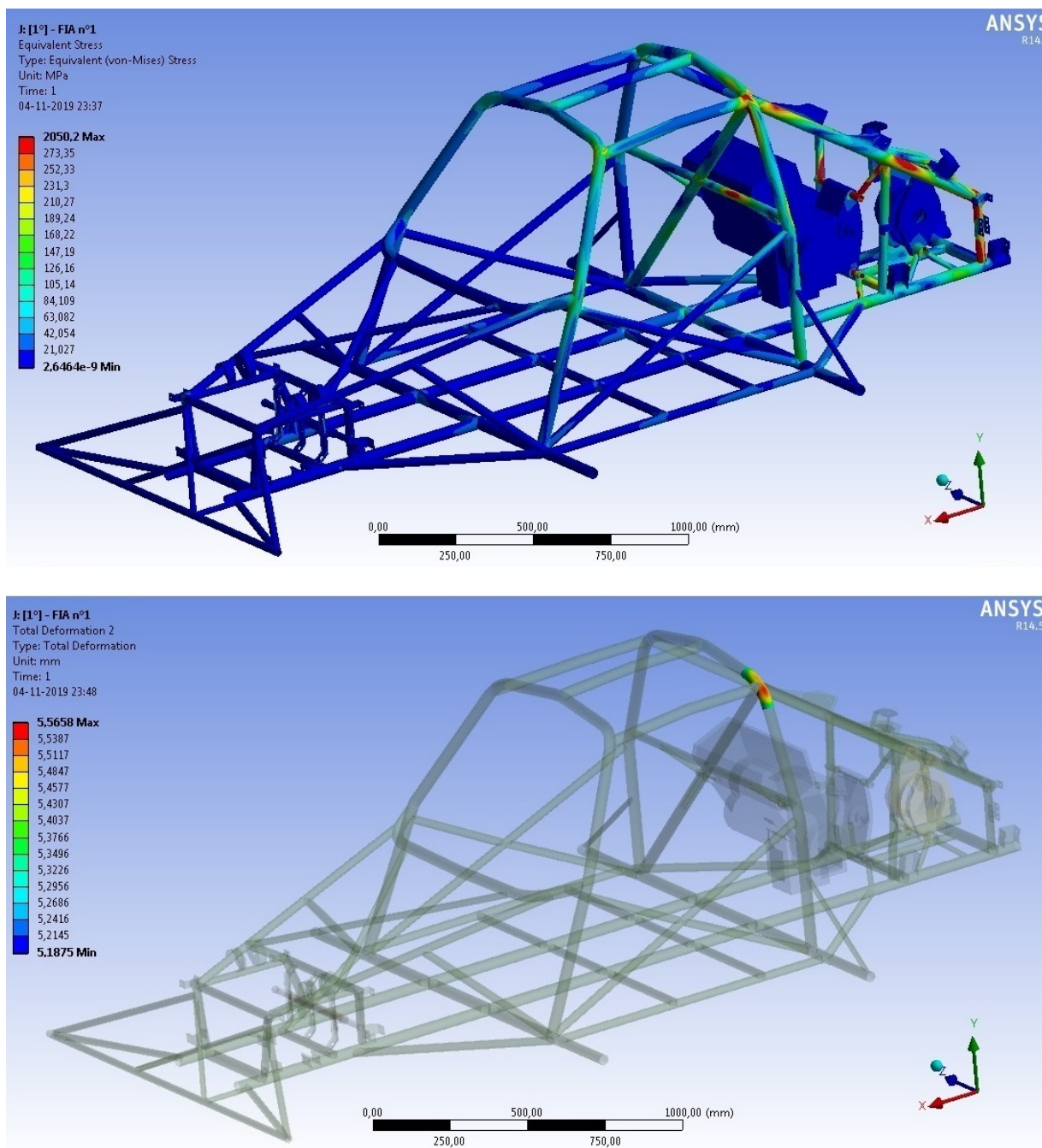


Figura 5.2: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas (2050MPa) e deformação no arco principal (5,57mm)

Embora a deformação máxima de 5,57mm esteja dentro dos valores admissíveis, o valor das tensões equivalentes de Von Mises instaladas ultrapassa em larga escala a tensão

de rotura do material, originando a falha de elementos do *chassis*. Este facto invalidaria a aprovação no teste por uma possível falha estrutural, levando à necessidade de um redesenho, porém, como foi realizada uma análise linear elástica, os resultados não são conclusivos.

## 2º Caso FIA

No 2º Caso de teste FIA, a estrutura em análise é o arco secundário, também com objetivo de simulação de capotamento. A força é aplicada na componente vertical, com o valor de 75kN (tabela 5.2).

Tabela 5.2: Componentes da força aplicada no Caso FIA nº2

Componente	Força [N]
X	-
Y	75000
Z	-

A aplicação é feita perpendicularmente ao eixo de carga por uma placa rígida e plana de 100mm de diâmetro. A fixação da estrutura deve ser feita pelos pontos de apoio do motor, suportada pela face inferior e segura lateralmente, sem que a rigidez da estrutura seja influenciada.

A deformação deve ser inferior a 50mm na direção do eixo de carga e qualquer falha estrutural limitada a 100mm abaixo do topo da estrutura, medidos verticalmente.

A figura 5.3 apresenta a aplicação da carga ao modelo em teste.

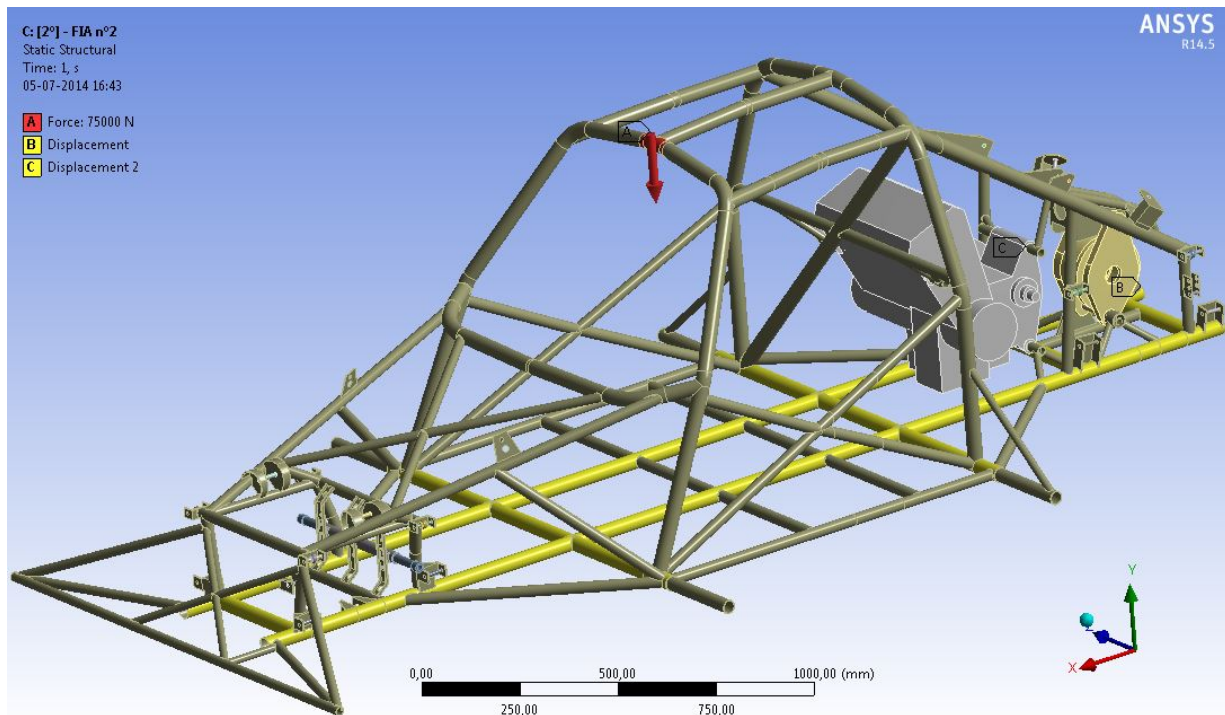


Figura 5.3: Aplicação da carga estática no arco secundário do quadro

Os resultados das tensões equivalentes de Von Mises instaladas no chassis são apresentados na figura 5.4.

