



Conceção, Projeto e Análise Estrutural de um Chassis para Veículo de Desporto Automóvel - Categoria CN-FIA

BRUNO MANUEL FERREIRA SOUSA

julho de 2024

Conceção, Projeto e Análise Estrutural de um Chassis para Veículo de Desporto Automóvel

Categoria CN-FIA

Bruno Manuel Ferreira de Sousa

Dissertação para Obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Automóvel

Orientador: Prof. Dr. Fernando José Ferreira

Co-Orientador: Prof. Dr. Jorge Manuel Costa da Fonseca Justo

Júri:

Presidente:

Prof. Dr. Pedro Miguel Rosas de Almeida Areal, ISEP

Vogais:

Prof. Dr. Fernando José Ferreira, ISEP

Prof. Dr. José Luís Soares Esteves, FEUP

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade.

Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.

Portanto, o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

ISEP, Porto, 17 de julho de 2024

Agradecimentos

Ao Orientador Professor Doutor Fernando José Ferreira, por toda a disponibilidade, paciência, dedicação, capacidade de aconselhamento e transmissão de conhecimento, ao longo de todo o processo de elaboração da presente Dissertação.

Ao Co-Orientador Professor Doutor Jorge Manuel Costa da Fonseca Justo, pelo tempo disponibilizado e auxílio prestado, sobretudo na fase de simulação computacional.

Aos meus pais e irmã, de modo muito especial à minha mãe, que no decorrer de todo o percurso académico foram apoio permanente e sempre procuraram proporcionar as melhores oportunidades para a minha vida.

Por fim, agradeço à restante família e amigos, em particular ao Ricardo, mas também a todos os professores que fizeram parte do meu percurso de Licenciatura e Mestrado, por toda a contribuição que, de algum modo, prestaram.

Obrigado por terem transformado um sonho em realidade!

Resumo

O desporto automóvel é um dos desportos mais populares do mundo e de grande importância como laboratório de testes para a implementação de equipamentos, componentes ou sistemas nos veículos modernos de estrada. A FIA - Federação Internacional do Automóvel - abrange diversas categorias de desporto motorizado, sendo uma delas a categoria CN, cujos veículos integrantes são construídos especificamente para circular em pista.

A Dissertação apresentada, conducente ao grau de Mestre em Engenharia Automóvel, teve como principais objetivos a revisão da Literatura a respeito do tópico em estudo - Conceção, projeto e análise estrutural de um *chassis* para veículo de desporto automóvel pertencente à categoria CN-FIA - seguida das fases de análise da regulamentação FIA aplicável, desenvolvimento de projeto e análise estrutural estática do modelo desenvolvido, considerando um ensaio em regime linear material e geométrico.

Os sub-tópicos abordados na presente Dissertação focam-se, sobretudo, nos temas *chassis*, sistema de suspensão, elementos da suspensão e parâmetros fundamentais de projeto, além de uma breve abordagem às principais aplicações da simulação computacional no ramo, segundo o Método de Elementos Finitos (MEF).

Os resultados obtidos nos ensaios simulados computacionalmente à célula de sobrevivência e aos arcos de segurança foram satisfatórios, na medida em que inseridos dentro dos limites preconizados pela FIA, a respeito da categoria CN. Assim, considera-se que o quadro tubular desenvolvido estaria apto para ser fabricado, ensaiado de acordo com a regulamentação FIA e utilizado na prática de desporto automóvel.

Numa fase final, foi ainda idealizado um sistema de suspensão dianteira de ataque ao conjunto mola-amortecedor por intermédio de tirante (*pushrod*) e balanceiro para equipar o quadro desenvolvido formando, assim, um *chassis* tubular.

Palavras-chave: Desporto Automóvel, Categoria CN, Regulamentação FIA, *Chassis* tubular, Sistema de Suspensão, Método de Elementos Finitos (MEF).

Abstract

Motorsport is one of the most popular sports in the world and is of great importance as a testing ground for the implementation of equipment, components or systems in modern road vehicles. The FIA - International Automobile Federation - covers several categories of motorsport, one of which is the CN category, whose vehicles are specifically built for track use.

The Dissertation presented, leading to the degree of Master in Automotive Engineering, had as its main objectives the review of the Literature on the topic under study - Design, project and structural analysis of a chassis for a sports vehicle belonging to the CN-FIA category - followed by the phases of analysis of the applicable FIA regulations, project development and static structural analysis of the developed model, considering a test under linear material and geometric regime.

The sub-topics covered in this Dissertation focus mainly on the themes of chassis, suspension system, suspension elements and fundamental design parameters, as well as a brief look at the main applications of computational simulation in the field, according to the Finite Element Method (FEM).

The results obtained in the computationally simulated tests on the survival cell and rollover structures were satisfactory, as they fell within the limits set by the FIA for the CN category. Thus, it is considered that the developed tubular frame would be suitable for manufacturing, testing according to FIA regulations and use in motorsport.

In the final phase, a front suspension system was designed to attach the spring-damper assembly using a pushrod and rocker arm to equip the developed frame, thus forming a tubular chassis.

Conteúdo

Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xix
Lista de Abreviações	xxi
Lista de Símbolos	xxiii
1 Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Motivação	2
1.3 Objetivos	2
1.4 Organização da Dissertação	2
2 Revisão Bibliográfica	5
2.1 Quadro/Chassis	6
2.1.1 Quadro Longarinas	7
2.1.2 Quadro Espinha-dorsal	7
2.1.3 Quadro Plataforma	8
2.1.4 Chassis Monobloco	9
2.1.5 Chassis Monocoque	9
2.1.6 Quadro Tubular	10
2.2 Quadro Tubular na Categoria CN-FIA	11
2.3 Sistema de Suspensão	14
2.3.1 Eixo Rígido	14
2.3.2 Eixo de Dion	16
2.3.3 Tubo/Barra Momento-resistente	16
2.3.4 Braço Oscilante	17
2.3.5 Amortecedor Estrutural	18
2.3.6 Triângulos Sobrepostos	18
2.3.7 Triângulos Sobrepostos - Ataque ao Conjunto Mola-Amortecedor por Intermédio de Tirante Pushrod/Pullrod e Balanceiro	19
2.4 Ataque ao Conjunto Mola-Amortecedor por Intermédio de Tirante Pushrod e Balanceiro na Categoria CN-FIA	21

2.5	Elementos de um Sistema de Suspensão do Tipo Triângulos Sobrepostos com Tirante Pushrod e Balanceiro	22
2.5.1	Triângulos de Suspensão e Respetivas Ancoragens	22
2.5.2	Conjunto Mola-amortecedor	22
2.5.3	Tirante/Balanceiro	24
2.5.4	Terminais de Ligação - Rótulas Esféricas	24
2.5.5	Manga de Eixo/Cubo de Roda	25
2.5.6	Barras Estabilizadoras	25
2.6	Parâmetros Fundamentais - Chassis/Suspensão	26
2.6.1	Massa Suspensa e Massa Não Suspensa	26
2.6.2	Transferência de Carga Longitudinal/Lateral	27
2.6.3	Anti-Dive, Anti-Lift e Anti-Squat	27
2.6.4	Subviragem e Sobreviragem	28
2.6.5	Distância Entre Eixos e Largura de Via	28
2.6.6	Centro de Gravidade	29
2.6.7	Centro Instantâneo de Rotação	29
2.6.8	Centro de Rolamento	30
2.6.9	Rigidez de Rolamento	31
2.6.10	Rigidez Torsional	31
2.6.11	Ângulo de Sopé	32
2.6.12	Ângulo de Convergência	32
2.6.13	Razão de Deslocamento	33
2.6.14	Frequência Natural de Oscilação	33
2.7	Simulação Computacional	34
2.7.1	Generalidades	34
2.7.2	Exemplos de Aplicações Típicas	35
3	Regulamentação FIA aplicável	37
3.1	Materiais e Dimensões	38
3.2	Testes Preconizados pela FIA	39
3.2.1	Célula de Sobrevivência	39
3.2.2	Arco de Segurança Frontal	40
3.2.3	Arco de Segurança Principal	40
4	Conceção e Desenvolvimento de um Quadro Tubular	43
4.1	Princípios de Ergonomia	43
4.2	Secção Quadrada/Retangular ou Circular	45
4.3	Seleção de Materiais e Perfis Tubulares	45
4.4	Etapas de Desenvolvimento de um Quadro Tubular - Categoria CN-FIA	47
4.4.1	Base do Quadro e Proteção contra Capotamentos	47
4.4.2	Proteção contra Impactos Laterais	53
4.4.3	Placas Frontal e Traseira	57

5	Simulação dos Casos de Carga	61
5.1	Preparação do Modelo para Simulação	61
5.2	Determinação da Rigidez Torsional	63
5.2.1	Rigidez Torsional - Condições Fronteira	63
5.2.2	Rigidez Torsional - Resultados	66
5.3	Casos de Carga FIA - Condições Fronteira e Resultados	69
5.3.1	Célula de Sobrevivência	70
5.3.2	Arco de Segurança Frontal	82
5.3.3	Arco de Segurança Principal	85
5.4	Resumo dos Resultados Obtidos	89
6	Conceção e Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão	91
6.1	Triângulos de Suspensão	91
6.2	Ancoragens dos Triângulos de Suspensão	93
6.3	Tirante, Balanceiro e Conjunto Mola-Amortecedor	97
6.4	Conjunto Final	99
7	Conclusão e Trabalhos Futuros	103
7.1	Conclusões	103
7.2	Limitações e Trabalhos Futuros	106
	Bibliografia	109

Lista de Figuras

2.1	Quadro longarinas - <i>Chevrolet Corvette</i> de 1964.	7
2.2	Quadro espinha-dorsal - <i>Lotus Elan</i> de 1963.	8
2.3	Quadro plataforma - <i>Volkswagen Beetle</i> de 1936 (extraído de Genta e Morello 2008).	8
2.4	<i>Chassis</i> monobloco - <i>Acura NSX</i> de 2015.	9
2.5	<i>Chassis</i> monocoque - <i>Rimac Nevera</i> de 2022.	10
2.6	Quadro tubular - <i>Ariel Atom</i>	11
2.7	<i>Juno SSE</i> de 2007.	11
2.8	<i>Osella PA2000</i>	12
2.9	<i>ADR3 CN</i>	12
2.10	Placa frontal (esquerda) e traseira (direita) - <i>Juno SS3</i>	13
2.11	Placas anti-intrusão pertencentes ao modelo <i>ADR3</i>	13
2.12	Caixa de velocidades estrutural <i>SADEV SL90 Transaxle</i>	13
2.13	Eixo rígido capaz de incorporar o diferencial (adaptado de Genta e Morello 2008).	15
2.14	Competição <i>Trans-Am Series</i> de 1983.	15
2.15	Eixo de <i>Dion</i> equipado num <i>Aston Martin</i> (adaptado de Campbell 1981).	16
2.16	Representação simplificada do sistema de suspensão do tipo tubo/barra momento resistente (adaptado de Campbell 1981).	17
2.17	Suspensão traseira de um <i>Datsun Bluebird</i> de 1967.	17
2.18	Suspensão <i>MacPherson</i> num veículo de <i>Rally WRC</i>	18
2.19	<i>R-type MG Midget</i> de 1935 (extraído de Campbell 1981).	19
2.20	Configuração do tipo <i>pushrod</i> - <i>Lamborghini</i>	20
2.21	Configuração <i>pushrod</i> - esquerda - e <i>pullrod</i> - direita.	20
2.22	Suspensão dianteira do <i>Osella PA21 S EVO</i>	21
2.23	Suspensão traseira do <i>Ligier JS49/51 EVO</i>	21
2.24	Pormenor da ancoragem de suspensão de um <i>Ligier JS53</i>	22
2.25	Conjunto mola-amortecedor de competição <i>Penske</i>	23
2.26	Pormenor do balanceiro de um <i>Osella PA21 S EVO</i>	24
2.27	Rótula M12 - Catálogo da <i>ChassisParts</i>	24
2.28	Barra estabilizadora de um <i>Osella PA21 S EVO</i>	25
2.29	Massa suspensa e massa não suspensa.	26
2.30	Comportamento subvirador e sobrevirador.	28
2.31	Centro instantâneo de rotação (triângulos sobrepostos).	30

2.32	Centro de rolamento (triângulos sobrepostos).	30
2.33	Ângulo de sopé (vista frontal do veículo).	32
2.34	Razão de deslocamento (braço oscilante).	33
3.1	Ensaio ao arco principal de um veículo de desporto.	41
4.1	Esquema alusivo às dimensões antropométricas humanas.	44
4.2	Base do quadro tubular desenvolvido.	47
4.3	Membros à retaguarda da base.	48
4.4	Membros para fixação dos bancos e membros de proteção contra impactos laterais ao nível da base.	48
4.5	Membros capazes de conferir rigidez na fixação dos bancos.	49
4.6	Membros na zona frontal da base.	49
4.7	Arco de segurança principal em destaque.	50
4.8	Ligação do arco de segurança principal à base.	50
4.9	Arco de segurança frontal em destaque.	51
4.10	Ligação do arco de segurança frontal à base.	51
4.11	Membros de ligação entre arcos de segurança.	52
4.12	Membros divisórios de apoio para os bancos.	52
4.13	Membros de proteção contra impactos laterais.	53
4.14	Membros para ligação à placa frontal.	53
4.15	Membros verticais de suporte aos membros longitudinais.	54
4.16	Membros de reforço da lateral frontal do quadro tubular.	54
4.17	Membros de reforço da frente superior do quadro tubular.	55
4.18	Membros constituintes da lateral traseira do quadro tubular.	55
4.19	Zona superior da retaguarda do quadro tubular.	56
4.20	Etapa de verificação dimensional.	56
4.21	Placas frontal (esquerda) e traseira (direita).	57
4.22	União entre placas e quadro tubular por meio de patelas.	57
4.23	Conjunto do quadro tubular e das placas frontal e traseira (perspetiva frontal).	58
4.24	Conjunto do quadro tubular e das placas frontal e traseira (perspetiva da retaguarda).	58
4.25	Verificação dimensional do conjunto propulsor (lateral).	59
4.26	Verificação dimensional do conjunto propulsor (cima).	59
5.1	Quadro tubular a analisar após importação no <i>Abaqus</i> .	62
5.2	Rigidez torsional - restrição de deslocamento em X, Y e Z.	64
5.3	Rigidez torsional - restrição de deslocamento em Y e Z.	64
5.4	Rigidez torsional - restrição de deslocamento em Y.	65
5.5	Rigidez torsional - carga de magnitude igual a 5000 N.	65
5.6	Rigidez torsional - deslocamento resultante (mm).	66

5.7	Rigidez torsional - deslocamento resultante (vista frontal).	66
5.8	Rigidez torsional - condições fronteira em <i>Abaqus</i>	68
5.9	Rigidez torsional - deslocamento resultante (mm) em <i>Abaqus</i>	68
5.10	Ensaio à lateral da célula de sobrevivência.	70
5.11	Caso 1 - restrição de deslocamento em X, Y e Z.	71
5.12	Caso 1 - restrição de deslocamento em X.	72
5.13	Caso 1 - restrição de deslocamento em Y.	72
5.14	Caso 1 - carga lateral de magnitude igual a 20000 N.	73
5.15	Caso 1 - tensão equivalente de <i>Von Mises</i> (MPa).	74
5.16	Caso 1 - deslocamento resultante (mm).	74
5.17	Caso 2 - restrição de deslocamento em X, Y e Z.	75
5.18	Caso 2 - restrição de deslocamento em X.	75
5.19	Caso 2 - restrição de deslocamento em Y.	76
5.20	Caso 2 - carga lateral de magnitude igual a 20000 N.	76
5.21	Caso 2 - tensão equivalente de <i>Von Mises</i> (MPa).	77
5.22	Caso 2 - localização da tensão máxima de 187 MPa.	78
5.23	Caso 2 - deslocamento resultante (mm).	78
5.24	Caso 3 - restrição de deslocamento em X, Y e Z.	79
5.25	Caso 3 - restrição de deslocamento em X.	79
5.26	Caso 3 - restrição de deslocamento em Y.	80
5.27	Caso 3 - carga lateral de magnitude igual a 20000 N.	80
5.28	Caso 3 - tensão equivalente de <i>Von Mises</i> (MPa).	81
5.29	Caso 3 - deslocamento resultante (mm).	81
5.30	Arco frontal - restrição de deslocamento em X, Y e Z.	82
5.31	Arco frontal - restrição de deslocamento em Y.	83
5.32	Arco frontal - carga de magnitude igual a 44145 N.	83
5.33	Arco frontal - tensão equivalente de <i>Von Mises</i> (MPa).	84
5.34	Arco frontal - deslocamento resultante (mm).	84
5.35	Arco principal - carga no topo esquerdo do arco.	85
5.36	Arco principal - carga no topo direito do arco.	86
5.37	Arco principal (esquerda) - tensão equivalente de <i>Von Mises</i>	87
5.38	Arco principal (esquerda) - localização da tensão máxima.	87
5.39	Arco principal (esquerda) - deslocamento resultante (mm).	87
5.40	Arco principal (direita) - tensão equivalente de <i>Von Mises</i>	88
5.41	Arco principal (direita) - deslocamento máximo (mm).	88
6.1	Triângulo inferior (perspetiva de cima).	92
6.2	Triângulo inferior (perspetiva de baixo).	92
6.3	Comparação entre triângulo inferior e superior.	92
6.4	Destaque dos elementos de articulação no triângulo superior.	93
6.5	Ancoragens posteriores dos triângulos de suspensão.	94

6.6	Ancoragens anteriores dos triângulos de suspensão.	94
6.7	Posicionamento idealizado para as ancoragens de suspensão.	95
6.8	Furos na placa frontal para ligação das ancoragens.	95
6.9	Tubos com roscado interior soldados ao quadro tubular.	95
6.10	Verificação de interferência nas ancoragens anteriores.	96
6.11	Verificação de interferência nas ancoragens posteriores.	96
6.12	Triângulos de suspensão, ancoragens, rótulas esféricas e respectivos elementos de ligação.	97
6.13	Tirante <i>pushrod</i> incorporado no sistema de suspensão.	97
6.14	Balanceteiro a integrar no sistema de suspensão.	98
6.15	Tirante <i>pushrod</i> e balanceteiro no sistema de suspensão.	98
6.16	Ancoragem dos conjuntos mola-amortecedor.	99
6.17	Sistema de suspensão desenvolvido (vista de cima).	99
6.18	Sistema de suspensão desenvolvido (vista de frente).	100
6.19	Sistema de suspensão desenvolvido (vista em perspectiva).	100
6.20	Conjunto final formado pelo quadro tubular e pelo sistema de suspensão (perspetiva frontal).	101
6.21	Conjunto final formado pelo quadro tubular e pelo sistema de suspensão (perspetiva da retaguarda).	101

Lista de Tabelas

4.1	Composição química do aço 25CD4.	45
4.2	Propriedades físicas/mecânicas do aço 25CD4.	45
4.3	Composição química da liga de alumínio 6061-T6.	46
4.4	Propriedades físicas/mecânicas da liga de alumínio 6061-T6.	46
5.1	Resultados das simulações dos ensaios FIA.	89

Lista de Abreviações

CG	Centro de G ravidade
CIR	Centro Instantâneo de R otação
CR	Centro de R olamento
FIA	Federação Internacional do A utomóvel
FS	Fator de S egurança
MEF	Método de E lementos F initos

Lista de Símbolos

C	Coeficiente de amortecimento	$N \cdot (m \cdot s^{-1})^{-1}$
K	Constante elástica da mola	$N \cdot m^{-1}$
K_T	Rigidez torsional	$(N \cdot m)/^\circ$
W	Massa total de um veículo categoria CN	kg
β	Ângulo de torção do quadro/ <i>chassis</i>	$^\circ$
ϕ	Ângulo de sopé	$^\circ$

Capítulo 1

Introdução

O automóvel é visto de diferentes formas, consoante o observador. Pode ser entendido como um simples meio de transporte ou como um objeto de culto. Independentemente do ponto de vista, é inegável que faz parte da história recente da Humanidade. De igual modo, o desporto. Quando aliados, surge o desporto automóvel, cujo principal objetivo está em vencer o maior número possível de provas mas, para vencer, surge um grande desafio: alcançar a combinação ideal piloto-veículo-pista. Neste trabalho, o foco está na fase de projeto do veículo ao nível do *chassis* e do sistema de suspensão, tendo em vista o cumprimento da regulamentação aplicável e a maximização do potencial do piloto.

1.1 Contextualização

O desporto automóvel é um dos desportos mais populares em todo o mundo (Yildirim-Yenier et al. 2016) e, em muitas situações, é capaz de transmitir mensagens de grande impacto - propagandas para uma condução segura em via pública, por exemplo - não apenas nos diretamente envolvidos mas, sobretudo, no público em geral (Tranter e Lowes 2005), para além de poder atuar como uma forma de desenvolvimento a nível económico nas regiões onde é praticado, como demonstrado por Klacik e Cook 2004 para a cidade de Indianapolis, nos Estados Unidos da América. Outro aspeto fundamental do desporto automóvel reside na inovação e implementação de novos equipamentos, componentes ou sistemas que, após testados e aprovados em pista, podem vir a ser incorporados nos veículos modernos de estrada. Os sistemas de recuperação de energia cinética e os turbocompressores são apenas dois exemplos (Santo 2017).

A Dissertação apresentada foi redigida no âmbito da unidade curricular Projeto/Dissertação/Estágio, integrada no segundo ano do Mestrado em Engenharia Automóvel do Instituto Superior de Engenharia do Porto, tendo em vista a atribuição ao autor do grau de Mestre em Engenharia Automóvel.

1.2 Motivação

O *chassis* e o sistema de suspensão que equipam um automóvel são elementos fulcrais para o desempenho global em pista. Acontece que, especificamente no que toca à categoria CN-FIA, projetos destes elementos retratados na Literatura são escassos, ao contrário do que sucede com outras categorias, como a categoria *FSAE - Formula Student*, por exemplo, alvo de investigação por parte de estudantes universitários no mundo inteiro. Assim sendo, desenvolver um projeto para uma categoria de desporto automóvel muito pouco documentada é encarado pelo autor como uma forma de contribuir, mesmo que em escala reduzida, para uma lacuna existente na Literatura.

1.3 Objetivos

A Dissertação apresentada teve como principais objetivos a revisão da Literatura a respeito do tópico em estudo - Conceção e projeto de *chassis* para veículo de desporto pertencente à categoria CN-FIA - seguida das fases de análise da regulamentação FIA aplicável, desenvolvimento de projeto e análise estrutural estática do modelo desenvolvido, considerando um ensaio em regime linear material e geométrico.

Para o cumprimento dos objetivos propostos foram utilizados diferentes *softwares*, nomeadamente o *SolidWorks Student Edition 2023 SP2.1* (31.2.1.0001) - para modelação da solução desenvolvida e para elaboração dos desenhos técnicos - e o *Ansys Student 2023 R2* (23.2), além do *Abaqus/CAE 2022* (2021.09.15.18.57.30) para análise estrutural (simulação computacional). Quanto à ferramenta de escrita, foi utilizado o *TeXstudio* (4.8.1) para redação em \LaTeX .

1.4 Organização da Dissertação

O presente documento está dividido em sete capítulos. O Capítulo 1 correspondente à Introdução, na qual é enquadrado o âmbito de realização da Dissertação e onde são expostos os principais objetivos a cumprir, além da motivação inerente ao tema desenvolvido.

O Capítulo 2 corresponde à Revisão Bibliográfica, onde são abordados os tópicos *chassis* e suspensão, além de serem mencionados uma série de parâmetros fundamentais de projeto. A secção final deste capítulo aborda o tema da simulação computacional, numa perspetiva das principais aplicações no ramo, segundo o Método de Elementos Finitos (MEF).

No Capítulo 3, após uma breve referência à FIA - Federação Internacional do Automóvel - em particular, à categoria CN, são expostas as principais regras a cumprir, de acordo com a regulamentação aplicável.

A conceção e o desenvolvimento do quadro tubular surge no Capítulo 4, no qual parâmetros relacionadas com ergonomia, seleção de materiais e estruturas de proteção contra impactos são destacados, além de outros sub-tópicos.

Os casos de carga (ensaios simulados computacionalmente) sobre a célula de sobrevivência e arcos de segurança, com as respectivas condições fronteira e resultados obtidos, são mencionados no Capítulo 5.

Já no Capítulo 6 é abordado o sistema de suspensão idealizado e concebido para acoplar ao quadro tubular desenvolvido formando, assim, um *chassis* tubular.

Por último, o Capítulo 7 encerra a Dissertação, com a apresentação das principais conclusões, limitações adjacentes ao projeto e proposta de trabalhos futuros.

Em anexo à presente Dissertação seguem os desenhos técnicos (fabrico e conjunto) elaborados no âmbito do projeto desenvolvido.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

As características do *chassis* e do sistema de suspensão que equipam um veículo destinado à prática do desporto automóvel contribuem muito significativamente para o desempenho global em pista. A fase de projeto é aquela que, logo à partida, vai ditar o surgimento de um veículo com (ou sem) potencial para, complementado pelo piloto e adequado ao tipo de pista, vencer as provas. A complexidade adjacente desta fase advém do grande número de variáveis envolvidas (requisitos de projeto, recursos disponíveis, expectativas, etc.) e do facto de qualquer atividade de projeto não ser sequencial, mas antes repleta de múltiplas etapas iterativas de revisão e de refinamento. Note-se ainda que priorizar determinados parâmetros do veículo em detrimento de outros irá ter como resultado algo desequilibrado, que poderá ser excecionalmente competitivo num aspeto, mas medíocre noutros, sendo preferível procurar alcançar um bom compromisso entre todos os parâmetros.

Ao longo deste capítulo, serão apresentados uma série de tipologias de quadros/*chassis*, sistemas de suspensão e elementos constituintes dos sistemas de suspensão. Posteriormente, serão abordados alguns dos parâmetros fundamentais de um projeto deste género e ainda será feita referência às potencialidades do uso da simulação computacional para análise numérica de estruturas tubulares. De modo a não tornar demasiado extensiva a fase de Revisão Bibliográfica e inerente listagem de diferentes soluções que foram surgindo ao longo da História do Automóvel, o foco estará não em descrever todas as evoluções, mas antes em referir aquelas que, efetivamente, tiveram expressão significativa no desporto motorizado.

Salienta-se que todas as informações apresentadas que não são exclusivamente obra do autor, mas também apoiadas em livros, artigos científicos ou outras Dissertações surgem devidamente referenciadas e constituem a Bibliografia, seguindo a metodologia designada por autor-data. Já quando a informação é proveniente de um *site online*, ou seja, informação que pode não ter sido revista por especialistas, para que haja distinção, a referência surge em nota de rodapé, na mesma página em que é mencionada.

2.1 Quadro/Chassis

O quadro de um veículo é um elemento fundamental, visto que é o responsável por suportar e interligar uma série de componentes, sistemas e sub-sistemas que constituem o veículo como um todo. O *chassis* consiste na junção do quadro com os restantes componentes/sistemas do veículo, à exceção da carroçaria e da unidade motriz (motor, caixa de velocidades, etc.). Até à década de 30, praticamente todos os veículos (motorizados) eram construídos a partir de um quadro estrutural, separado da carroçaria, tipo de construção conhecida como *body-on-frame* (Babu e V. N. Reddy 2016).

Entretanto, com o passar dos anos, várias tipologias de quadro foram surgindo até que, na atualidade, a maior parte dos veículos utilizam um *chassis* designado por monobloco, que consiste numa estrutura única (quadro e carroçaria são um só) de elevada resistência.

Além da função de suporte a componentes/sistemas como o motor, transmissão, suspensão, travagem, direção, rodas, etc., o quadro/*chassis* é ainda o responsável por suportar a carga correspondente à massa dos ocupantes e suas bagagens e por suportar os esforços associados às acelerações, travagens e forças centrípeta e centrífuga (na descrição de uma curva), para além dos esforços originados por pisos irregulares e/ou em mau estado de conservação. Uma outra função, não menos importante, é a de resistir contra possíveis impactos e, idealmente, absorver energia em caso de colisão (Babu e V. N. Reddy 2016; Eakambaram et al. 2021).

De acordo com Babu e V. N. Reddy 2016, o aço é o material mais utilizado na construção de quadros automóveis. Ainda assim, o recurso a ligas de alumínio também pode ser uma boa solução. Do ponto de vista do autor desta Dissertação, quando se trata de construir um *chassis* através da estampagem de chapa, o recurso ao alumínio poderá ser uma boa opção para séries reduzidas (modelos desportivos de estrada), dado que o custo associado aos moldes é consideravelmente inferior ao custo dos moldes para estampagem de aço, substancialmente mais robustos, que só será lucrativo para grandes séries de produção (veículos citadinos populares). Segundo Sindhwani et al. 2021, no processo de seleção de material, verifica-se que recorrer a aço ou a alumínio resulta em componentes de massa idêntica para fatores de segurança iguais. Uma justificação plausível será porque se o aço é cerca de três vezes mais denso que o alumínio, também é correto afirmar que, de forma aproximada, 1/3 do material em aço é suficiente para se obter uma resistência semelhante à conferida pelo alumínio. A título de exemplo, Karita et al. 2003 desenvolveram um quadro de alumínio, servindo-se da liga 6061-T6. Esse quadro foi construído através da união de vários elementos com diferentes secções e, desse estudo, os autores concluíram que o recurso ao alumínio cumpria com os valores alvo para redução de massa, resistência e rigidez. Seja como for, o aço ainda é tido como o material preferencial na construção de quadros/*chassis* automóveis.

Ao longo da história, diferentes tipos de quadros/*chassis* foram sendo desenvolvidos, cada qual com as suas vantagens e desvantagens próprias.

2.1.1 Quadro Longarinas

O quadro longarinas (*ladder frame*) foi o primeiro tipo a ser desenvolvido, sendo o de projeto mais simplista. Foi amplamente usado numa grande variedade de veículos até ao início da década de 60. Em termos de *design*, consiste em duas longarinas (vigas) dispostas paralelamente - de secção com formato em U ou C, Caixa (mais recentemente) ou, em raros casos, I (Babu e V. N. Reddy 2016) - que percorrem todo o comprimento do veículo e que são ligadas entre si por uma série de travessas - elementos perpendiculares às longarinas (Nitnaware et al. 2018). A principal vantagem deste tipo de quadro, por comparação com os demais, reside na facilidade de construção e no facto de ser de baixo custo (Majid et al. 2021). Por outro lado, como principal desvantagem, destaca-se a fraca rigidez torsional. Este aspeto pode ser ligeiramente melhorado com a adição de membros cruzados (forma de X) entre as longarinas (Adams 1992). Na Figura 2.1, é possível observar um *chassis* longarinas (praticamente com todos os elementos necessários para que lhe seja sobreposta uma carroçaria) pertencente ao modelo desportivo *Chevrolet Corvette* do ano de 1964.

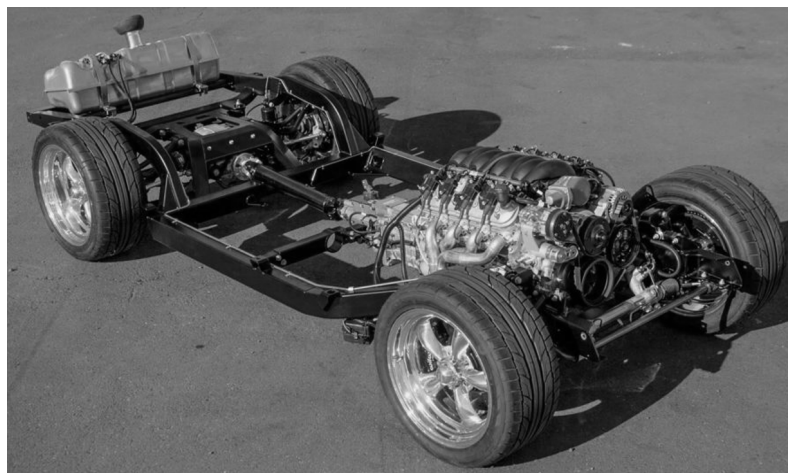


FIGURA 2.1: Quadro longarinas - *Chevrolet Corvette* de 1964.¹

2.1.2 Quadro Espinha-dorsal

O quadro espinha-dorsal (*backbone chassis*) trata-se de uma construção que consiste numa estrutura central que percorre todo o comprimento do veículo e que tem ligação com os pontos de ancoragem dos elementos da suspensão dianteira e traseira. Uma secção retangular é a mais comum para a estrutura central do quadro e, neste tipo de construção, a carroçaria assenta sobre a estrutura já existente. No passado, alguns veículos desportivos de pequenas dimensões serviam-se deste tipo de *chassis*, com destaque para o modelo *Elan* do fabricante *Lotus* (Figura 2.2).

¹adaptado de <https://metalworksclassics.com/body-swap-are-you-a-candidate/>



FIGURA 2.2: Quadro espinha-dorsal - *Lotus Elan* de 1963.²

Trata-se de uma solução significativamente rígida à torção. No entanto, a proteção contra impactos laterais era muito reduzida, exigindo que fosse a própria carroçaria a suportar esses esforços na totalidade. Além disso, note-se que não é uma solução adequada a todo o tipo de veículos, mas somente a veículos de pequenas dimensões, por questões de espaço no habitáculo (Nitnaware et al. 2018; Adams 1992).

2.1.3 Quadro Plataforma

A tipologia de quadro do modelo *Volkswagen Beetle* de 1936 é exemplo de um quadro tipo plataforma (Figura 2.3) e é composto por uma viga central à qual são soldadas as abas que constituem o plano de fundo do veículo. Foi uma solução amplamente usada até à década de 50 (Genta e Morello 2008). Este tipo de solução é mencionado, dado que o modelo *Volkswagen Beetle* teve uma expressão significativa em desporto motorizado, não só em provas da categoria circuito mas também fora-de-estrada. Para este modelo, são várias as semelhanças com o quadro do tipo espinha-dorsal, dado que ambos têm uma viga central como membro estrutural. No entanto, outros modelos existem que não têm essa viga, mas somente uma plataforma única praticamente plana.

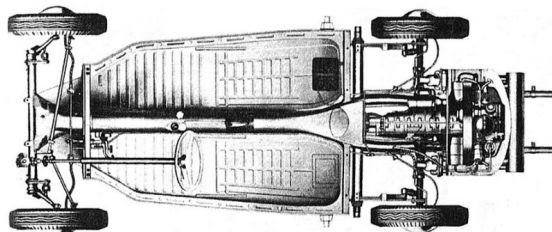


FIGURA 2.3: Quadro plataforma - *Volkswagen Beetle* de 1936 (extraído de Genta e Morello 2008).

²adaptado de <https://lotuselan.net/forums/viewtopic.php?f=36&t=34527&start=>

2.1.4 Chassis Monobloco

A carroçaria ou o *chassis* monobloco é o mais utilizado nos veículos de estrada da atualidade, servindo quase todos os tipos de veículos. Algumas exceções são os pesados e os todo-o-terreno, que ainda continuam a usar o quadro longarinas (Babu e V. N. Reddy 2016). Uma carroçaria monobloco consiste numa estrutura única que dá forma a todo o veículo e que serve de suporte a todos os componentes e sistemas sendo, idealmente, rígida e leve (Denny et al. 2018). Trata-se de um tipo de *chassis* muito atrativo para uma produção em grande escala, dado que todo o processo pode ser automatizado, apesar de ser mais complexo. Este tipo de *chassis* também se revela uma boa opção no que toca à proteção dos ocupantes em caso de colisão, tendo em consideração que, na própria estrutura, podem ser criadas várias zonas de deformação programada para a absorção de energia associada ao impacto (Nitnaware et al. 2018). Observe-se, na Figura 2.4, uma carroçaria monobloco pertencente ao desportivo *Acura NSX*.

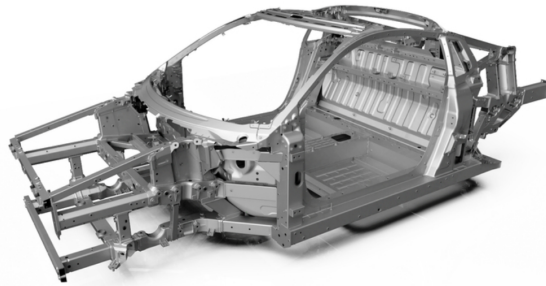


FIGURA 2.4: *Chassis* monobloco - *Acura NSX* de 2015.³

2.1.5 Chassis Monocoque

Um outro tipo de *chassis*, também este consistindo numa estrutura única responsável por suportar todas as cargas que atuam sobre o veículo, é o designado por monocoque. Esta designação advém do termo grego *mono* (único) e do termo francês *coque* (concha). Tipicamente, resulta em estruturas leves sem descuidar os parâmetros de rigidez e resistência, permitindo a obtenção de elevados valores de rigidez torsional específica. O recurso a este tipo de *chassis* é também tido como uma forma de incluir numa maior proporção os materiais compósitos, nomeadamente reforçados com fibras de carbono, como alternativa aos materiais metálicos no mundo automóvel (Formiga, Sousa e Infante 2019). Trata-se de uma tecnologia inovadora e de elevada qualidade mas, em contrapartida, por questões de custos, não é acessível para a construção de veículos populares.

A Figura 2.5 evidencia um *chassis* do tipo monocoque, pertencente ao super desportivo *Rimac Nevera* do ano de 2022.

³extraído de <https://acuranews.com/en-US/photos/photo-45c2dbf527a24adca042642f463115b-nsx-multi-material-space-frame?firstResultIndex=432&channelsConstraint=channel-3114>



FIGURA 2.5: Chassis monocoque - *Rimac Nevera* de 2022.⁴

Salienta-se que a esta tipologia de *chassis* estão associados custos muito elevados, sendo limitada às gamas de topo, quer em competição automóvel (*Formula 1*, por exemplo), quer para veículos super desportivos capazes de circular na via pública. Assim, no âmbito do projeto desenvolvido nesta Dissertação, não é a tipologia pretendida.

2.1.6 Quadro Tubular

Uma tipologia também ela reservada a veículos de competição/desporto automóvel de gama intermédia e alguns desportivos de estrada é o quadro tubular, com a vertente de ser muito mais económica do que o *chassis* monocoque. Por esse motivo, revela-se a solução mais adequada para o projeto desenvolvido ao longo desta Dissertação.

O quadro tubular, também conhecido pela designação *space frame*, consiste numa estrutura em forma de treliça (quadro triangulado) capaz de garantir uma boa rigidez e de permitir uma grande liberdade de *design* (Tyagi 2016; Adams 1992). O projeto ideal de um quadro tubular consiste numa disposição tal dos vários tubos de modo que estes apenas se encontrem sujeitos a esforços de tração e compressão, mas nunca à flexão (Eakambaram et al. 2021; Nitnaware et al. 2018).

Por comparação com o *chassis* monocoque, uma estrutura tubular é de construção mais simples e económica, além de ser mais propícia a modificações e mais fácil de reparar, motivos fulcrais para ser uma solução amplamente usada no mundo do desporto automóvel de gama média (Prajwal, Muralidharan e Madhusudhana 2014; Slimarik e Bauer 2013).

Na Figura 2.6 surge o modelo *Ariel Atom* como representante de um veículo desportivo com quadro tubular que pode circular em via pública.

⁴adaptado de <https://www.rimac-newsroom.com/press-releases/rimac-automobili/rimac-nevera-takes-the-hypercar-market-by-storm>

FIGURA 2.6: Quadro tubular - *Ariel Atom*.⁵

2.2 Quadro Tubular na Categoria CN-FIA

A categoria CN é uma de entre as várias categorias de desporto automóvel abrangidas pela FIA e os veículos pertencentes a este grupo são designados de viaturas desportivas de produção (*production sports cars*) e construídos de base somente para utilização em pista fechada.

A categoria CN foi introduzida em 1993 e os veículos deste grupo participam em diferentes tipos de provas/competições. Eis dois estilos como exemplo: campeonatos de subida de montanha (como o Campeonato Europeu de *Hill Climb*) e resistência (como o Campeonato de Resistência *Proto* da série de campeonatos designada por *V de V Sports Series*). Os veículos pertencentes a esta categoria tratam-se de protótipos projetados de raiz para competir. Alguns exemplos que se enquadram bem na categoria CN e que fazem uso de um quadro tubular são: *Juno SSE*, *Osella PA2000* e *ADR3 CN*.

Na Figura 2.7 surge o modelo *Juno SSE* do ano de 2007 pertencente à categoria CN e reservado à prática de desporto motorizado em pista fechada. Por sua vez, na Figura 2.8 surge o modelo *Osella PA2000* e na Figura 2.9 o modelo *ADR3 CN*

FIGURA 2.7: *Juno SSE* de 2007.⁶

⁵extraído de <https://www.arielmotor.co.uk/ariel-vehicles/ariel-atom/>

⁶extraído de <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/60515/juno-sse-cn>

FIGURA 2.8: *Osella PA2000*.⁷FIGURA 2.9: *ADR3 CN*.⁸

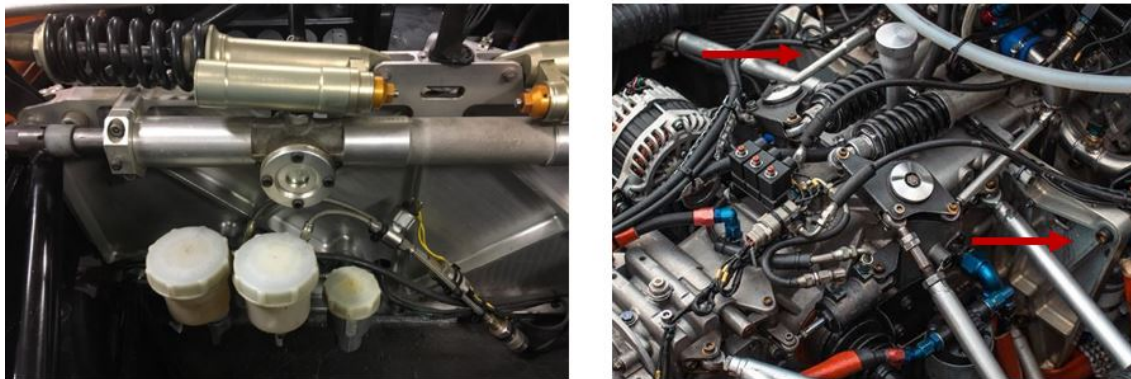
Para além de um quadro tubular, os modelos referidos apresentam algumas características tendencialmente comuns, nomeadamente a existência de placas de alumínio nas zonas frontal e traseira do quadro. A placa frontal tem como principal função a proteção anti-intrusão, servindo ainda de suporte a elementos como a caixa de direção ou os reservatórios da pedaleira. Já a placa traseira cumpre funções estruturais, servindo de apoio ao motor e caixa de velocidades (Figura 2.10). Uma vantagem inerente do uso dessas placas está na contribuição para o aumento da rigidez torsional de todo o conjunto.

Outra característica comum assenta na aplicação de pequenas chapas de alumínio ou reforçadas com fibra de carbono em torno de todo o quadro, com o objetivo de oferecer proteção contra a intrusão lateral (Figura 2.11).

Por último, outra característica a destacar prende-se com a utilização de transmissões, caixas de velocidades e diferencial em carcaça estrutural. Um fabricante de referência neste ramo é a *SADEV: Automobile Racing Gearbox for Motorsports* (Figura 2.12). Estas caixas de velocidades, não só integram o diferencial e relações de transmissão adequadas a diferentes tipos de provas, como ainda possuem pontos de ancoragem para o sistema de suspensão traseira, o que permite que o quadro tubular se prolongue apenas até ao motor/placa traseira, sem necessidade de abranger a caixa de velocidades, contribuindo para a redução de massa global.

⁷extraído de <https://www.grumblo.com/videos/osella-pa2000-with-racing-exhaust-23430/>

⁸extraído de <https://www.drivingyourdream.com/store/p648/ADR3CN.html>

FIGURA 2.10: Placa frontal (esquerda) e traseira (direita) - *Juno SS3*.⁹FIGURA 2.11: Placas anti-intrusão pertencentes ao modelo *ADR3*.¹⁰FIGURA 2.12: Caixa de velocidades estrutural *SADEV SL90 Transaxle*.¹¹

⁹ adaptado de <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/92283/juno-ss3-v6>

¹⁰ adaptado de <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/132479/adr3-parts-for-sale-engine-gearbox-chassis>

¹¹ extraído de <https://www.sadev-tm.com/en/products/2-wd-products/2-wheel-drive-transaxle/34-sl90-20-2wd-transaxle.html>

2.3 Sistema de Suspensão

O sistema de suspensão de um veículo é o responsável por fazer a ligação entre o quadro/*chassis* e as rodas, cujos pneus contactam diretamente com o solo. O movimento da roda (provocado pelas irregularidades do piso) será, em parte, absorvido pelo sistema de suspensão, antes de se propagar pela carroçaria do veículo. Os elementos constituintes da suspensão (molas, amortecedores, casquilhos, braços/triângulos de suspensão, tirantes, balanceiros, rodas e pneus e barras estabilizadoras – anti-rolamento) devem ser capazes de manter os pneus em contacto permanente com a pista, para diferentes situações de circulação. Além desta função, várias outras competem a um bom sistema de suspensão: suportar a massa do veículo, proteger a estrutura do veículo contra impactos, promover boa estabilidade em curva e limitar o rolamento da carroçaria (Sindhvani et al. 2021).

Num veículo comercializado para circular na via pública, a suspensão visa conferir conforto ao condutor e passageiros e tem como função garantir o contacto adequado das rodas com o solo, sendo frequente o recurso a barras estabilizadoras para diminuir o rolamento da carroçaria. Num veículo de desporto, no qual o conforto não é a principal prioridade, um sistema de suspensão bem desenhado é fundamental para lidar com as transferências de carga em situações de aceleração/desaceleração e para garantir um bom desempenho na descrição das curvas a alta velocidade (Kumar et al. 2022). O sistema de suspensão mais adequado depende de diferentes fatores, como o propósito do veículo em si (objetivo para o qual fora concebido - se deve ser muito robusto para todo-o-terreno ou leve para rampas/subida de montanha) ou o tipo de terreno no qual o veículo vai circular. A título de exemplo, pode tratar-se de um veículo para correr em circuitos de alta velocidade (nestes casos, uma suspensão do tipo triângulos sobrepostos poderá ser aquela que é capaz de conferir maior versatilidade, aliando uma massa reduzida a um leque amplo de possibilidades de ajustes/afinações) ou, por outro lado, pode tratar-se de um veículo destinado a circular em terrenos acidentados - fora-de-estrada - que exijam suspensões flexíveis e de grande curso (Wirawan et al. 2018).

Consoante o formato e a disposição dos vários elementos constituintes de um sistema de suspensão, surgem diferentes designações. A principal divisão separa um sistema de suspensão dependente de um sistema de suspensão independente.

2.3.1 Eixo Rígido

Tratando-se de um sistema de suspensão dependente e tendo em consideração que as duas rodas do eixo estão conectadas entre si, o movimento de uma das rodas afeta o movimento da oposta (K. V. Reddy et al. 2016). Numa elevação paralela, ambas as rodas têm movimento ascendente mas, no caso de apenas uma das rodas passar pela elevação, significa que os movimentos serão tendencialmente contrários. Neste tipo de suspensão, podem existir diferentes elementos - barra *Panhard*, paralelo de *Watt*, etc. - usados para restringir o movimento lateral do eixo dado que, à medida que ocorre movimento

ascendente e descendente, é desejável que o percurso descrito pelo eixo consista somente numa linha vertical. O recurso ao paralelo de *Watt* garante tal efeito mas, no que toca à barra *Panhard*, esta apenas permite limitar o movimento lateral indesejado, sem o eliminar por completo (W. Milliken e D. Milliken 1995). Tendo sido dos primeiros, senão mesmo o primeiro sistema de suspensão a ser desenvolvido, o eixo rígido já não é amplamente utilizado nos dias de hoje, pelo menos, no eixo dianteiro, mas ainda o é no eixo traseiro de alguns veículos, até incorporando o diferencial, como se pode observar na Figura 2.13, sobretudo em veículos pesados ou fora-de-estrada.

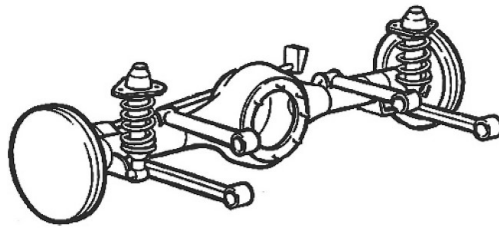


FIGURA 2.13: Eixo rígido capaz de incorporar o diferencial (adaptado de Genta e Morello 2008).

Algumas das principais vantagens desta solução residem na simplicidade de construção, resistência e rigidez mas, por outro lado, também são várias as desvantagens, destacando-se a elevada massa não suspensa associada a esta solução e o facto de o movimento de uma roda interferir com a oposta. Na década de 80, na competição denominada por *Trans-Am series* (Figura 2.14), o regulamento permitia que se utilizasse uma suspensão do tipo eixo rígido ou independente no eixo traseiro e, como se tratavam de circuitos de piso muito pouco irregular, de acordo com Adams 1992, não se verificava qualquer vantagem aparente para os veículos que utilizavam um sistema de suspensão independente. Atualmente, devido à elevada massa não suspensa deste sistema de suspensão e pelo facto de não permitir a realização de ajustes/afinações (de sopé e de convergência, por exemplo) é uma solução muito pouco aplicada em veículos de velocidade.



FIGURA 2.14: Competição *Trans-Am Series* de 1983.¹²

¹²adaptado de <https://gotransam.com/news/On-This-Day-in-Trans-Am-History-June-12-1983/70483>

2.3.2 Eixo de Dion

Este sistema de suspensão surgiu com o propósito de reduzir a massa não suspensa do veículo, fixando o diferencial ao quadro e separando-o do eixo traseiro (eixo de *Dion*), sendo essa a vantagem deste sistema relativamente ao eixo rígido tradicional.

O eixo de *Dion* contorna o diferencial e une rigidamente as rodas esquerda e direita. A título de exemplo, esta solução foi utilizada no *Mercedes W125*, modelo muito avançado para a época (W. Milliken e D. Milliken 1995). De acordo com Campbell 1981, também a *Aston Martin* usou esta solução nos seus veículos durante anos com excelentes resultados. Na Figura 2.15 surge um exemplo no qual os travões são embarcados (alocados junto ao diferencial), com o objetivo de reduzir ainda mais as massas não suspensas.

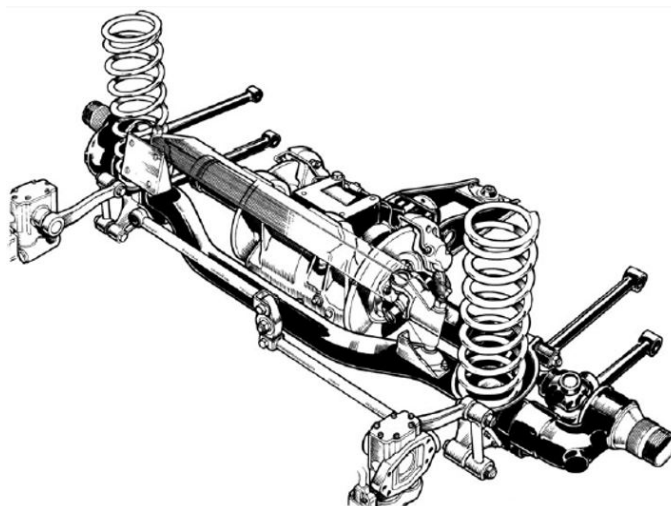


FIGURA 2.15: Eixo de *Dion* equipado num *Aston Martin* (adaptado de Campbell 1981).

2.3.3 Tubo/Barra Momento-resistente

Como a própria designação indica, um sistema de suspensão do tipo momento-resistente (Figura 2.16) é composto por um elemento - tubo ou barra - que reage aos esforços do tipo momento fletor/torsor. Trata-se de um sistema de suspensão que não é utilizado em veículos da atualidade, mas que equipou alguns veículos de competição do passado. Neste sistema de suspensão, um elemento estrutural percorre a distância que vai desde o eixo, onde está ligado rigidamente, até um ponto *pivot*, que pode ser no quadro ou nos próprios componentes do sistema de transmissão do veículo. Tipicamente, esta solução conta ainda com uma barra *Panhard* para restrição do movimento lateral. Além disso, pode ser feita uma triangulação com tubos estruturais que ligam as extremidades do eixo traseiro ao ponto *pivot* do elemento principal. Algumas variantes deste tipo de suspensão foram adotadas por veículos da *NASCAR* e por fabricantes como a *General Motors* ou a própria *Bugatti*, no modelo *Type 35* de 1924 (W. Milliken e D. Milliken 1995).

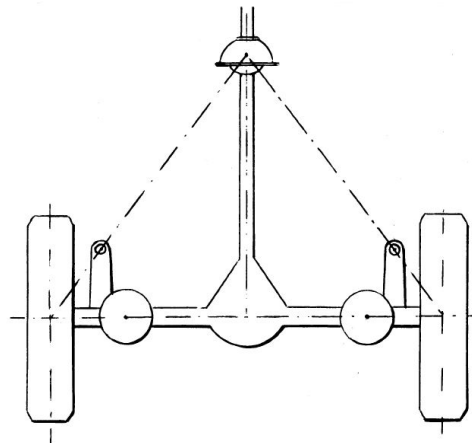


FIGURA 2.16: Representação simplificada do sistema de suspensão do tipo tubo/barra momento resistente (adaptado de Campbell 1981).

2.3.4 Braço Oscilante

Avançando para os sistemas de suspensão independente, nos quais as rodas esquerda e direita de um mesmo eixo não estão diretamente interligadas, os braços oscilantes são aplicados, fundamentalmente, no eixo traseiro, no qual o braço (ou mono-braço) atua como uma espécie de dobradiça. Numa das extremidades liga à roda e na outra ao quadro do veículo, sobre o qual vai oscilar. Trata-se de uma geometria simples que permite beneficiar de pequenas alterações de sopé associadas ao movimento da roda/suspensão. Os braços deste sistema de suspensão devem ser estruturalmente resistentes à flexão em todas as direções, pois estão constantemente sujeitos a esforços consideráveis (W. Milliken e D. Milliken 1995).

Surge, na Figura 2.17, um exemplar desta tipologia de suspensão, presente num *Datsun Bluebird* do ano de 1967, veículo muito utilizado, à época, quer para provas de circuito quer para provas de *Rally*.

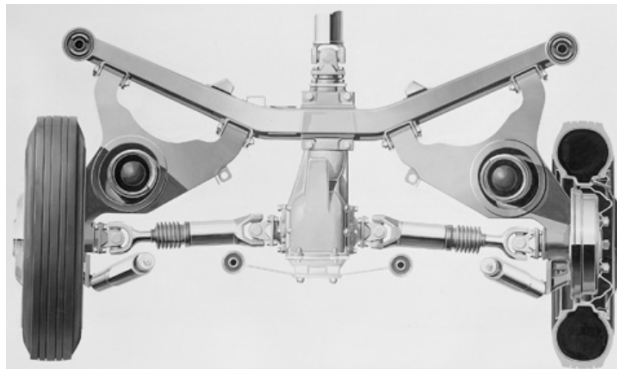


FIGURA 2.17: Suspensão traseira de um *Datsun Bluebird* de 1967.¹³

¹³extraído de https://www.nissan-global.com/EN/HERITAGE/GALLERY_LIST/

2.3.5 Amortecedor Estrutural

O sistema de suspensão que faz uso de um amortecedor estrutural, também designado de *MacPherson*, é a solução mais comumente aplicada em veículos de estrada da atualidade, sobretudo nos de pequenas dimensões. Como indicado pela designação, o próprio amortecedor cumpre um papel estrutural neste sistema. Uma característica deste tipo de suspensão é que, ao elevar o veículo, a tendência é para que as rodas percam sopé negativo ou, por outras palavras, adquiram sopé positivo (W. Milliken e D. Milliken 1995).

A grande maioria dos veículos atuais de dimensões reduzidas serve-se deste tipo de sistema de suspensão, pois é de baixo custo e muito económico quanto ao espaço que ocupa. É utilizado, sobretudo, no eixo dianteiro de veículos com tração à frente, uma vez que se trata de uma solução compacta e, assim, capaz de deixar livre o espaço necessário para os semi-eixos de transmissão, mas não é exclusivo deste tipo de configuração (Adams 1992).

Observe-se, na Figura 2.18, um exemplo do sistema de suspensão do tipo amortecedor estrutural (*MacPherson*) presente no eixo da frente de um *Volkswagen Polo R*, preparado para competir no Campeonato Mundial de *Rally*.

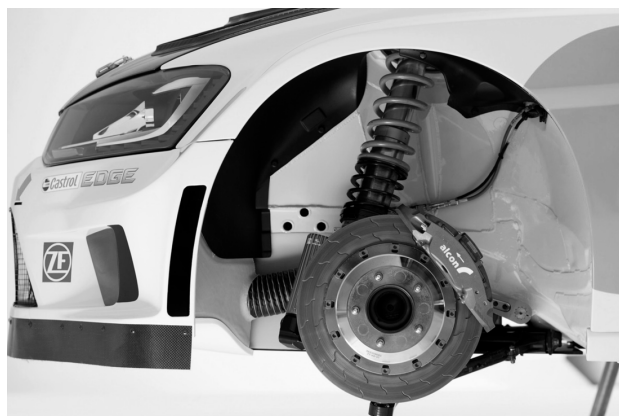


FIGURA 2.18: Suspensão *MacPherson* num veículo de *Rally WRC*.¹⁴

2.3.6 Triângulos Sobrepostos

Desde cedo no desporto automóvel que, frequentemente, são utilizadas suspensões do tipo triângulos sobrepostos, devido à facilidade de projeto e pelo facto de os componentes envolvidos serem mais leves, comparativamente a outros tipos de suspensão (Saurabh et al. 2016). Na atualidade, é a solução mais amplamente utilizada em veículos destinados à prática de desporto automóvel. Um sistema de suspensão independente deste tipo pode ser composto por vários elementos: triângulos de diferentes comprimentos, tirante e balanceiro (*push/pull*), conjunto mola-amortecedor, barras estabilizadores adicionais, etc. (Kumar et al. 2022; W. Milliken e D. Milliken 1995).

¹⁴adaptado de <https://autoaction.com.au/2017/05/01/skin-volkswagen-polo-r-wrc/rally-vehicle>

Nos primórdios da sua aplicação, os triângulos superior e inferior eram paralelos e de comprimento idêntico, como no caso do *R-type MG Midget* de 1935 (Figura 2.19). Hoje em dia, regra geral, no projeto de uma suspensão independente do tipo triângulos sobrepostos, o triângulo superior é de menor comprimento que o triângulo inferior. De forma aproximada, cerca de 50 % a 80 % do comprimento tendo em vista o ganho de sopé em curva (capaz de proporcionar uma estabilidade melhorada), além de libertar mais espaço para a carroçaria (Wirawan et al. 2018). Outros valores podem ser explorados de acordo com o ângulo de sopé desejado e consoante o desenho da manga de eixo. Segundo Adams 1992, não existem valores corretos ou errados. A melhor solução é aquela que permite descrever uma curva em menor tempo. De acordo com W. Milliken e D. Milliken 1995, este sistema de suspensão é a escolha principal dos engenheiros de projeto sem muito se questionarem, dada a facilidade em cumprir com os objetivos de desempenho desejáveis, tudo com um mínimo de compromisso.

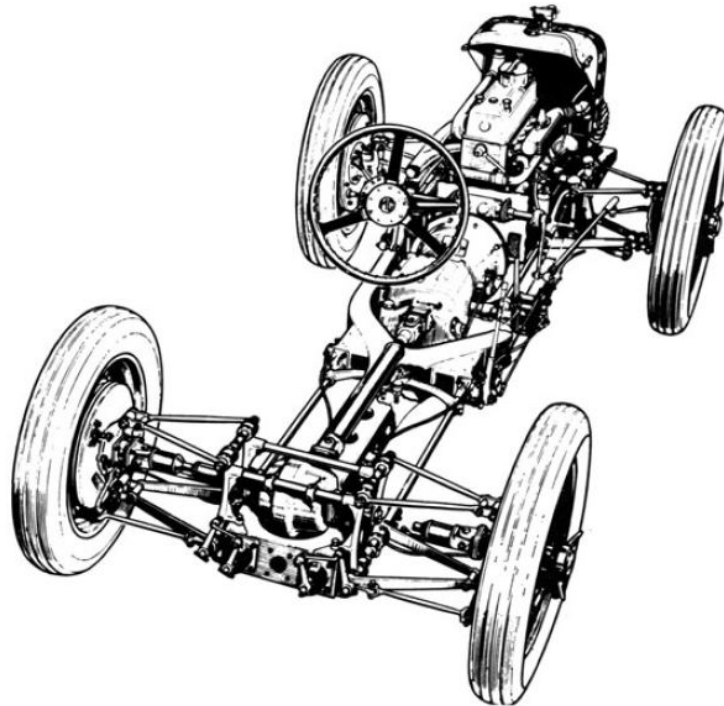


FIGURA 2.19: *R-type MG Midget* de 1935 (extraído de Campbell 1981).

2.3.7 Triângulos Sobrepostos - Ataque ao Conjunto Mola-Amortecedor por Intermédio de Tirante Pushrod/Pullrod e Balanceiro

As configurações caracterizadas pelo ataque ao conjunto mola-amortecedor por intermédio de tirante *pushrod/pullrod* e balanceiro surgem, regra geral, associadas ao sistema de suspensão do tipo triângulos sobrepostos, atuando como variantes deste sistema.

A principal diferença entre uma configuração do tipo *pushrod* e uma configuração *pullrod* é que a primeira é instalada para trabalhar à compressão, ao passo que a segunda é solicitada à tração.

Esta tipologia de suspensão assumiu grande expressividade no mundo da competição automóvel, mas também em modelos super desportivos, como no caso do fabricante *Lamborghini*, com o desenvolvimento de uma configuração *pushrod* (Figura 2.20). Por sua vez, na competição de mais alto nível *Formula 1* (Figura 2.21), o mais comum é a utilização de um sistema *pushrod* à frente e *pullrod* na traseira, sendo que, na verdade, todo o tipo de combinações possíveis já foi testado e com bons resultados, não só nesta categoria mas também em várias outras categorias de desporto motorizado (Saurabh et al. 2016; Farrington 2011).

Tratam-se de soluções que, por comparação ao caso típico em que o conjunto mola-amortecedor está diretamente ligado aos triângulos de suspensão (seja o inferior ou o superior) ou, eventualmente, à manga de eixo, são capazes de melhorar a razão de deslocamento e de contribuir para um amortecimento mais progressivo.



FIGURA 2.20: Configuração do tipo *pushrod* - *Lamborghini*.¹⁵

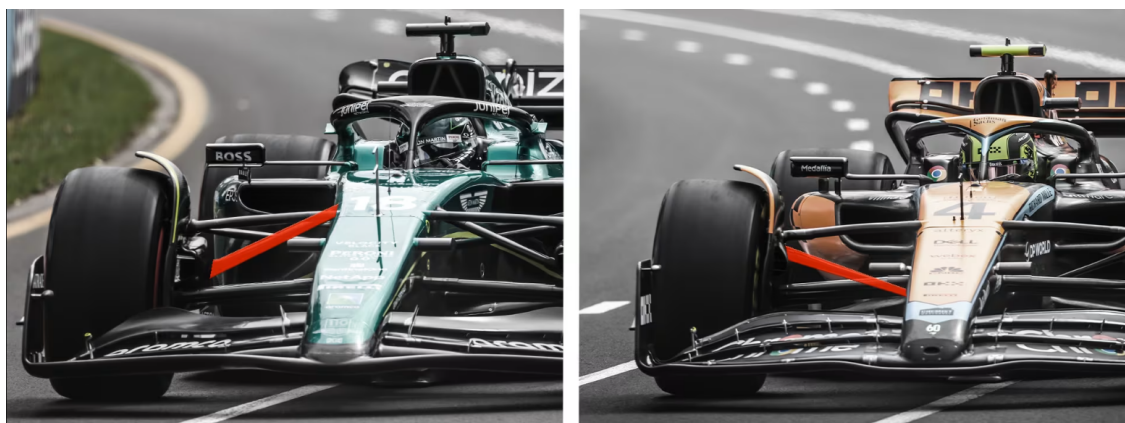


FIGURA 2.21: Configuração *pushrod* - esquerda - e *pullrod* - direita.¹⁶

¹⁵extraído de <https://www.topgear.com/car-news/new-lamborghinis-suspension-revealed>

¹⁶extraído de <https://www.formula1.com/en/latest/article/explainer-whats-the-difference-between-pull-rod-and-push-rod-suspension.1I3wL4LEL0nQZbKZbx1Dhz>

2.4 Ataque ao Conjunto Mola-Amortecedor por Intermédio de Tirante Pushrod e Balanceiro na Categoria CN-FIA

No âmbito da presente Dissertação, o autor optou por desenvolver um sistema de suspensão do tipo triângulos sobrepostos e recorrer à configuração *pushrod*, com foco principal sobre o eixo dianteiro. Note-se que esta é a solução de eleição por parte dos construtores de veículos pertencentes à categoria CN, dado que também é aquela que oferece a possibilidade de maiores níveis de ajustes/afinações de suspensão. Observe-se, na Figura 2.22, a solução adotada pelo *Osella PA21 S EVO*.

Relativamente ao eixo traseiro, o idealizado seria uma configuração idêntica mas na qual os pontos de ancoragem dos elementos da suspensão, ao invés de ligarem ao quadro tubular, ligariam à caixa de velocidades estrutural, conforme sucede no modelo *Ligier JS49/51 EVO* e em muitos outros (Figura 2.23).



FIGURA 2.22: Suspensão dianteira do *Osella PA21 S EVO*.



FIGURA 2.23: Suspensão traseira do *Ligier JS49/51 EVO*.¹⁷

¹⁷adaptado de <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/141516/ligier-js4951-evo-honda-mugen-sports-prototyp>

2.5 Elementos de um Sistema de Suspensão do Tipo Triângulos Sobrepostos com Tirante Pushrod e Balanceiro

Os elementos que, quando conectados entre si, formam um sistema de suspensão são bastante variados e todos desempenham um papel de grande importância. O formato e a disposição dos vários elementos está diretamente associada ao tipo de suspensão considerado. Como é hábito nas grandes indústrias, também os componentes envolvidos nos sistemas de suspensão automóvel foram alvo de grande evolução temporal. Nesta secção, o foco está em apresentar, de forma compacta, os principais componentes que podem fazer parte de um sistema de suspensão do tipo *pushrod* da atualidade aplicado em veículos de desporto automóvel, em particular, nos pertencentes à categoria CN-FIA.

2.5.1 Triângulos de Suspensão e Respetivas Ancoragens

Os triângulos são elementos fulcrais num sistema de suspensão e, segundo Adams 1992, devem ser tão rígidos quanto possível. O mesmo se aplica para os suportes que servem de ligação destes membros ao próprio quadro. A variedade no *desing* possível de obter para estes elementos é praticamente ilimitada. A Figura 2.24 evidencia a ligação de um braço do triângulo de suspensão à respetiva ancoragem que, por sua vez, liga a uma caixa de velocidades estrutural.



FIGURA 2.24: Pormenor da ancoragem de suspensão de um *Ligier JS53*.¹⁸

2.5.2 Conjunto Mola-amortecedor

As molas mais usadas nos sistemas de suspensão da atualidade, em especial para veículos de vertente desportiva, são as molas em espiral. São vários os parâmetros deste tipo de molas - comprimento, diâmetro exterior, diâmetro da espira, número de espiras, etc. - que definem o seu modo de trabalho quer à compressão, quer à tração (W. Milliken e D. Milliken 1995).

¹⁸adaptado de <https://racecarsdirect.com/Advert/Details/133001/2014-ligier-js53-evo-2-sports-prototype-40k-s>

A rigidez - K - é um parâmetro fundamental das molas utilizadas nos sistemas de suspensão automóvel, dado que interfere com a capacidade em lidar com as transferências de carga do veículo. De um modo geral, molas mais rígidas restringem consideravelmente o rolamento da carroçaria, sendo desejável para a prática de uma condução desportiva. Além disso, o veículo passa a responder mais prontamente. No entanto, quando se trata de circular em terrenos atribulados (fora-de-estrada), já se torna muito importante o uso de molas mais macias, visto que, para manter os pneus em contacto com o piso a maior parte do tempo, há que fazer uso de todo o deslocamento da roda/suspensão. Uma situação de queda após salto é um bom exemplo de necessidade de molas de baixa rigidez, para que se dê uma boa absorção de energia antes da transmissão do impacto ao piloto (W. Milliken e D. Milliken 1995).

Por sua vez, os amortecedores foram introduzidos nos veículos mais tarde do que as molas. De acordo com Adams 1992, o propósito dos amortecedores é controlar a energia dissipada no movimento da suspensão e é importante que a quantidade de energia amortecida seja estritamente a necessária, para que não seja criado um sistema nem subamortecido nem sobreamortecido, mas antes criticamente amortecido, de modo a promover um pleno contacto das rodas com o piso. Desde cedo que se fez uso do movimento de um êmbolo envolvido num fluído para a absorção de energia, mas outras soluções mais rudimentares foram previamente testadas, nomeadamente os amortecedores por fricção mecânica. Foi na década de 30 que o fabricante *Monroe* desenvolveu um amortecedor hidráulico telescópico de ação direta, cujo princípio de funcionamento era baseado na resistência oferecida pelo fluído para atravessar pequenos orifícios de um êmbolo. Entretanto, um amplo número de melhorias e de novas soluções, com diferentes *designs*, foi surgindo. Destaca-se o desenvolvimento dos elementos de vedação, meios de controlo adicionais da velocidade de movimento do êmbolo, orifícios de tamanho ajustável, entre outras inovações. Nos dias de hoje, ainda são muito utilizados os amortecedores telescópicos, em forma de monotubo ou tubo duplo, muitas vezes combinando óleo e gás pressurizado (W. Milliken e D. Milliken 1995). Uma forma compacta e bem desenvolvida no uso de molas e de amortecedores consiste em recorrer a um conjunto mola-amortecedor (Figura 2.25).



FIGURA 2.25: Conjunto mola-amortecedor de competição *Penske*.¹⁹

¹⁹adaptado de <https://www.performanceshock.com/product/penske-racing-shocks-8760-shock-absorber/>

2.5.3 Tirante/Balanceiro

O tirante e o balanceiro de uma suspensão do tipo *pushrod* trabalham em conjunto. O balanceiro, também designado de *rocker*, pode ter formatos muito variados e vai receber uma força proveniente do tirante para a transmitir ao conjunto mola-amortecedor (Calvin Smith et al. 2022).

Na Figura 2.26 é possível observar em pormenor o balanceiro de um sistema de suspensão *pushrod* pertencente ao modelo *Osella PA21 S EVO*, atuando como transmissor de força entre o tirante e o conjunto mola-amortecedor e promovendo uma melhor razão de deslocamento, além de uma progressividade melhorada no amortecimento.

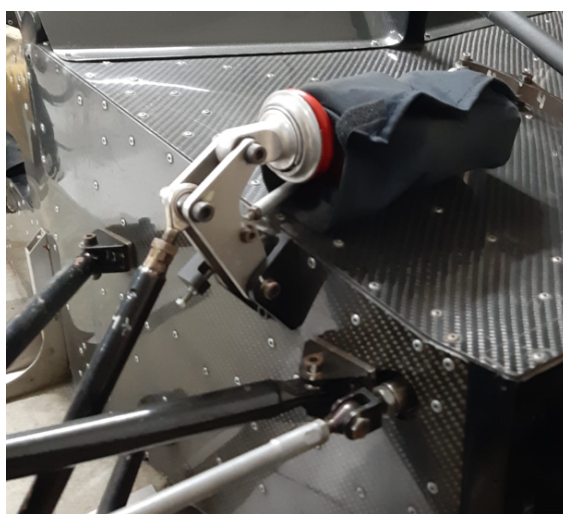


FIGURA 2.26: Pormenor do balanceiro de um *Osella PA21 S EVO*.

2.5.4 Terminais de Ligação - Rótulas Esféricas

Os terminais de ligação (rótulas esféricas) tratam-se de elementos de grande importância para a união entre todo o sistema de suspensão, além de permitirem a liberdade de movimento necessária (Genta e Morello 2008). No âmbito do projeto desenvolvido nesta Dissertação, foram utilizadas rótulas munidas de elementos esféricos (Figura 2.27), de modo a promover a capacidade de movimento angular relativo entre os diferentes componentes da suspensão.



FIGURA 2.27: Rótula M12 - Catálogo da *ChassisParts*.²⁰

²⁰adaptado de <https://chassisparts.com/en-us/rod-end-male-mjt-right-f1-m12>

2.5.5 Manga de Eixo/Cubo de Roda

A manga de eixo/cubo de roda é um componente de grande importância num sistema de suspensão (tem ligação com a roda do veículo, com os triângulos de suspensão e com as pinças de travão, por exemplo). O *design* deve ser otimizado, para reduzir ao máximo a massa, sem comprometer a resistência. É um dos elementos mais sujeitos a forças externas, motivo pelo qual deve ser muito bem dimensionado (Calvin Smith et al. 2022; Pugazhenthil et al. 2021). É a manga de eixo o componente que define a localização dos pontos de ligação dos elementos da suspensão. Por exemplo, os triângulos sobrepostos ligam-se desde o quadro até à manga de eixo. Além disso, num eixo direcional, os tirantes provenientes da caixa de direção também conectam à manga de eixo (Adams 1992).

2.5.6 Barras Estabilizadoras

As barras estabilizadoras - também designadas de barras anti-rolamento - fazem-se presentes no automóvel, regra geral, sob a forma de barras que trabalham à torção e que interligam o movimento vertical da roda esquerda e direita de um mesmo eixo. No caso em que as rodas (esquerda e direita) se movam em conjunto, para cima ou para baixo, em igual magnitude, não ocorre qualquer torção na barra estabilizadora mas, caso as rodas se movam em sentidos contrários (partindo da mesma posição de referência), a barra vai estar sujeita a um determinado momento torsor. Este momento vai contribuir para que seja adicionada maior carga a uma das rodas, retirando igual valor da oposta alterando, assim, a distribuição da transferência de carga lateral no veículo e, conseqüentemente, reduzindo o ângulo de rolamento da carroçaria (W. Milliken e D. Milliken 1995).

A rigidez das barras estabilizadoras é o parâmetro que determina o quanto estas vão contribuir para a redução do rolamento da carroçaria e devem ser abordados vários estudos para compreender qual a melhor solução de modo a compensar os efeitos de subviragem/sobreviragem na frente e na traseira do veículo. Em suma, as barras estabilizadoras podem ser adicionadas na frente e/ou na traseira do veículo e contribuem para a redução do rolamento da carroçaria em curvas descritas a alta velocidade (Zhang et al. 2009; Wang et al. 2013). Na Figura 2.28 é possível observar uma solução possível de barra estabilizadora aplicada num *Osella PA21 S EVO*.



FIGURA 2.28: Barra estabilizadora de um *Osella PA21 S EVO*.

2.6 Parâmetros Fundamentais - Chassis/Suspensão

Quando se utiliza a designação *chassis* (quadro e sistema de suspensão) são vários os parâmetros relevantes que têm impacto no desempenho global do veículo, sobretudo no que toca à capacidade para descrever as curvas de determinado circuito. Para além da massa e resistência da estrutura, parâmetros como a distância entre eixos, a largura de via, a rigidez torsional, a rigidez de rolamento, a posição do centro de gravidade e parâmetros de alinhamento como o sopé, a convergência e o avanço são alguns dos aspetos chave que devem ser meticulosamente determinados e ajustados. É sobre este tipo de parâmetros que se debruça esta secção, até porque, no processo de desenvolver o *chassis* tubular para a Dissertação, parte dos parâmetros que se seguem foram tidos em consideração. Note-se que as figuras apresentadas são obra do autor e têm como objetivo tornar mais elucidativo a descrição que acompanha alguns dos parâmetros.

Segundo Adams 1992, no processo de afinar um motor, uma pequena alteração num parâmetro pode conduzir a mudanças muito significativas na potência desenvolvida. De igual modo, alterações ligeiras ao nível do *chassis* e/ou da suspensão de um veículo podem afetar drasticamente o seu comportamento na descrição de curvas a alta velocidade.