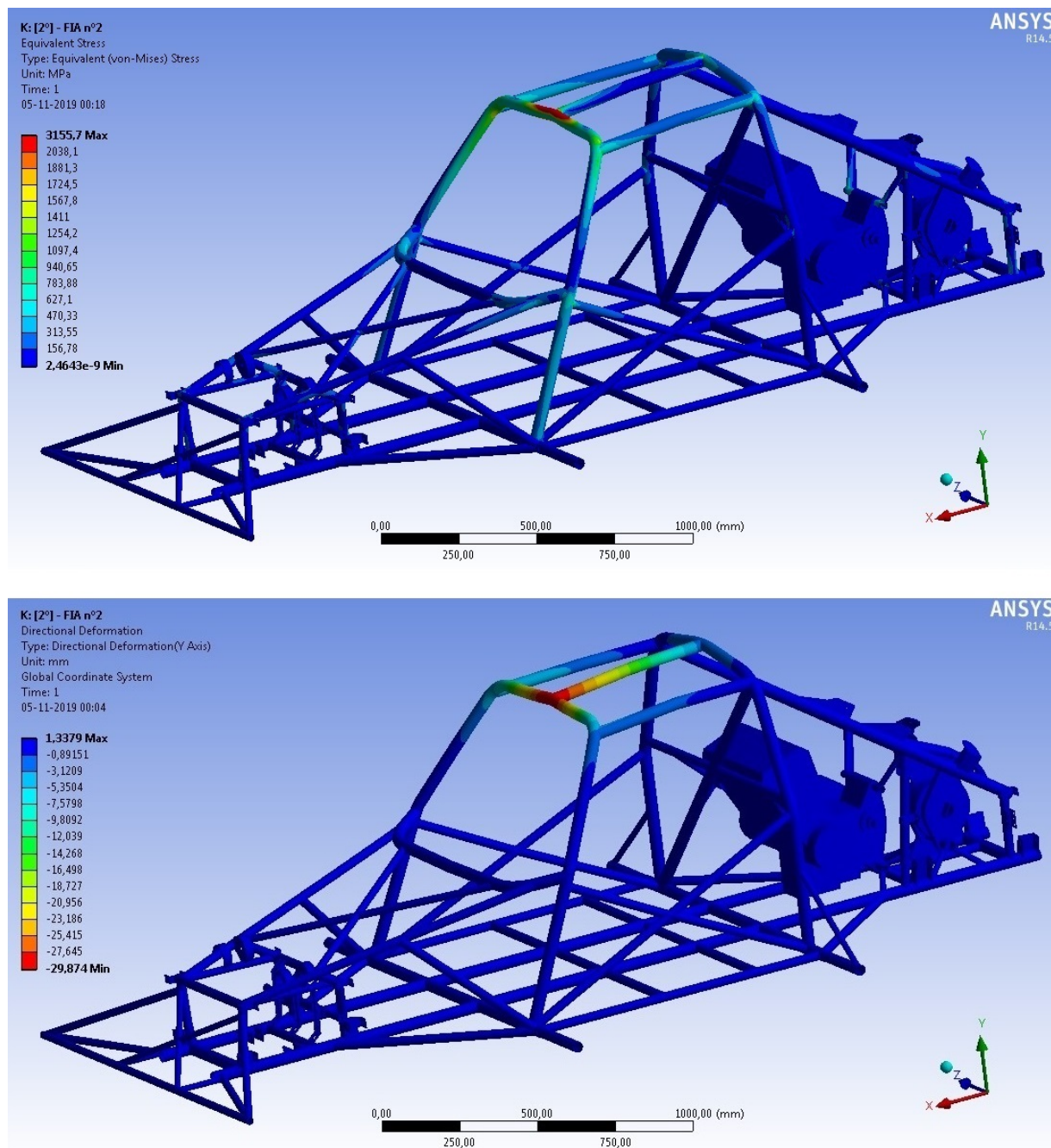


Figura 5.4: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $3156\text{MPa}$ ) e deformação no arco secundário ( $29,87\text{mm}$ )

À semelhança do teste efetuado no arco principal da estrutura e apesar da deformação máxima ser de  $29,87\text{mm}$ , os valores das tensões equivalentes de Von Mises instaladas supera a tensão de rotura do material, comprometendo a integridade do *chassis*. O veículo não passaria neste teste sem a necessidade de um reforço estrutural. Como também neste

ensaio foi realizada uma análise linear elástica, os resultados não são conclusivos.

### 5.1.2 Casos de acidente

Com o objetivo de perceber o comportamento do *chassis* e de modo a identificar pontos de maior concentração de tensões, foram realizados ensaios estruturais estáticos simulando as situações de embate frontal e traseiro.

Foram aplicadas forças correspondentes a  $20g$  de aceleração diretamente na estrutura, e criadas cargas remotas de modo a simular os vários componentes como o depósito, motor, diferencial e ainda o peso do piloto. A esses mesmos pontos foram também aplicadas as forças correspondentes a  $20g$ .

#### Embate frontal

Para simular o embate frontal, a secção quadrangular mais dianteira do *chassis* foi travada (zona a amarelo) por um apoio rígido, impedindo os deslocamentos da mesma. Foram aplicadas cargas em diferentes pontos da estrutura, correspondentes às forças de inércia das massas distribuídas. A configuração dos esforços aplicados no teste é apresentada na figura 5.5.

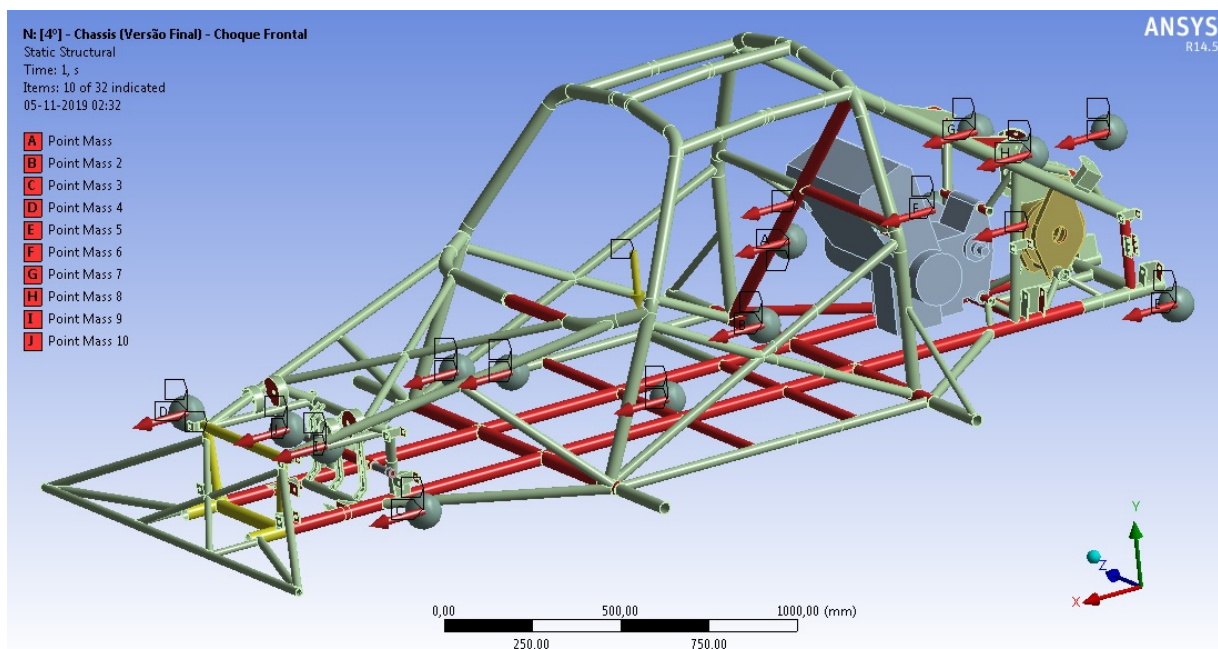


Figura 5.5: Configuração do teste de embate frontal

A figura 5.6 mostra os valores das tensões equivalentes de Von Mises e deformação obtidos.