2.6.1 Massa Suspensa e Massa Não Suspensa

A massa suspensa inclui a massa do quadro e/ou da carroçaria, mas também elementos como o motor, o sistema de transmissão, entre outros. Já a massa não suspensa resume-se aos componentes do veículo não suportados pelas molas, ou seja, os pneus, as jantes, as mangas de eixo, etc. É através do sistema de suspensão do veículo que a massa suspensa e a massa não suspensa se mantêm interligadas (W. Milliken e D. Milliken 1995). A Figura 2.29 ilustra, de forma simplificada, a localização das massas suspensas e das massas não suspensas de um veículo.

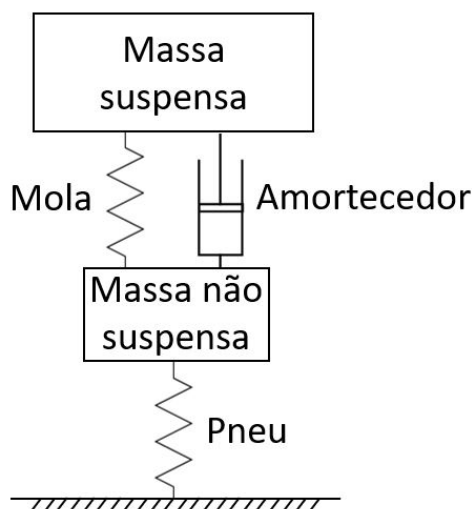


FIGURA 2.29: Massa suspensa e massa não suspensa.

Li et al. 2024 definem a massa suspensa como sendo o conjunto das massas localizadas acima do sistema de suspensão, ao passo que a massa não suspensa corresponde às massas localizadas abaixo do sistema de suspensão. No entanto, os próprios componentes do sistema de suspensão têm massa, pelo que não devem ser deixados de parte. De forma aproximada, para estes componentes, pode-se considerar que metade da sua massa faz parte da massa suspensa e a outra metade integra a massa não suspensa. Em busca de maior rigor, torna-se necessário determinar a posição do centro de massa de cada componente para, através de cálculos adequados, conhecer a porção correspondente à massa suspensa e a porção correspondente à massa não suspensa.

2.6.2 Transferência de Carga Longitudinal/Lateral

Durante a circulação de um veículo ocorrem transferências de carga longitudinais - aceleração e travagem - e laterais - na descrição das curvas, que vão afetar a carga sobre as rodas em cada instante (W. Milliken e D. Milliken 1995). Como explícito por Adams 1992, quando um veículo descreve uma curva, um certo valor de carga é transferido das rodas internas para as externas, fenómeno designado por transferência lateral de carga. Em aceleração ou travagem, a carga é transferida entre as rodas da frente e de trás do veículo. Note-se que, ao combinar a descrição de uma curva com travagem ou aceleração, a questão da transferência de carga torna-se mais complexa, pois passa a envolver transferências de carga laterais e longitudinais em simultâneo.

2.6.3 Anti-Dive, Anti-Lift e Anti-Squat

Tratam-se de parâmetros adjacentes ao *design* do sistema de suspensão e que vão interferir no comportamento do veículo aquando da transferência de carga longitudinal entre eixos nas fases de aceleração e de desaceleração (Gobbi, Mastinu e Previati 2014; Heißing e Ersoy 2010).

Como exemplo, se um sistema de suspensão apresenta 100% de anti-levantamento - *anti-lift* - na travagem, isso significa que toda a carga transferida longitudinalmente do eixo traseiro para o eixo dianteiro é suportada pelos braços/tirantes da suspensão e nenhuma pelas molas, ou seja, não haverá qualquer deflexão dos elementos da suspensão e, consequentemente, da carroçaria. Por outro lado, se o sistema de suspensão apresenta 0% de anti-levantamento da traseira, isso quer dizer que toda a carga transferida irá atuar nas molas de suspensão e nenhuma sobre os braços, causando deflexão dos elementos da suspensão e, por consequência, da carroçaria do veículo (W. Milliken e D. Milliken 1995).

De acordo com Sindhwani et al. 2021, o bom uso de uma geometria anti-mergulho - *anti-dive* - permite lidar melhor com a transferência de carga longitudinal nas travagens. No entanto, segundo a opinião de pilotos profissionais, algum efeito de mergulho (*dive*) da carroçaria é desejável, pois serve de auxílio para melhor perceber o nível de travagem imposto ao veículo (W. Milliken e D. Milliken 1995).

2.6.4 Subviragem e Sobreviragem

Tratam-se de termos utilizados para descrever a tendência no comportamento de um veículo ao descrever uma curva. Se um veículo descreve a curva com a frente a deslizar para o lado de fora, o seu comportamento é subvirador, ao passo que, se é a traseira que desliza para fora da curva, o comportamento é considerado sobrevirador, ou seja, comportamento subvirador acontece quando são as rodas da frente a perder a aderência com o solo, ao passo que sobreviragem acontece quando são as rodas de trás a perder aderência (Adams 1992; Lu et al. 2022).

Por outras palavras, subviragem dá-se quando é necessário aplicar um maior ângulo de volante do que aquilo que seria o normal e sobreviragem surge quando o ângulo de volante necessário para descrever a curva é inferior ao esperado (Figura 2.30).

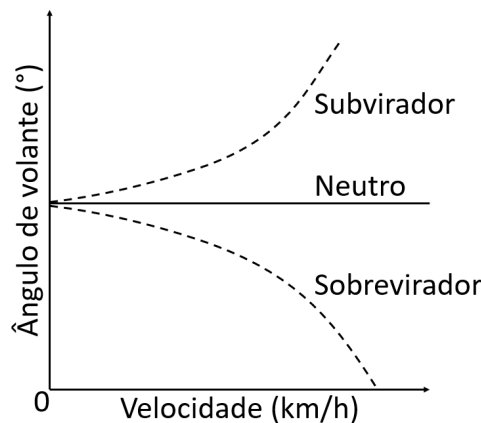


FIGURA 2.30: Comportamento subvirador e sobrevirador.

Na grande maioria dos veículos de passageiros existe uma certa tendência para o comportamento subvirador (Schwark et al. 2015) por questões de segurança. No entanto, quando as rodas da frente do veículo iniciam o processo de perda de aderência e as rodas traseiras ainda não estão nesse limite, significa que não se está a utilizar todo o potencial de aderência. Em veículos destinados ao desporto automóvel pretende-se minimizar este efeito, dado que se procura tornar neutra (ou próxima) a tendência do veículo para a sub/sobreviragem (W. Milliken e D. Milliken 1995).

2.6.5 Distância Entre Eixos e Largura de Via

A distância entre eixos corresponde à distância que vai desde o centro da roda traseira ao centro da roda dianteira, na vista lateral do veículo. É um parâmetro de grande importância para a estabilidade e manobrabilidade (agilidade) de um veículo. Uma distância entre eixos elevada traduz-se em estabilidade melhorada. No entanto, aumentar a distância entre eixos adiciona massa à estrutura e provoca a necessidade de um maior raio de viragem para descrever determinada curva, ou seja, prejudica a manobrabilidade (Wirawan et al. 2018; W. Milliken e D. Milliken 1995).

A largura de via de um veículo corresponde à distância entre a linha média das rodas de um mesmo eixo, na vista frontal (ou na vista de trás) do veículo. As larguras de via, à frente e à retaguarda, também assumem um papel vital no desempenho do veículo em curva. Uma largura de via elevada exige um maior movimento lateral para evitar obstáculos. No entanto, segundo W. Milliken e D. Milliken 1995, uma largura de via superior permite alcançar maiores valores de aceleração lateral do veículo quando comparada com uma largura de via inferior.

2.6.6 Centro de Gravidade

Na fase de travagem, existe transferência de carga das rodas traseiras para as rodas dianteiras. Se a acompanhar a travagem, o veículo estiver a descrever uma curva, a roda da frente exterior à curva fica sobrecarregada, ao passo que a roda traseira interna fica pouco carregada. Quanto mais elevado estiver o centro de gravidade - CG - do veículo, maior é a carga transferida, prejudicando o desempenho global. Por outro lado, se a altura do CG for mais baixa, a carga transferida é inferior, proporcionando uma menor diferença de carga entre as rodas, tendo como resultado um melhor desempenho em curva (W. Milliken e D. Milliken 1995). Outra forma de aumentar a estabilidade do veículo consiste em posicionar o CG, na vista lateral, o mais próximo possível da zona média do entre eixo (Wirawan et al. 2018).

Na fase de aceleração e segundo W. Milliken e D. Milliken 1995, num veículo de tração traseira, à medida que o CG é movido mais para trás do veículo, a tração disponível aumenta. Em contrapartida, num veículo de tração dianteira, a tração aumenta deslocando o CG mais para a frente. Também aqui é necessário encontrar o melhor compromisso para a localização do centro de gravidade. De um modo geral, deve localizar-se o mais próximo possível do centro do veículo, sem comprometer a tração em aceleração e deve ser baixo, de modo a reduzir as transferências de carga. É ainda de referir que, quando o piloto retira o pé do pedal do acelerador, em curva, parte da carga sobre as rodas do veículo é transferida do eixo traseiro para o eixo dianteiro. A magnitude de carga transferida depende de diferentes fatores: altura do CG, distância entre eixos e binário motor. O efeito imediato é o de a frente do veículo apontar para dentro da curva e a traseira para fora. Em casos extremos, o veículo poderá girar descontroladamente sobre o seu CG, caso o piloto não tome nenhuma ação corretiva. Uma vez mais, reduzir a altura do CG diminui este efeito.

2.6.7 Centro Instantâneo de Rotação

O centro instantâneo de rotação - CIR - refere-se ao ponto *pivot*, ou seja, ao ponto imaginário sobre o qual existe rotação dos elementos da suspensão, para determinado instante de análise. Observe-se, na Figura 2.31, o exemplo para uma suspensão do tipo triângulos sobrepostos.

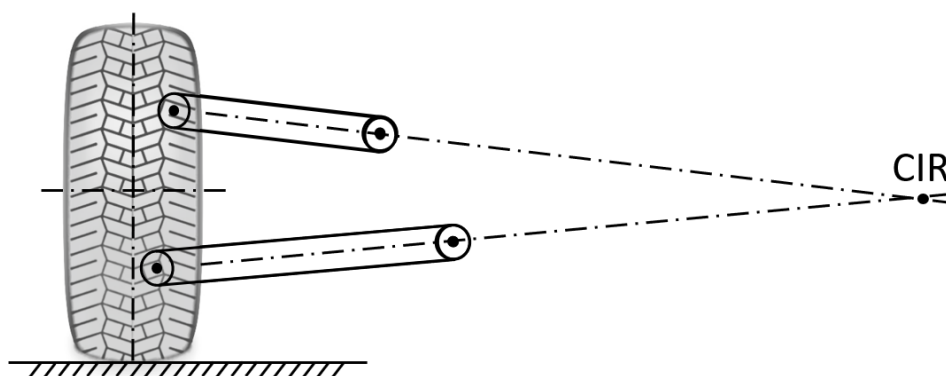


FIGURA 2.31: Centro instantâneo de rotação (triângulos sobrepostos).

Ao traçar e prolongar uma linha pelos pontos de ancoragem dos triângulos de suspensão (vista frontal), tanto para o superior como para o inferior, existe um ponto de interseção que corresponde à localização do CIR. Note-se que, consoante a geometria do sistema de suspensão, o CIR pode estar localizado para dentro ou para fora do veículo e acima ou abaixo do solo (W. Milliken e D. Milliken 1995).

2.6.8 Centro de Rolamento

A localização do centro de rolamento - CR - no eixo é determinada ao projetar uma linha desde o centro do pneu em contacto com o solo até ao centro instantâneo de rotação. No cruzamento dessa linha com uma vertical que divida igualmente a frente do veículo localiza-se o CR, em concordância com a Figura 2.32. Note-se que, quando o veículo descreve uma curva, o CR já não se encontra localizado necessariamente sobre essa linha vertical, mas desviado para um dos lados, devido ao movimento assimétrico da suspensão.

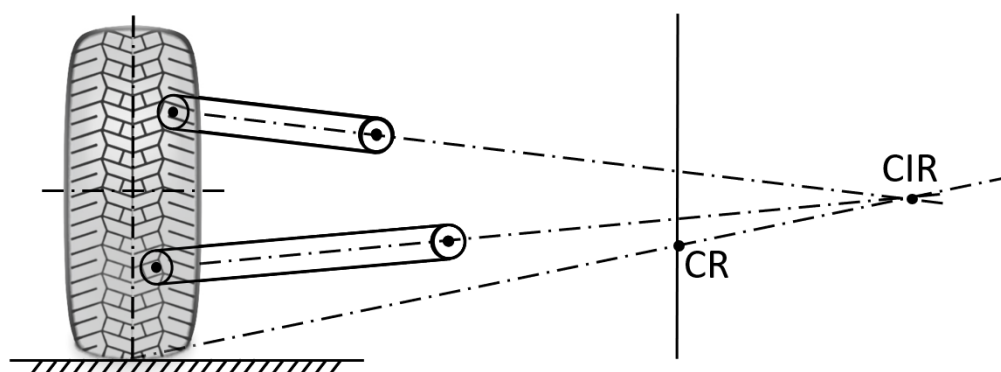


FIGURA 2.32: Centro de rolamento (triângulos sobrepostos).

A altura do CR, à frente e à retaguarda, vai determinar, parcialmente, a forma de como o veículo rotaciona (adorna) sobre o próprio eixo de rolamento (linha imaginária que une o CR do eixo traseiro ao CR do eixo dianteiro) aquando da transferência de carga lateral numa situação de curva.

Aumentar a altura do CR, aproximando ao CG, diminui o rolamento da carroçaria, mas é necessário atingir um certo compromisso, até porque um CR demasiado alto pode originar o fenómeno designado por *bump steer*, consistindo em deslocamento lateral indesejável ao descrever uma curva em piso com ondulações (W. Milliken e D. Milliken 1995). Segundo Saurabh et al. 2016, o CR de um veículo deve localizar-se sempre acima do solo, para promover uma boa estabilidade lateral. Idealmente, entre o solo e o centro de gravidade.

2.6.9 Rigidez de Rolamento

O ajuste da rigidez de rolamento é uma forma eficiente de controlar a subviragem e a sobreviragem do veículo (Adams 1992). Tal ajuste pode ser realizado atuando nas barras estabilizadoras. Um incremento na rigidez das barras estabilizadoras permite aumentar a rigidez de rolamento. Numa situação em que o veículo apresenta uma certa tendência sobreviradora na aproximação à curva, a solução passa por criar maior resistência ao rolamento na dianteira, alcançada ao tornar mais rígida a frente do veículo. Uma outra forma de obter um resultado semelhante é através do uso de molas também elas mais rígidas (W. Milliken e D. Milliken 1995).

Na saída de curva, em aceleração, a tendência natural de um veículo com tração traseira é para que a roda interna perca tração, desestabilizando o veículo (fazendo-o girar sobre o seu CG). Para estes casos, aumentar a rigidez de rolamento na frente (ou diminuir na traseira) pode ser um bom auxílio. Por outro lado, para um veículo com tração dianteira, se a roda interna perder tração, uma maior rigidez de rolamento no eixo traseiro irá ajudar, isto se a roda interna do eixo traseiro não estiver levantada. Por conveniência, a rigidez de rolamento pode ser expressa em graus por unidade de aceleração lateral ($^{\circ}/g$). De acordo com W. Milliken e D. Milliken 1995, para veículos de passageiros não desportivos, o valor da rigidez de rolamento ronda a casa dos 7.0-8.5 $^{\circ}/g$. Por outro lado, para veículos de alto desempenho e de competição, este valor desce para a gama 1.5-4.2 $^{\circ}/g$.

2.6.10 Rigidez Torsional

A rigidez torsional de um quadro/*chassis* automóvel, determinada pelo valor de binário (momento torsor) necessário para a torção do mesmo no valor de um grau (1°), é um parâmetro de grande importância, dado que pode interferir abruptamente na capacidade do veículo de descrever uma curva. De acordo com Thompson, Raju e Harry Law 1998, aumentar a rigidez torsional do quadro de um veículo de desporto automóvel melhora a dirigibilidade, na medida em que os elementos da suspensão passam a controlar, numa maior percentagem, a cinemática do veículo. Um quadro extremamente rígido pode ser facilmente obtido numa estrutura muito reforçada e de massa elevada, mas à custa de uma baixo desempenho em pista. O ideal é procurar alcançar uma boa relação rigidez torsional/massa da estrutura (Nitnaware et al. 2018).

2.6.11 Ângulo de Sopé

De acordo com a terminologia da *SAE International - Society of Automobile Engineers* - o ângulo de sopé (ϕ) é definido como sendo o ângulo entre o plano médio da roda e um plano vertical (na vista frontal do veículo), conforme evidenciado na Figura 2.33. É considerado positivo se o topo da roda estiver inclinado para fora do veículo e negativo se estiver inclinado para dentro. Note-se que os efeitos associados ao sopé são muito menos significativos quando se utilizam pneus radiais, por comparação com os pneus diagonais (W. Milliken e D. Milliken 1995). De acordo com Saurabh et al. 2016, as variações de sopé devem ser reduzidas com o movimento das suspensões/rodas e, geralmente, em desporto automóvel, dá-se preferência a um sopé negativo, como forma de aumentar a capacidade de suportar as forças laterais na descrição das curvas do circuito até porque, segundo Adams 1992, o sopé negativo vai permitir compensar o efeito de perda de sopé associado ao rolamento da carroçaria.

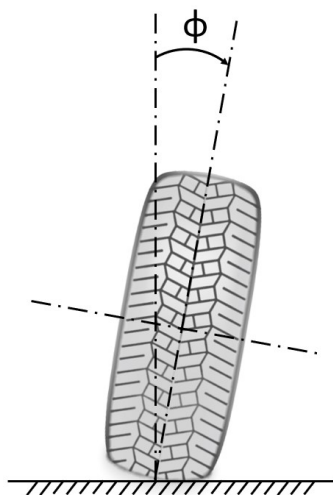


FIGURA 2.33: Ângulo de sopé (vista frontal do veículo).

2.6.12 Ângulo de Convergência

Convergência consiste no alinhamento das rodas de um mesmo eixo e é analisado na vista de cima. Diz-se convergência negativa (divergência) quando as rodas apontam para dentro e convergência positiva quando estão orientadas para fora, sem ser aplicado qualquer ângulo ao volante. Segundo Calvin Smith et al. 2022, tipicamente, convergência negativa no alinhamento das rodas melhora a precisão na descrição de curvas apertadas, mas causa alguma instabilidade na condução em linha reta. Por outro lado, convergência positiva contribui para que o veículo se mantenha em linha reta, melhorando a estabilidade, mas causa subviragem nas curvas. De acordo com W. Milliken e D. Milliken 1995, o ângulo de convergência (negativa) ideal anda na ordem de 10% do ângulo de sopé, mas é sempre necessário ter em atenção à temperatura e ao desgaste dos pneus, dado que, de certa forma, passam a circular em direções contrárias. Por outras palavras, passa a existir escorregamento lateral.

2.6.13 Razão de Deslocamento

A razão de deslocamento de um sistema de suspensão pode ser calculada através da relação entre o deslocamento verificado na mola ou no conjunto mola-amortecedor e o deslocamento da roda.

A título de exemplo, para uma suspensão do tipo braço oscilante no eixo traseiro, visível na Figura 2.34, o próprio braço encontra-se ancorado ao *chassis* num ponto P e roda em torno desse mesmo ponto. As distâncias desde P até à mola (a) e até ao centro da roda (b) são diferentes e, conseqüentemente, também os deslocamentos da mola (Δy) e da roda (Δx) são distintos. A razão de deslocamento é dada por $\Delta y/\Delta x$ - razão entre a compressão/distensão da mola e o deslocamento vertical da roda.

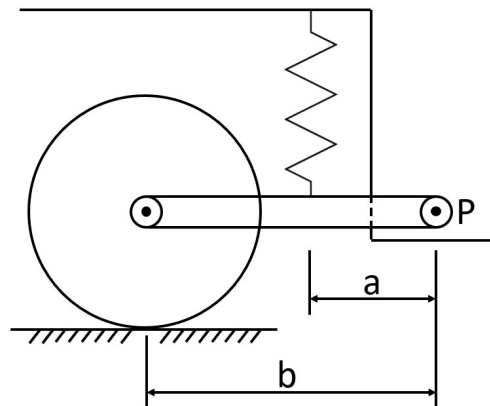


FIGURA 2.34: Razão de deslocamento (braço oscilante).

2.6.14 Frequência Natural de Oscilação

Um último parâmetro aqui referido é o da frequência de oscilação e consiste na frequência natural não amortecida da massa suspensa (deflexão estática da suspensão) e trata-se de um parâmetro com efeito muito significativo no desempenho da suspensão.

Uma frequência elevada traduz-se numa suspensão rígida, capaz de melhorar a estabilidade do veículo na descrição das curvas, ao passo que uma baixa frequência melhora o conforto sentido pelo piloto. No desporto automóvel, um certo grau de conforto pode ser sacrificado tendo em vista um aumento no desempenho global do veículo (Wirawan et al. 2018). De acordo com W. Milliken e D. Milliken 1995, a frequência de amortecimento para veículos desportivos ronda, tipicamente, os 70-90 ciclos por minuto (1.2-1.5 Hz), ao passo que, para veículos de passeio, este valor pode localizar-se abaixo dos 50 ciclos por minuto (0.8 Hz).

2.7 Simulação Computacional

A análise matemática de um componente, estrutura, sistema ou sub-sistema é de grande importância para a maior parte dos ramos da indústria, em especial aqueles com componente de engenharia. O desporto automóvel não é, de forma alguma, uma exceção. No âmbito da presente Dissertação, *softwares* de simulação numérica como o *Ansys*, num fase inicial, e o *Abaqus*, para as análises que se seguiram, foram fulcrais para a validação do quadro tubular desenvolvido.

2.7.1 Generalidades

Existem diferentes métodos para analisar numericamente determinada estrutura, sendo o MEF - Método de Elementos Finitos - o mais popular e, muito sucintamente, consiste na discretização matemática de determinado componente num número infinitesimal de elementos constituídos e ligados entre si por intermédio de nós. Quanto maior o número de nós, mais preciso é o modelo, mas também mais exigente em termos computacionais. Além do número de nós, outros parâmetros devem ser tidos em consideração quando o objetivo é obter resultados fidedignos, nomeadamente o tamanho e o tipo de elemento utilizado na construção da malha de elementos. O elemento mais adequado depende do formato da estrutura em estudo, do tempo disponível para análise e do objetivo do problema em si (Eakambaram et al. 2021).

Na análise numérica de um quadro/*chassis* tubular, recorrer a elementos lineares do tipo viga/barra (elementos simples constituídos somente por dois nós, um em cada extremidade) pode traduzir-se numa boa e rápida solução, na medida em que os resultados obtidos refletem um mínimo de precisão exigida (Liu et al. 2018). Por outro lado, quando se pretende ser ainda mais preciso (próximo da realidade) é possível fazê-lo ainda conservando os elementos de viga, mas alterando a sua ordem, ou seja, ao invés de elementos lineares (primeira ordem) podem ser usados elementos quadráticos (segunda ordem). Estes, além dos nós nas extremidades, são constituídos ainda por um nó central ao elemento.

Para que a malha gerada não seja uma condicionante dos resultados obtidos, é recomendado realizar testes de convergência de malha, isto é, refinar a malha (diminuir o tamanho dos elementos e, conseqüentemente, aumentar o número de nós de análise) até que não se verifiquem variações significativas nos resultados obtidos. Note-se que quanto maior o número de elementos da malha de elementos finitos, também será superior o impacto no tempo necessário para obtenção de resultados (Eakambaram et al. 2021). Além da malha de elementos finitos, salienta-se também a grande importância em definir corretamente as condições fronteira impostas ao modelo em estudo, por forma a reproduzir com fidelidade um ensaio em contexto real sem induzir no modelo resistência/rigidez suplementar.

2.7.2 Exemplos de Aplicações Típicas

Na Literatura explorada no âmbito desta Dissertação, grande parte dos artigos publicados que envolvem a simulação computacional MEF na área automóvel debruçam-se sobre a otimização estrutural de determinados componentes, como os braços de suspensão, as mangas de eixo ou o balanceiro de uma configuração do tipo *pushrod* ou *pullrod*, visando a redução de massa e o incremento no desempenho global da estrutura. Viqaruddin e Ramana Reddy 2017 e Sindhvani et al. 2021 envergaram por esse ramo. Uma outra área bastante explorada prende-se com a determinação e melhoria da rigidez torsional do quadro/*chassis* de veículos destinados à prática do desporto automóvel. Como exemplo, Eakambaram et al. 2021, Prajwal, Muralidharan e Madhusudhana 2014 e Slimarik e Bauer 2013 aprimoraram o *design* de alguns veículos desportivos para a obtenção dos valores desejáveis. Destaque ainda para Liu et al. 2018 que, não somente avaliaram a rigidez torsional de um quadro automóvel, como ainda fizeram várias iterações com o intuito de perceber quais as secções (circular ou retangular) e dimensões dos tubos mais contribuíam para o parâmetro rigidez torsional. Aru et al. 2014, por outro lado, num veículo dedicado ao fora-de-estrada, avaliaram a segurança da estrutura desenvolvida numa série de situações possíveis de ocorrer durante uma prova, como impactos frontais, laterais e até capotamentos.

Note-se que estes são apenas alguns exemplos de entre toda a Literatura, quer a nível de autores, quer em termos de aplicações da simulação computacional no ramo do desporto automóvel.

Capítulo 3

Regulamentação FIA aplicável

A FIA - Federação Internacional do Automóvel - foi fundada em 1904, sendo que um dos objetivos primordiais desta organização consistiu na implementação de determinados padrões de segurança no domínio do desporto automóvel. À data, conta já com 243 organizações membro distribuídas por 147 países dos cinco continentes, de acordo com a página oficial *online*¹. O envolvimento desta federação no mundo automóvel remonta ao início do século XX, quando as competições de cidade-a-cidade se tornaram populares, mas sem serem abrangidas por qualquer regulamentação. Para colmatar essa falha e garantir a segurança da competição surgiu o antecessor direto da FIA (Associação Internacional de Clubes Automobilísticos Reconhecidos) mas foi no ano de 1950, com a inauguração do Campeonato Mundial de *Formula 1*, que esta organização começou realmente a evoluir e a assumir um papel de grande destaque no mundo do desporto automóvel.

Tendo como ponto de partida o facto de o mundo do desporto automóvel ser inerentemente perigoso, sobretudo para os pilotos, a FIA tem trabalhado sem cessar, ao longo da história, para melhorar a segurança das competições a todos os níveis, visando a redução do número de acidentes. Tal objetivo tem sido cumprido, considerando que as competições organizadas pela federação têm sido alvo de um número decrescente de acidentes nas últimas décadas. No entanto, é sempre possível melhorar cada vez mais a segurança em competição. O lema da FIA resume-se a uma pequena sequência de palavras - *You are in safe hands* - e a mensagem transmitida é a de que os envolvidos no mundo do desporto motorizado estão em boas mãos.

Assim como na maior parte das categorias de desporto automóvel, também a categoria CN tem associado um regulamento que contém uma série de restrições a serem cumpridas, tendo em vista a garantia de competitividade entre os vários veículos mas, sobretudo, visando a segurança dos pilotos. Antes de ser iniciado qualquer projeto, o regulamento da competição deve ser lido com toda a atenção possível e interpretado ao mínimo detalhe.

Na elaboração desta Dissertação, os regulamentos técnicos consultados pelo autor foram os designados por Apêndice J - Artigo 259, ano de 2022 e Apêndice J - Artigo 258A, ano de 2001, adequados aos veículos pertencentes à categoria CN.

¹<https://www.fia.com/organisation>

Seguem-se as principais informações relevantes para a fase de desenvolvimento do projeto de um veículo desta categoria no que toca aos materiais, dimensões e casos de carga a efetuar sobre a estrutura. Note-se que não são mencionadas todas as regras presentes no regulamento, mas somente as principais relacionadas, efetivamente, com o quadro/*chassis* do veículo a desenvolver.

3.1 Materiais e Dimensões

O quadro/*chassis* de um veículo pertencente à categoria CN pode ser do tipo tubular em material metálico ou, em alternativa, monocoque em material compósito. Os arcos de segurança, quando construídos com aço ligado, devem apresentar uma resistência mínima à tração de 500 N/mm^2 , o mesmo é dizer 500 MPa. A regulamentação aplicável sugere, para aços ligados, o aço com a designação 25CD4 (norma AFNOR), equivalente a 25CrMo4 (normas DIN/EN) ou 4130 (normas SAE/AISI).

No que toca às dimensões exteriores do veículo, o comprimento máximo está limitado a 4800 mm e a largura, incluindo as rodas, não pode exceder os 2000 mm, com as rodas orientadas para a frente (sem estarem viradas para qualquer um dos lados). Quanto à altura, o valor máximo de referência é de 1030 mm, excluindo os arcos de segurança. As dimensões exteriores de tudo aquilo que se encontra fora da zona do entre eixo, para a frente e para a retaguarda, somadas, não podem ser superiores a 80% da distância entre eixos. Além disso, a diferença entre o que se encontra para a frente e para a retaguarda do veículo não pode exceder o valor correspondente a 15% da mesma distância entre eixos.

A distância mínima entre cotovelos (largura do habitáculo) deve ser de 1100 mm, considerando os dois lugares do veículo. Já o espaço reservado para a pedaleira (zona dos pés e pedais de acelerador, travão e, eventualmente, embraiagem) deve ser constituído por duas zonas simétricas relativamente à linha central longitudinal do veículo, sendo que cada uma dessas zonas deve ter, no mínimo, uma secção transversal vertical de 750 cm^2 . A largura mínima de cada uma das zonas é de 250 mm e esse valor precisa ser conservado por uma altura mínima igualmente de 250 mm.

Relativamente aos tubos que constituem os arcos de segurança frontal e principal, a secção transversal mínima que garante o cumprimento da regulamentação é de $45 \times 2,5 \text{ mm}$.

O arco frontal, simétrico e de altura mínima 660 mm, deve estar separado do arco principal em pelo menos 760 mm. Este último (arco principal) também deve ser simétrico e, na zona de ligação à célula de sobrevivência, deve ter uma largura mínima de 900 mm.

Volta-se a salientar que a regulamentação aplicável referida nesta Dissertação não contempla a totalidade das regras, mas somente as de maior interesse para o projeto desenvolvido.

3.2 Testes Preconizados pela FIA

Antes do veículo estar apto para participar em qualquer prova, a denominada gaiola de segurança - constituída pelos membros do quadro que envolvem o piloto - é testada pelas entidades competentes, como meio de avaliação da qualidade do material usado. Além disso, os testes à estrutura também permitem perceber se as dimensões e a disposição dos tubos é adequada. Uma forma de prever os resultados desses ensaios é através do recurso a *software* de simulação computacional. Recorrer a estas ferramentas é do maior interesse por parte dos construtores, na medida em que permitem antever se o quadro desenvolvido é (ou não) capaz de superar os testes regulamentados. Caso contrário, sem esse estudo preliminar, existe a possibilidade dos ensaios realizados serem destrutivos.

O Apêndice J - Artigo 259, ano de 2022², refere que a célula de sobrevivência e os arcos de segurança devem ser de tal modo que estejam em concordância com os procedimentos de aprovação da própria FIA.

Sucedem que a consulta desses procedimentos somente pode ser efetivada através de um pedido ao departamento técnico FIA, com a condicionante de ser reservado aos fabricantes de veículos para competição. Assim sendo e dada a impossibilidade de aceder aos documentos em questão, o Apêndice J - Artigo 258A, ano de 2001³, foi o guia utilizado para os restantes casos de carga a executar, uma vez que era aquele que se encontrava disponível e de acesso livre.

Desta forma, além do teste referido no Artigo 259, que envolve a aplicação de uma combinação de cargas ao arco principal, o Artigo 258A prevê a realização de mais testes para aprovação da estrutura, nomeadamente testes à resistência lateral da célula de sobrevivência e ao arco frontal.

O Capítulo 5 é reservado à simulação computacional dos vários casos de carga necessários para aprovação do quadro tubular desenvolvido, sendo exploradas as condições fronteira impostas e apresentados os resultados dos testes realizados.

Segue-se uma breve descrição dos diferentes testes preconizados pela FIA para validação do quadro tubular desenvolvido.

3.2.1 Célula de Sobrevivência

A célula de sobrevivência é submetida a três ensaios estáticos distintos para avaliar a sua resistência contra impactos laterais:

- Num plano vertical que passa entre o eixo frontal e o painel de instrumentos (*tablier*);
- Num plano vertical alinhado com as amarrações inferiores dos cintos de segurança;
- Num plano vertical centrado com o tanque de combustível.

²https://www.fia.com/sites/default/files/259_2022_wmsc_2021.12.15.pdf

³<https://www.mulsannescorner.com/FIA258A.pdf>

Nos três ensaios, a carga lateral (transversal e horizontal) ao quadro é aplicada através de uma placa rígida com 100 mm de largura e 300 mm de altura. Esta placa deve estar posicionada na zona inferior da célula de sobrevivência. A magnitude da carga aplicada é de 2000 daN, o equivalente a 20000 N ou 20 kN.

A carga deve ser mantida durante um período mínimo de 30 segundos e para o ensaio ser dado como positivo a estrutura não pode fraturar. Um minuto após o término de aplicação da carga, qualquer deformação permanente verificada deve ser inferior a 1 mm.

Quanto às condições fronteira, o recomendado é que estas não alterem a rigidez global da estrutura e que permitam um deslocamento transversal livre da zona de aplicação da carga (ou seja, numa direção normal à face da placa de ensaio que contacta diretamente com o quadro).

3.2.2 Arco de Segurança Frontal

O arco frontal é sujeito a um ensaio estático que consiste na aplicação de uma carga vertical e descendente de magnitude igual a $5,0 \times W$ daN.

No seguimento do referido no Apêndice J - Artigo 258A, W equivale à massa total a considerar para um veículo pertencente à categoria CN, cujo valor é de 900 kg (720 kg correspondentes à massa mínima do veículo apto a circular acrescido de 180 kg).

As condições fronteira, de aplicação da carga e de aprovação são as mesmas que vigoram para o arco de segurança principal.

3.2.3 Arco de Segurança Principal

Relativamente ao arco de segurança principal, são três as cargas a aplicar:

- $1,5 \times W$ na direção transversal (no sentido de fora para dentro do arco);
- $5,5 \times W$ na direção longitudinal;
- $7,5 \times W$ na direção vertical.

Note-se que o quadro precisa suportar as cargas listadas, qualquer que seja a sua combinação. O valor de W é igual ao referido para o arco frontal (900 kg) e, tanto no teste ao arco principal como ao arco frontal, as cargas são aplicadas com recurso a uma placa, desta vez circular com um diâmetro de 200 mm. Para que o resultado seja positivo, o deslocamento máximo permitido, em carga, é de 50 mm.

Relativamente às condições fronteira, a célula de sobrevivência é suportada por uma placa horizontal plana, a qual é fixada através dos pontos de ancoragem do motor, para além de placas laterais distribuídas ao longo do comprimento da estrutura.

A Figura 3.1 apresenta uma bancada de ensaios preparada para a realização de um teste ao arco de segurança principal de um veículo de desporto motorizado, estando já o veículo devidamente posicionado, bem como o cilindro hidráulico para aplicação da carga.



FIGURA 3.1: Ensaio ao arco principal de um veículo de desporto.⁴

⁴adaptado de <https://www.actumecanique.com/marron-la-m20-fc-nouvelle-venue-chez-norma-auto-concept-marron.html>

Capítulo 4

Conceção e Desenvolvimento de um Quadro Tubular

A conceção e desenvolvimento de um quadro tubular trata-se de um processo iterativo, com o intuito de alcançar soluções cada vez melhor desenvolvidas de uma iteração para a seguinte. Uma solução é considerada melhor que a anterior na medida em que cumpre mais satisfatoriamente com o objetivo estabelecido, que pode ser, a título de exemplo: aumentar o valor da rigidez torsional específica.

Este capítulo corresponde à fase de desenvolvimento do quadro tubular para um veículo de desporto automóvel pertencente à categoria CN-FIA, tendo em consideração os vários conceitos explorados ao longo da Revisão Bibliográfica e a regulamentação aplicável.

De acordo com a regulamentação aplicável, o quadro tubular é composto por duas partes: célula de sobrevivência (*survival cell*) e arcos de segurança (*rollover structures*). Ambas as partes devem permanecer rigidamente ligadas, através de soldadura. Em termos práticos, a célula de sobrevivência corresponde aos elementos situados abaixo da altura dos ombros, ao passo que os arcos de segurança ultrapassam, em altura, os ombros.

4.1 Princípios de Ergonomia

O Apêndice J - Artigo 259, ano de 2022, à semelhança do Apêndice J - Artigo 258A, ano de 2001, encontra-se munido de uma série de dimensões que visam conservar a competitividade entre os vários veículos da categoria CN, garantir a segurança dos ocupantes e, de algum modo, proporcionar um certo nível de conforto/habitabilidade na condução. Apesar disso, no que toca, de modo particular, à necessidade de cumprir com dimensões capazes de acomodar ocupantes com diferentes características físicas, a regulamentação FIA associada à categoria CN não é a mais explícita.

Tendo em consideração que o objetivo consistiu em desenvolver um quadro tubular não somente para servir como objeto em competição, mas também de lazer, tornou-se importante proporcionar a possibilidade de diversão a um maior número de indivíduos com características físicas distintas.

Deste raciocínio, resultou a necessidade de consultar tabelas antropométricas¹, bem como esquemas ergonómicos (Figura 4.1), nomeadamente aqueles associados à categoria *FSAE* (*Formula Student*), ano de 2024, cujo intuito é o de albergar 95% da população, incluindo ambos os géneros: masculino e feminino.

Destacam-se as dimensões mais relevantes:

- Considera-se um círculo de diâmetro igual a 300 mm correspondente à cabeça do piloto, já equipado com o capacete de segurança;
- Os ombros são representados por um círculo de diâmetro igual a 200 mm e localizado 280 mm abaixo do círculo correspondente à cabeça e capacete do piloto;
- Surge, ainda, um terceiro círculo, representativo da zona do quadril, também de diâmetro igual a 200 mm e afastado do círculo associado aos ombros de 490 mm;
- Por último, a distância desde a zona do quadril até aos pés rege-se por um raio mínimo de 915 mm.

Tendo estas dimensões por referência, é possível garantir que o quadro tubular desenvolvido é capaz de assegurar uma boa habitabilidade para cerca de 95% da população.

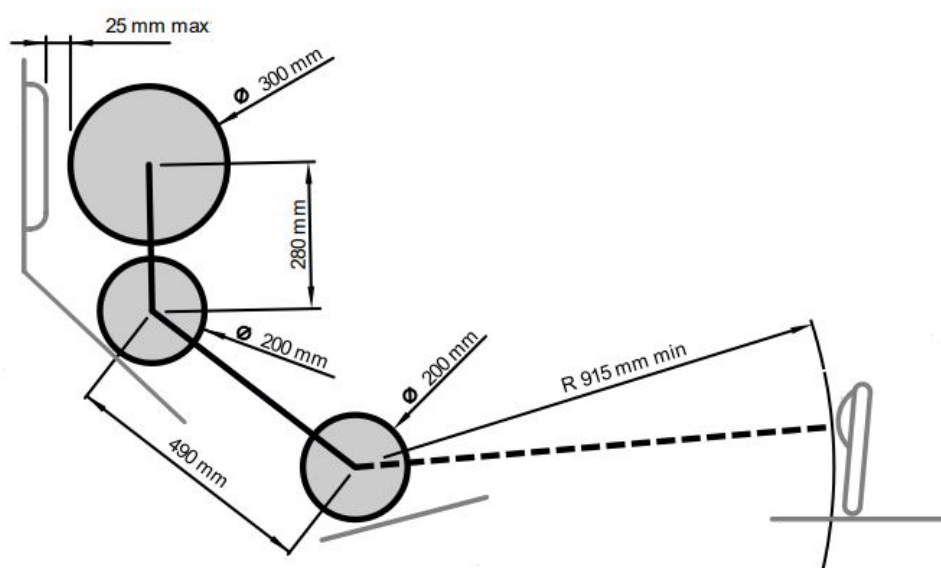


FIGURA 4.1: Esquema alusivo às dimensões antropométricas humanas.²

¹ https://www.fsaonline.com/content/FSAE%20Rules95th_2016.pdf

² adaptado de <https://www.fsaonline.com/cdsweb/app/NewsItem.aspx?NewsItemID=4af3d94c-748b-40e9-b5ed-dddea428a08b>

4.2 Secção Quadrada/Retangular ou Circular

Quanto à secção dos tubos, os formatos mais utilizados são o quadrado/retângulo e o círculo. No estudo levado a cabo por Liu et al. 2018, a conclusão foi a de que tubos de secção quadrada, com dimensões tais que permitissem obter uma massa da estrutura idêntica à constituída por tubos de secção circular, resultavam num quadro com uma rigidez torsional superior (entre 6% a 39%).

Além do incremento de valores no parâmetro rigidez torsional, tubos de secção quadrada facilitam os processos de soldadura e de fixação de chapas metálicas ou reforçadas por fibras de carbono (proteção contra a intrusão), tendo sido a opção eleita para a célula de sobrevivência. Relativamente aos arcos de segurança, a regulamentação aplicável, no que toca às dimensões dos tubos, refere-se ao diâmetro. Logo, para estes elementos serão utilizados tubos de secção circular.

4.3 Seleção de Materiais e Perfis Tubulares

O material selecionado para os perfis constituintes do quadro tubular desenvolvido foi o aço 25CD4 (material amplamente usado na Literatura referente a quadros tubulares). A composição química deste aço surge na Tabela 4.1 e as suas principais propriedades físicas/mecânicas na Tabela 4.2, de acordo com as informações constantes da base de dados *online MatWeb Material Property Data*³.

TABELA 4.1: Composição química do aço 25CD4.

Elemento	C	Cr	Mn	Mo	Si	Ni	S	P
Porção (%)	0,25	1	0,75	0,25	0,25	0,2	0,03	0,02

TABELA 4.2: Propriedades físicas/mecânicas do aço 25CD4.

Propriedade	Valor	Unidade
Massa Volúmica	7800	kg/m^3
Módulo de Elasticidade	210	GPa
Módulo ao Corte	80	GPa
Coefficiente de Poisson	0,3	-
Dureza Brinell	230	HB
Tensão de Rotura	730	MPa
Tensão de Cedência	600	MPa
Elongação à Rotura	15	%

³<https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=f65180794a1d479cbbda1291b12e3e6d>

Quanto às placas frontal e traseira, elementos estruturais do quadro desenvolvido, o material selecionado foi o alumínio 6061-T6 (com várias aplicações de engenharia, nomeadamente em Engenharia Aeroespacial e Aeronáutica), cuja composição surge na Tabela 4.3 e propriedades físicas/mecânicas na Tabela 4.4.

TABELA 4.3: Composição química da liga de alumínio 6061-T6.

Elemento	Mg	Fe	Si	Cu	Cr	Zn	Mn	Ti
Porção (%)	1	0,7	0,6	0,3	0,2	0,25	0,15	0,15

TABELA 4.4: Propriedades físicas/mecânicas da liga de alumínio 6061-T6.

Propriedade	Valor	Unidade
Massa Volúmica	2700	kg/m^3
Módulo de Elasticidade	68,9	GPa
Módulo ao Corte	26	GPa
Coefficiente de Poisson	0,33	-
Dureza Brinell	95	HB
Tensão de Rotura	310	MPa
Tensão de Cedência	276	MPa
Elongação à Rotura	18	%

A etapa que se seguiu à seleção dos materiais no processo de desenvolvimento de um quadro tubular destinado a um veículo pertencente à categoria CN-FIA foi a definição das secções transversais dos perfis tubulares a utilizar. Os perfis selecionados foram os seguintes:

- Tubo retangular $50 \times 30 \times 2$ mm;
- Tubo quadrangular 30×2 mm;
- Tubo circular $50 \times 2,5$ mm;
- Tubo circular 30×2 mm.

Após estas etapas iniciais, tudo estava preparado para prosseguir com o desenvolvimento de um quadro tubular destinado a um veículo de desporto automóvel pertencente à categoria CN-FIA.

4.4 Etapas de Desenvolvimento de um Quadro Tubular - Categoria CN-FIA

O processo de desenvolvimento do quadro tubular é de seguida apresentado numa ótica sequencial de fabrico, ou seja, por uma ordem tal que poderia orientar a construção da estrutura, não sendo, no entanto, uma sequência única. De modo a não ser demasiado extensivo, não são referidas as dimensões de cada perfil utilizado nem os vários passos de corte, curvatura e soldadura entre tubos. É antes referida a importância dos tubos usados e, de modo a facilitar a compreensão do leitor, são utilizadas representações com tons coloridos e distintos. Note-se que, sempre que possível, deu-se preferência a dobrar tubos ao invés de cortar e soldar, por forma a facilitar numa eventual fase de fabrico.

O desenho proposto neste documento teve em consideração os aspetos referidos na Revisão Bibliográfica e na regulamentação aplicável. O autor procurou ir ao encontro das tendências atuais da categoria praticadas pelos fabricantes de maior renome, nomeadamente no que diz respeito à aplicação de medidas de segurança e desempenho com o uso de uma placa frontal (anti-intrusão) e traseira (suporte ao motor e caixa de velocidades).

4.4.1 Base do Quadro e Proteção contra Capotamentos

O primeiro passo dado consistiu na conceção da base do quadro tubular. Nesse sentido, foram dispostos dois membros longitudinais (azul) interligados por intermédio de dois membros transversais (vermelho). A área delimitada (fechada) pela união dos quatro membros definiu o comprimento e a largura da célula de sobrevivência, pela qual o piloto ficará envolvido. Os membros longitudinais, na zona dianteira, terão ainda ligação com a placa frontal (Figura 4.2).

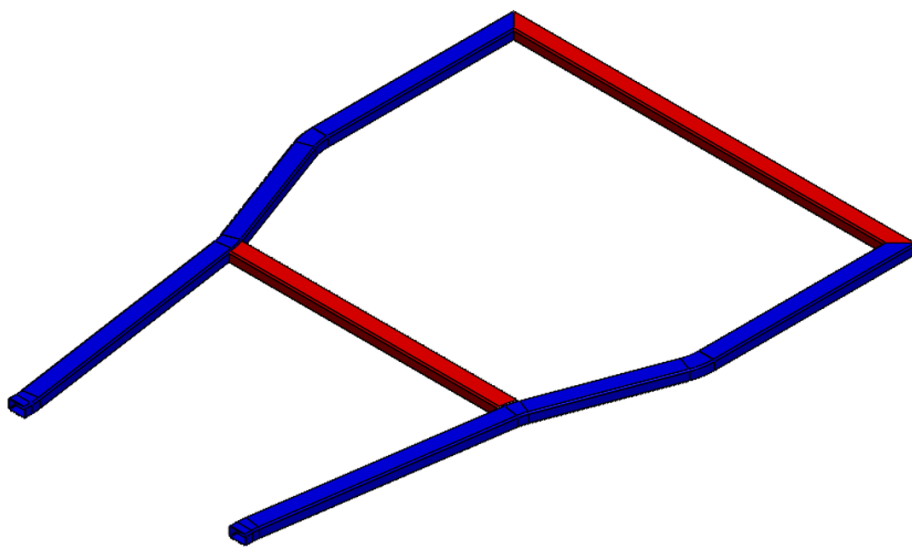


FIGURA 4.2: Base do quadro tubular desenvolvido.

Foram adicionados à retaguarda da base mais dois membros (verde), desta vez para ligação à placa traseira. A estes membros, outros dois (amarelo) conectam com o objetivo de auxiliar no suporte do conjunto propulsor (Figura 4.3).

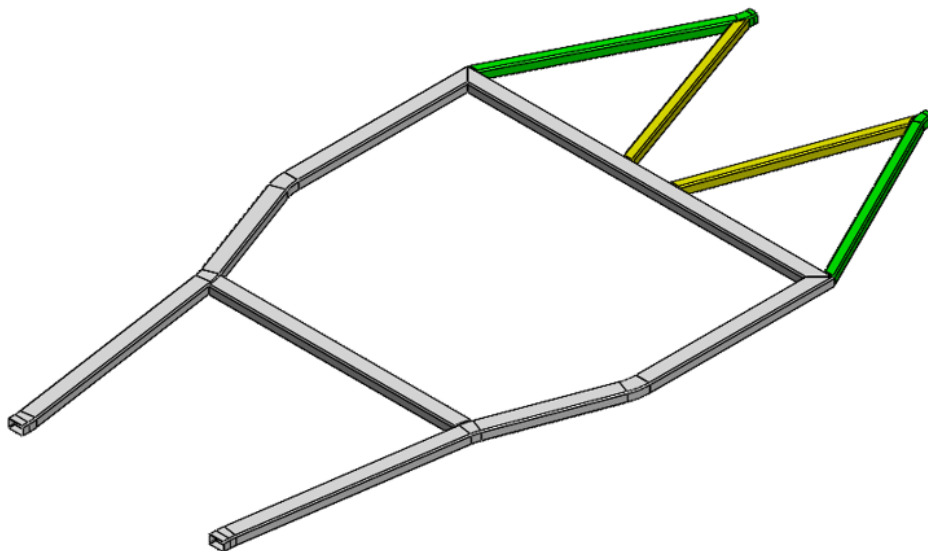


FIGURA 4.3: Membros à retaguarda da base.

Quatro membros longitudinais (turquesa) foram dispostos no interior da célula de sobrevivência para fixação das guias dos bancos. Os membros intersetados (roxo/laranja) nas laterais contribuem para a resistência da base contra impactos laterais (Figura 4.4).

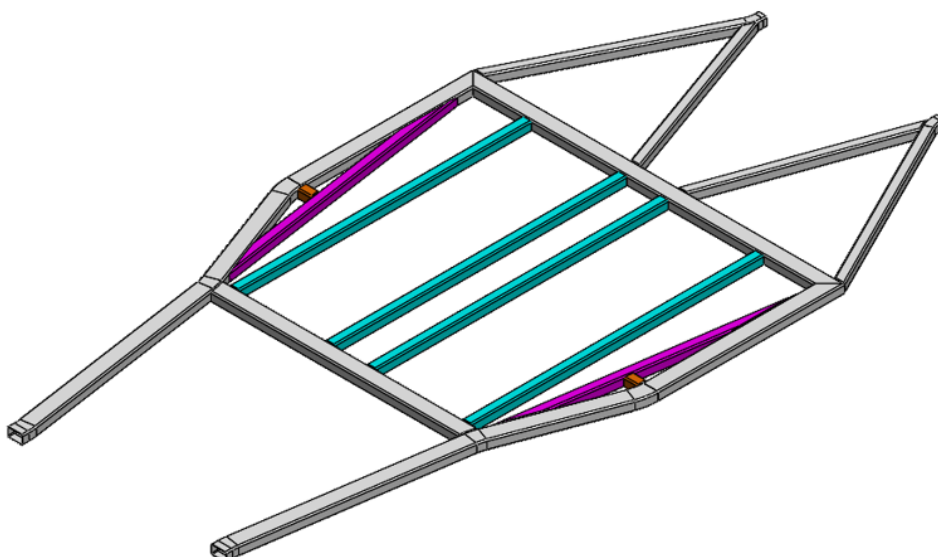


FIGURA 4.4: Membros para fixação dos bancos e membros de proteção contra impactos laterais ao nível da base.

Os membros transversais (azul) e os membros diagonais (vermelho) conferem boa rigidez para a fixação dos bancos (Figura 4.5).

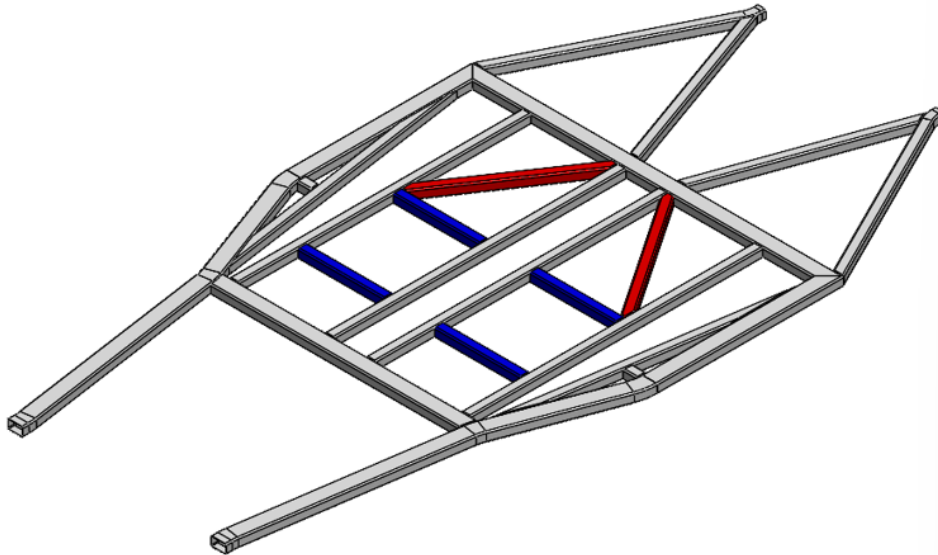


FIGURA 4.5: Membros capazes de conferir rigidez na fixação dos bancos.

Para terminar o desenvolvimento da base foi adicionado um membro central (turquesa) na dianteira do quadro tubular que também terá ligação com a placa frontal. Além disso, foram dispostos os membros de suporte à pedaleira (amarelo) e diagonais de reforço (verde), conforme ilustrado na Figura 4.6.

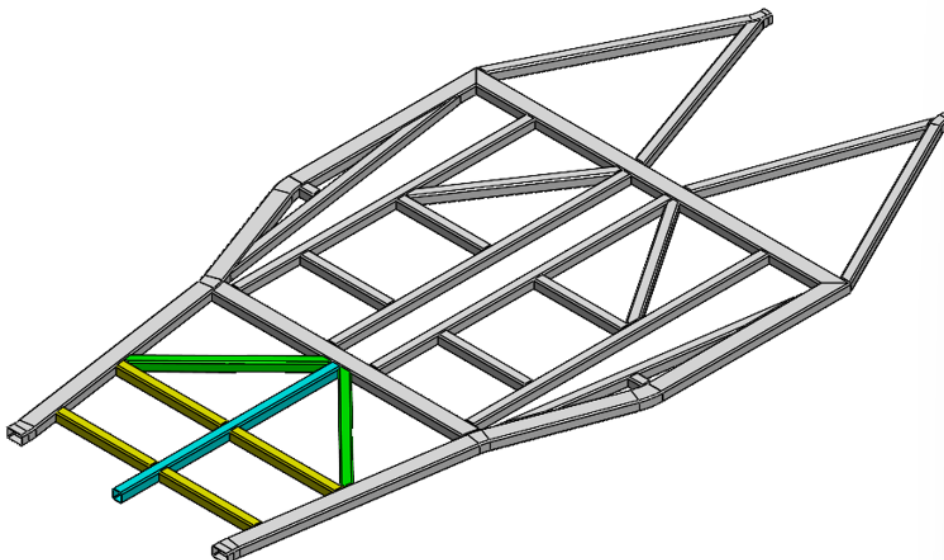


FIGURA 4.6: Membros na zona frontal da base.

Na etapa seguinte foi desenvolvido o arco de segurança principal (azul), através do qual ficou definida a altura do quadro tubular (Figura 4.7). Este arco é fundamental na proteção contra capotamentos, motivo pelo qual deve ser devidamente reforçado. Daí o membro diagonal de maior diâmetro (roxo) acompanhado pelos de menor diâmetro (laranja). Além da proteção em caso de capotamento, estes membros também conferem resistência contra impactos laterais. Na Figura 4.8 é possível observar a ligação entre o arco de segurança principal e a base do quadro.

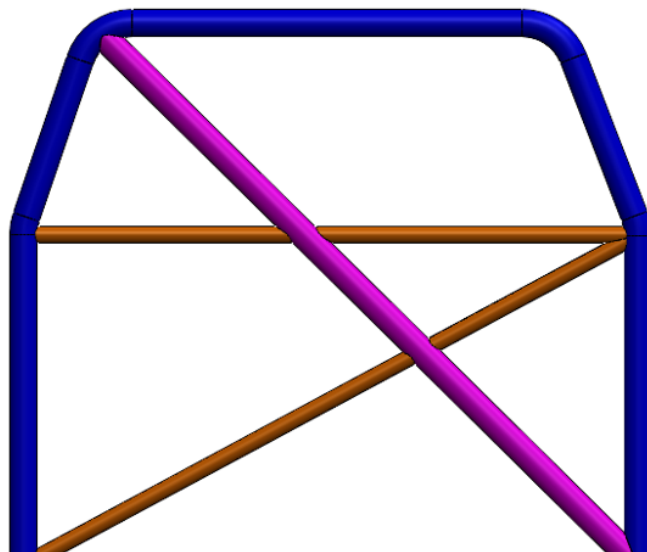


FIGURA 4.7: Arco de segurança principal em destaque.

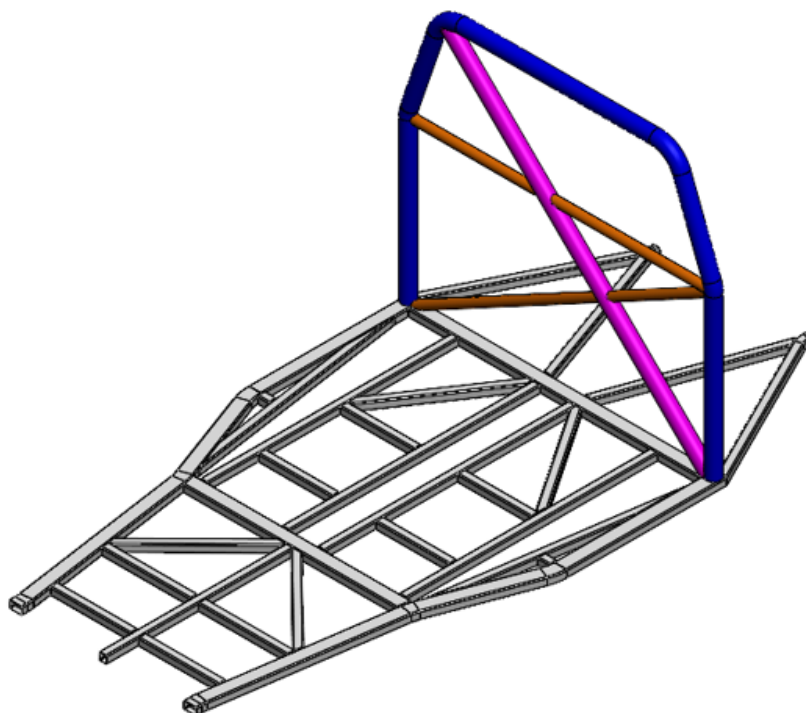


FIGURA 4.8: Ligação do arco de segurança principal à base.

Foi ainda concebido o arco de segurança frontal (vermelho), com o objetivo de proteger o piloto em caso de capotamento, reforçado pelos membros vertical (verde) e horizontais (amarelo) e unido à base do quadro, conforme destacado nas Figuras 4.9 e 4.10.

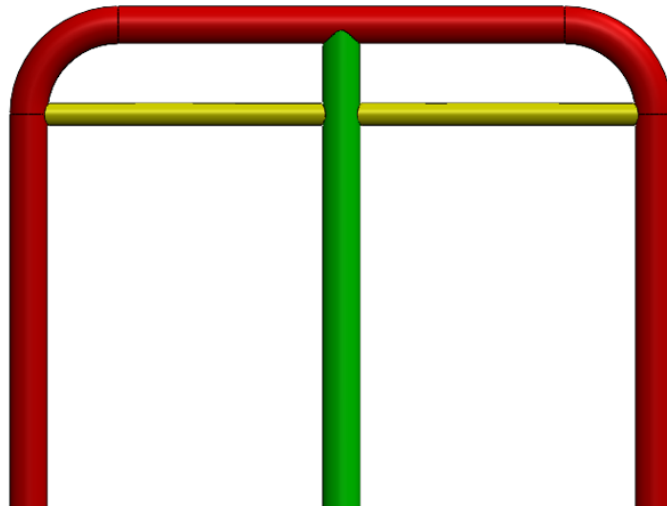


FIGURA 4.9: Arco de segurança frontal em destaque.

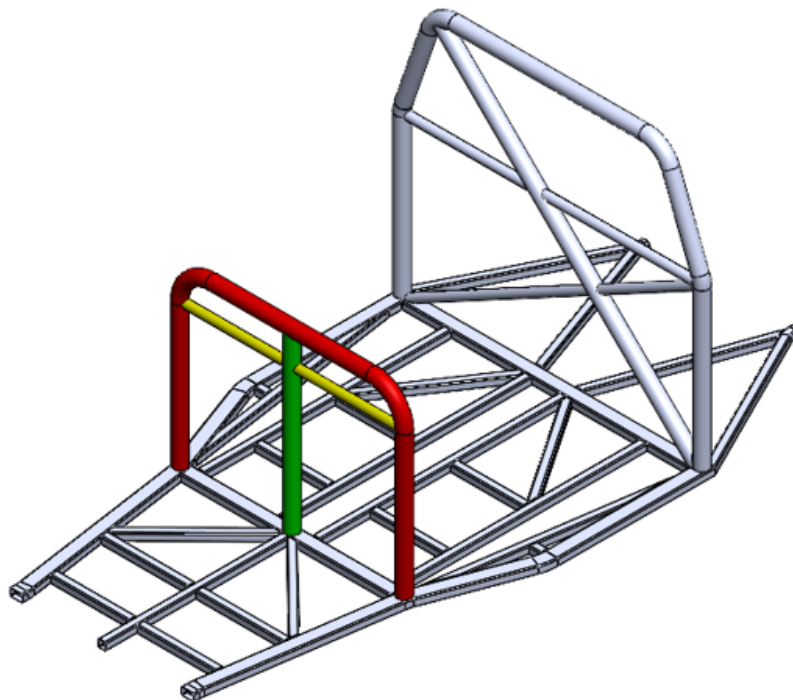


FIGURA 4.10: Ligação do arco de segurança frontal à base.

De modo a completar a proteção contra capotamentos, os arcos de segurança frontal e principal foram unidos por intermédio de membros retos e aproximadamente paralelos (turquesa), conforme evidenciado na Figura 4.11.

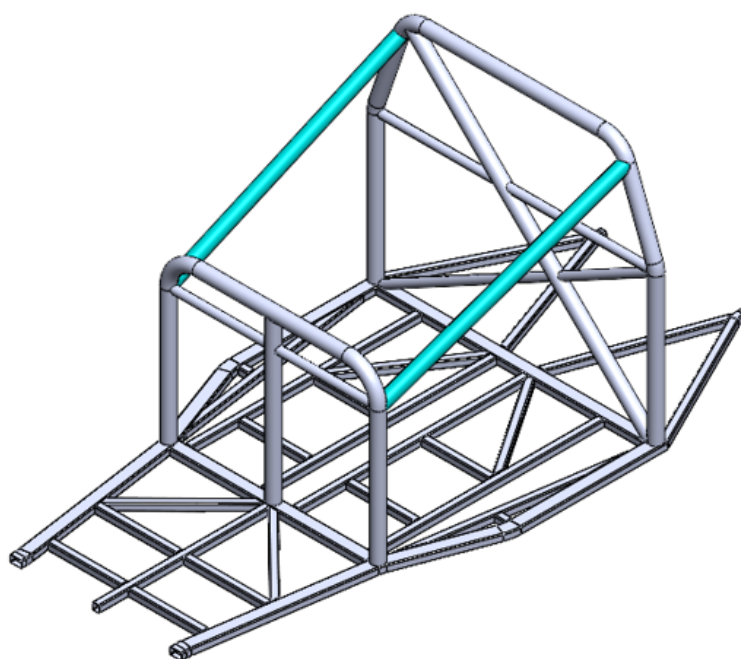


FIGURA 4.11: Membros de ligação entre arcos de segurança.

Antes do fecho das laterais da célula de sobrevivência foram adicionados membros divisórios (laranja) entre o habitáculo (espaço reservado à ação do piloto) e a zona posterior reservada ao depósito de combustível, entre outros componentes (Figura 4.12). Além dessa função, estes membros adicionais também podem servir como apoio para os bancos e para fixação dos cintos (roxo).

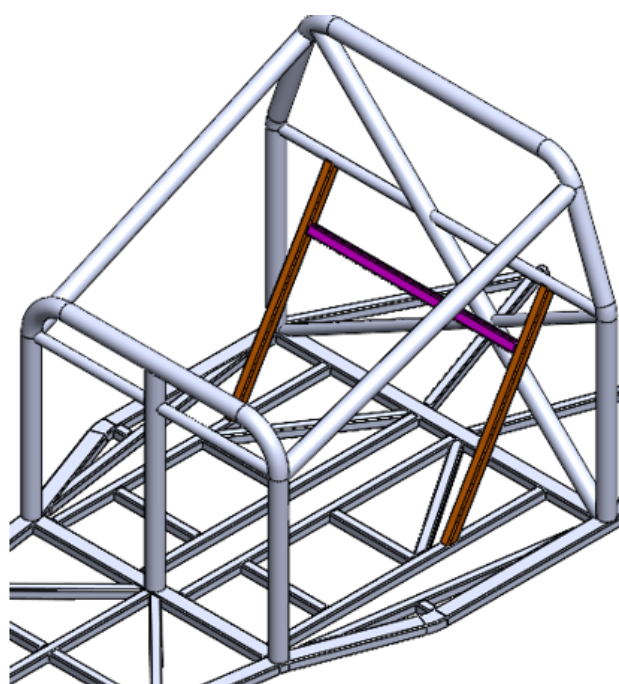


FIGURA 4.12: Membros divisórios de apoio para os bancos.

4.4.2 Proteção contra Impactos Laterais

Com o objetivo de fechar a célula de sobrevivência e de a tornar numa estrutura resistente contra impactos laterais, foram desenvolvidos uma série de membros (Figura 4.13), a começar pelos alinhados com os membros longitudinais exteriores da base (azul), seguidos dos membros verticais (vermelho) reforçados pelos membros diagonais (verde). O conjunto formado é de grande importância para toda a estrutura, nomeadamente quando sujeita aos ensaios estruturais preconizados pela FIA.

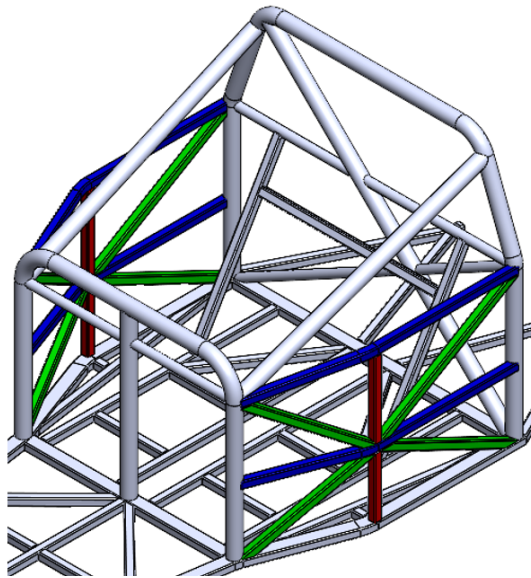


FIGURA 4.13: Membros de proteção contra impactos laterais.

De seguida, foram desenvolvidas as laterais da zona frontal do quadro, muito importantes para a proteção dos membros inferiores do piloto. Numa primeira instância foram adicionados membros longitudinais (amarelo) para futura ligação à placa frontal e determinantes da altura da frente do quadro tubular (Figura 4.14).

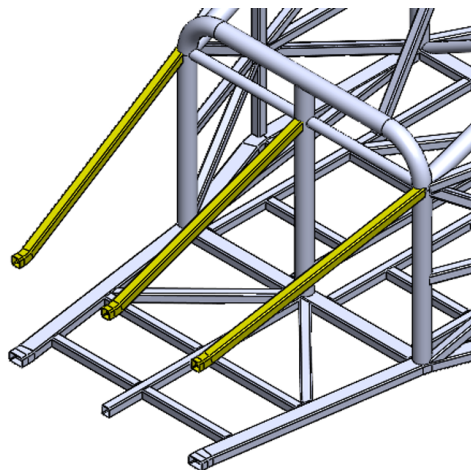


FIGURA 4.14: Membros para ligação à placa frontal.

Para melhor suportar os membros longitudinais desenvolvidos foram adicionados membros verticais (turquesa/roxo) aproximadamente a metade do comprimento dos primeiros (Figura 4.15). Os membros verticais localizados nas laterais (turquesa) apresentam dimensões superiores ao membro central, uma vez que terão grande importância aquando da realização dos ensaios preconizados pela FIA, além de servirem de suporte para pontos de ancoragem do sistema de suspensão dianteira.

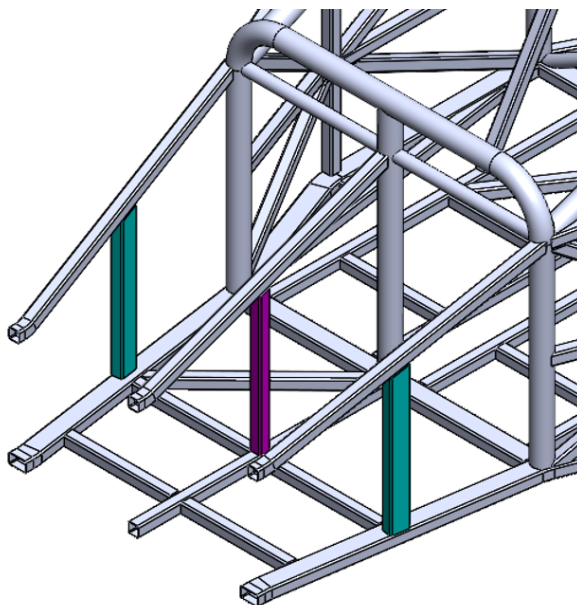


FIGURA 4.15: Membros verticais de suporte aos membros longitudinais.

Foram integrados membros diagonais (azul/vermelho) para promover uma boa triangulação da lateral frontal do quadro tubular aumentando, assim, a sua resistência contra impactos laterais e rigidez global. O pequeno membro horizontal (laranja) atua como reforço e será fulcral para melhor suportar os ensaios preconizados pela FIA (Figura 4.16).

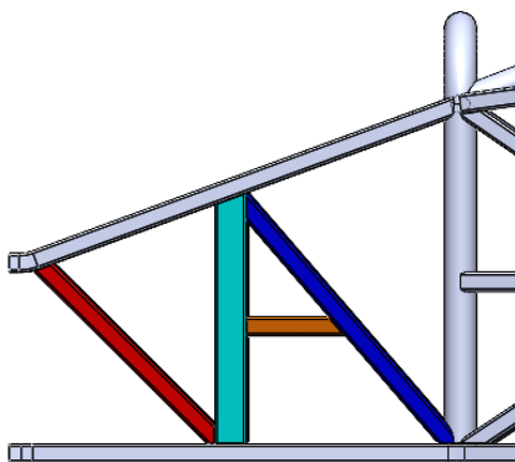


FIGURA 4.16: Membros de reforço da lateral frontal do quadro tubular.

A lateral frontal do quadro estava desenvolvida, mas a zona frontal superior ainda pouco reforçada. Para colmatar essa situação, foram inseridos membros (turquesa/verde) de tal modo que se assemelharam à lateral da célula de sobrevivência, formando uma espécie de duplo X (Figura 4.17).

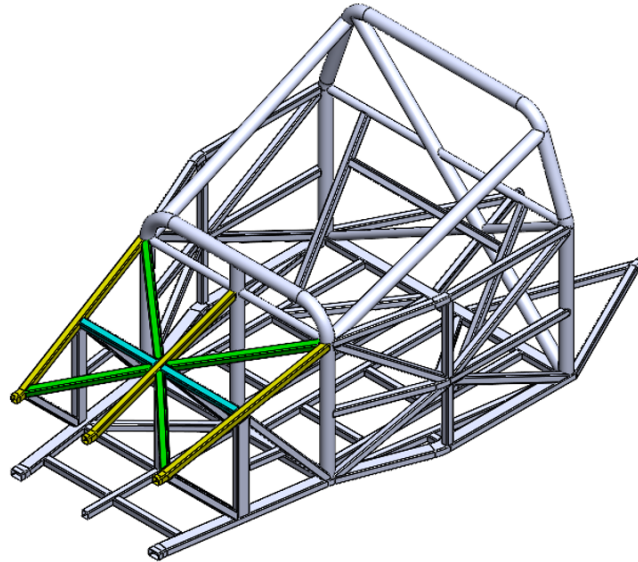


FIGURA 4.17: Membros de reforço da frente superior do quadro tubular.

Neste momento, faltava apenas completar a retaguarda do quadro, antes de se lhe acoplarem as placas frontal e traseira. Para a lateral da retaguarda, foram desenvolvidos membros para ligação à placa traseira (roxo) e membros de suporte aos anteriores (laranja), de acordo com a Figura 4.18.

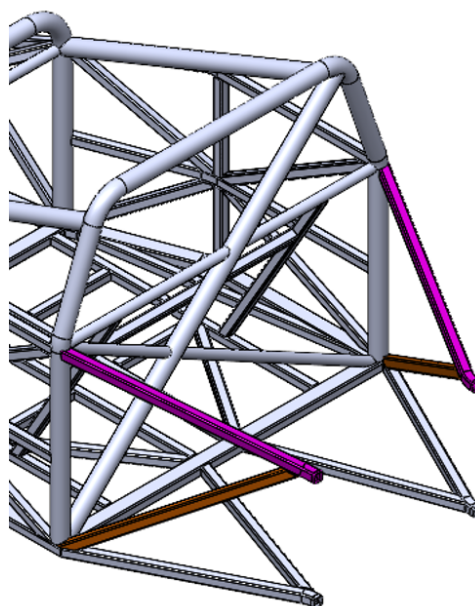


FIGURA 4.18: Membros constituintes da lateral traseira do quadro tubular.

Quanto à zona superior da retaguarda do quadro, foram desenvolvidos os membros laterais (azul) com união ao arco de segurança principal e adicionado, como reforço, um membro diagonal (vermelho), conforme ilustrado na Figura 4.19.

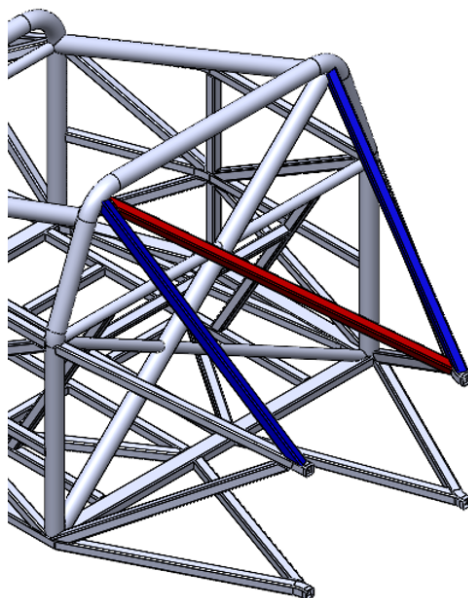


FIGURA 4.19: Zona superior da retaguarda do quadro tubular.

Feita uma verificação dimensional do quadro tubular desenvolvido até então, tendo em consideração o mencionado na Secção 4.1, foi possível verificar que as dimensões definidas para os vários membros da estrutura seriam satisfatórias, na medida em que todas cumpriam com os valores mínimos regulamentados, inclusive a dimensão mínima de 50 mm referida na regulamentação FIA aplicável à categoria CN entre o capacete do piloto e um plano definido pelos pontos superiores dos arcos de segurança frontal e principal, conforme destacado na Figura 4.20.