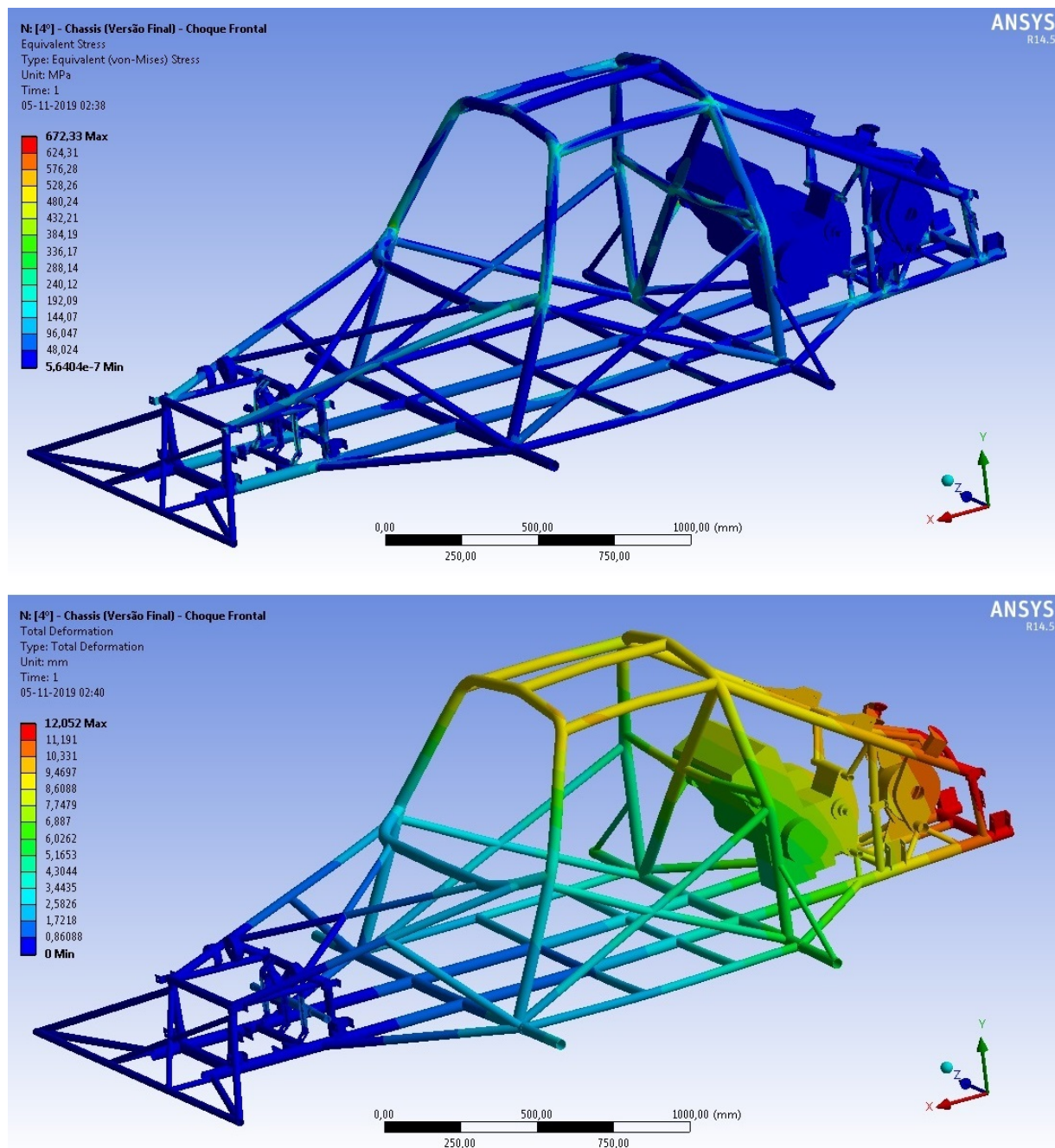


Figura 5.6: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $672\text{MPa}$ ) e deformação máxima no eixo x ( $12,05\text{mm}$ )

Com valores de tensão máxima instalada de  $672\text{MPa}$ , consideravelmente superiores à tensão de rotura, a estrutura sofre danos permanentes no embate, tal como seria de esperar. É sobretudo nos elementos localizados junto da zona do *tablier* e em toda a circundante da chapa corta-fogo que existe uma maior concentração de tensões.

### Embate traseiro

Seguindo o raciocínio inverso ao do embate frontal, no caso do embate traseiro a zona de travamento localiza-se na secção quadrangular posterior (figura 5.7).

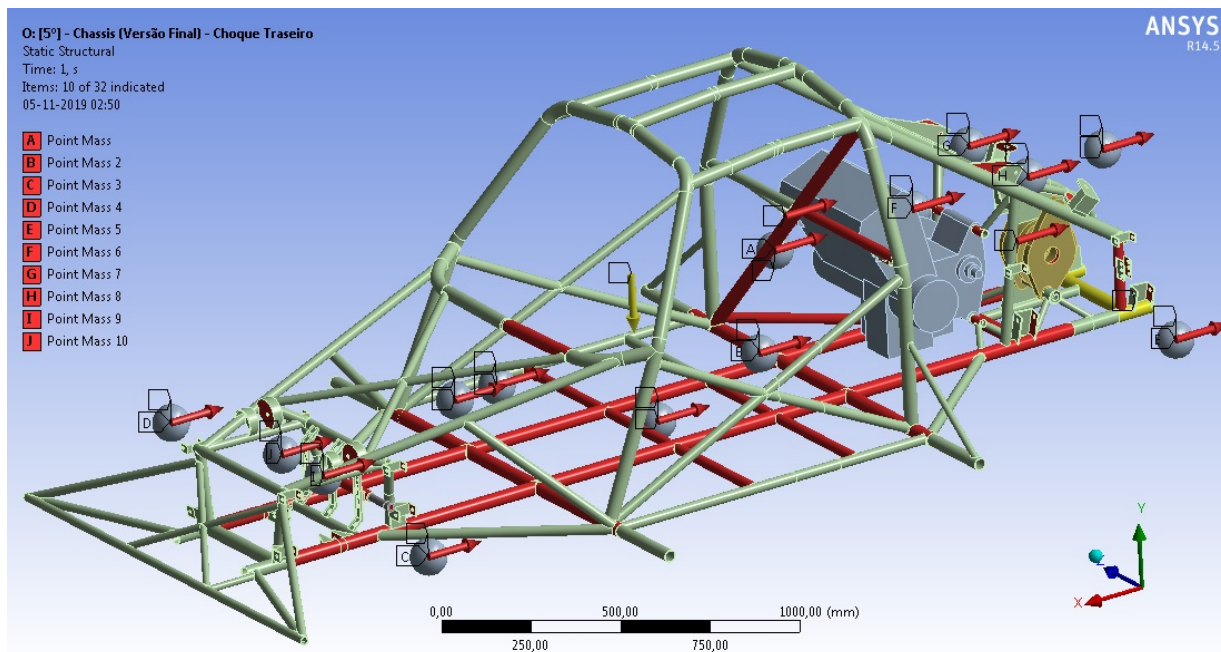


Figura 5.7: Configuração do teste de embate traseiro

A figura 5.8 mostra os valores das tensões equivalentes de Von Mises e deformação obtidos.

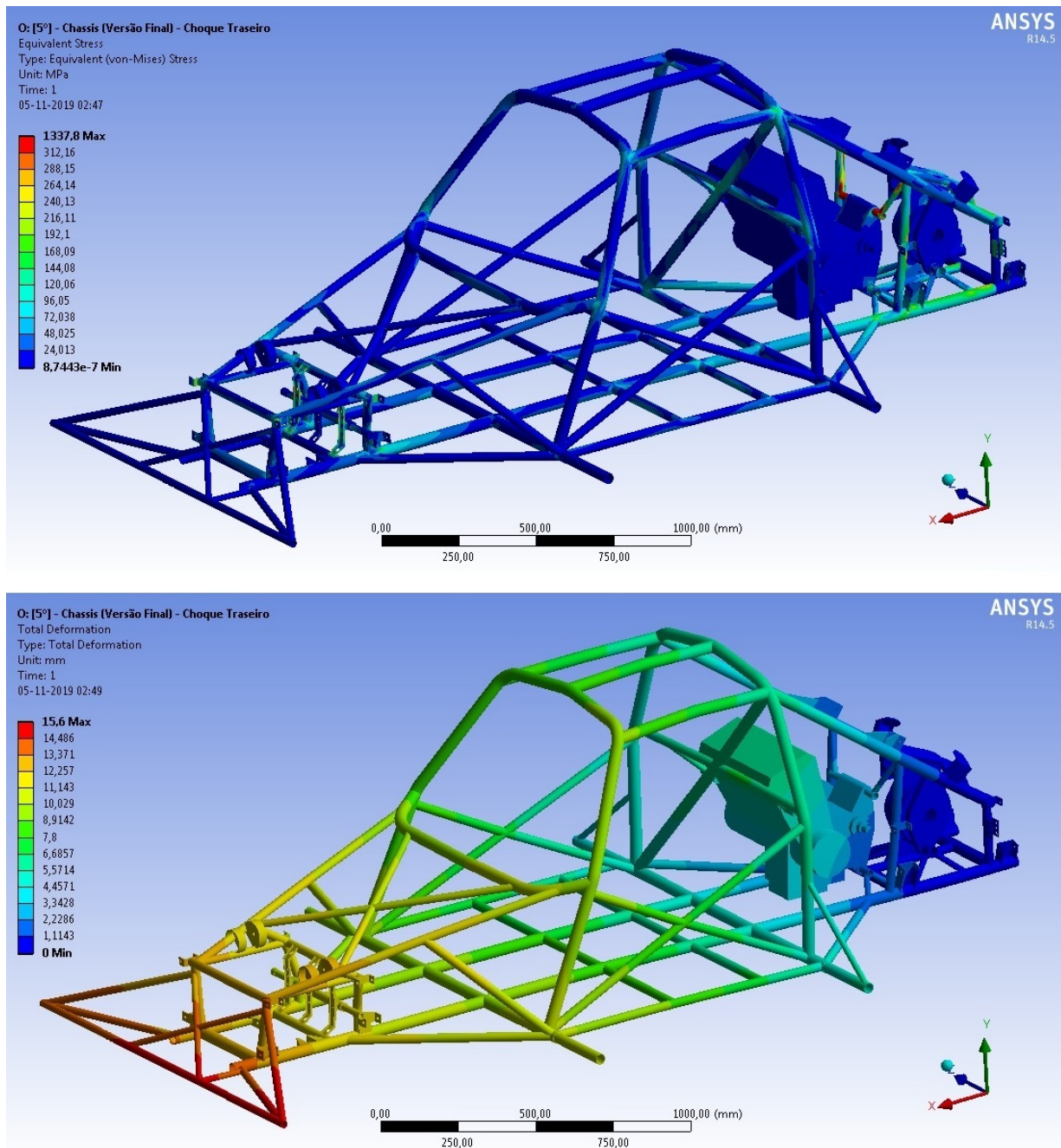


Figura 5.8: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $1338\text{MPa}$ ) e deformação máxima no eixo x ( $15,6\text{mm}$ )

Do embate traseiro resultam tensões superiores que levam claramente à falha estrutural. Neste caso, as zonas mais afetadas são os apoios do motor, assim como alguns elementos na secção traseira do *chassis*.

### 5.1.3 Casos de carga resultantes da normal utilização do veículo

Durante a normal utilização, qualquer veículo está sujeito a esforços estruturais.

No caso de um veículo de competição esses esforços são de maior grandeza e frequência. Deste modo importa estudar a resistência a tais esforços e despistar a existência de eventuais zonas concentração elevada de tensões, que podem originar um mau funcionamento e causar mesmo a fadiga do material.