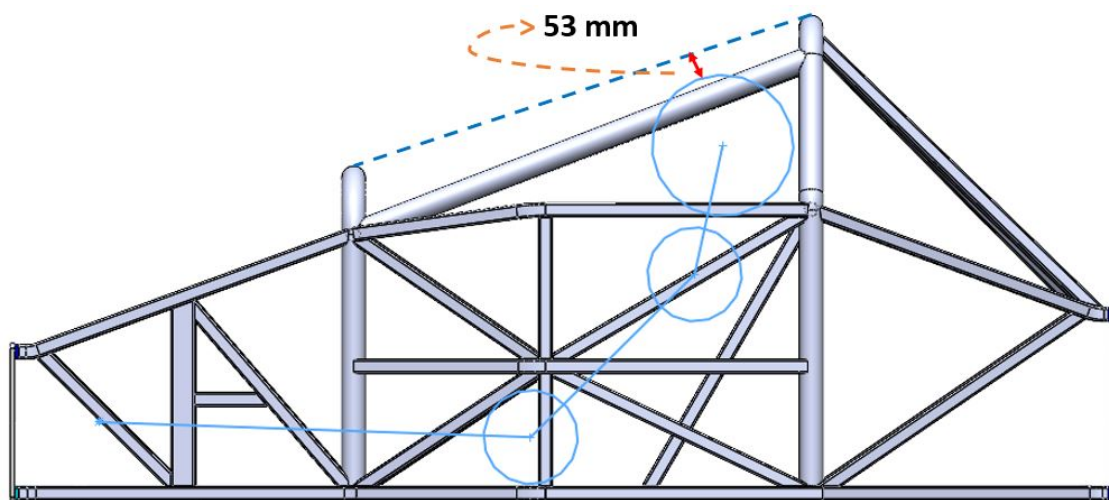


FIGURA 4.20: Etapa de verificação dimensional.

4.4.3 Placas Frontal e Traseira

De modo a concluir o desenvolvimento do quadro tubular, foram aplicadas placas de alumínio nas zonas frontal e traseira. Estas placas têm como função inerente conferir resistência e rigidez a toda a estrutura. Além disso, a placa frontal oferece proteção contra a intrusão e serve como suporte para a montagem de elementos associados ao sistema de suspensão, direção e à pedaleira. Já a placa traseira (de maior espessura) atua como suporte do conjunto propulsor.

Para que facilmente seja possível remover as placas em fases de manutenção/reparação do veículo de desporto, estas serão unidas ao quadro por intermédio de ligações parafusadas. Para tal, foram desenvolvidas umas pequenas patelas (espaçadores) com um furo central roscado. Essas patelas serão soldadas ao quadro e, posteriormente, as placas frontal e traseira serão parafusadas. A Figura 4.21 permite visualizar a zona de ligação das placas com as patelas e a Figura 4.22 permite verificar o posicionamento das placas nos membros das extremidades do quadro desenvolvido.

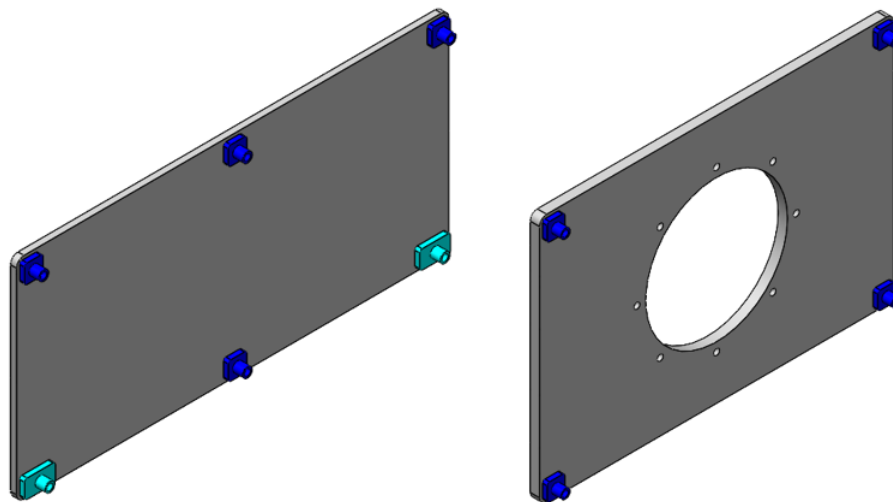


FIGURA 4.21: Placas frontal (esquerda) e traseira (direita).

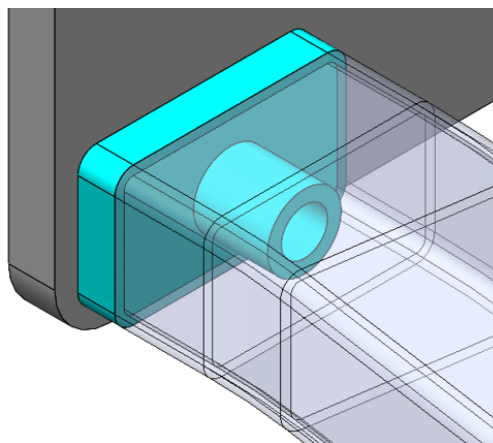


FIGURA 4.22: União entre placas e quadro tubular por meio de patelas.

Nas Figuras 4.23 e 4.24 é possível observar o quadro tubular desenvolvido, já com as placas frontal e traseira devidamente ligadas. Este conjunto já se revela apto para ser sujeito a simulações de ensaios por forma a ser aprovado pela FIA. Salienta-se que a massa total do conjunto é de aproximadamente 120 kg, tornando-o mais pesado que os concorrentes, aspeto a ser melhorado por meio de otimização estrutural em trabalhos futuros.

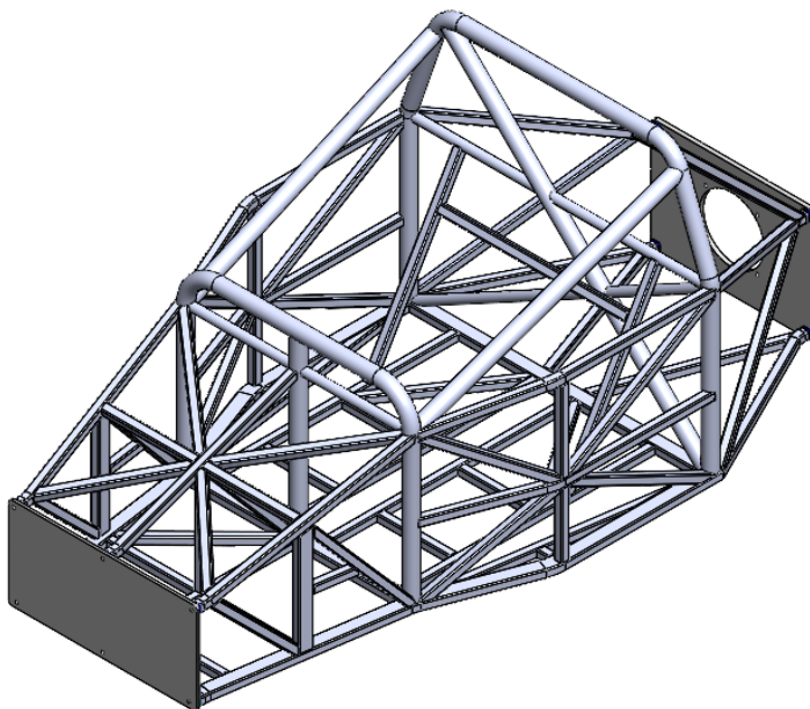


FIGURA 4.23: Conjunto do quadro tubular e das placas frontal e traseira (perspetiva frontal).

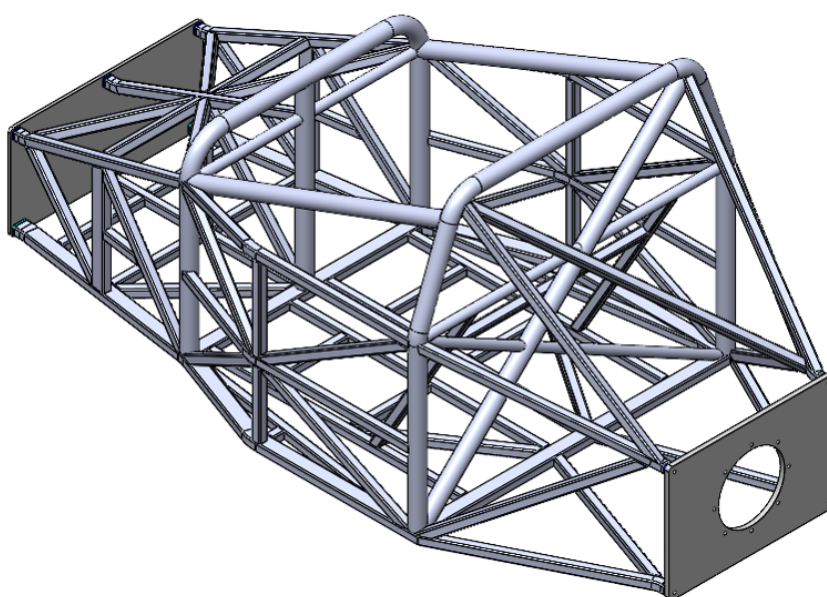


FIGURA 4.24: Conjunto do quadro tubular e das placas frontal e traseira (perspetiva da retaguarda).

Por fim, realizou-se nova verificação dimensional, desta vez ao nível do conjunto propulsor. A regulamentação FIA prevê a possibilidade do uso de diferentes motorizações, sendo que a gama selecionada corresponde ao intervalo entre 1600 cm^3 e 2000 cm^3 . Assim, foram utilizados modelos provenientes da biblioteca aberta da plataforma *online GrabCAD*⁴ para incorporar no quadro desenvolvido um motor de quatro cilindros com uma cilindrada de aproximadamente 2000 cm^3 e uma caixa de velocidades estrutural *SADEV*.

As Figuras 4.25 e 4.26 demonstram que o quadro tubular desenvolvido revela-se adequado ao conjunto propulsor selecionado. As áreas livres visíveis na vista de cima seriam, posteriormente, ocupadas pelos restantes componentes do próprio motor (como coletores de admissão e escape e acessórios) entre outros elementos.

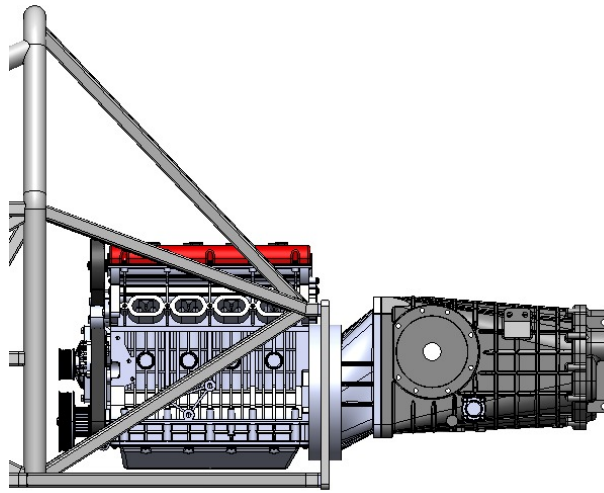


FIGURA 4.25: Verificação dimensional do conjunto propulsor (lateral).

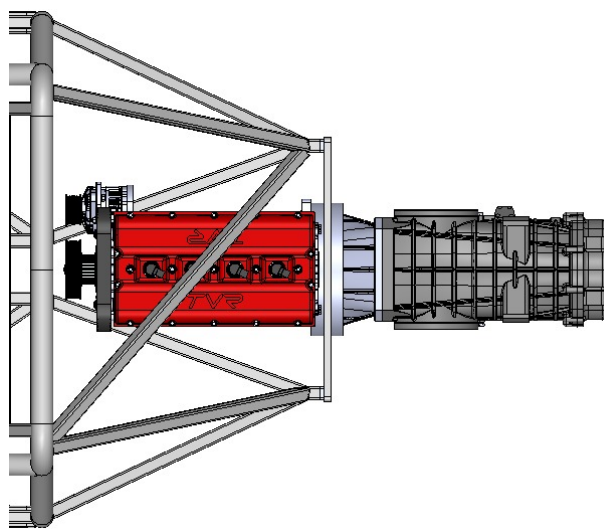


FIGURA 4.26: Verificação dimensional do conjunto propulsor (cima).

⁴<https://grabcad.com/library>

Capítulo 5

Simulação dos Casos de Carga

Conforme mencionado na Secção 2.7, a análise matemática de um componente, estrutura, sistema ou sub-sistema é de grande importância para as mais variadas áreas, nomeadamente a do desporto automóvel. É relevante na medida em que permite prever, com grande precisão (dependendo das condições fronteira e número de nós na malha de elementos finitos, entre outros fatores), os resultados de um ensaio em contexto real.

Ao longo deste capítulo, serão abordados diferentes casos de carga, nomeadamente um caso cujo objetivo é o de determinar a rigidez torsional do quadro tubular desenvolvido, além dos vários casos de carga preconizados para os ensaios pela FIA. As condições fronteira aplicadas e a exposição dos resultados obtidos após simulação computacional é apresentada de forma sequencial, ou seja, para determinado caso de carga, após a referência às condições fronteira, são indicados de imediato os resultados, passando só depois para o caso de carga seguinte. Nos resultados, são mencionados os valores máximos instalados na estrutura desenvolvida quanto à tensão equivalente de *Von Mises* e ao deslocamento, sendo destacadas as localizações de ocorrência.

5.1 Preparação do Modelo para Simulação

Numa primeira fase, após o desenho em *SolidWorks* de uma estrutura simplificada mas de acordo com o formato e dimensões do quadro desenvolvido, estrutura essa na qual os perfis tubulares foram representados por linhas (ferramenta *3D Sketch*) e as placas frontal e traseira através de superfícies, foi necessário importar essa mesma estrutura nos softwares *Ansys* e *Abaqus*. Optou-se pelo formato *IGES* para o caso das linhas (perfis tubulares) e pelo formato *Parasolid* para o caso das superfícies (placas).

Note-se que foram realizadas uma série de partições com objetivos distintos: proporcionar a criação de nós nos pontos de ligação entre as placas frontal/traseira e o quadro tubular, proporcionar a criação de nós nas zonas do quadro destinadas à aplicação de carga e, por último, foram criadas partições nas placas, sobretudo na placa traseira, com o intuito de garantir que a malha de elementos finitos gerada seria constituída pelo mesmo tipo de elementos de casca - elementos quadrangulares/retangulares - sem necessidade de recorrer a elementos triangulares.

A Figura 5.1 revela a aparência em forma de linhas (*wireframe*) e superfícies do quadro tubular a analisar já depois de importado no *Abaqus*.

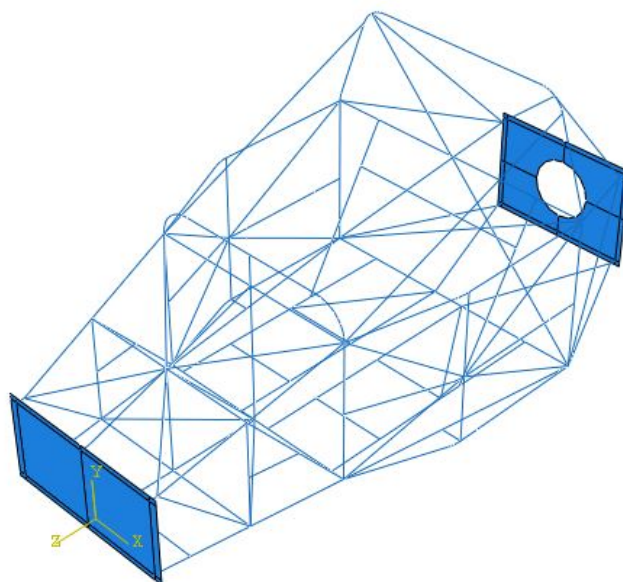


FIGURA 5.1: Quadro tubular a analisar após importação no *Abaqus*.

Por forma a não alongar demasiado com a descrição pormenorizada de todos os passos, segue-se um breve resumo em lista de tópicos das etapas que consistiram na preparação do modelo para análise computacional:

- Criação das secções transversais dos perfis tubulares de acordo com a seleção já descrita na Secção 4.3 e atribuição aos perfis correspondentes;
- Definição da orientação dos perfis constituintes do modelo;
- Criação dos materiais de acordo com as propriedades destacadas na Secção 4.3 e respetiva atribuição ao quadro e às placas;
- União entre as placas e o quadro nas zonas de parafusagem.

Quanto à malha de elementos finitos gerada é importante referir que se tratam de elementos de segunda ordem (quadráticos), ou seja, com um maior número de nós (intermédios) por cada elemento e, conseqüentemente, de precisão melhorada. Recorreu-se a elementos do tipo viga (*beam elements*) para os perfis tubulares e a elementos do tipo casca (*shell elements*) para as placas frontal e traseira. Além disso, nos casos de carga analisados foram levados a cabo alguns estudos de convergência de malha. O objetivo destes estudos consiste em refinar a malha (diminuir o tamanho dos elementos de modo a aumentar o seu número e, conseqüentemente, o número de nós em análise) até que as variações nos resultados obtidos sejam desprezíveis. A malha de elementos finitos usada em análise computacional no *software Abaqus* e para a qual serão apresentados os resultados finais foi constituída por um total de 6427 elementos e 13471 nós.

5.2 Determinação da Rigidez Torsional

A rigidez torsional de um quadro/*chassis* automóvel é fundamental no que toca ao comportamento dinâmico, sobretudo em situação de curva. Por norma, todos os fabricantes procuram alcançar valores elevados de rigidez torsional. No entanto, os valores anunciados são algo controversos.

De acordo com a fonte *DSPORT Magazine*¹, a rigidez torsional dos novos modelos tem vindo a superar as gerações anteriores. Como exemplo, o *Ford Mustang* de 1966 teria uma rigidez torsional de valor a rondar os 5 kN.m/°, ao passo que o modelo de 2015 já superava os 20 kN.m/°. A *Bugatti*, para o modelo *Veyron*, um super desportivo, reivindica uma rigidez torsional superior a 60 kN.m/°. Relativamente a veículos pertencentes à categoria CN-FIA, de acordo com a fonte norte-americana *Sports Racer Network*², já em 2003 a *Juno* anunciava o valor de 22 kN.m/° para o modelo *SS2*, com um quadro tubular de massa igual a somente 65 kg.

A controvérsia surge, sobretudo, porque os valores anunciados são cada vez mais elevados e os fabricantes não são explícitos quanto à forma de como obtiveram os respetivos valores, se por meio de simulação computacional ou por testes em bancada de ensaios.

Note-se ainda que as condições fronteira (ou condições de amarração) usadas podem influenciar drasticamente os resultados obtidos. Estas devem ser impostas de tal modo que o quadro/*chassis* possa estar sujeito a torção livre, situação de acordo com aquela em que se encontra o veículo quando em circulação. A restrição de movimento para além do necessário pode introduzir rigidez suplementar na estrutura e, assim, falsear os resultados obtidos e divulgados.

5.2.1 Rigidez Torsional - Condições Fronteira

A rigidez do quadro tubular desenvolvido foi apurada por meio de simulação computacional, seguida de cálculo analítico. Numa primeira fase, foi utilizado o *software Ansys*. Passam a ser descritas as condições fronteira aplicadas ao modelo:

- O nó selecionado para restringir (deslocamento nulo) as translações em X (transversais), Y (verticais) e Z (longitudinais) foi o nó comum entre o membro inferior direito da retaguarda da base e a placa traseira (Figura 5.2);
- O nó selecionado para restringir (deslocamento nulo) as translações em Y e Z foi o nó comum entre o membro inferior esquerdo da retaguarda da base e a placa traseira, alinhado com o nó anterior segundo um plano horizontal (Figura 5.3);
- O nó selecionado para restringir (deslocamento nulo) as translações em Y foi o nó comum entre o membro longitudinal inferior direito da base, na frente do quadro, e a placa frontal (Figura 5.4);

¹<https://dsportmag.com/the-tech/chassis-tuning-torsional-rigidity/>

²<http://sports.racer.net/chassis/juno/page1.htm>

- Quanto à aplicação da carga, optou-se por uma magnitude de 5000 N (sendo o valor irrelevante para este caso em particular devido à compensação em medida de deslocamento) e pelo sentido descendente (sendo que o sentido ascendente produz resultados iguais), aplicada no nó comum entre o membro longitudinal inferior esquerdo da base, na frente do quadro, e a placa frontal (Figura 5.5).

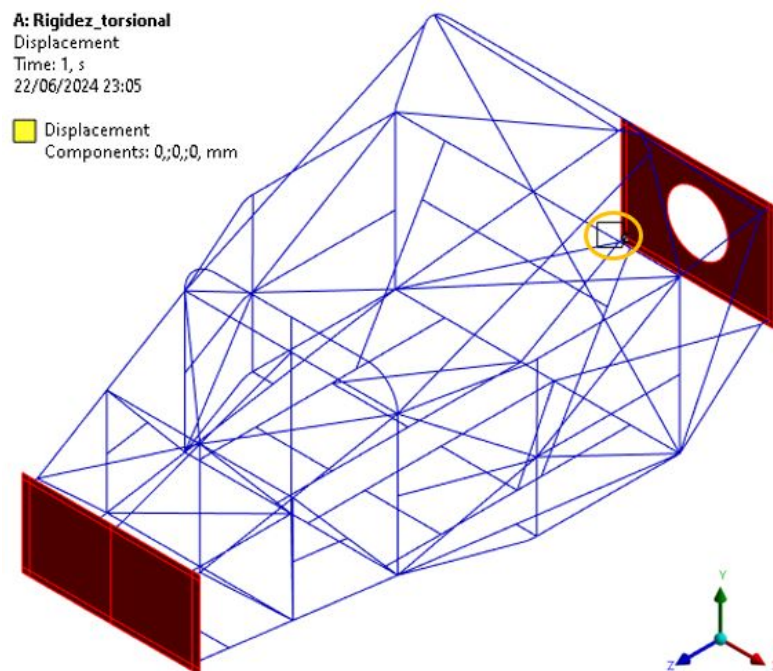


FIGURA 5.2: Rigidez torsional - restrição de deslocamento em X, Y e Z.

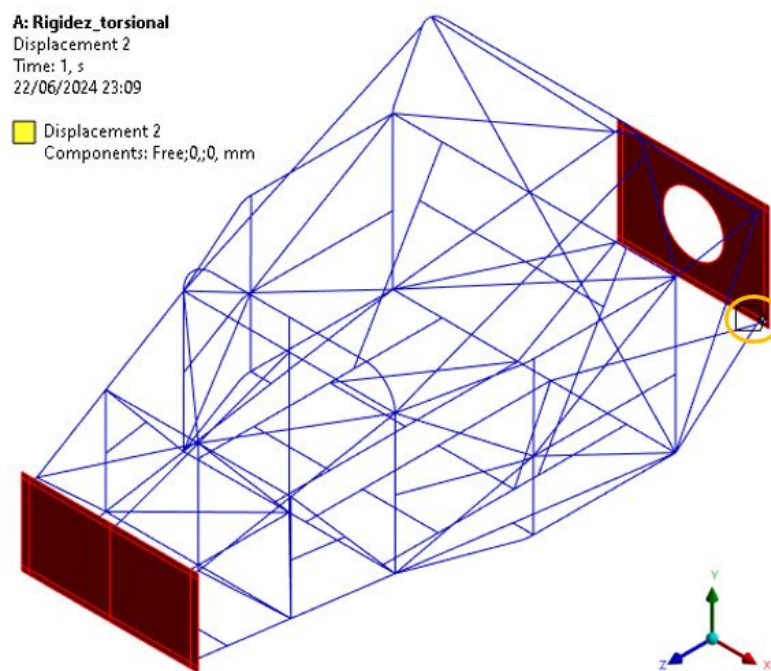


FIGURA 5.3: Rigidez torsional - restrição de deslocamento em Y e Z.

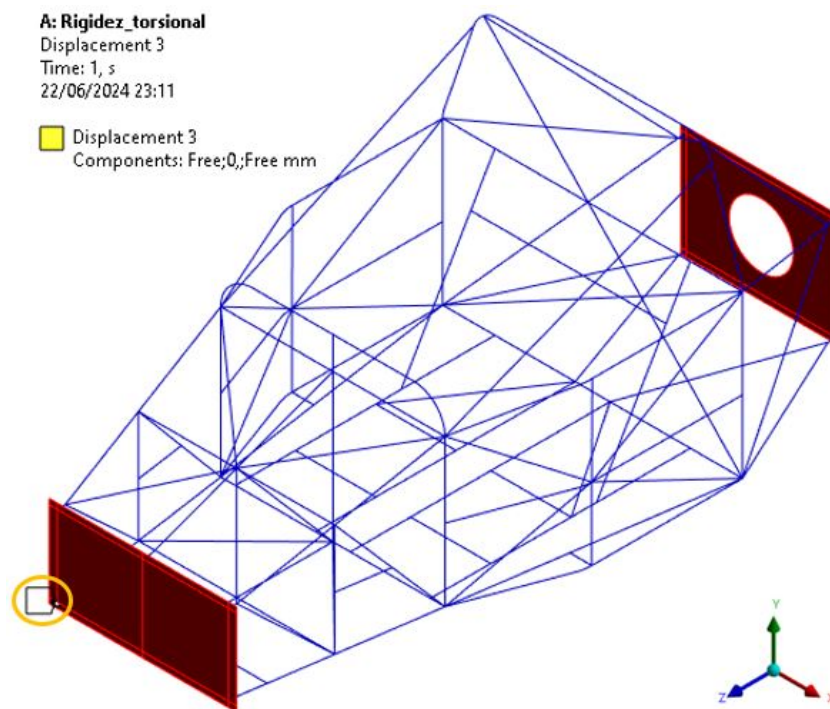


FIGURA 5.4: Rigidez torsional - restrição de deslocamento em Y.

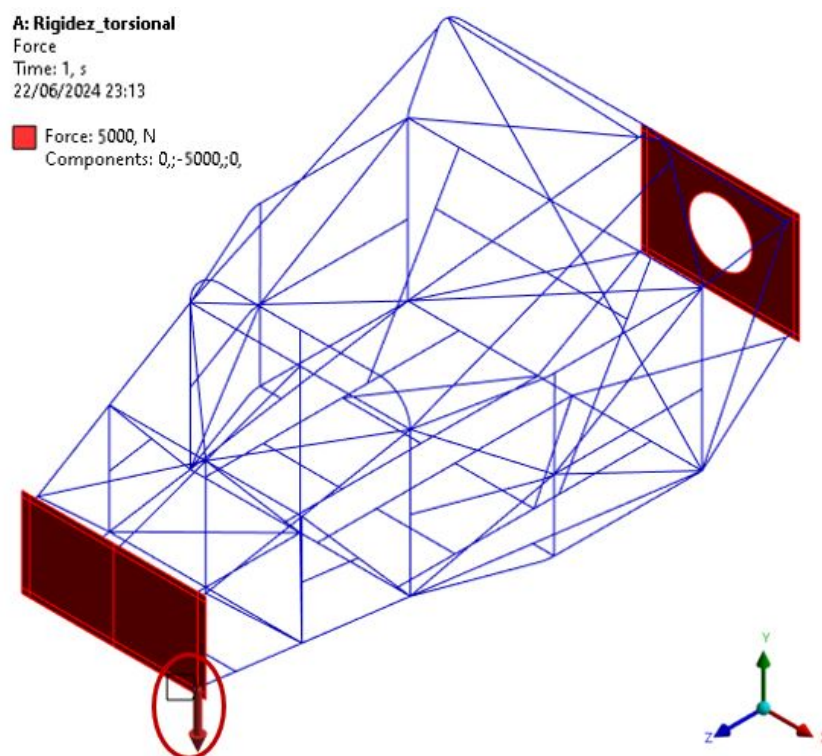


FIGURA 5.5: Rigidez torsional - carga de magnitude igual a 5000 N.

5.2.2 Rigidez Torsional - Resultados

Neste caso de carga, a tensão máxima equivalente de *Von Mises* não foi tida em consideração, dado que o seu valor não é usado para cálculo da rigidez torsional do quadro tubular desenvolvido. Quanto ao deslocamento vertical (em Y) do nó da estrutura no qual foi aplicada a carga de 5000 N, este sim é relevante e o valor obtido foi de aproximadamente 0,8 mm, ligeiramente inferior ao deslocamento máximo da estrutura (Figura 5.6). Uma vista frontal é aquela que melhor permite perceber a tendência de deslocamento da estrutura (Figura 5.7).

Note-se que as visualizações da deformada do quadro tubular não correspondem à realidade, uma vez que se encontram ampliadas em grande escala por forma a facilitar na percepção da tendência de deslocamento do quadro tubular.

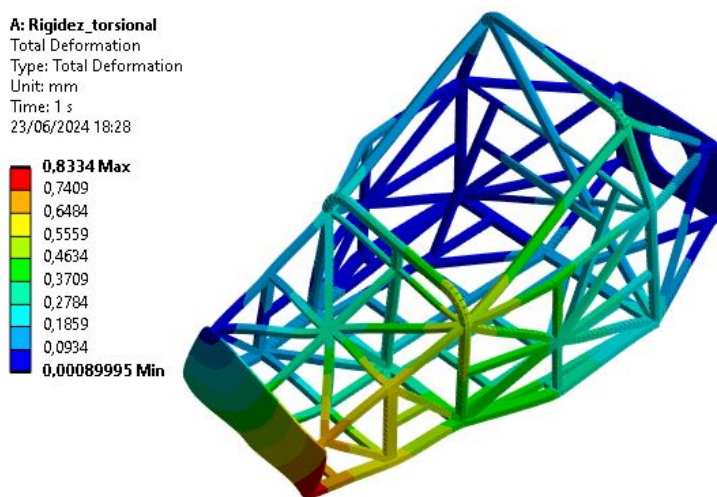


FIGURA 5.6: Rigidez torsional - deslocamento resultante (mm).

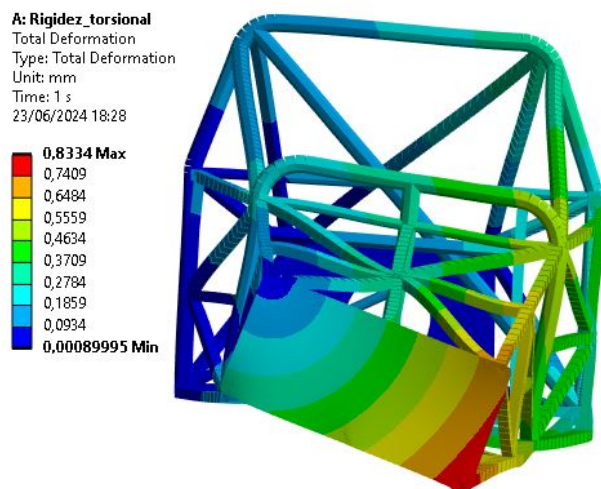


FIGURA 5.7: Rigidez torsional - deslocamento resultante (vista frontal).

Uma vez conhecido o deslocamento vertical (U) do quadro (aproximadamente 0,8 mm, ou seja, 0,0008 m) na zona de aplicação da carga (F) de 5000 N e sabendo a largura (L) da frente (cerca de 640 mm, ou seja, 0,64 m) foi possível determinar a rigidez torsional (K_T) do quadro tubular desenvolvido.

Em primeiro lugar, foi calculado o valor do ângulo de torção (β), dado pela Equação 5.1, ou seja, o ângulo formado entre uma linha horizontal e uma linha colinear com os nós de interseção dos membros inferiores da base com a placa frontal. Posteriormente, foi então apurada a rigidez torsional através da Equação 5.2.

$$\beta = \arctan\left(\frac{U}{L}\right) = \arctan\left(\frac{0,0008}{0,64}\right) \approx 0,07^\circ \quad (5.1)$$

$$K_T = \frac{F \times L}{\beta} = \frac{5000 \times 0,64}{0,07^\circ} \approx 44700 \text{ N.m}/^\circ \quad (5.2)$$

O valor obtido indica que é necessário aplicar uma força de aproximadamente 44700 N, ou seja, 44,7 kN, para que o quadro tubular desenvolvido possa torcer de 1° .

Perante o valor obtido para a rigidez torsional do quadro tubular e tendo em consideração não só a Literatura relativa a quadros abertos (sem tubos na zona do tejadilho), mas também trabalhos anteriores elaborados pelo próprio autor ao longo do ciclo de estudos, considerou-se que 44,7 kN.m/ $^\circ$ seria um valor elevado (em especial para quadros abertos), mesmo que a estrutura desenvolvida seja muito reforçada, por forma a ser aprovada com facilidade nos casos de carga preconizados pela FIA.

Após várias tentativas de melhorar a precisão dos resultados obtidos no *Ansys*, através de modificações aos parâmetros de análise, modos de união entre diferentes elementos, à própria malha de elementos finitos, entre outros testes, além de verificações às condições fronteira aplicadas e a todos os parâmetros de entrada do *software*, não foi possível perceber o que estaria a induzir rigidez suplementar ao modelo.

Não satisfeito, o autor optou por migrar para o *software Abaqus* em busca de resultados mais fidedignos ou, eventualmente, de uma validação dos anteriores, tendo sido conservadas exatamente as condições fronteira já apresentadas e recapituladas na Figura 5.8 e gerada uma malha de elementos finitos muito semelhante à usada no *Ansys*.

No *Abaqus*, o deslocamento vertical (em Y) obtido para o nó da estrutura no qual foi aplicada a carga de 5000 N já foi de aproximadamente 2,6 mm, cerca de 3,3 vezes superior ao deslocamento máximo obtido no *Ansys*. Uma vista frontal é aquela que melhor permite perceber a tendência de deslocamento da estrutura e surge na Figura 5.9, com grandes semelhanças ao já obtido no *Ansys*, exceto no que toca aos resultados.

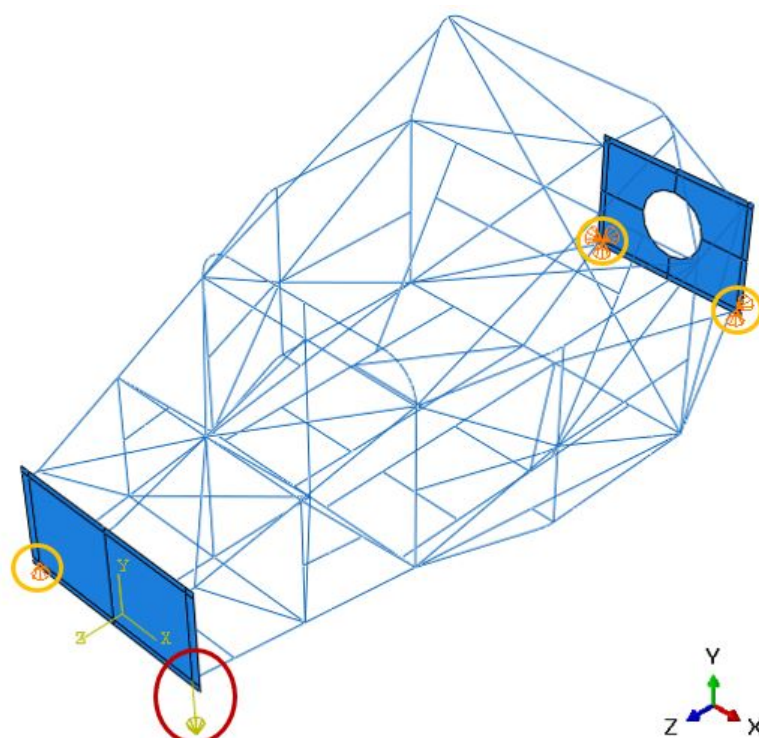


FIGURA 5.8: Rigidez torsional - condições fronteira em *Abaqus*.

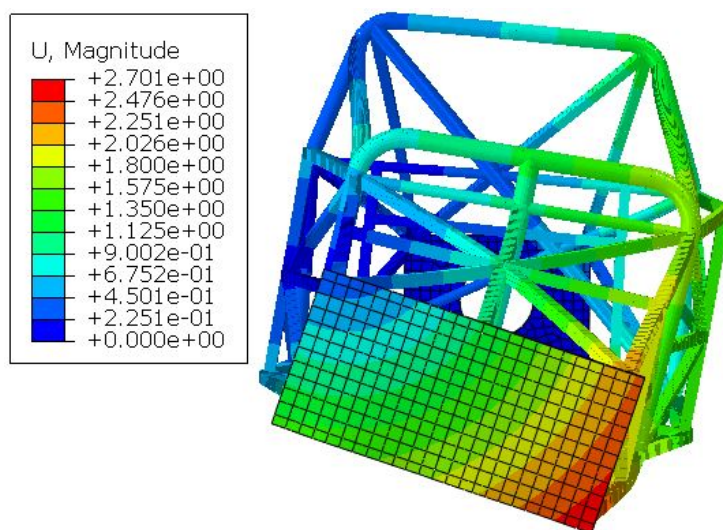


FIGURA 5.9: Rigidez torsional - deslocamento resultante (mm) em *Abaqus*.

Determinado o novo deslocamento vertical (U) da estrutura (aproximadamente 2,6 mm, ou seja, 0,0026 m) na zona de aplicação da carga (F) de 5000 N e sabendo a largura (L) da frente (cerca de 640 mm, ou seja, 0,64 m) foi possível determinar a rigidez torsional (K_T) do quadro tubular desenvolvido. Foram utilizadas as mesmas fórmulas de cálculo (Equações 5.3 e 5.4) e apurado novo valor para a rigidez torsional.

$$\beta = \arctan\left(\frac{U}{L}\right) = \arctan\left(\frac{0,0026}{0,64}\right) \approx 0,23^\circ \quad (5.3)$$

$$K_T = \frac{F \times L}{\beta} = \frac{5000 \times 0,64}{0,23^\circ} \approx 13800 \text{ N.m/}^\circ \quad (5.4)$$

O valor obtido indica que é necessário aplicar uma força de aproximadamente 13800 N, ou seja, 13,8 kN, para que o quadro tubular desenvolvido possa torcer de 1°.

Este novo valor de 13,8 kN.m/° já aparenta ser muito mais fidedigno, tendo em consideração que as condições fronteira aplicadas visaram, precisamente, não induzir rigidez suplementar à estrutura. Atendendo a trabalhos anteriores, a rigidez torsional típica destes quadros tubulares abertos (para a categoria CN-FIA) enquadra-se numa gama que vai desde cerca de 8 kN.m/° até aproximadamente 14 kN.m/°, consoante sejam estruturas mais ou menos reforçadas.

Note-se que o quadro tubular desenvolvido é bastante reforçado e, por consequência, tem uma massa total de aproximadamente 120 kg, considerada acima da média para a categoria. Assim, de modo a tornar o projeto desenvolvido mais competitivo, fica como trabalho futuro a otimização estrutural do quadro, com o objetivo de reduzir a massa, prejudicando o mínimo possível a rigidez torsional e garantindo que continuaria a ser aprovado nos ensaios regulamentados pela FIA.