De modo a testar as forças a que o veículo está sujeito, foram criados pontos remotos com vista simular diversos componentes e o piloto, assim como foi considerado o seu peso próprio. Os valores de aceleração considerados foram de  $1,3g$  na travagem e  $1g$  na passagem em curva e na aceleração.

#### Travagem

As condições fronteira e de aplicação das forças na simulação da travagem são visíveis na figura 5.9, onde foram restringidos os movimentos em  $x$ ,  $y$  e  $z$  no centro das rodas dianteiras mas mantidas livres as rotações, isto porque a força de travagem está localizada tipicamente no eixo dianteiro dos veículos. As rodas traseiras foram apenas restringidas de deslocamento no eixo dos  $y$ . A aplicação da força foi feita no sentido positivo do eixo  $x$ .

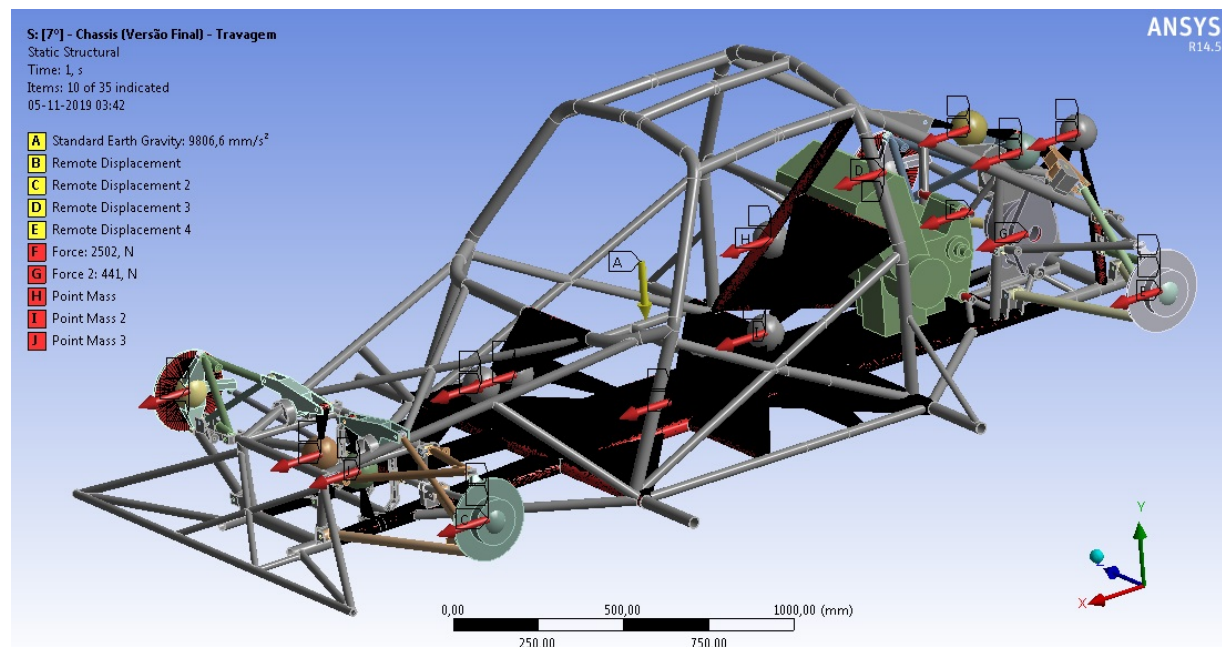


Figura 5.9: Configuração do teste de travagem

A figura 5.10 mostra os valores das tensões equivalentes de Von Mises e deformação obtidos.

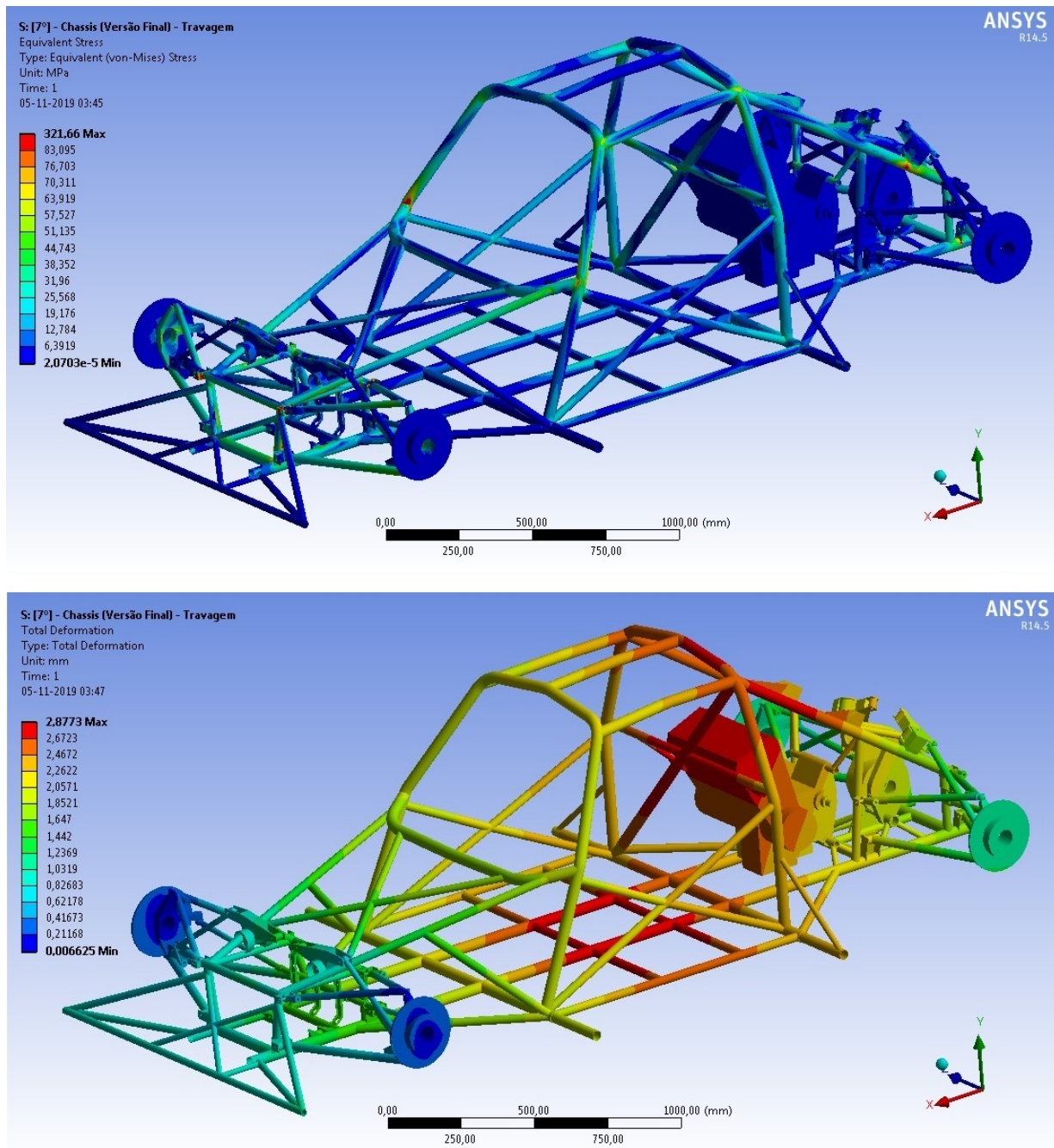


Figura 5.10: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $322\text{MPa}$ ) e deformação total ( $2,9\text{mm}$ ) na travagem

Dos resultados obtidos nas simulações, com tensões equivalentes de Von Mises máximas de  $322\text{MPa}$ , pode afirmar-se a grande sollicitação nas zonas dos *brackets* dos triângulos de suspensão dianteiros, assim como em alguns dos pontos de ancoragem do sistema de suspensão traseira ao *chassis*.

Torna-se evidente a necessidade de um reforço destes pontos, com vista à diminuição dos deslocamentos ( $2,9\text{mm}$  nos ensaios) e de modo a minimizar problemas estruturais e melhorar o comportamento do veículo que vê alterado o seu correto funcionamento, resultado da concentração de tensões elevada.

### Aceleração

No caso da simulação da aceleração apresentado na figura 5.11, as condições fronteira são ligeiramente diferentes por se tratar de um veículo de tração às rodas traseiras, sendo as dianteiras livres de movimento em  $x$  e  $z$  e rotação nos 3 eixos. O travamento nos 3 eixos é então feito nas rodas traseiras, permitindo a rotação das mesmas. A aplicação da força foi feita no sentido negativo do eixo  $x$ .

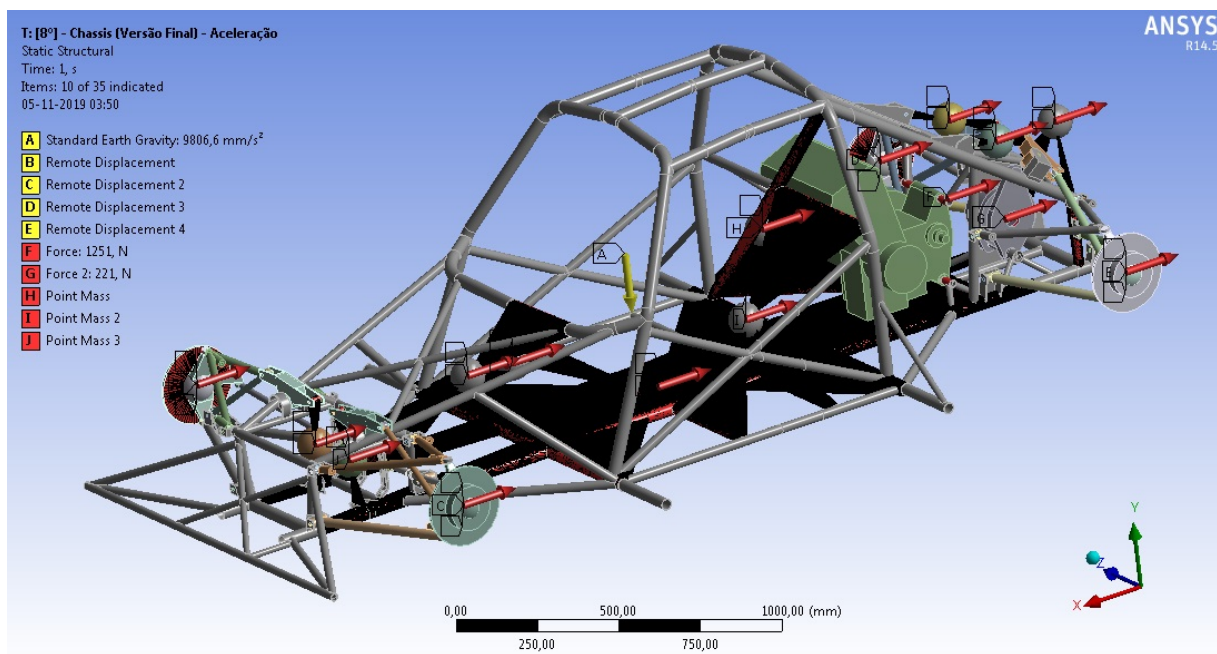


Figura 5.11: Configuração do teste de aceleração

A figura 5.12 mostra os valores das tensões equivalentes de Von Mises e deformação obtidos.

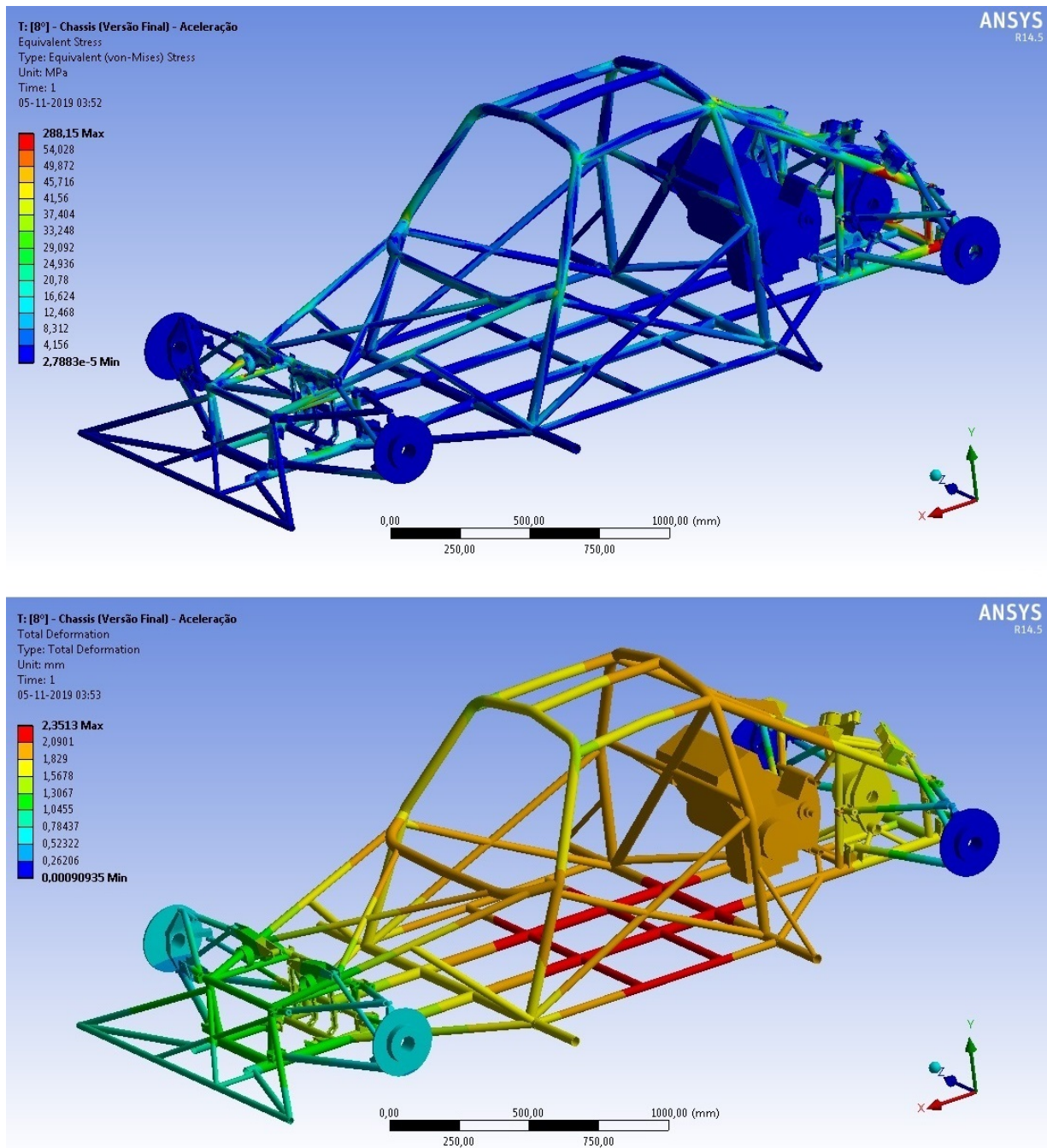


Figura 5.12: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas (288MPa) e deformação (2,4mm)

A zona traseira, como seria de esperar sofre grandes esforços, comprometendo a integridade da estrutura, pelas forças instaladas, especialmente na zona das *brackets* traseiras de montagem dos triângulos de suspensão inferiores. Os apoios dos *push-rod* traseiros no *chas-*

sis são outra das zonas com grandes solicitações, em que se torna evidente a necessidade de reforço.

## Curva

Para a simulação da passagem em curva (figura 5.13), a configuração foi feita através da restrição das rodas do lado direito do veículo quanto aos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ . No lado oposto restringiram-se apenas os movimentos no eixo  $y$ . As cargas correspondentes à força de aceleração de  $1g$  foram aplicadas segundo o eixo dos  $z$ .

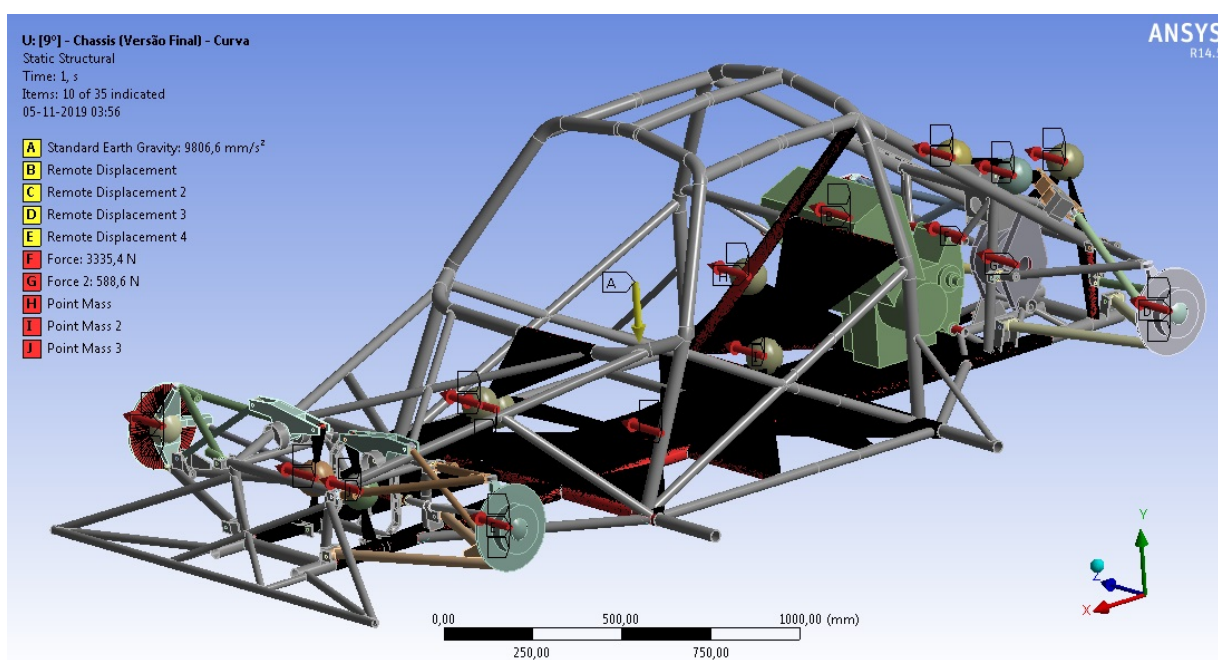


Figura 5.13: Configuração do teste de embate traseiro

A figura 5.14 mostra os valores das tensões equivalentes de Von Mises e deformação obtidos.