5.3 Casos de Carga FIA - Condições Fronteira e Resultados

Conforme mencionado na Secção 3.2, a FIA preconiza a realização de testes para averiguar o nível de segurança que o quadro tubular é capaz de proporcionar ao piloto. Os testes a realizar debruçam-se, sobretudo, na resistência da célula de sobrevivência contra impactos laterais e na resistência dos arcos de segurança frontal e principal contra capotamentos.

As subsecções que se seguem exploram as condições fronteira aplicadas ao modelo desenvolvido e a exposição dos resultados obtidos. O objetivo principal aquando da seleção das condições fronteira a aplicar ao modelo é o de garantir a proximidade da simulação com um ensaio real, de modo a produzir resultados precisos e fidedignos, sem interferir em demasia com a resistência e rigidez da estrutura garantindo, desta forma, que o quadro tubular proposto passaria nos ensaios FIA à primeira tentativa. De modo geral, nos casos estudados, foram selecionados dois pontos afastados da zona de aplicação de carga (visando interferir o menos possível com a liberdade do modelo) para restringir as translações nas três direções (transversal - X; vertical - Y; longitudinal - Z), dois pontos para restrição das translações transversais (em X) e outro ponto para restrição das translações verticais (em Y), como que simulando uma bancada de testes na qual a estrutura seria apoiada.

5.3.1 Célula de Sobrevivência

Os casos de ensaio preconizados pela regulamentação FIA para avaliar a resistência da célula de sobrevivência contra impactos laterais são três, com diferentes zonas de aplicação da carga, ambas localizadas na lateral do quadro tubular.

De modo a simplificar a identificação dos casos de carga associados aos ensaios FIA a realizar sobre a célula de sobrevivência, foram atribuídas as seguintes designações:

- Caso 1 - zona localizada entre o eixo frontal e o painel de instrumentos (*tablier*);
- Caso 2 - zona alinhada com as amarrações inferiores dos cintos de segurança;
- Caso 3 - zona centralizada com o depósito de combustível.

Recorde-se da regulamentação FIA aplicável que a carga é aplicada por meio de uma placa rígida com 300 mm de altura e 100 mm de largura. A Figura 5.10 ilustra a zona de aplicação da carga para os três ensaios.

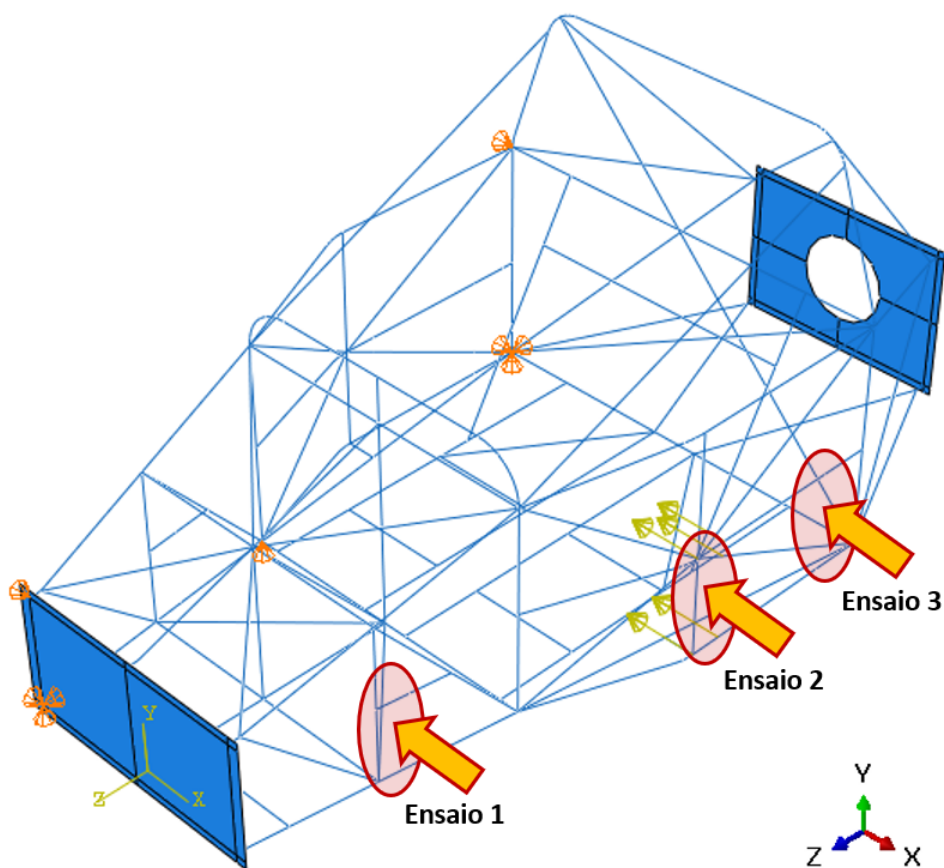


FIGURA 5.10: Ensaios à lateral da célula de sobrevivência.

Recorde-se também que a estrutura tubular desenvolvida, no que toca à resistência da célula de sobrevivência contra impactos laterais, é considerada apta (aprovada) se o deslocamento permanente máximo verificado for inferior a 1 mm.

Relembre-se ainda, conforme tabelado na Secção 4.3, que a tensão de cedência do aço 25CD4 selecionado é de aproximadamente 600 MPa, significando que somente após superar esse mesmo valor de tensão é que o material irá deformar no domínio plástico, ou seja, adquirir deformação permanente. Caso a tensão máxima instalada seja inferior à tensão de cedência do material, a deformação verificada dá-se no domínio elástico, o que significa que, após término de aplicação da carga, a estrutura irá voltar à sua forma original e, portanto, sem deformar permanentemente.

Caso 1 - Condições Fronteira e Resultados

Os nós selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X, Y e Z foram os correspondentes à base do arco de segurança frontal e à base do arco de segurança principal (Figura 5.11), do lado oposto ao de aplicação da carga e afastados desta, por forma a não conferir resistência suplementar à estrutura.

Os nós selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X foram os correspondentes à interseção dos arcos de segurança frontal e principal com os membros superiores da célula de sobrevivência (Figura 5.12), localizados acima dos nós utilizados na restrição anterior e alinhados segundo um plano vertical.

Por último, o nó selecionado para restringir (deslocamento nulo) as translações em Y foi o correspondente ao vértice comum entre o membro longitudinal inferior da base e a placa frontal (Figura 5.13).

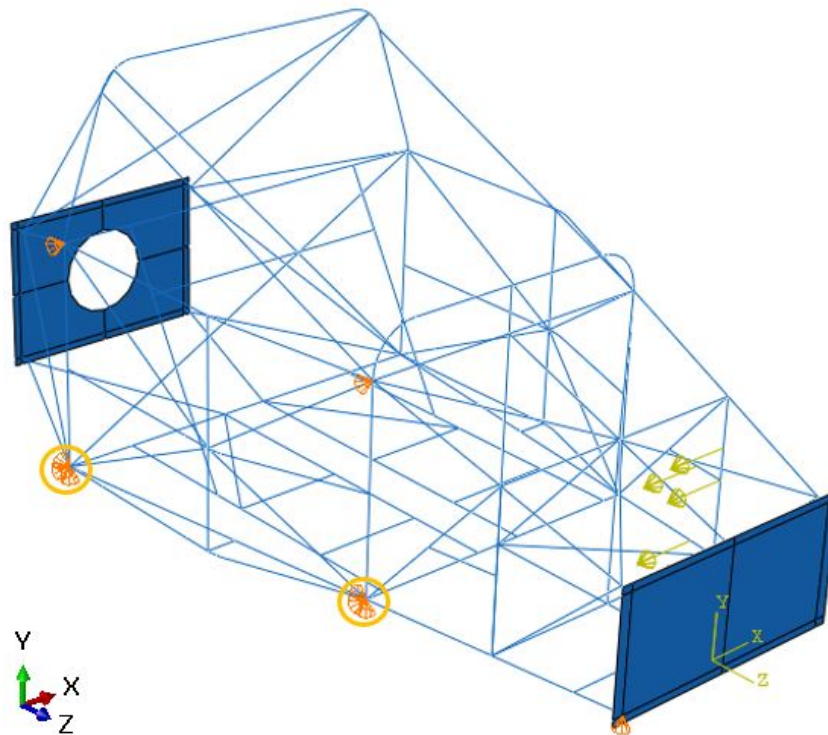


FIGURA 5.11: Caso 1 - restrição de deslocamento em X, Y e Z.

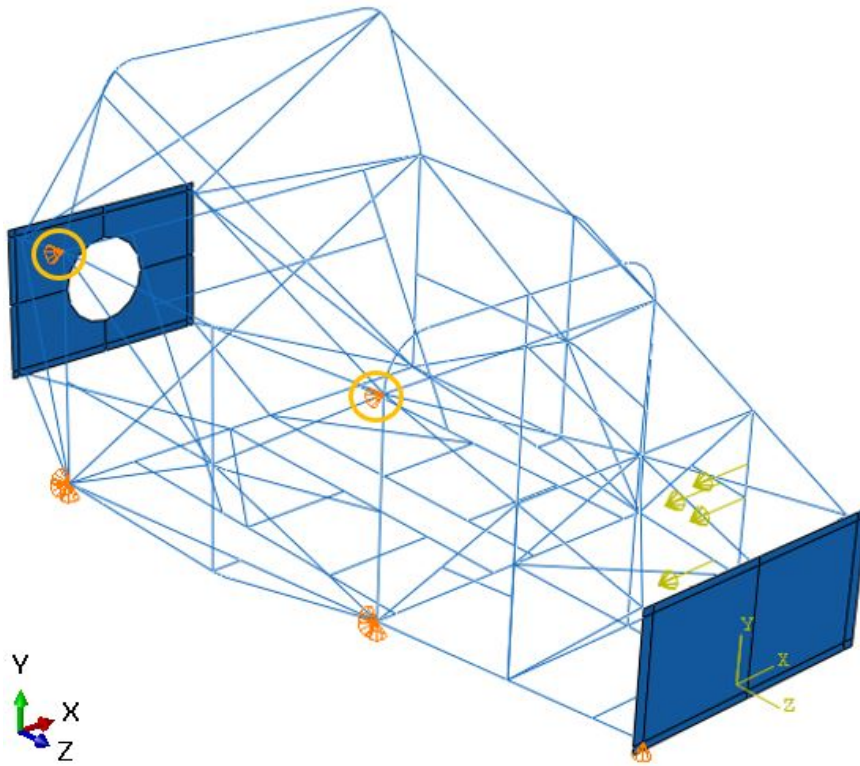


FIGURA 5.12: Caso 1 - restrição de deslocamento em X.

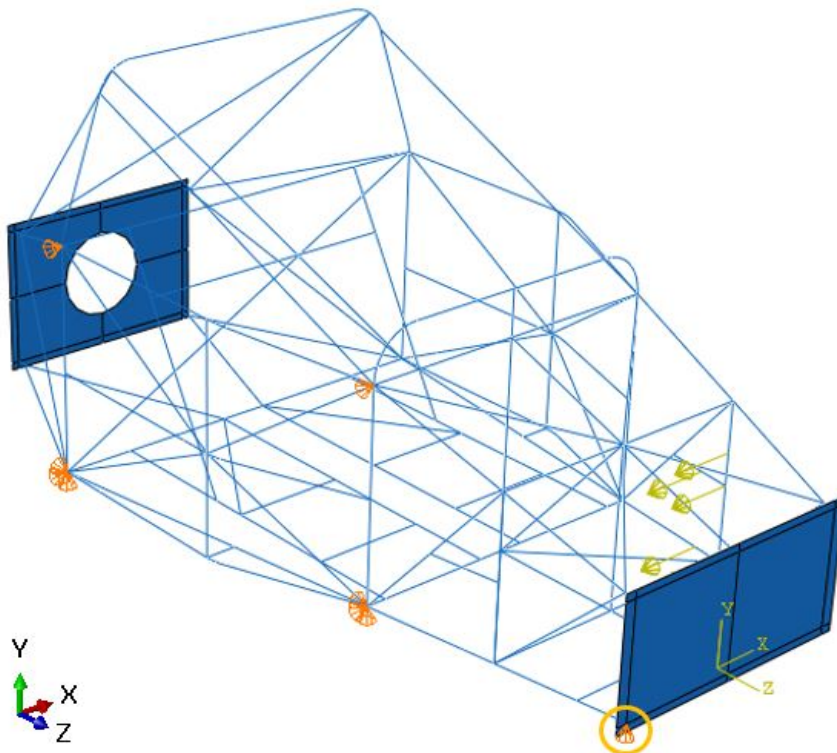


FIGURA 5.13: Caso 1 - restrição de deslocamento em Y.

Quanto à aplicação da carga, esta foi aplicada de acordo com as dimensões da placa (300×100 mm) e de acordo com a magnitude regulamentada (equivalente a 20000 N), abarcando parte dos membros longitudinal inferior da base, lateral frontal de suporte às ancoragens de suspensão dianteira e reforço do anterior (Figura 5.14).

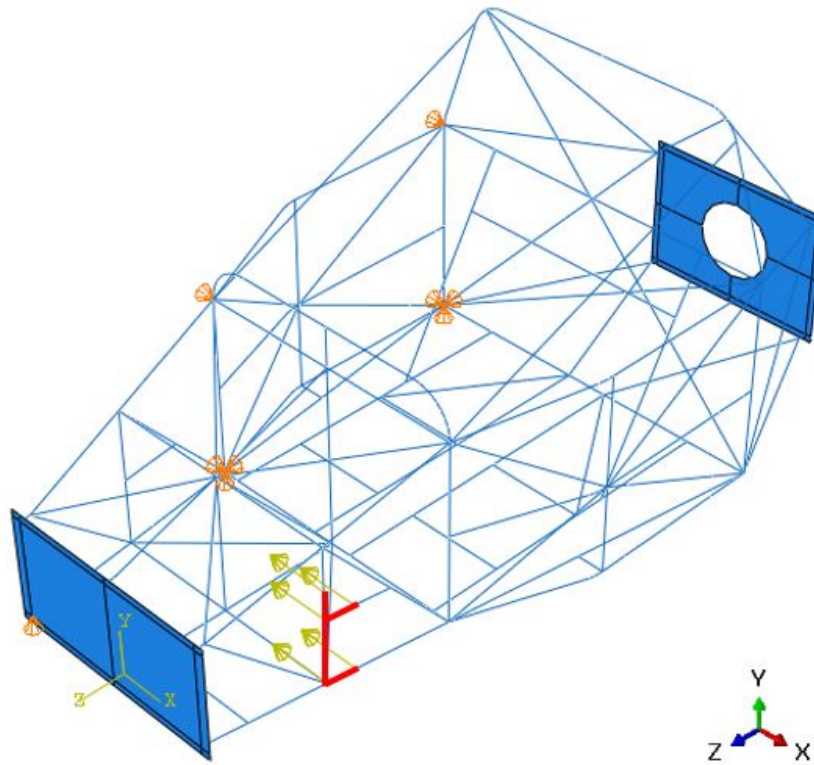


FIGURA 5.14: Caso 1 - carga lateral de magnitude igual a 20000 N.

A tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada na estrutura desenvolvida atingiu o valor de aproximadamente 151 MPa, ou seja, cerca de 25% do valor da tensão de cedência, o que significa que não se espera qualquer deformação permanente. Em termos de fator de segurança - razão entre a tensão de cedência e a tensão máxima instalada - o valor é de aproximadamente 4,0.

A tensão máxima instalada ocorreu no membro vertical de suporte às ancoragens da suspensão dianteira, próximo da união deste com o membro longitudinal criado precisamente para apoiar a estrutura neste caso de carga (Figura 5.15).

Quanto ao deslocamento máximo da estrutura, o valor obtido foi de aproximadamente 2,3 mm no domínio elástico localizado também no membro vertical de suporte às ancoragens da suspensão dianteira, aproximadamente a metade da altura do membro, zona na qual não existe um membro transversal capaz de se contrapor ao deslocamento provocado pela carga aplicada, ao contrário do que sucede com as extremidades inferior e superior do membro vertical (Figura 5.16).

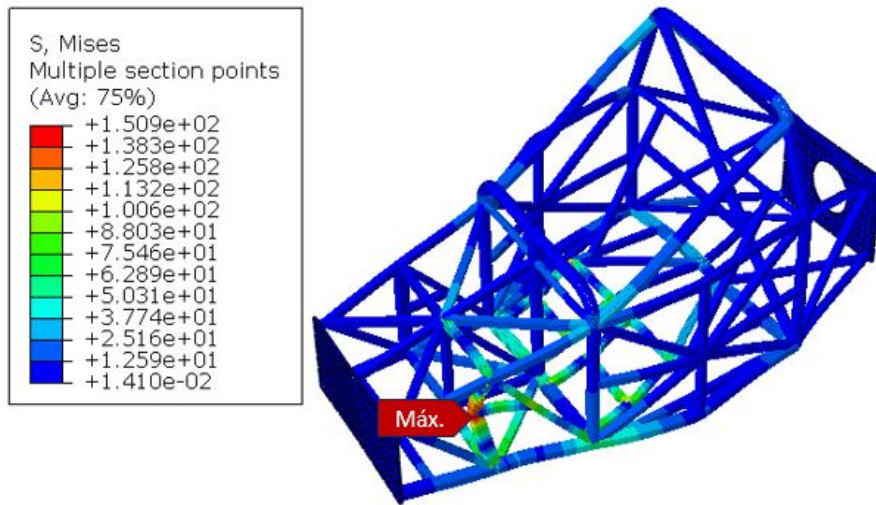
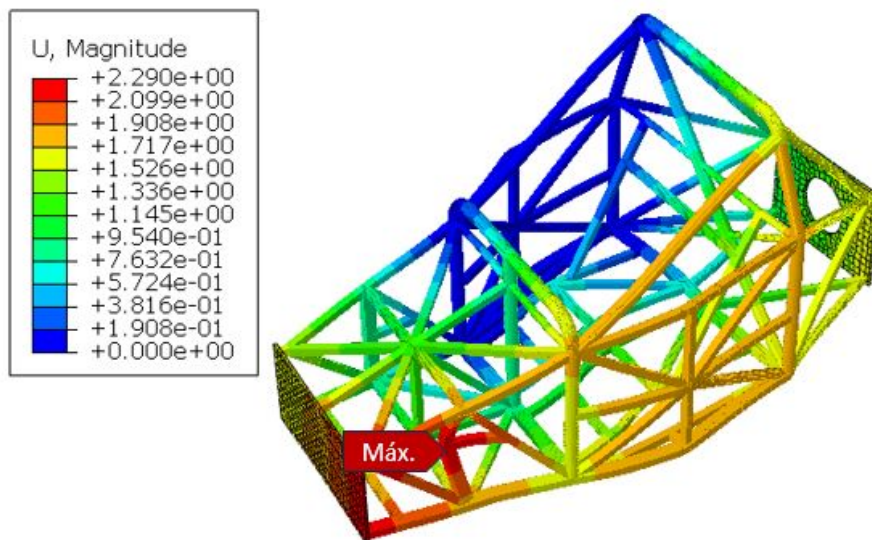
FIGURA 5.15: Caso 1 - tensão equivalente de *Von Mises* (MPa).

FIGURA 5.16: Caso 1 - deslocamento resultante (mm).

Caso 2 - Condições Fronteira e Resultados

Os nós selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X, Y e Z foram os correspondentes à base do arco de segurança principal e ao vértice comum entre o membro longitudinal inferior da base e a placa frontal (Figura 5.17), do lado oposto ao de aplicação da carga.

Os nós selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X foram os correspondentes à interseção do arco de segurança principal com os membros superiores da célula de sobrevivência e ao vértice comum entre o membro longitudinal frontal superior e a placa frontal (Figura 5.18), localizados acima dos nós utilizados na restrição anterior e alinhados segundo um plano vertical.

Por último, o nó selecionado para restringir (deslocamento nulo) as translações em Y foi o correspondente à base do arco de segurança frontal (Figura 5.19).

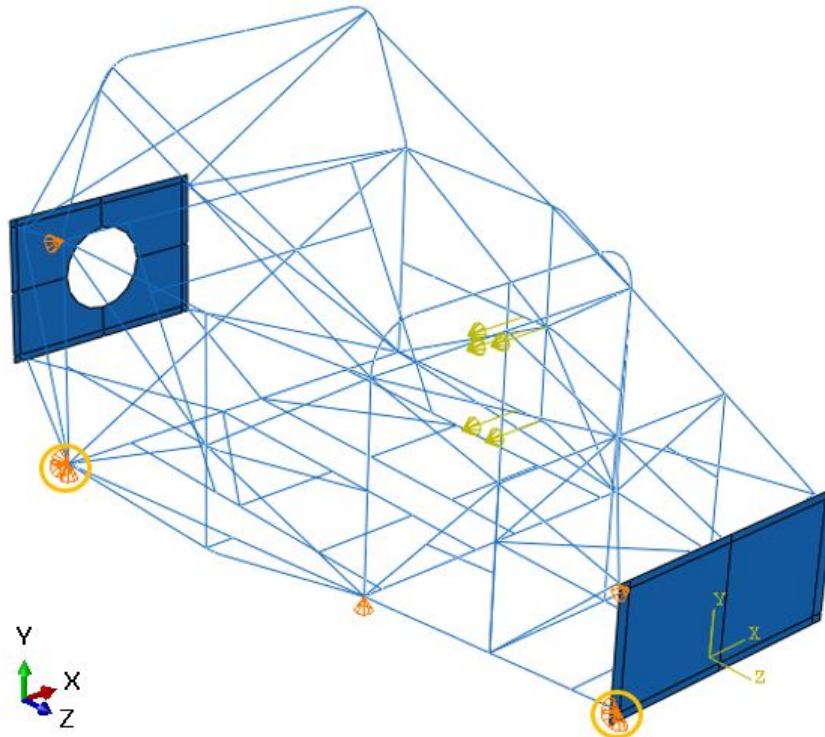


FIGURA 5.17: Caso 2 - restrição de deslocamento em X, Y e Z.

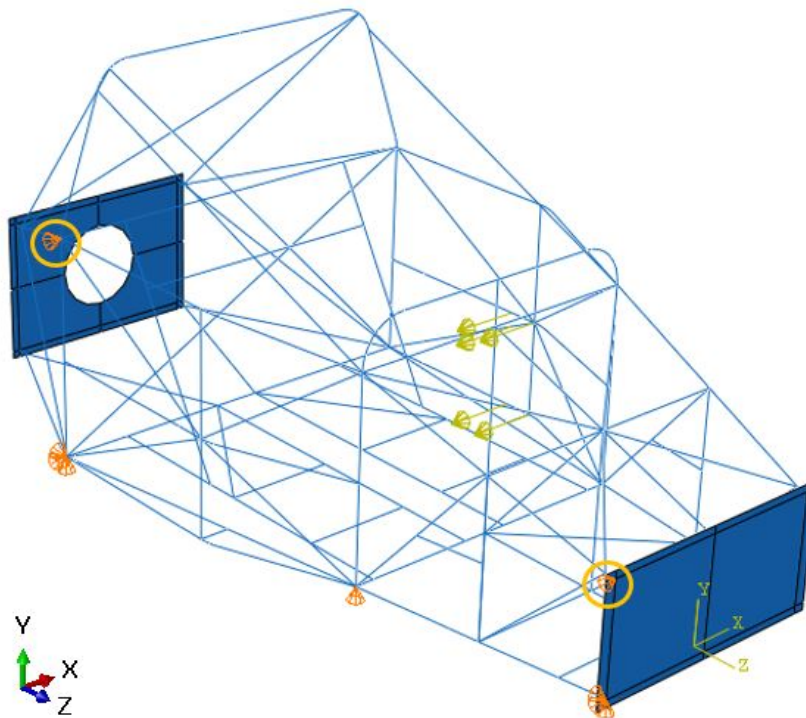


FIGURA 5.18: Caso 2 - restrição de deslocamento em X.

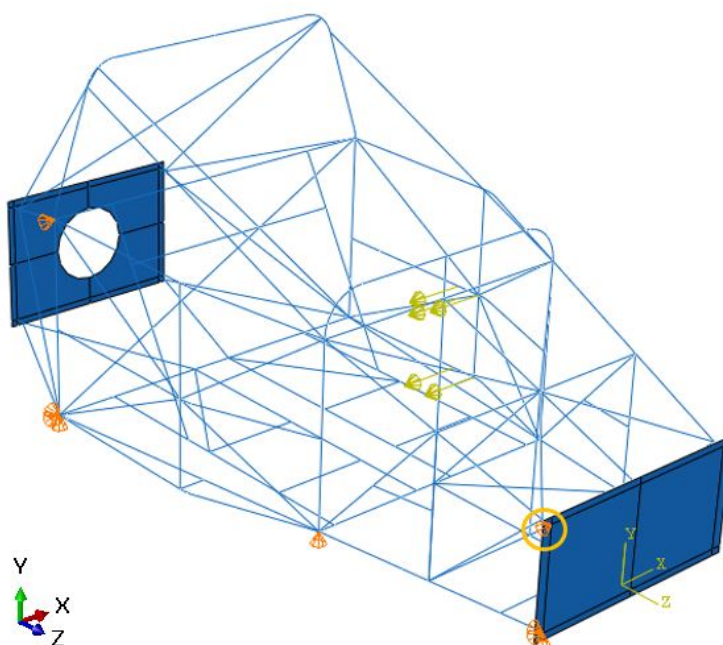


FIGURA 5.19: Caso 2 - restrição de deslocamento em Y.

Quanto à aplicação da carga, esta foi aplicada de acordo com as dimensões da placa (300×100 mm) e de acordo com a magnitude regulamentada (equivalente a 20000 N), abarcando parte dos membros longitudinal inferior da base e longitudinal localizado a meia altura da célula de sobrevivência e o membro vertical inferior localizado a meio comprimento da célula de sobrevivência (Figura 5.20).

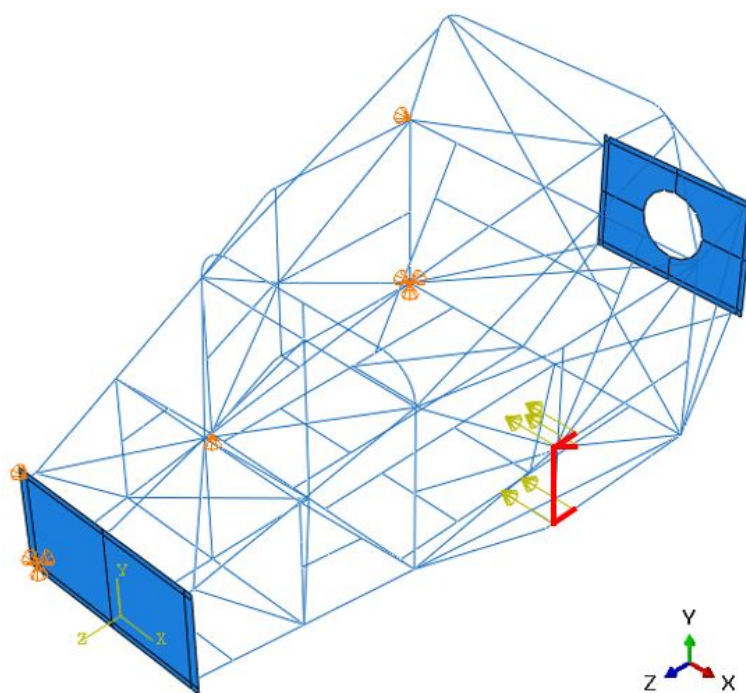


FIGURA 5.20: Caso 2 - carga lateral de magnitude igual a 20000 N.

A tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada na estrutura desenvolvida atingiu o valor de aproximadamente 187 MPa, ou seja, cerca de 31% do valor da tensão de cedência, o que significa que não se espera qualquer deformação permanente. Em termos de fator de segurança - razão entre a tensão de cedência e a tensão máxima instalada - o valor é de aproximadamente 3,2.

A tensão máxima instalada ocorreu na zona de intercessão dos membros longitudinais da base, membros da retaguarda e diagonais da célula de sobrevivência com o arco de segurança principal (Figura 5.21). A localização da tensão máxima instalada é visível em pormenor na Figura 5.22. Note-se que se trata de uma zona de extensão reduzida. A modelação pormenorizada desta zona de ligação exigiria um modelo de cálculo mais detalhado, com recurso a elementos finitos do tipo sólido e em que fosse implementada a ligação existente na realidade (soldadura). No entanto, trata-se de uma zona sem um significado muito relevante no comportamento de toda a estrutura, ainda mais considerando que se trata de um valor de tensão significativamente abaixo da tensão de cedência do material selecionado (aço 25CD4).

Quanto ao deslocamento máximo da estrutura, o valor obtido foi de aproximadamente 2,9 mm no domínio elástico localizado num membro diagonal integrante do duplo X da lateral da célula de sobrevivência, conforme evidenciado na Figura 5.23. Note-se que a distribuição de deslocamentos foi bastante uniforme em torno da zona de ligação entre os vários membros do duplo X.

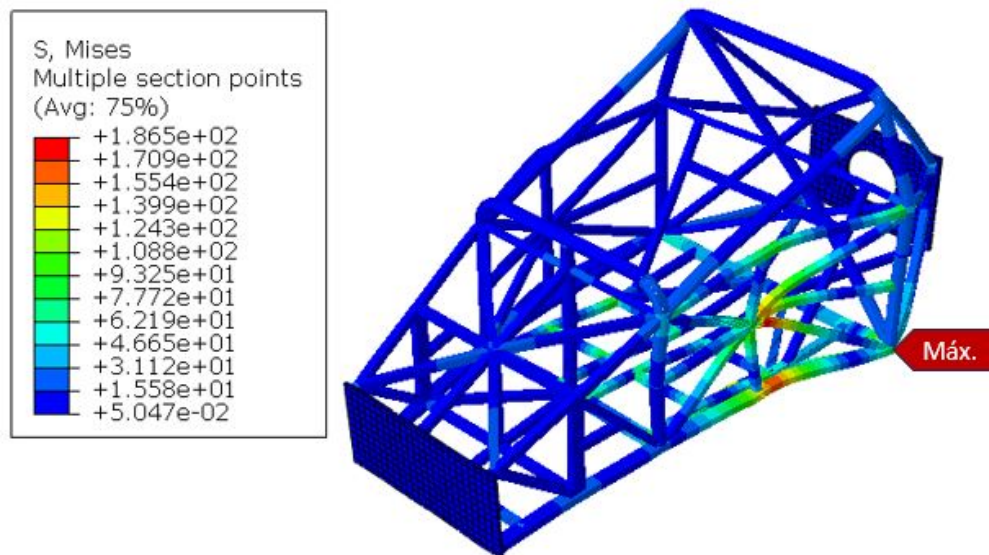


FIGURA 5.21: Caso 2 - tensão equivalente de *Von Mises* (MPa).

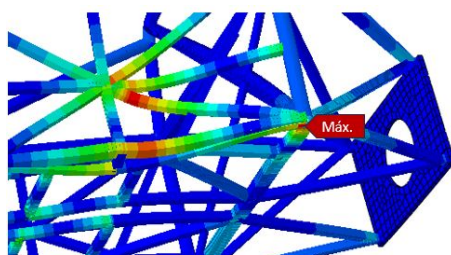


FIGURA 5.22: Caso 2 - localização da tensão máxima de 187 MPa.

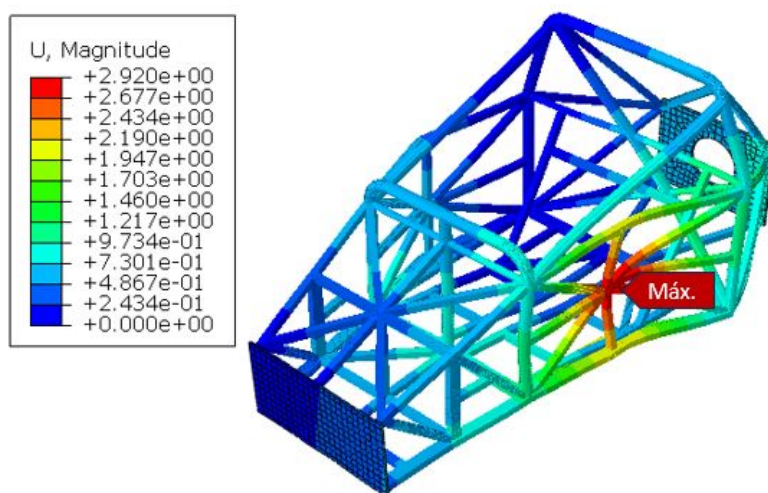


FIGURA 5.23: Caso 2 - deslocamento resultante (mm).

Caso 3 - Condições Fronteira e Resultados

Os nós selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X, Y e Z foram os correspondentes à base do arco de segurança frontal e ao vértice comum entre o membro longitudinal inferior da base e a placa frontal (Figura 5.24), do lado oposto ao de aplicação da carga. Note-se que se tratam dos pontos de amarração mais afastados da zona destinada à aplicação da carga, localizados na lateral contrária.

Os nós selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X foram os correspondentes à interseção do arco de segurança frontal com os membros superiores da célula de sobrevivência e ao vértice comum entre o membro longitudinal frontal superior e a placa frontal (Figura 5.25), localizados acima dos nós utilizados na restrição anterior e alinhados segundo um plano vertical, conservando a lógica usada nos casos de carga anteriores e impedido a estrutura de rodar em torno de um eixo longitudinal.

Por último, o nó selecionado para restringir (deslocamento nulo) as translações em Y foi o correspondente à base do arco de segurança principal (Figura 5.26). Esta restrição é implementada mais próximo da zona onde a carga é aplicada, na lateral contrária, de modo a garantir uma maior planicidade da base do quadro.

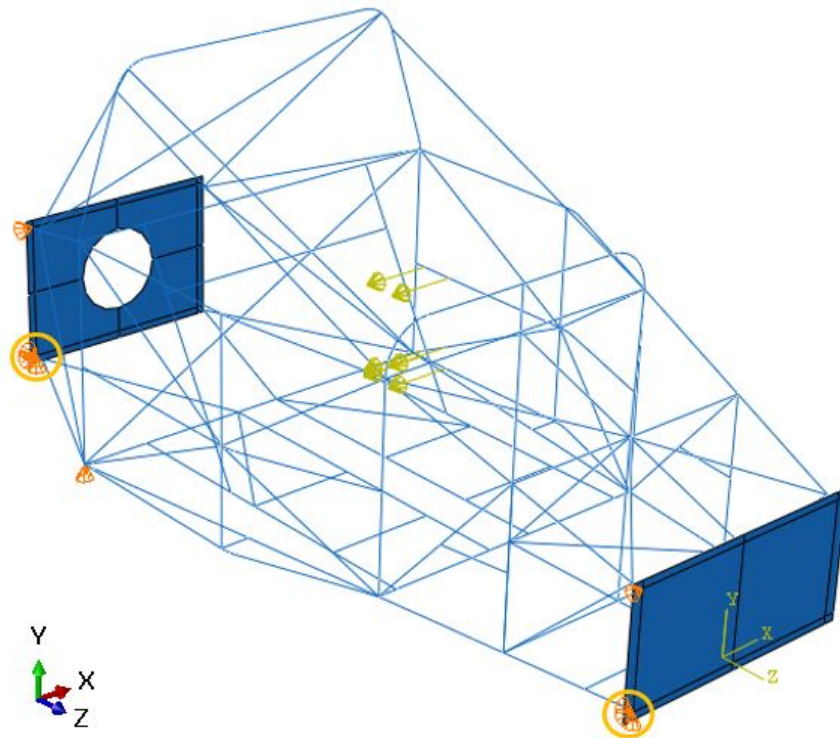


FIGURA 5.24: Caso 3 - restrição de deslocamento em X, Y e Z.

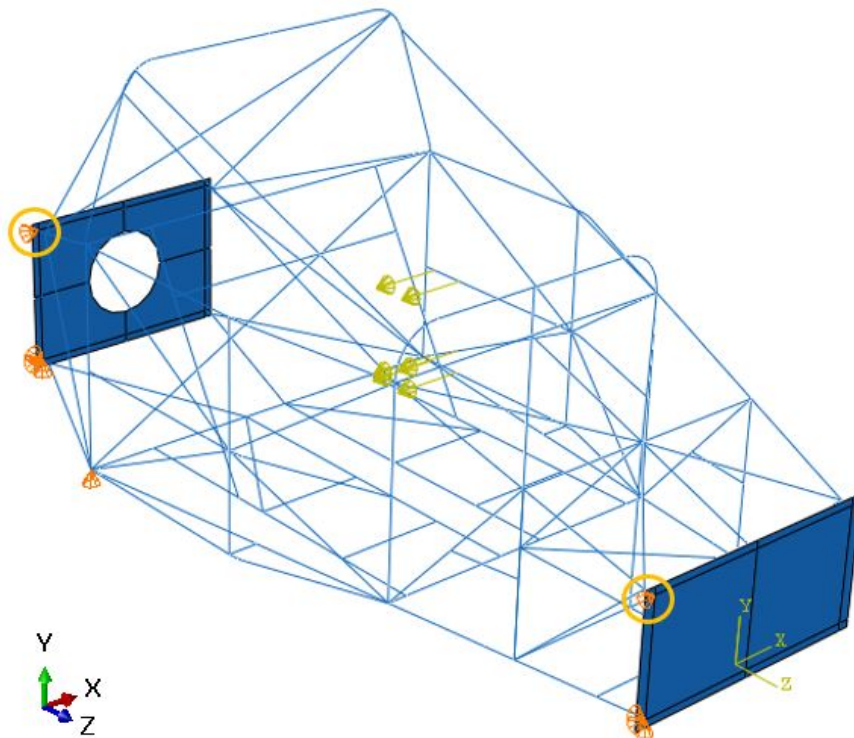


FIGURA 5.25: Caso 3 - restrição de deslocamento em X.