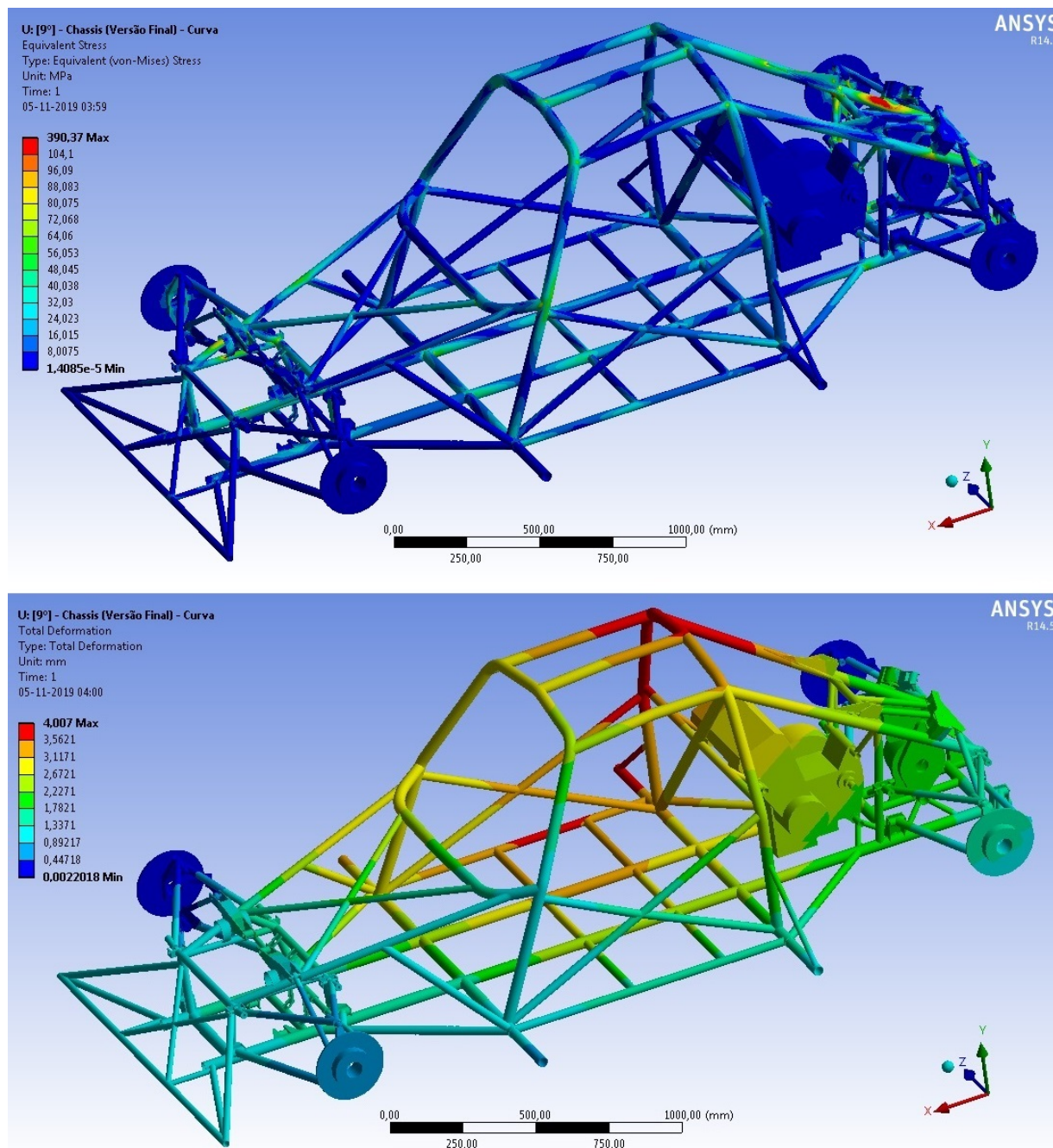


Figura 5.14: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas ( $390\text{MPa}$ ) e deformação ( $4,00\text{mm}$ )

Os valores mais elevados das tensões equivalentes de Von Mises localizam-se nas zonas de ancoragem dos atuadores dos *push-rod*. Valores máximos de tensão equivalente na casa dos  $390\text{MPa}$ , embora localizados, podem comprometer a integridade de certos componentes e mesmo da estrutura, por ser excedido o regime linear elástico do material.

# Capítulo 6

## Proposta de alteração ao *chassis*

Neste capítulo serão apresentadas alterações ao *chassis* do veículo, com vista à melhoria da sua performance e recorrendo à metodologia do teste de rigidez torcional para avaliar quantitativamente as mesmas propostas de alteração.

Tal como na análise realizada na fase da validação experimental (Capítulo 4), o ensaio recorrerá às mesmas condições fronteira apresentadas na figura 6.1, mantendo-se também a rotação livre em cada um dos apoios.

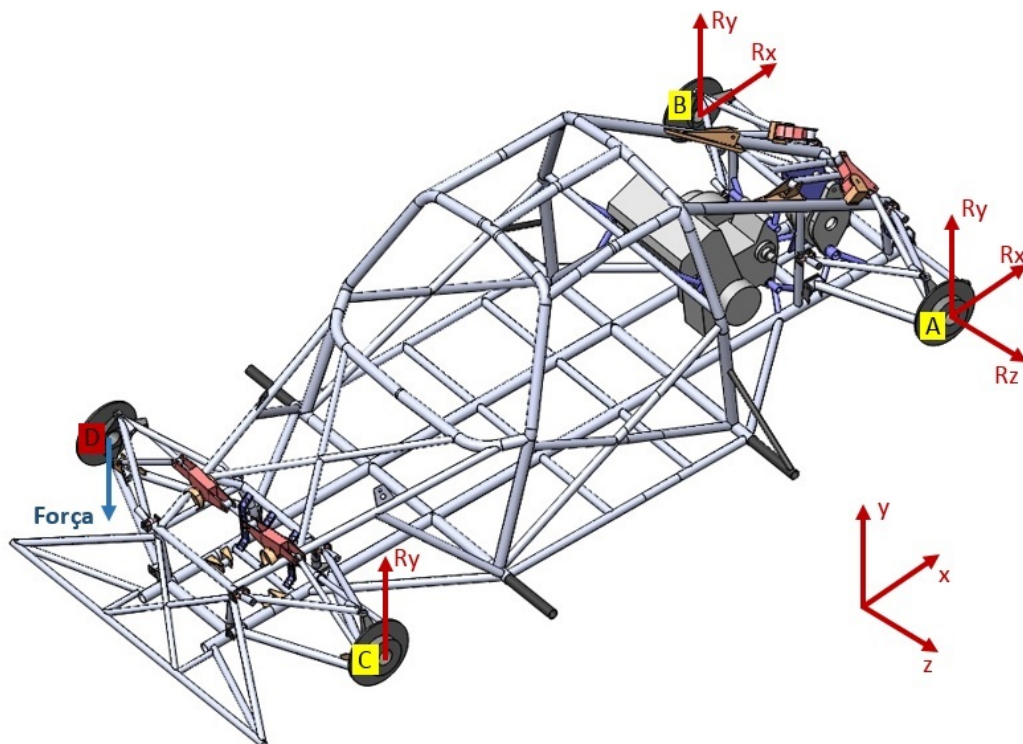


Figura 6.1: Condições fronteira dos ensaios

De igual modo a força aplicada no ponto D será de  $480N$  e o modo de cálculo da rigidez torcional dado pela equações da subsecção 2.8.4

A referência de rigidez foi considerada  $1783 N \cdot m/^{\circ}$ , correspondendo ao valor obtido no ensaio numérico do veículo completo, com carregamento nos elementos de suspensão.

## 6.1 *Chassis* melhorado

Para a realização da melhoria do *chassis* foram analisados os dados inicialmente obtidos na modelação original e apresentados na figura 6.2, com a identificação das zonas com maior concentração de tensões e implementando o princípio da triangulação dos elementos.

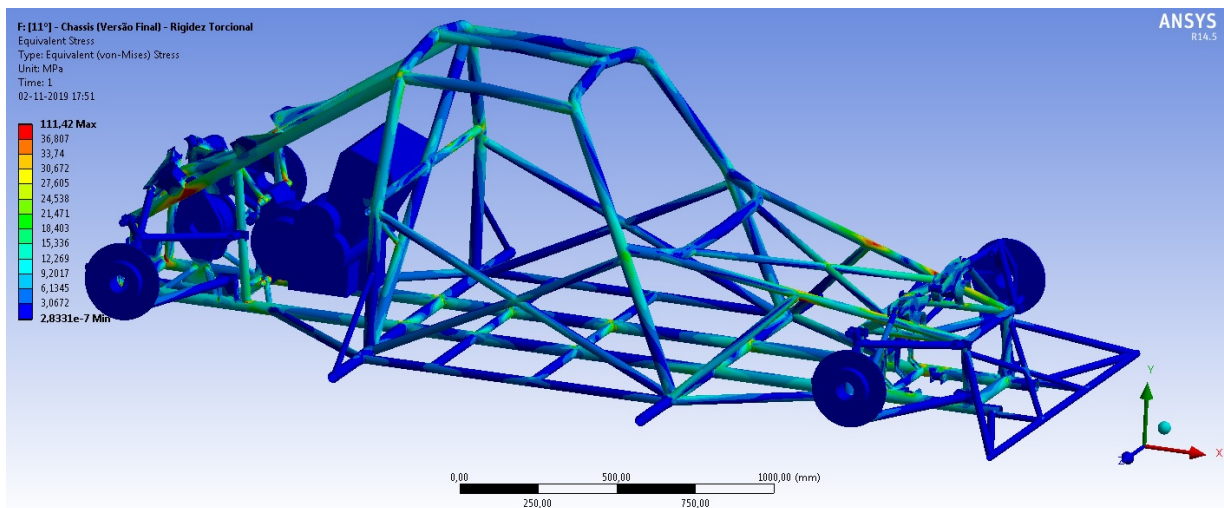


Figura 6.2: Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no *chassis* original

A solução proposta é mostrada na figura 6.3, onde são visíveis e destacadas as alterações nas secções de tubo a vermelho com tubos de 25 e 30 *mm* de diâmetro. Foram reforçadas as zonas de ancoragem ao *chassis* dos *push-rods* dos sistemas de suspensão, que com a atuação das mesmas, originavam flexão dos tubos de contacto. Foram também trianguladas secções de grande área aberta, que impediam uma homogénea transmissão de tensões pela estrutura. Além destes dois reforços, foi triangulada toda a base da estrutura, de modo a haver uma melhor propagação de tensões a todo o comprimento do *chassis*.

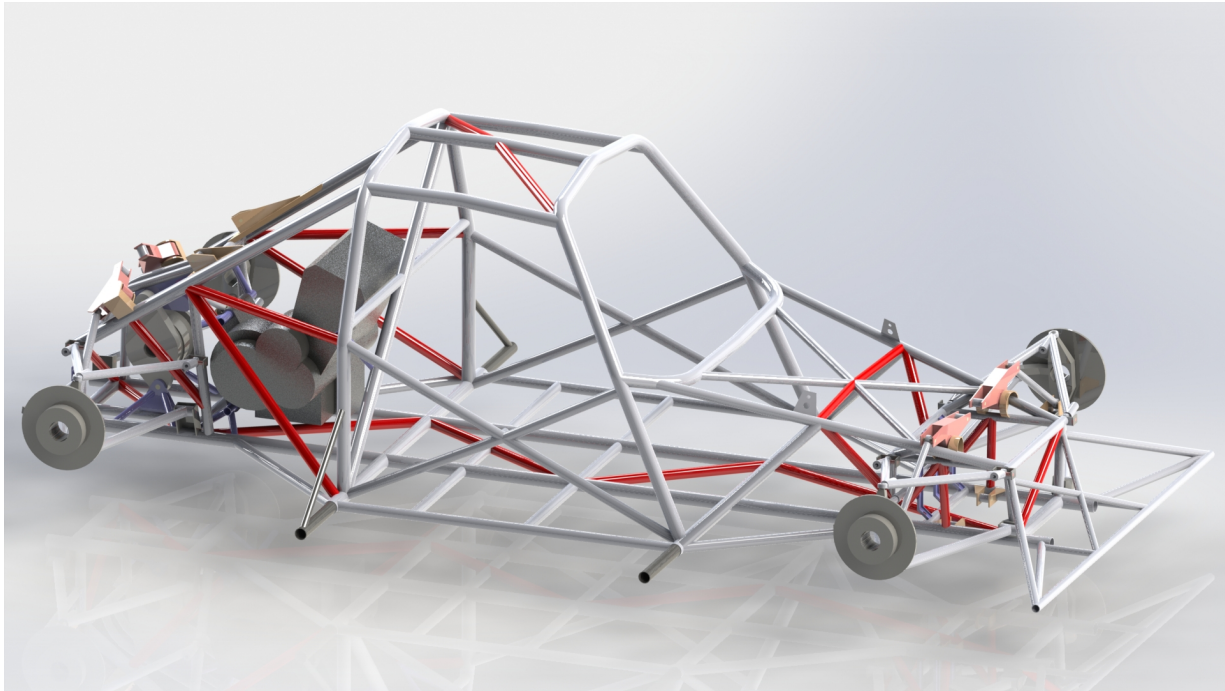


Figura 6.3: *Chassis* proposto

Após a análise numérica e ainda durante a recolha de dados, foi visível imediatamente uma melhoria no deslocamento no ponto de aplicação da carga, que desceu dos  $9,72\text{ mm}$  para os  $2,89\text{ mm}$ .

Embora tenha havido um ligeiro aumento no pico das tensões equivalentes na estrutura, que passou dos  $111,42\text{ MPa}$  para os  $126,06\text{ MPa}$ , houve uma descida do seu valor médio em toda a estrutura, como pode ser comprovado na figura 6.4.

Como se verifica, os elementos adicionados são solicitados e permitem que haja uma melhor propagação de esforços pela estrutura.

A figura 6.5 apresenta a deformação registada no ponto de aplicação da força de  $480\text{ N}$  segundo o eixo  $y$ .

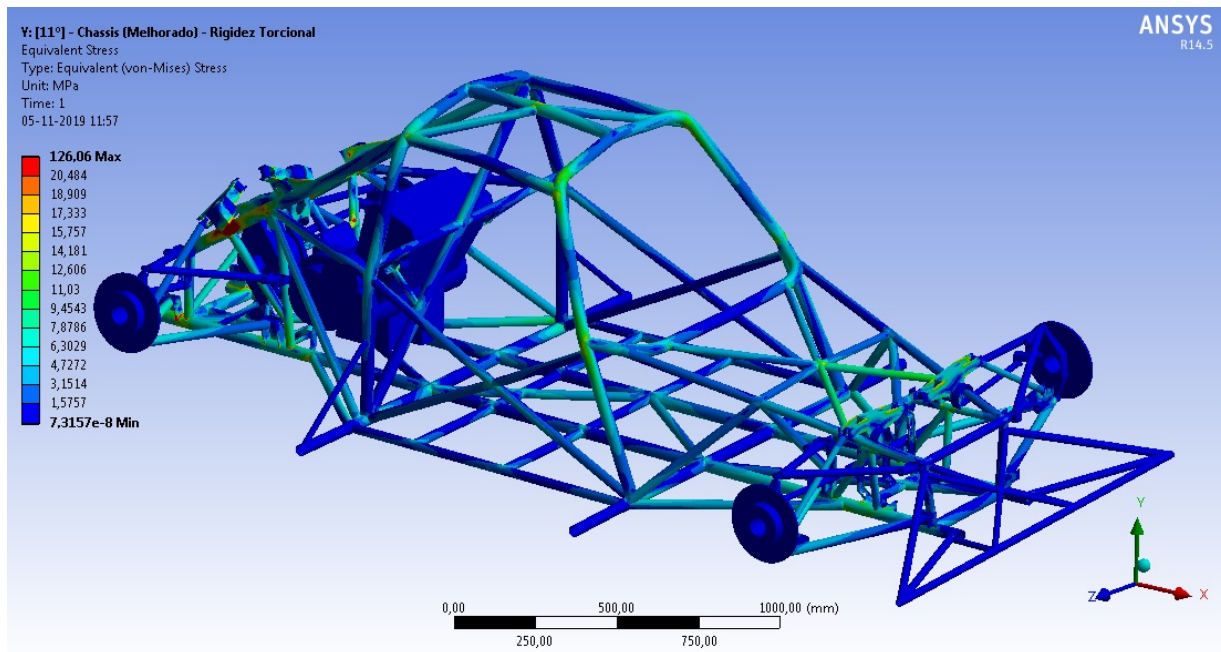


Figura 6.4: Distribuição de tensões equivalentes de Von Mises no *chassis* proposto

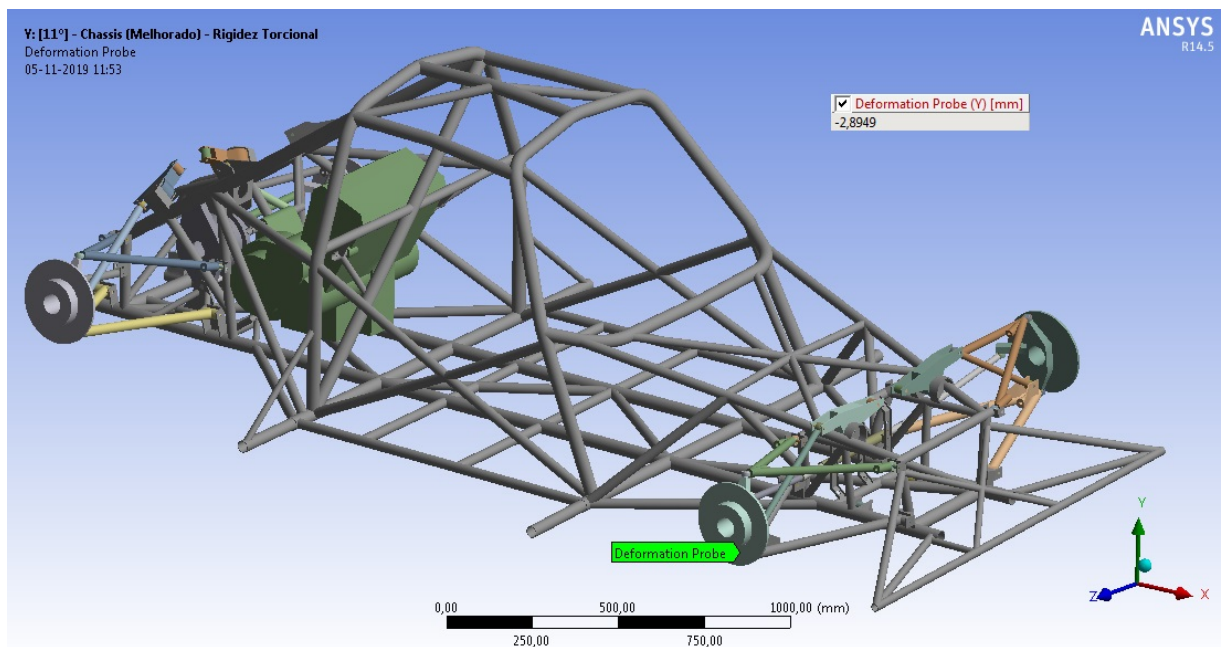


Figura 6.5: Deformação no eixo Y do ponto de aplicação da carga no *chassis* proposto

O aumento da rigidez torcional do *chassis* também se faz notar, onde, de um valor inicial de  $1783 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ , se passou para  $5983 \text{ N}\cdot\text{m}/^\circ$ , um aumento de 236 %.