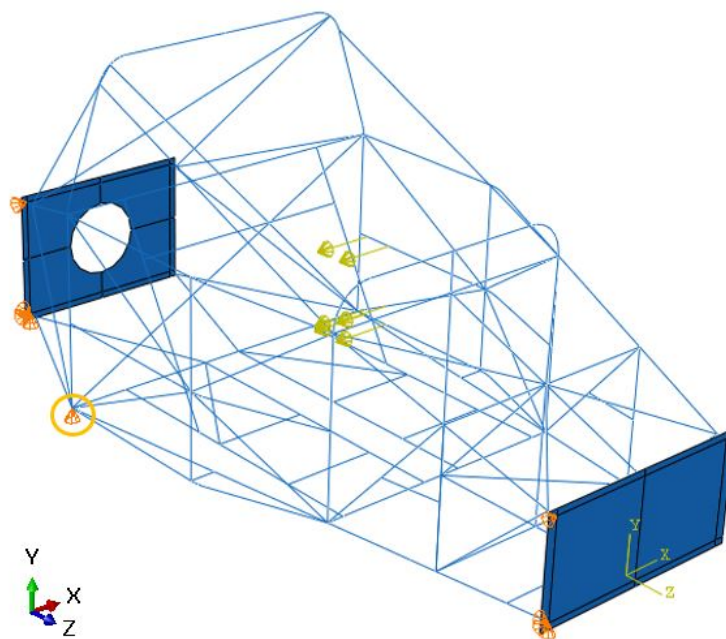


FIGURA 5.26: Caso 3 - restrição de deslocamento em Y.

Quanto à aplicação da carga, esta foi aplicada de acordo com as dimensões da placa (300×100 mm) e de acordo com a magnitude regulamentada (equivalente a 20000 N), abarcando parte dos membros longitudinal inferior da base, longitudinal localizado a meia altura da célula de sobrevivência e diagonal localizado entre os anteriores, conforme destacado na Figura 5.27.

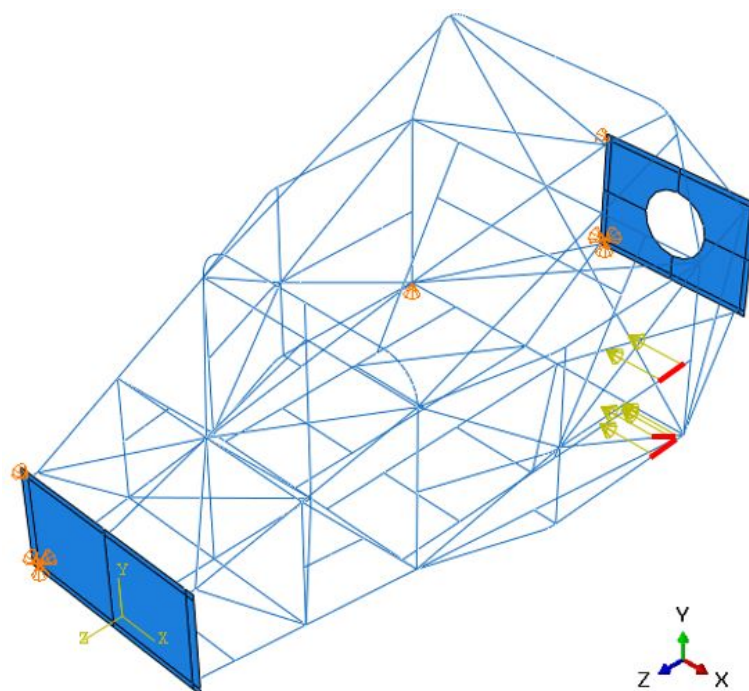


FIGURA 5.27: Caso 3 - carga lateral de magnitude igual a 20000 N.

A tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada na estrutura desenvolvida atingiu o valor de aproximadamente 153 MPa, ou seja, cerca de 26% do valor da tensão de cedência, o que significa que não se espera qualquer deformação permanente. Em termos de fator de segurança - razão entre a tensão de cedência e a tensão máxima instalada - o valor é de aproximadamente 3,9.

A tensão máxima instalada ocorreu novamente na zona de intercessão dos membros longitudinais da base, membros da retaguarda e diagonais da célula de sobrevivência com o arco de segurança principal (Figura 5.28). Note-se, mais uma vez, que se trata de uma zona muito localizada - concentração de tensões - correspondente a uma singularidade.

Quanto ao deslocamento máximo da estrutura, o valor obtido foi de aproximadamente 1,6 mm no domínio elástico localizado no membro longitudinal a meia altura do duplo X da lateral da célula de sobrevivência, onde foi aplicada a carga e nas proximidades da zona de ligação com o arco de segurança principal (Figura 5.29).

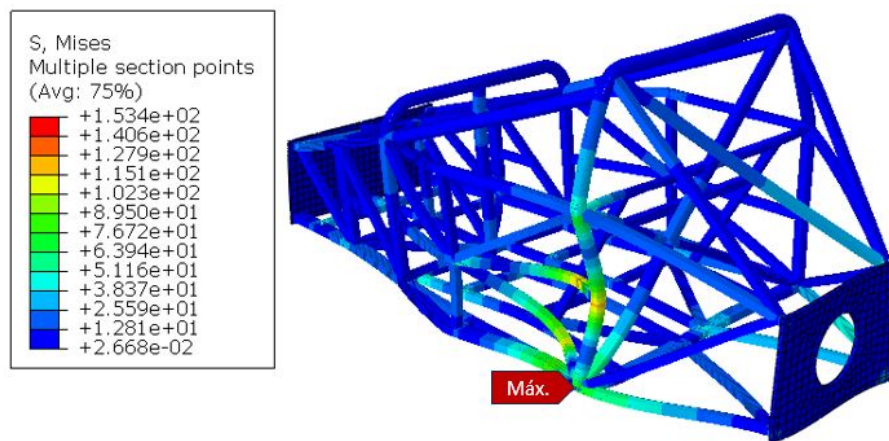


FIGURA 5.28: Caso 3 - tensão equivalente de *Von Mises* (MPa).

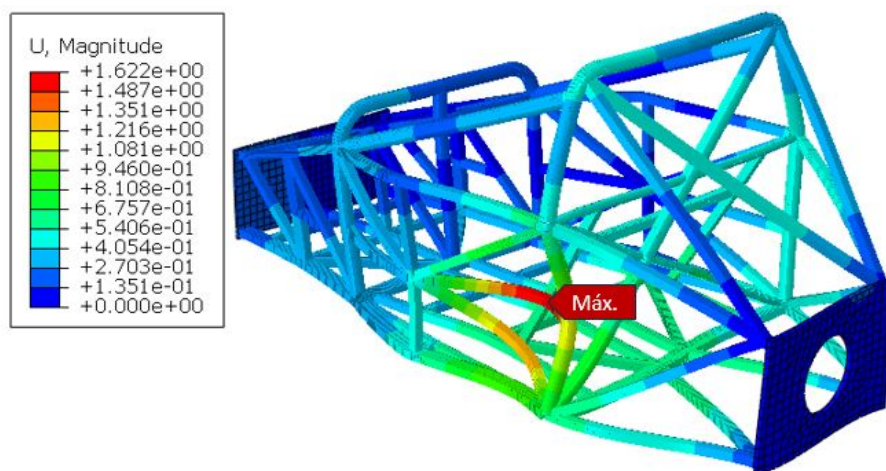


FIGURA 5.29: Caso 3 - deslocamento resultante (mm).

5.3.2 Arco de Segurança Frontal

De acordo com o referido na regulamentação aplicável, as condições fronteiras a usar para avaliar a resistência contra capotamentos oferecida pelos arcos de segurança são idênticas quer para o arco frontal, quer para o arco traseiro, no que às restrições de deslocamento dizem respeito. A diferença está na aplicação da carga. Assim, as restrições de deslocamento a aplicar são enunciadas somente para o caso do arco de segurança frontal, sabendo que as mesmas se mantêm para o arco de segurança principal.

Além disso, importa realçar que a regulamentação aplicável prevê, para os ensaios aos arcos de segurança, a amarração da estrutura através dos pontos de ancoragem do motor e o apoio da estrutura através de suportes distribuídos ao longo dos membros longitudinais da base. Recorde-se da regulamentação aplicável, de acordo com o mencionado na Subsecção 3.2.3, que a estrutura tubular desenvolvida, no que toca à resistência dos arcos de segurança contra capotamentos (arco frontal e arco principal), é considerada apta (aprovada) se o deslocamento máximo verificado, em carga, for inferior a 50 mm.

Assim, em primeiro lugar, foi selecionada a aresta correspondente ao furo da placa traseira associada à ancoragem do motor e caixa de velocidades para restringir (deslocamento nulo) as translações em X, Y e Z. Também os nós correspondentes às extremidades da retaguarda da célula de sobrevivência e aos membros longitudinais de apoio para os bancos na interseção com a base da retaguarda da célula de sobrevivência, associados às ancoragens inferiores do motor, foram selecionados para restringir (deslocamento nulo) as translações em X, Y e Z (Figura 5.31). Para melhor simular o apoio da estrutura na bancada de ensaios, foram selecionados os nós assinalados na Figura 5.32 que percorrem o comprimento do quadro para restringir (deslocamento nulo) as translações em Y. Além destes nós, foi ainda selecionada a base (aresta inferior) da placa frontal.

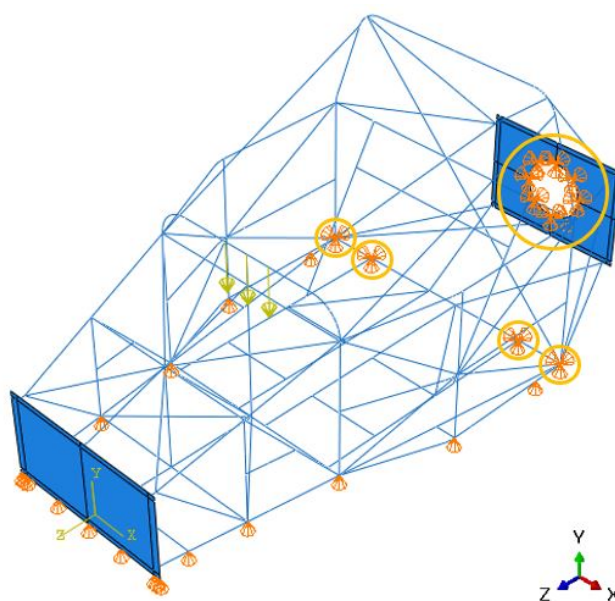


FIGURA 5.30: Arco frontal - restrição de deslocamento em X, Y e Z.

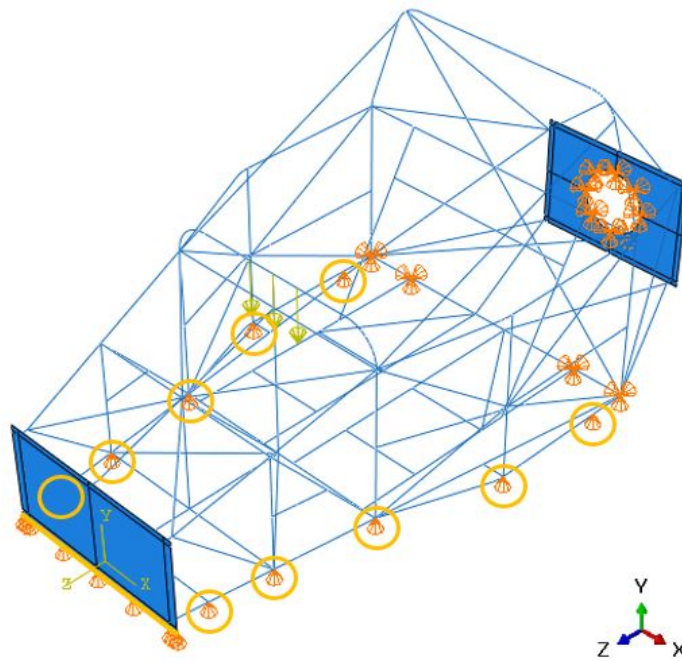


FIGURA 5.31: Arco frontal - restrição de deslocamento em Y.

Quanto à aplicação da carga, esta foi aplicada de acordo com as dimensões da placa circular (diâmetro de 200 mm) centrada à largura do arco de segurança frontal e de acordo com a magnitude regulamentada (equivalente a $5,0 \times W$ daN, ou seja, 44145 N), no sentido descendente, conforme o demonstra a Figura 5.32. Recorde-se que W corresponde a 900 kgf (8829 N), de acordo com o mencionado na Subsecção 3.2.2.

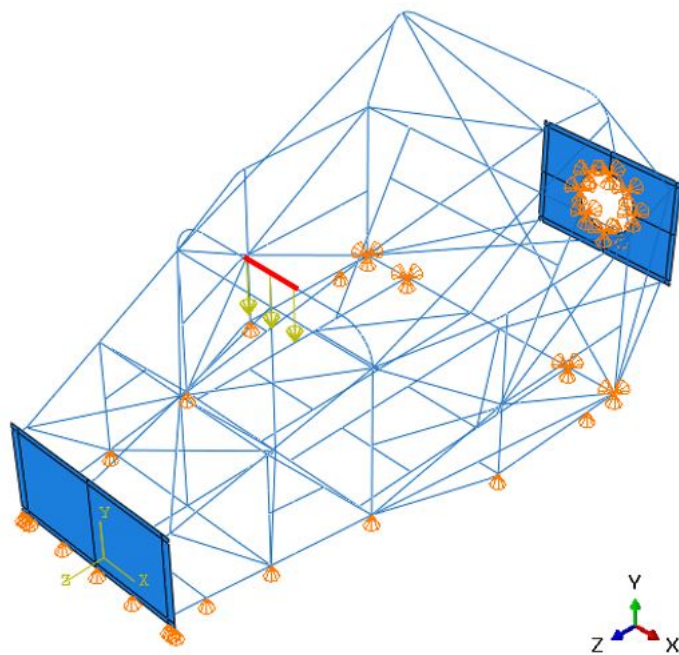


FIGURA 5.32: Arco frontal - carga de magnitude igual a 44145 N.

No caso do de carga sobre o arco frontal, a tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada na estrutura desenvolvida atingiu o valor de aproximadamente 358 MPa, ou seja, cerca de 60% do valor da tensão de cedência, o que significa que não se espera qualquer deformação permanente. Em termos de fator de segurança - razão entre a tensão de cedência e a tensão máxima instalada - o valor é de aproximadamente 1,7.

A tensão máxima instalada ocorreu na zona central do membro superior do arco de segurança frontal (Figura 5.33).

Quanto ao deslocamento máximo da estrutura, o valor obtido foi de aproximadamente 2,9 mm no domínio elástico localizado igualmente no centro do membro superior do arco frontal, na ligação deste com o membro vertical central ao arco, ou seja, muito próximo da zona de aplicação da carga (Figura 5.34). Note-se que o deslocamento mantém-se praticamente constante e próximo do valor máximo ao longo do comprimento do membro vertical centralizado com o arco de segurança frontal.

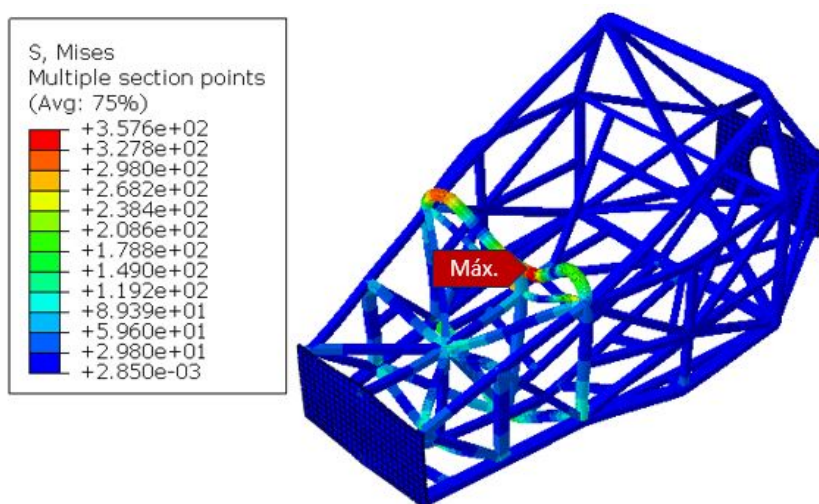


FIGURA 5.33: Arco frontal - tensão equivalente de *Von Mises* (MPa).

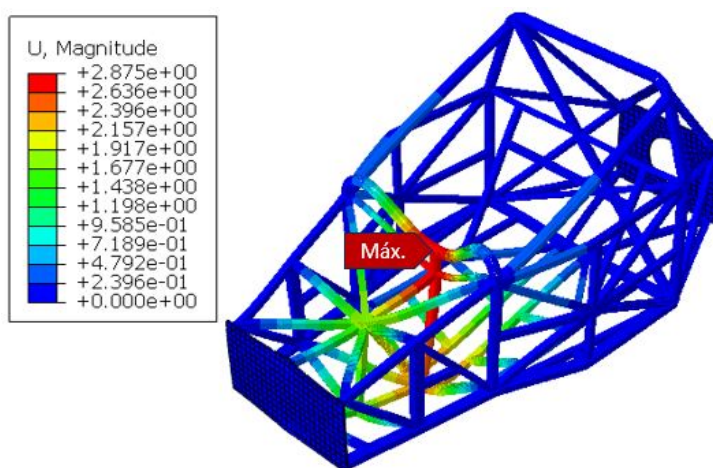


FIGURA 5.34: Arco frontal - deslocamento resultante (mm).

5.3.3 Arco de Segurança Principal

As restrições de deslocamento usadas para os casos de carga relativos ao arco de segurança principal foram as já enunciadas para o arco de segurança frontal.

Quanto à aplicação da carga, esta foi aplicada no nó correspondente ao ponto médio da curva superior da lateral do arco de segurança principal. Ambas as laterais foram estudadas, uma vez que como o quadro não é perfeitamente simétrico, podiam surgir variações significativas nos resultados. Assim, foram adotadas as designações esquerda e direita por forma a permitir a distinção entre os dois casos (Figuras 5.35 e 5.36).

Os sentidos de aplicação das forças e as respetivas magnitudes estão em concordância com a regulamentação aplicável. As Equações 5.5, 5.6 e 5.7 determinam a magnitude das cargas aplicadas. Um aspeto importante a esclarecer é que a regulamentação prevê que as cargas possam ser aplicadas em diferentes combinações. O caso estudado é aquele que, à partida, se revela mais crítico, ou seja, as três cargas (transversal, vertical e longitudinal) são aplicadas em simultâneo.

$$F_{transversal} = F_X = \pm 1,5 \times W = \pm 1,5 \times 900 \times 9,81 \approx \pm 13244 \text{ N} \quad (5.5)$$

$$F_{vertical} = F_Y = -7,5 \times W = -7,5 \times 900 \times 9,81 \approx -66218 \text{ N} \quad (5.6)$$

$$F_{longitudinal} = F_Z = \pm 5,5 \times W = \pm 5,5 \times 900 \times 9,81 \approx \pm 48560 \text{ N} \quad (5.7)$$

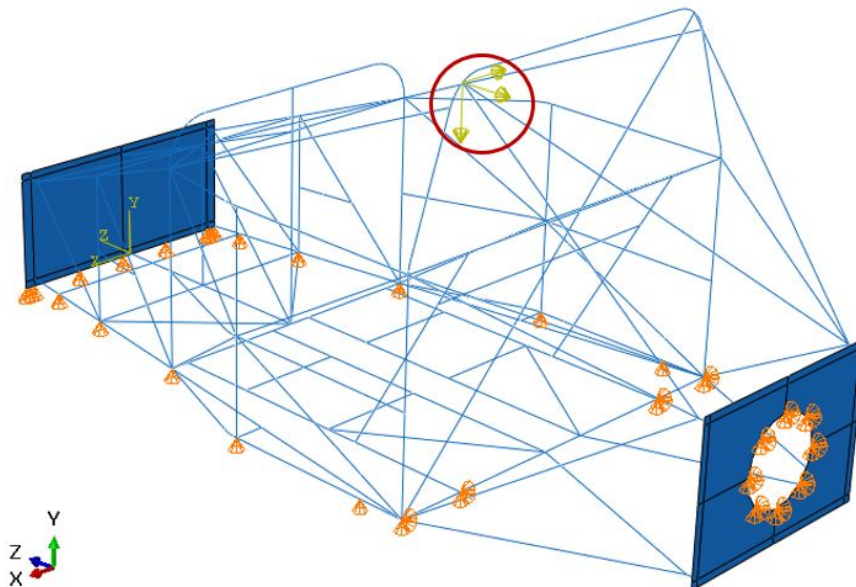


FIGURA 5.35: Arco principal - carga no topo esquerdo do arco.

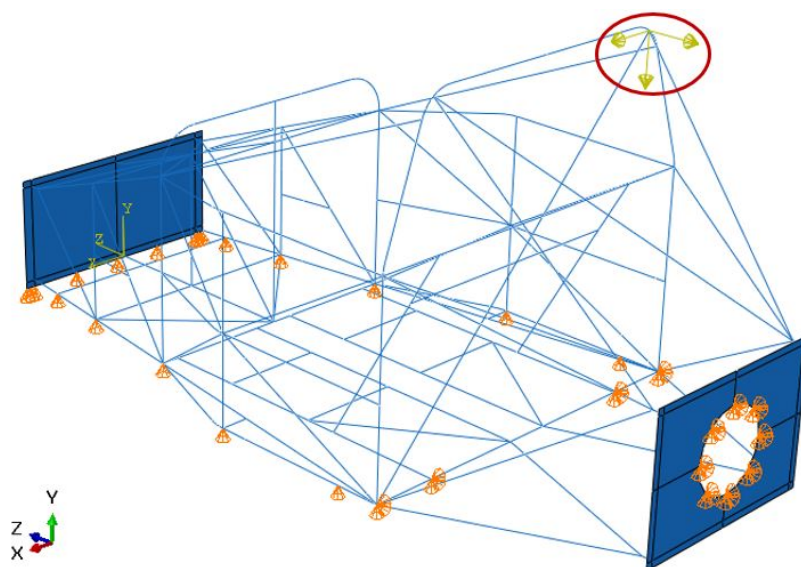


FIGURA 5.36: Arco principal - carga no topo direito do arco.

No caso de carga sobre o arco de segurança principal, no qual a carga foi aplicada sobre o topo da lateral esquerda, a tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada na estrutura desenvolvida atingiu o valor de aproximadamente 364 MPa, ou seja, cerca de 61% do valor da tensão de cedência, o que significa que não se espera qualquer deformação permanente. Em termos de fator de segurança - razão entre a tensão de cedência e a tensão máxima instalada - o valor é de aproximadamente 1,7.

A tensão máxima instalada ocorreu na ligação entre o membro diagonal que une o topo esquerdo do arco de segurança principal à placa traseira com os restantes membros da lateral direita do quadro (Figura 5.37). A localização da tensão máxima instalada é visível em pormenor na Figura 5.38. Note-se que se trata de uma zona de extensão reduzida. A modelação pormenorizada desta zona de ligação exigiria um modelo de cálculo mais detalhado, com recurso a elementos finitos do tipo sólido e em que fosse implementada a ligação existente na realidade (soldadura). No entanto, trata-se de uma zona sem um significado muito relevante no comportamento de toda a estrutura, ainda mais considerando que se trata de um valor de tensão significativamente abaixo da tensão de cedência do material selecionado (aço 25CD4).

Quanto ao deslocamento máximo da estrutura, o valor obtido foi de aproximadamente 1,5 mm no domínio elástico localizado no topo da lateral esquerda do arco de segurança principal, ou seja, muito próximo da zona de aplicação da carga (Figura 5.39).

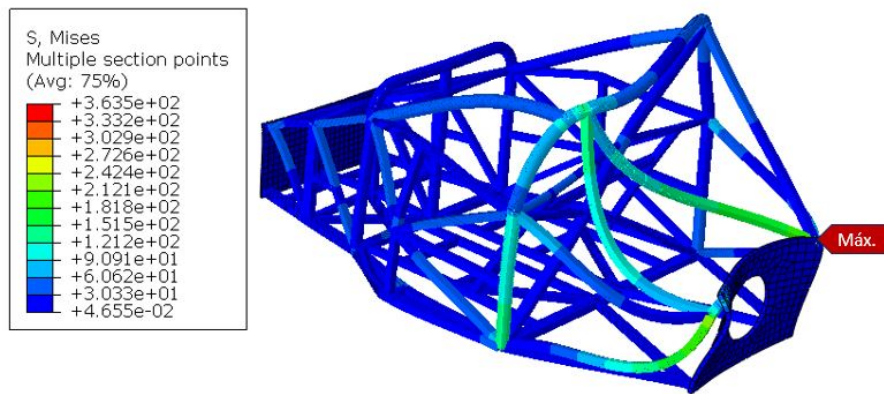
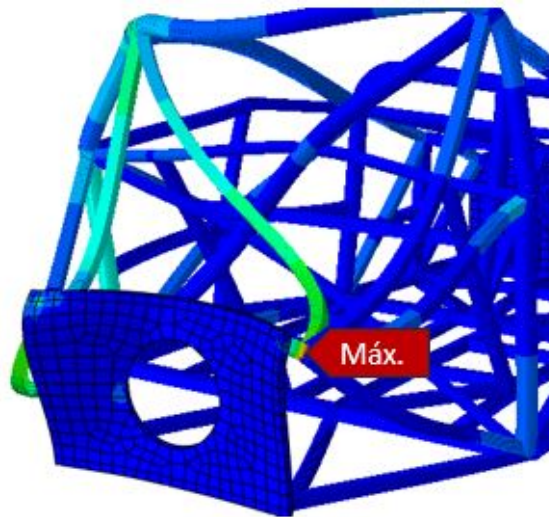
FIGURA 5.37: Arco principal (esquerda) - tensão equivalente de *Von Mises*.

FIGURA 5.38: Arco principal (esquerda) - localização da tensão máxima.

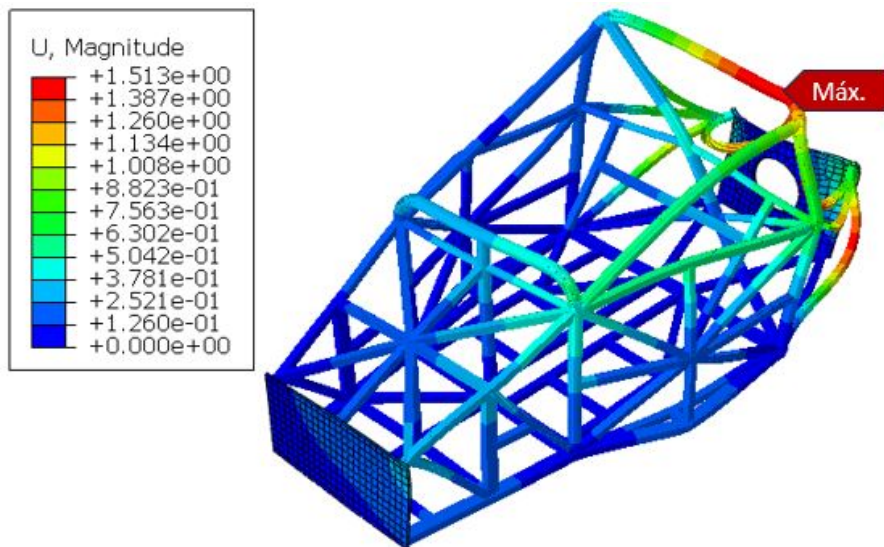


FIGURA 5.39: Arco principal (esquerda) - deslocamento resultante (mm).

Por sua vez, no caso de carga sobre o arco de segurança principal, no qual a carga foi aplicada sobre o topo da lateral direita, a tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada na estrutura desenvolvida atingiu o valor de aproximadamente 296 MPa, ou seja, cerca de 49% do valor da tensão de cedência, o que significa que não se espera qualquer deformação permanente. Em termos de fator de segurança - razão entre a tensão de cedência e a tensão máxima instalada - o valor é de aproximadamente 2,0.

A tensão máxima instalada ocorreu na ligação entre o membro diagonal que une o topo esquerdo do arco de segurança principal à placa traseira com os restantes membros da lateral direita do quadro, à semelhança do caso anterior (Figura 5.40), tratando-se de uma zona de extensão muito reduzida.

Quanto ao deslocamento máximo da estrutura, o valor obtido foi de aproximadamente 1,8 mm no domínio elástico localizado no topo da lateral direita do arco de segurança principal, ou seja, muito próximo da zona de aplicação da carga (Figura 5.41).

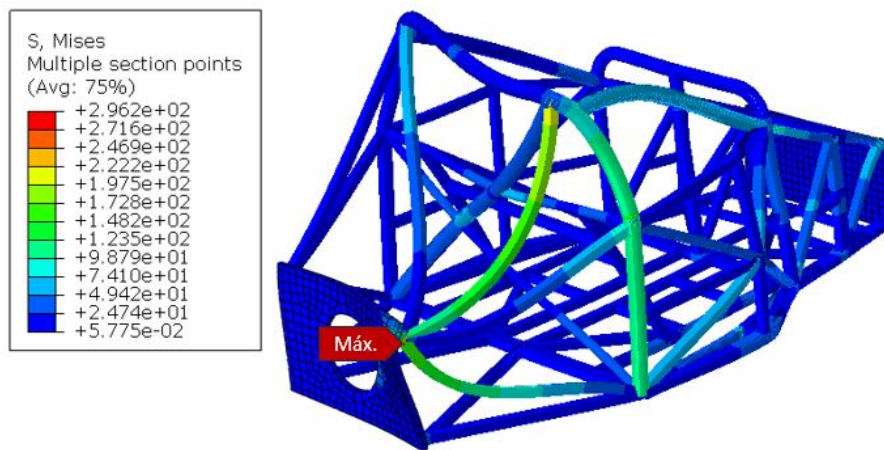


FIGURA 5.40: Arco principal (direita) - tensão equivalente de *Von Mises*.

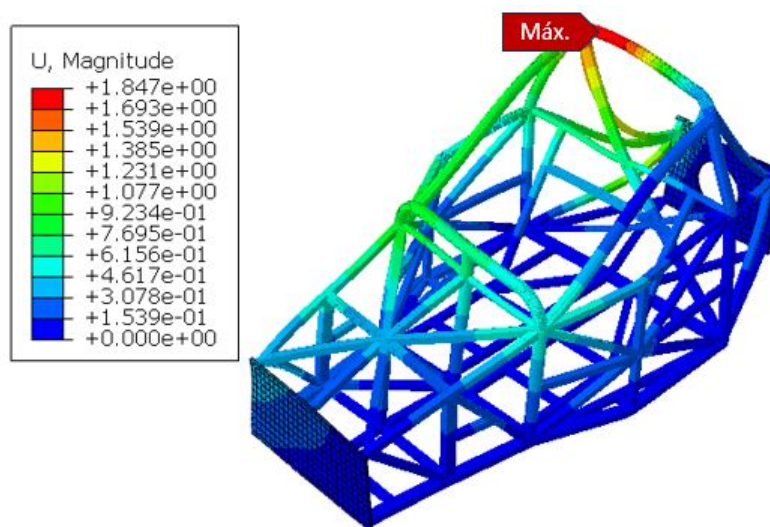


FIGURA 5.41: Arco principal (direita) - deslocamento máximo (mm).

5.4 Resumo dos Resultados Obtidos

Os resultados obtidos para os casos de carga simulados surgem na Tabela 5.1, de modo a facilitar a compreensão global dos resultados.

Os valores apresentados correspondem à tensão máxima equivalente de *Von Mises* instalada, ao deslocamento máximo verificado na estrutura e ao fator de segurança associado, ou seja, à razão entre a tensão de cedência do material e a tensão instalada.

TABELA 5.1: Resultados das simulações dos ensaios FIA.

Caso de Carga	Tensão Máxima Equivalente de Von Mises [MPa]	Deslocamento Máximo [mm]	Fator de Segurança
Caso 1	151	2,3	4,0
Caso 2	187	2,9	3,2
Caso 3	153	1,6	3,9
Arco Frontal	358	2,9	1,7
Arco Principal (Topo Esquerdo)	364	1,5	1,7
Arco Principal (Topo Direito)	296	1,8	2,0

Analisando os resultados obtidos é possível prever que o quadro tubular desenvolvido teria grande probabilidade de ser aprovado nos ensaios preconizados pela FIA:

- Para os três primeiros casos de carga, portanto nos casos que avaliam a resistência da célula de sobrevivência contra impactos laterais, a regulamentação aplicável define que o quadro é aprovado se, após término de aplicação da carga, a deformação máxima permanente da estrutura não ultrapassar 1 mm. Ora, como a tensão de cedência do material selecionado (cerca de 600 MPa) não foi atingida, significa que a estrutura não teria qualquer deformação permanente, apenas no domínio elástico, ou seja, recuperável;
- Para os casos de carga que avaliam a resistência dos arcos de segurança (frontal e principal), a regulamentação aplicável define que o quadro é aprovado se o deslocamento máximo do arco, em carga, não ultrapassar 50 mm. Ora, a tensão de cedência do material selecionado não foi atingida, o que significa que o deslocamento verificado foi, efetivamente, no domínio elástico, além de que o valor máximo ocorreu para o arco frontal, mas apenas de 2,9 mm, muito abaixo do máximo permitido.

Os casos de carga realizados sobre a célula de sobrevivência mostram que o quadro tubular desenvolvido se encontra sobredimensionado, dado que o fator de segurança mais baixo foi de 3,2. Assim, a estrutura é mais resistente contra impactos laterais do que o mínimo exigido pela FIA. Um processo de otimização fica como trabalho futuro, de modo a reduzir a massa do quadro.

Os casos de carga mais críticos - menor fator de segurança - foram o caso sobre o arco frontal e sobre o topo esquerdo do arco principal, com um fator de segurança de 1,7. Ainda assim, claramente abaixo da tensão de cedência do material selecionado (aço 25CD4). Além disso, no caso sobre o arco principal, note-se que o valor máximo de tensão instalada deu-se numa zona de extensão muito reduzida - concentração de tensões - podendo tratar-se de uma singularidade sem representação expressiva no comportamento da estrutura.

Capítulo 6

Conceção e Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão

O presente capítulo antecede a conclusão da Dissertação e tem como objetivo a apresentação do sistema de suspensão concebido para complementar o quadro tubular previamente desenvolvido. O sistema de suspensão selecionado consiste numa suspensão do tipo triângulos sobrepostos, sendo que o ataque ao conjunto mola-amortecedor é conseguido por intermédio de um tirante *pushrod* e por um balanceiro. O foco assenta sobre a suspensão dianteira. Quanto à suspensão traseira, idealiza-se um sistema idêntico com a diferença de que, ao invés de ser o quadro a ancorar os triângulos de suspensão, seria a própria caixa de velocidades estrutural. Ao longo deste capítulo são abordados os vários elementos que constituem o sistema de suspensão desenvolvido como um todo.

6.1 Triângulos de Suspensão

A primeira etapa realizada consistiu no desenvolvimento dos triângulos de suspensão inferiores. Estes elementos foram compostos por dois membros de comprimento distinto (de aço e com uma secção circular de diâmetro exterior igual a 25 mm e espessura igual a 1,5 mm) unidos por uma caixa de rótula proveniente do catálogo da *ChassisParts*¹. O recurso a caixas de rótula é de extrema importância, uma vez que, se fossem simplesmente usados terminais de rótula para ligação à manga de eixo, a espiga roscada estaria sujeita a esforços de flexão, para os quais os elementos roscados não foram concebidos. Ao triângulo de suspensão inferior vai ainda ligar o tirante *pushrod*, motivo pelo qual foi desenvolvida uma chapa quinada (dobrada) de apoio às ancoragens (saliências) de suporte ao tirante.

Nas Figuras 6.1 e 6.2 surge o triângulo de suspensão inferior desenvolvido, numa perspetiva de cima e de baixo, respetivamente, onde a chapa quinada é destacada a vermelho e as ancoragens do tirante *pushrod* a verde.

¹<https://chassisparts.com/en-us/welding-cups-glxsw-12>

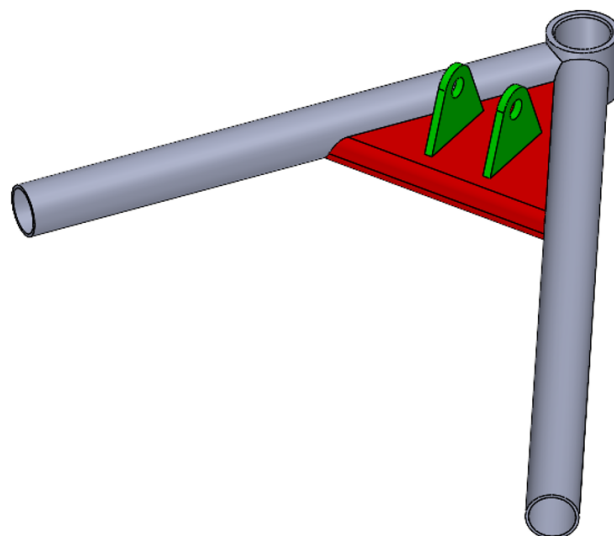


FIGURA 6.1: Triângulo inferior (perspetiva de cima).

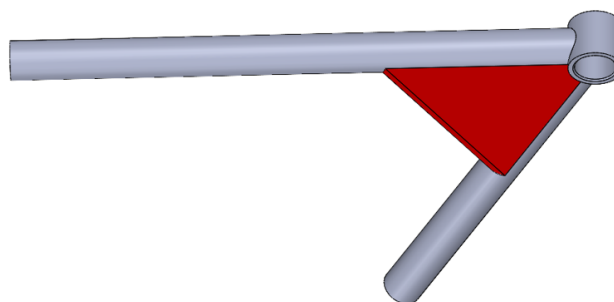


FIGURA 6.2: Triângulo inferior (perspetiva de baixo).

Quanto aos triângulos de suspensão superior foram desenvolvidos de modo semelhante aos inferiores, à exceção de não necessitarem da chapa quinada e das ancoragens, visto que não terão ligação por parte de outros elementos. Uma diferença considerável traduz-se em menor comprimento, visando o ganho de sopé com o rolamento do veículo em situação de curva e, conseqüentemente, a possibilidade de a descrever com velocidade e estabilidade superiores. A Figura 6.3 pretende ilustrar a diferença de comprimento entre os triângulos superior e inferior desenvolvidos.

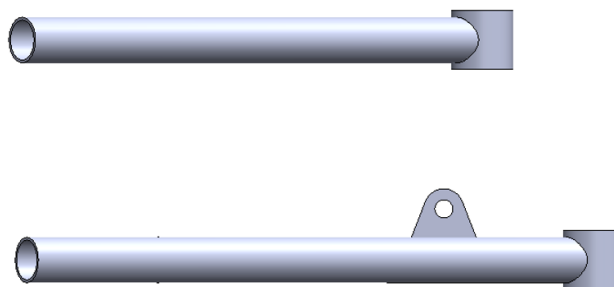


FIGURA 6.3: Comparação entre triângulo inferior e superior.