Este aumento foi possível com o aumento de apenas 15 % (12,98 *Kg*) da massa total do quadro. Esse facto explica também o grande aumento da rigidez específica, com a melhoria em 192 % da rigidez torcional por cada *kg*.

Tabela 6.1: Tabela resumo da melhoria da rigidez torcional do *chassis*

<b>Chassis</b>	<b>Rigidez torcional (N.m/°)</b>	<b>Diferença (%)</b>	<b>Massa (Kg)</b>	<b>Diferença (%)</b>	<b>Rigidez específica (N.m/°/Kg)</b>	<b>Diferença (%)</b>
<b>Original</b>	1783		87,53		20,37	
<b>Melhorado</b>	5983	236%	100,51	15%	59,53	192%



# Capítulo 7

## Conclusões e propostas para futuros trabalhos

Neste capítulo são reunidas as principais conclusões da tese e feitas algumas sugestões para trabalhos futuros.

### 7.1 Conclusões

O processo de análise estrutural de um veículo deve ser levado com grande metodologia na suas várias etapas, para que se possam garantir resultados fidedignos e levar ao objetivo primordial de determinação da rigidez estrutural do *chassis* SEMOG CM001.

As principais conclusões são:

- No processo de engenharia inversa, a recolha das características geométricas pode revelar-se tarefa complexa em zonas de difícil acesso e secções curvas dos elementos. Esta complexidade pode ser fator de introdução de erros aquando da modelação.
- Neste tipo de estudos é essencial a realização de ensaios experimentais, de modo a poder aferir a veracidade dos resultados numéricos.
- Devido aos baixos valores de solicitação, a extensometria eléctrica revelou-se menos assertiva nos resultados. Com tais valores de pequena ordem de grandeza, a extrapolação pode ampliar erros.
- A colagem e posterior soldadura dos terminais das rosetas de extensómetros é um processo que requer muita experiência.
- Nesta análise realizada em regime linear elástico, o veículo falha em ambos os testes FIA. Não sendo a simulação conclusiva, será necessária uma simulação em regime elasto-plástico.

- Os testes de embate dão orientações sobre as áreas que mais reforço necessitam, para que a segurança do veículo possa ser superior.
- Os testes dos casos de circulação (travagem, aceleração e curva) evidenciam uma grande debilidade dos métodos de ancoragem dos sistemas de suspensão ao quadro, originando instabilidade no veículo e em casos extremos rotura desses elementos, pelo que o seu redesenho se torna prioritário.
- As chapas rebitadas aos elementos tubulares não aumentam de forma significativa a rigidez torcional. Pelo contrário, o facto de ser necessário furar os tubos pode originar uma diminuição resistência e criar zonas de concentração de tensões.
- Os pontos de fixação dos elementos de suspensão ao quadro são suficientemente rígidos e não comprometem o comportamento do *chassis*. Apesar desta afirmação, os mesmos pontos podem ser alvo de uma revisão e melhoria.
- O valor da rigidez torcional resultante do carregamento experimental no quadro revelou-se próximo face ao obtido numericamente, mas a diferença é justificável pelas características do ensaio. Apesar disso os restantes valores de rigidez foram considerados corretos e a modelação validada.
- A performance do *chassis* do ponto de vista da resistência à torção é baixa. Apesar desse facto, comprovou-se um grande incremento (236%) da mesma através da adição de alguns elementos, sem o acréscimo significativo da sua massa.
- A proposta de melhoria do *chassis*, embora muito satisfatória, pode ser alvo de um refinamento com vista ao aumento da rigidez torcional específica.

## 7.2 Proposta para futuros trabalhos

Como proposta para trabalhos futuros, o estudo estrutural e parametrização do sistema de suspensão do veículo estudado, dada a debilidade dos seus apoios no *chassis*, com apresentação de soluções de melhoria.

# Bibliografia

- [1] Marco Antonio Alves, Helio Kitagawa, and Celso Nogueira. Avoiding structural failure via fault tolerant control-an application on a truck frame. Technical report, SAE Technical Paper, 2002.
- [2] Brian Beckman. *The physics of racing*, volume 91503. 1991.
- [3] Giancarlo Genta and Lorenzo Morello. *The Automotive Chassis. Volume 1: Components Design*. Springer Science & Business Media, 2008.
- [4] Thomas D Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*, volume 400. Society of automotive engineers Warrendale, PA, 1992.
- [5] JF Silva Gomes and Mário AP Vaz. Análise experimental de tensões, 2004.
- [6] Bernhard Heiing and Metin Ersoy. *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Springer Science & Business Media, 2010.
- [7] Adams Herb. *Chassis engineering*. The Berkly Publishing Group.–1993.–142 p, 1993.
- [8] Daryl L Logan. *A first course in the finite element method*. Cengage Learning, 2011.
- [9] Vishay Micro-Measurements. Model p3 strain indicator and recorder. *Instruction Manual*, 4, 2005.
- [10] William F Milliken, Douglas L Milliken, et al. *Race car vehicle dynamics*, volume 400. Society of Automotive Engineers Warrendale, 1995.
- [11] Jornsens Reimpell, Helmut Stoll, and Jurgen Betzler. *The automotive chassis: engineering principles*. Elsevier, 2001.
- [12] William Ribbens, Heinz Heisler, Michael Blundell, Damian Harty, Jason Brown, Stan Serpento, AJ Robertson, TK Garrett, John Fenton, Geoffrey Davies, et al. *Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body*. Butterworth-Heinemann, 2009.

- [13] Enrico Sampo, Aldo Sorniotti, and AD Crocombe. Chassis torsional stiffness: analysis of the influence on vehicle dynamics. *Tire and Wheel Technology and Vehicle Dynamics and Handling, 2010*, 2010.
- [14] Carroll Smith. *Tune to win*. Aero Publishers Fallbrook, 1978.
- [15] <http://crunch22.blogspot.com/2007/03/swing-axles.html>.
- [16] <http://designthedesire.blogspot.com/2015/06/suspension.html>.
- [17] <https://arxiv.org/pdf/1008.5041>.
- [18] <https://estudiarx.blogspot.com/2018/10/suspension-system-of-vehicle.html>.
- [19] <https://i.ytimg.com/vi/DsEmK1M87VQ/maxresdefault.jpg>.
- [20] <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-chassis-basics-and-design/>.
- [21] <https://www.caradvice.com.au/104992/mazda-07/>.
- [22] <https://www.carbibles.com/guide-to-car-suspension/>.
- [23] <https://www.digikey.pt/product-detail/en/micro-measurements-division-of-vishay-prec/MMF003096/1033-1002-ND/2503694>.
- [24] <https://www.digikey.pt/product-detail/en/micro-measurements-division-of-vishay-prec/MMF003141/1033-1005-ND/2503696>.
- [25] <https://www.indiedb.com/games/automation/images/render-all-chassis-types>.
- [26] <https://www.rdent.com/manuals/elan/chassis/aa.htm>.
- [27] [https://www.researchgate.net/post/What\\_are\\_the\\_typical\\_stiffness\\_values\\_while\\_designing\\_car\\_chassis](https://www.researchgate.net/post/What_are_the_typical_stiffness_values_while_designing_car_chassis).
- [28] <https://www.thedetroitbureau.com/2012/10/a-900-hp-hybrid-think-ferrari/>.
- [29] <https://www.thelotusforums.com/forums/topic/80634-whered-the-weight-in-the-evora-con>
- [30] <http://www.eu-import.nl/nieuws/48-nieuws/2776-porsche-918-spyder-nu-met-9,7-korting!.html>.
- [31] <http://www.ferpinta.pt/index.php?cat=26>.

- 
- [32] [http://www.formula1-dictionary.net/pushrod\\_pullrod.html](http://www.formula1-dictionary.net/pushrod_pullrod.html).
- [33] [http://www.geocities.ws/cesargrau/suspensionwebpage\\_twist\\_beam.html](http://www.geocities.ws/cesargrau/suspensionwebpage_twist_beam.html).
- [34] <http://www.khiart.com/chassis-illustrations.html>.
- [35] [http://www.schoolphysics.org/age16-19/Mechanics/circularmotion/text/Cars\\_cornering/index.html](http://www.schoolphysics.org/age16-19/Mechanics/circularmotion/text/Cars_cornering/index.html).
- [36] <http://youngtimer.dykstra.de/date/2011/05/>.
- [37] [www.idc-online.com/technical\\_references/pdfs/instrumentation/Strain\\_gauges.pdf](http://www.idc-online.com/technical_references/pdfs/instrumentation/Strain_gauges.pdf).
- [38] Paul Van Valkenburgh. *Race car engineering and mechanics*. 2000.