No âmbito da presente Dissertação, a manga de eixo à qual os triângulos de suspensão iriam ligar não foi desenvolvida mas, ainda assim, estes elementos ligam ao quadro tubular. Por esse motivo, foi necessário desenvolver essa mesma união.

Assim sendo, foram selecionados terminais de rótulas esféricas de 12 mm acompanhados de elementos roscados e soldados aos membros dos triângulo (laranja) e de uns pequenos espaçadores (amarelo) capazes de promover uma maior liberdade de movimento e permitir o uso de parafusos sextavados interior M8. Todos os elementos foram selecionados da já referenciada *ChassisParts*, à exceção dos parafusos e correspondentes porcas e anilhas, selecionados de entre o catálogo da *Fabory*².

A Figura 6.4 contempla em destaque os componentes mencionados.

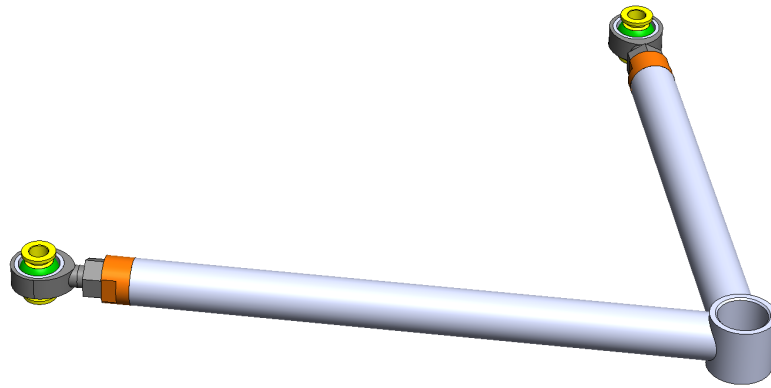


FIGURA 6.4: Destaque dos elementos de articulação no triângulo superior.

6.2 Ancoragens dos Triângulos de Suspensão

O passo seguinte consistiu no desenvolvimento das ancoragens para os triângulos de suspensão. Algo que importa realçar é que foi dada grande prioridade à possibilidade de realizar ajustes/afinações no sistema de suspensão. Assim, não foi pretendida somente uma posição possível para articular os triângulos ao quadro, antes uma série de posições. Por esse motivo, não foram concebidos componentes de ancoragem diretamente soldados ao quadro tubular, mas componentes para serem aparafusados na posição selecionada de entre as existentes. Tratam-se de chapas quinadas com parede de espessura igual a 4 mm.

As Figuras 6.5 e 6.6 revelam o formato desenvolvido para as ancoragens posteriores (parafusadas ao membro vertical do quadro concebido para ancorar a suspensão) e anteriores (parafusadas à placa frontal), respetivamente.

²<https://www.fabory.com/pt/parafuso-cabe%a7a-cilindrica-sextavado-interior-din-912-a%a7o-zincado-8-8/p/07160?q=%3Amost-popular%3AFA3094%3AM8>

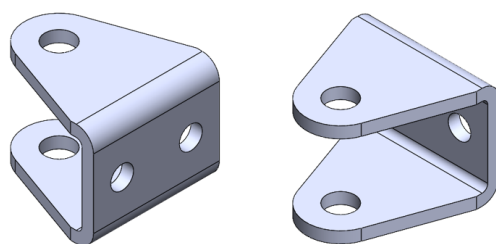


FIGURA 6.5: Ancoragens posteriores dos triângulos de suspensão.

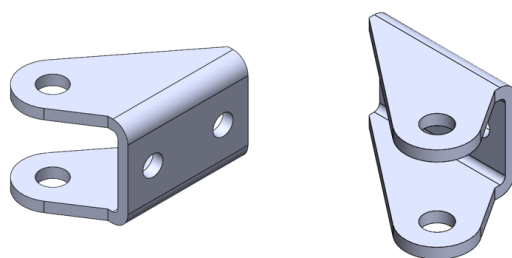


FIGURA 6.6: Ancoragens anteriores dos triângulos de suspensão.

A Figura 6.7 revela o posicionamento idealizado para as ancoragens de suspensão (verde) desenvolvidas. Assim, foi necessário realizar furos na placa frontal (Figura 6.8) de modo a permitir o parafusamento das ancoragens anteriores, totalizando três posições distintas para o triângulo superior e outras três posições distintas para o triângulo inferior por forma a permitir ajustes/afinações na distância entre triângulos. Para as ancoragens anteriores, estas foram parafusadas à placa frontal recorrendo a parafusos, porcas e anilhas. A solução desenvolvida para as ancoragens posteriores foi idêntica no que toca ao alinhamento dos furos mas diferente quanto ao modo de ligação. Para este caso, não foi necessário usar porcas e anilhas. Antes, foram desenvolvidos pequenos tubos com roscado interior para serem soldados ao membro vertical de suporte às ancoragens de suspensão, conforme revelado na Figura 6.9. Deste modo, apenas foram usados parafusos para unir as ancoragens ao quadro.

Note-se que promover a possibilidade de ajustar a distância entre os triângulos de suspensão através da implementação de vários pontos de ancoragem é uma mais valia, uma vez que viabiliza alterações ao nível do CIR (Centro Instantâneo de Rotação) e, consequentemente, do CR (Centro de Rolamento). Além disso, ainda permite ajustar os ganhos de sopé e interfere com outros parâmetros de entre os mencionados na Secção 2.6, como o anti-mergulho (*anti-dive*).

É ainda importante referir que, no âmbito da presente Dissertação, o autor não teve a possibilidade de avaliar se todas as posições idealizadas seriam, efetivamente, vantajosas para o bom desempenho do conjunto (quadro tubular e sistema de suspensão).

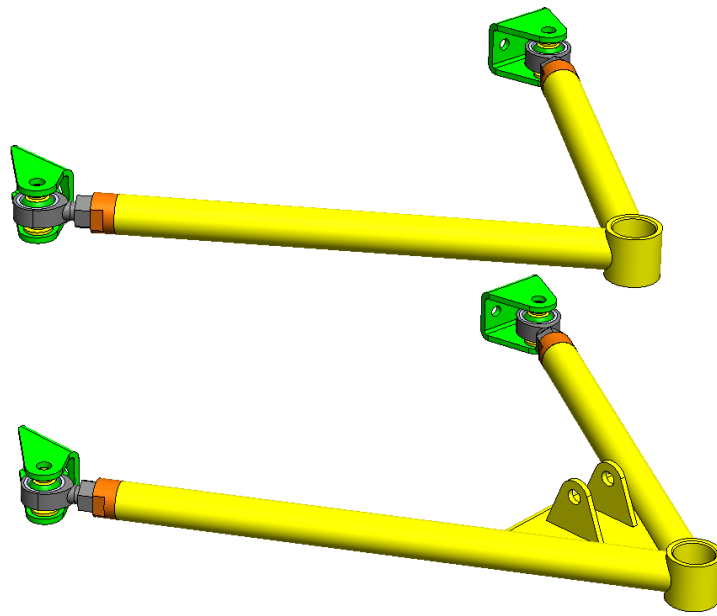


FIGURA 6.7: Posicionamento idealizado para as ancoragens de suspensão.

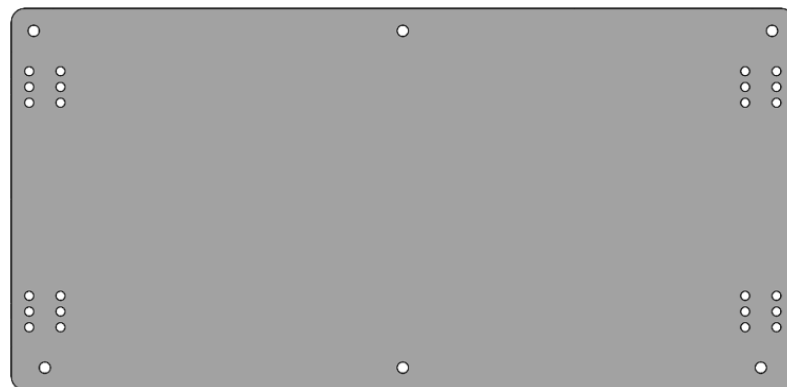


FIGURA 6.8: Furos na placa frontal para ligação das ancoragens.

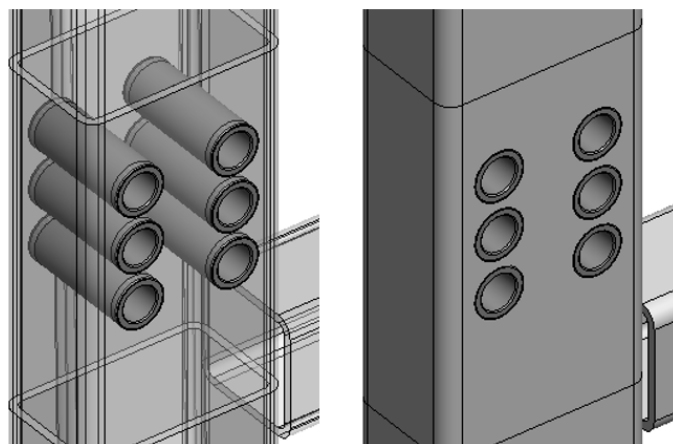


FIGURA 6.9: Tubos com roscado interior soldados ao quadro tubular.

Com o objetivo de perceber se as cotas (medidas) atribuídas às ancoragens dos triângulos de suspensão foram adequadas, nesta fase, realizou-se uma verificação dimensional. Pretende-se que as ancoragens sejam de dimensões reduzidas, mas sem causar qualquer interferência entre as rótulas esféricas e os elementos de parafusamento.

As Figuras 6.10 e 6.11 permitem perceber que não ocorre qualquer interferência nas ancoragens anteriores e posteriores, respetivamente.

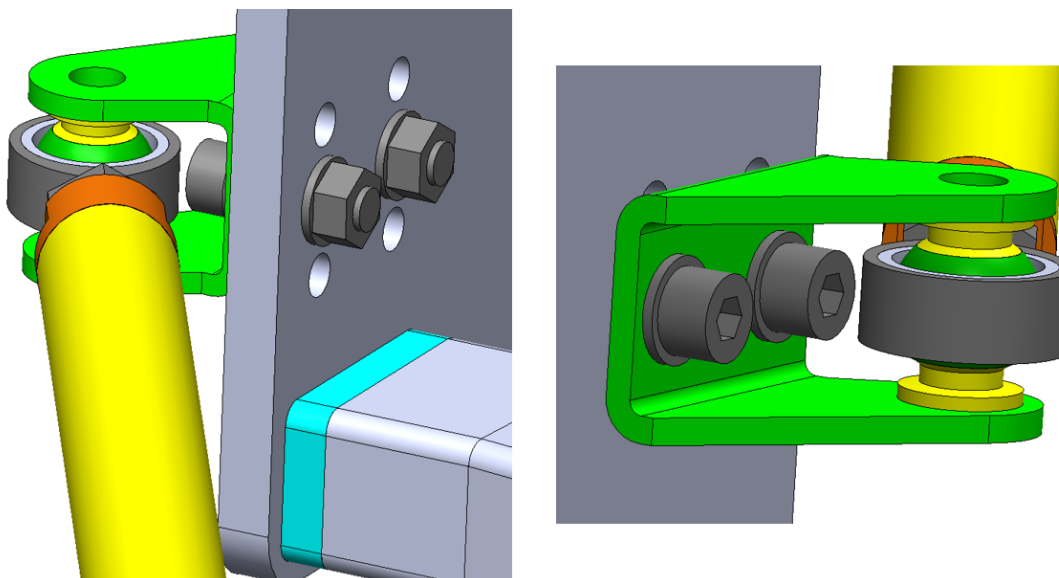


FIGURA 6.10: Verificação de interferência nas ancoragens anteriores.

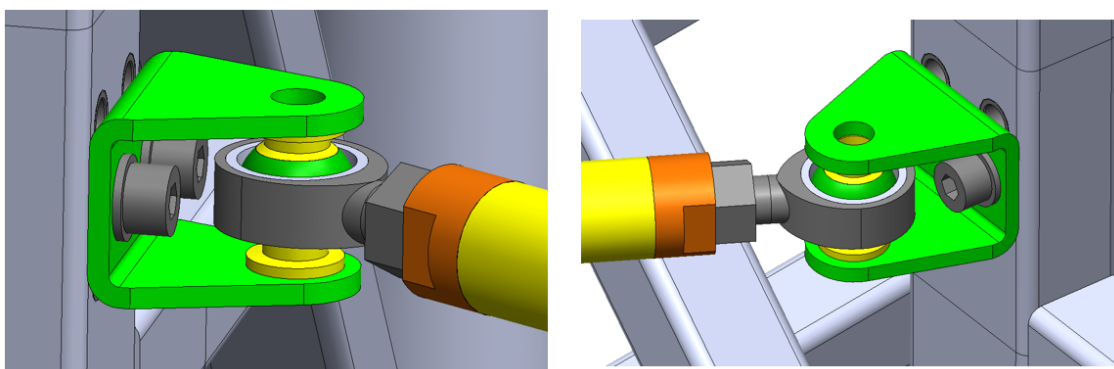


FIGURA 6.11: Verificação de interferência nas ancoragens posteriores.

O conjunto que engloba os triângulos de suspensão desenvolvidos, as respetivas ancoragens, as rótulas esféricas e todos os elementos de ligação surge na Figura 6.12.

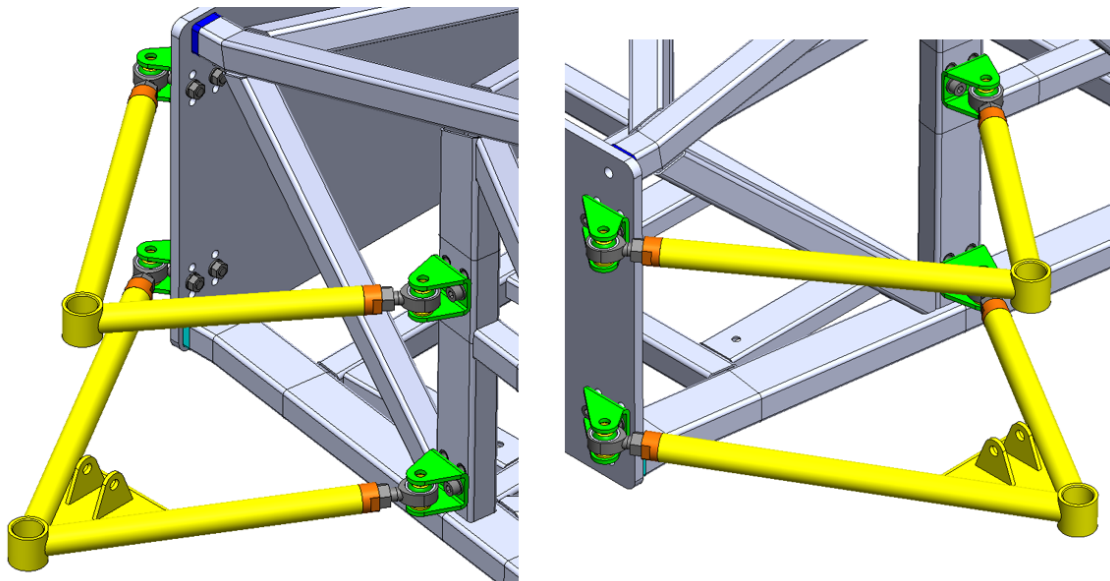


FIGURA 6.12: Triângulos de suspensão, ancoragens, rótulas esféricas e respectivos elementos de ligação.

6.3 Tirante, Balanceiro e Conjunto Mola-Amortecedor

Na etapa seguinte foram desenvolvidos os tirantes *pushrod* e acopladas as rótulas esféricas nas extremidades (Figura 6.13). Foi também concebido o balanceiro (Figura 6.14) e respectivas ancoragens soldadas diretamente no quadro tubular.

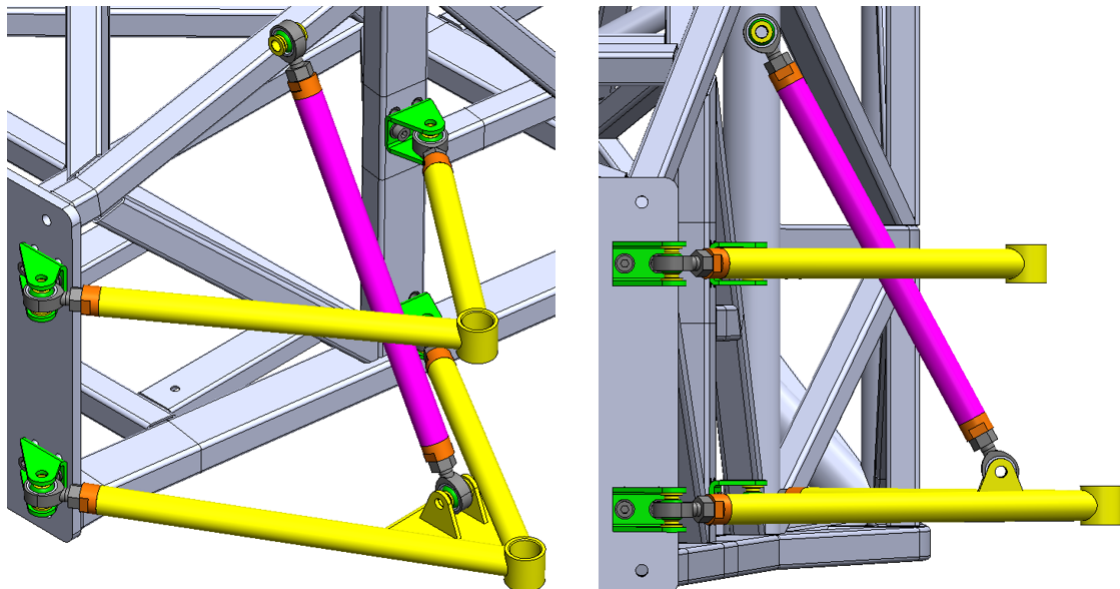


FIGURA 6.13: Tirante *pushrod* incorporado no sistema de suspensão.

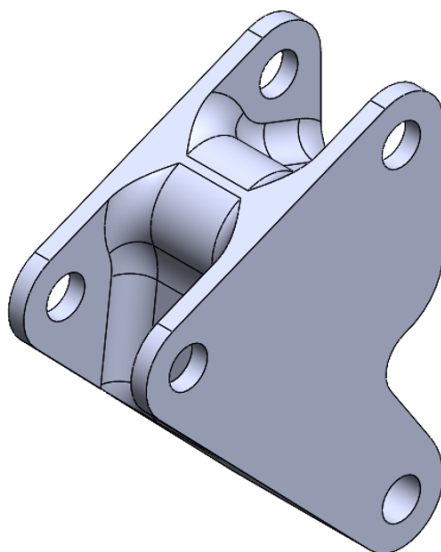
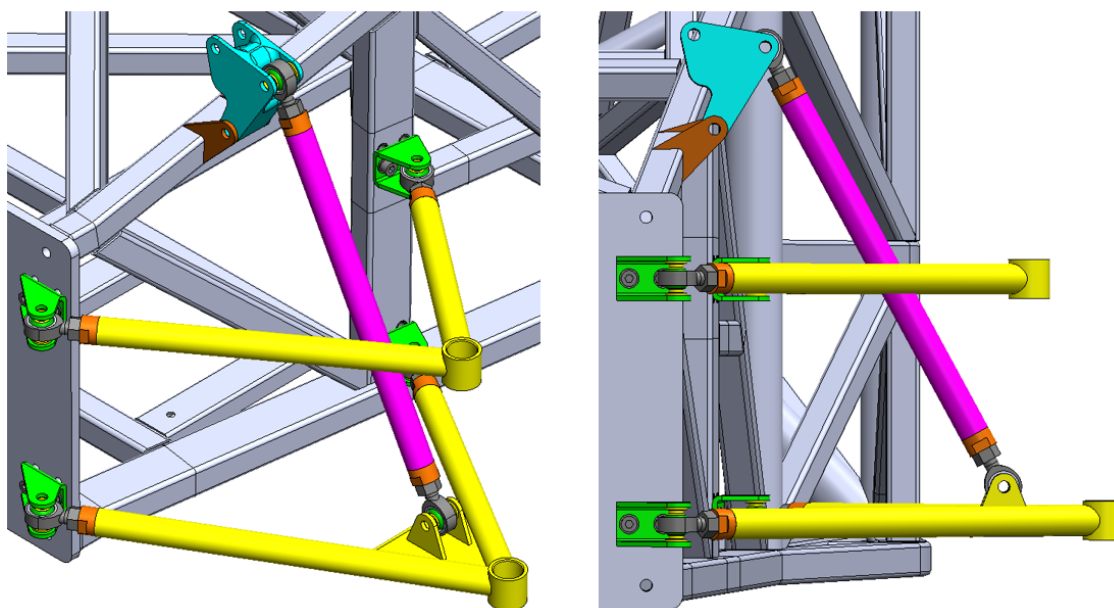


FIGURA 6.14: Balanceiro a integrar no sistema de suspensão.

O conjunto que engloba os triângulos de suspensão desenvolvidos, as respetivas ancoragens, as rótulas esféricas e todos os elementos de ligação, adicionando ainda o tirante *pushrod* e o balanceiro surge na Figura 6.15.

FIGURA 6.15: Tirante *pushrod* e balanceiro no sistema de suspensão.

Por último, foram incorporados no sistema de suspensão dois conjuntos mola-amortecedor transversais ao quadro com aproximadamente 330 mm de furo a furo, medida comum em amortecedores. Para tal, foram desenvolvidas as respetivas ancoragens com possibilidade de optar entre três posições distintas, conforme o sugere a Figura 6.16.

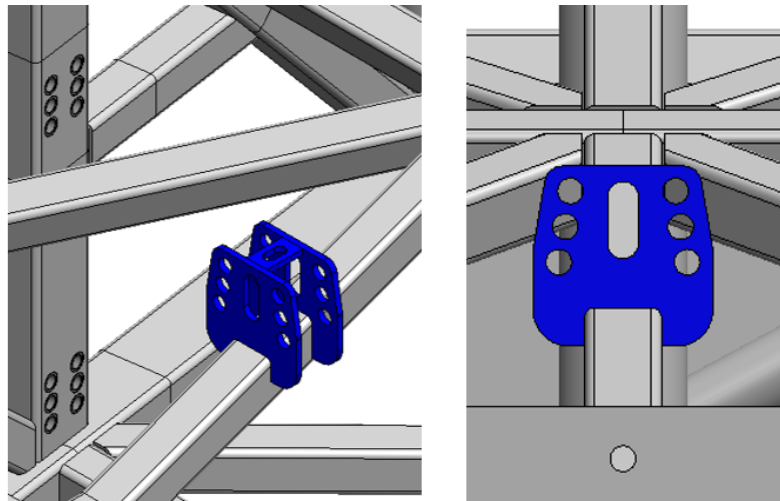


FIGURA 6.16: Ancoragem dos conjuntos mola-amortecedor.

Proporcionar estas possibilidades de ajustes permite alterar a rigidez do sistema de suspensão (tornar a suspensão mais macia ou mais rígida) sem a necessidade de substituir as molas ou o próprio conjunto mola-amortecedor.

6.4 Conjunto Final

As Figuras 6.17, 6.18 e 6.19 destacam o conjunto do sistema de suspensão dianteira desenvolvido para acoplar ao quadro tubular destinado a um veículo de desporto automóvel pertencente à categoria CN-FIA.

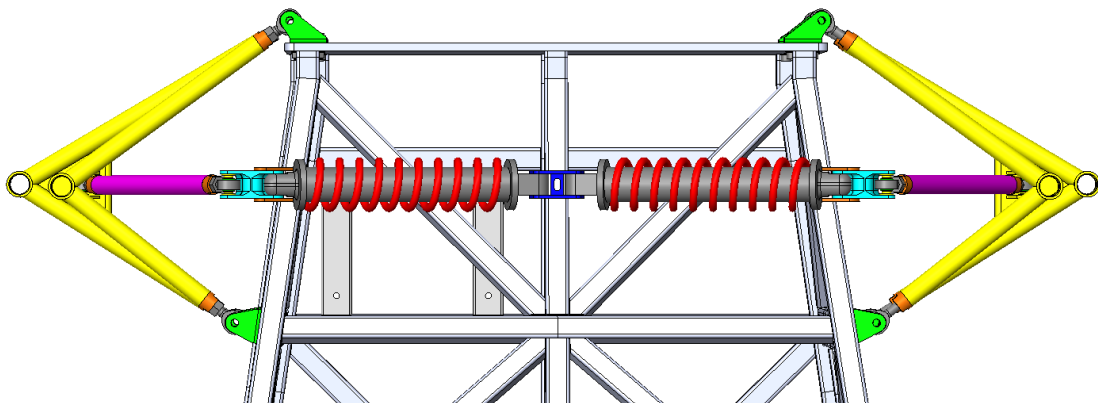


FIGURA 6.17: Sistema de suspensão desenvolvido (vista de cima).

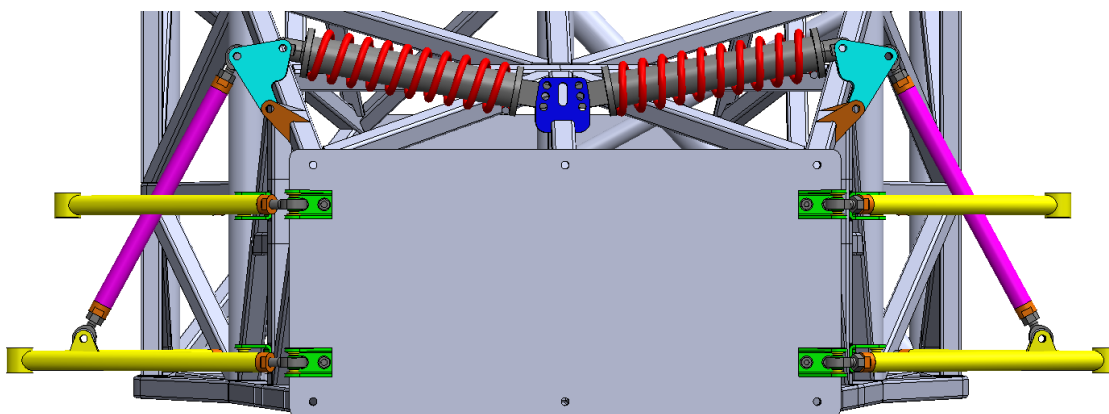


FIGURA 6.18: Sistema de suspensão desenvolvido (vista de frente).

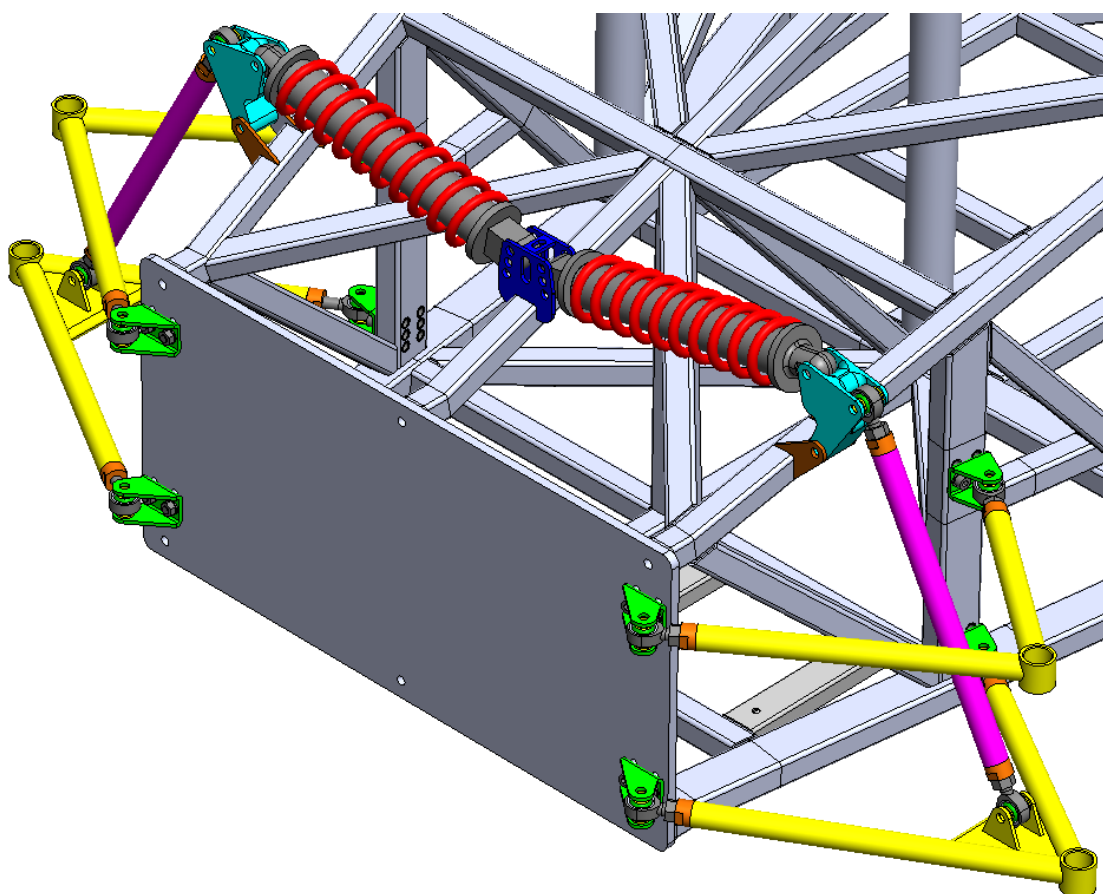


FIGURA 6.19: Sistema de suspensão desenvolvido (vista em perspetiva).

Por sua vez, o conjunto final formado pelo quadro tubular categoria CN-FIA e pelo sistema de suspensão, fruto do trabalho desenvolvido pelo autor no âmbito da presente Dissertação, surge em relevo nas Figuras 6.20 e 6.21.

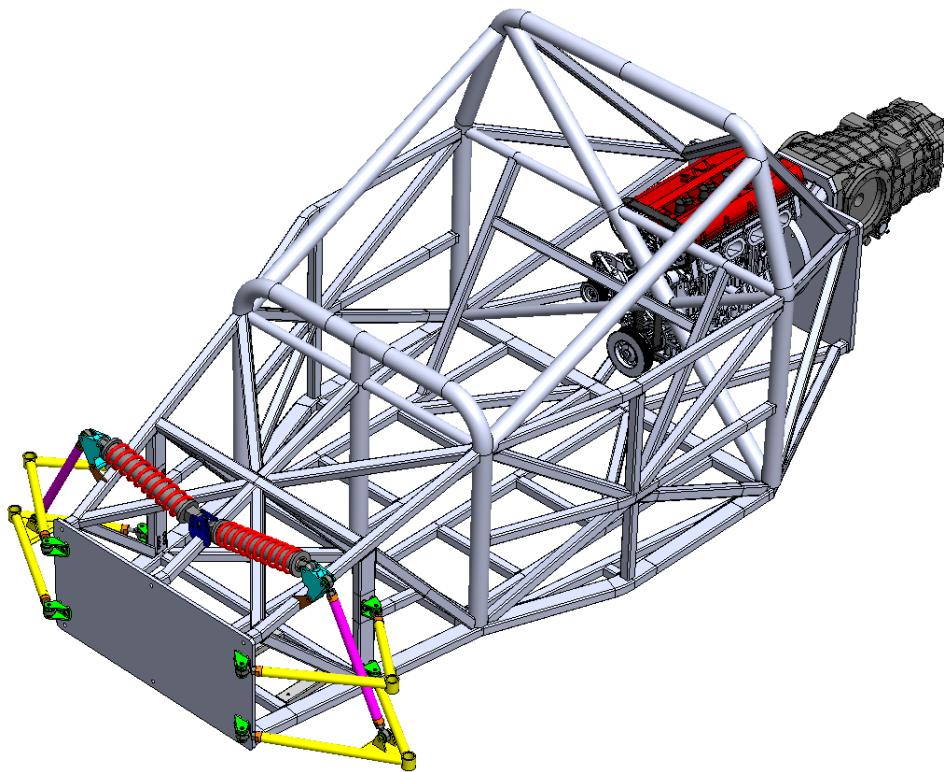


FIGURA 6.20: Conjunto final formado pelo quadro tubular e pelo sistema de suspensão (perspetiva frontal).

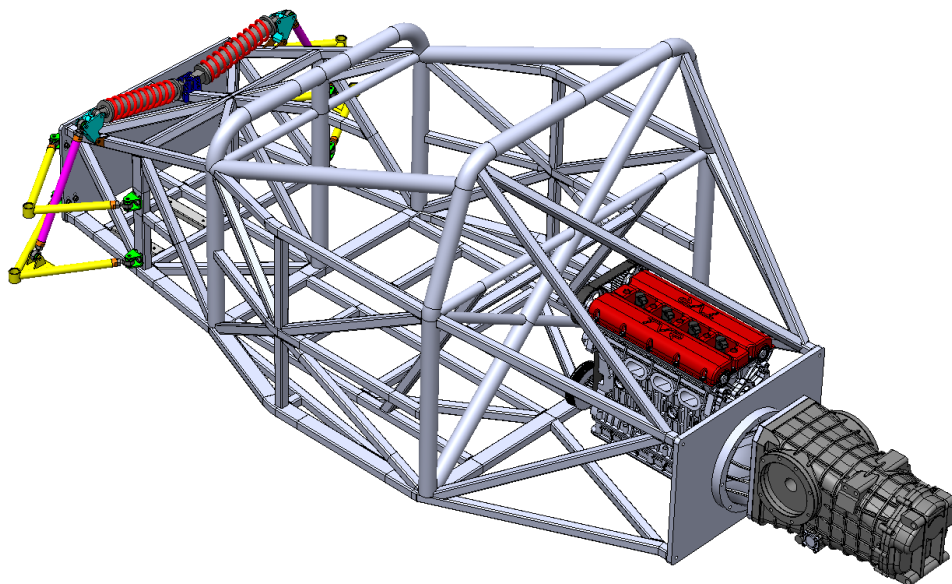


FIGURA 6.21: Conjunto final formado pelo quadro tubular e pelo sistema de suspensão (perspetiva da retaguarda).

Capítulo 7

Conclusão e Trabalhos Futuros

Após as fases de revisão da Literatura, concepção de todo o projeto e redação da presente Dissertação, o autor foi capaz de aferir determinadas conclusões relativamente a todo o estudo/trabalho desenvolvido. É precisamente sobre essas conclusões que se debruça o presente capítulo, pondo termo a este documento. Além disso, a última secção corresponde à descrição das limitações de projeto e enumeração de trabalhos futuros.

7.1 Conclusões

No que toca à tipologia de quadro/*chassis* e sistema de suspensão a implementar num veículo destinado à prática de desporto automóvel, em particular num veículo pertencente à categoria CN-FIA, a concepção e desenvolvimento de um quadro tubular, aliado ao sistema de suspensão do tipo triângulos sobrepostos, fazendo uso de uma configuração *pushrod*, é uma solução capaz de cumprir com os requisitos de resistência e rigidez, além da possibilidade de realização de ajustes/afinações e capacidade de oferecer a versatilidade e o desempenho necessários em pista, sem descuidar o cumprimento da regulamentação aplicável. Trata-se da solução mais amplamente usada em veículos integrantes da categoria e foi a tipologia selecionada pelo autor no âmbito da presente Dissertação conducente ao grau de Mestre em Engenharia Mecânica Automóvel.

O quadro tubular desenvolvido em conformidade com a regulamentação FIA aplicável faz uso de perfis tubulares com diferentes secções transversais unidos entre si por meio de construção soldada. O material selecionado para os perfis foi o aço 25CD4 com uma tensão de cedência aproximadamente igual a 600 MPa e com uma tensão de rotura de aproximadamente 730 MPa. Na zona frontal e retaguarda do quadro, ligam umas placas com funções estruturais cujo material selecionado foi a liga de alumínio 6061-T6, contando com uma tensão de cedência de aproximadamente 276 MPa e com uma tensão de rotura igual a aproximadamente 310 MPa.

Os perfis selecionados para a constituição do arco de segurança principal, bem como do arco de segurança frontal, apresentam uma secção transversal circular com um diâmetro exterior de 50 mm e uma espessura de parede igual a 2,5 mm, dimensões que superam ou igualam os valores mínimos regulamentados de 45×2,5 mm.

Quanto à célula de sobrevivência foram utilizados, sobretudo, perfis tubulares de secção quadrada de lado igual a 30 mm e espessura de parede igual a 2 mm. Refere-se que todas as dimensões mínimas exigidas pela regulamentação FIA relativa à categoria CN foram cumpridas, nomeadamente a distância mínima entre cotovelos de 1100 mm, a altura e largura mínimas dos arcos de segurança e distância entre arcos de 760 mm, além de outras medidas regulamentadas.

Note-se que um dos objetivos definidos pelo autor foi o de cumprir com dimensões tais que permitissem um certo nível de conforto para o percentil 95% da população, por forma a permitir a acomodação de um maior número de pilotos com diferentes características físicas. As dimensões mais relevantes podem ser visualizadas nos desenhos que seguem em anexo à presente Dissertação. Refere-se que a massa total do conjunto formado pelo quadro tubular desenvolvido, pelas patelas de ligação à placa frontal e placa traseira e, inclusive, pelas próprias placas, é de aproximadamente 120 kg.

O recurso a *software* de simulação computacional revelou ser uma ótima ferramenta para análise estrutural do quadro tubular desenvolvido, na medida em que permitiu prever os resultados associados aos ensaios estáticos preconizados pela FIA para aprovação da estrutura. O *software* de eleição foi o *Abaqus*, após uma primeira experiência no *Ansys*. Foram usados elementos de viga quadráticos (B32) para simulação dos perfis tubulares, ao passo que para as placas frontal e traseira foram gerados elementos de casca também estes de segunda ordem (S8R). Os casos de carga analisados visaram determinar a rigidez torsional do quadro desenvolvido e avaliar a resistência da célula de sobrevivência contra impactos laterais e dos arcos de segurança contra capotamentos, de acordo com a regulamentação FIA. Note-se que todas as simulações foram realizadas em regime linear material e geométrico.

As condições fronteira aplicadas nos casos de carga estudados tiveram como principal objetivo restringir os deslocamentos do modelo somente o mínimo necessário, de acordo com algumas indicações regulamentadas e sem promover resistência e rigidez adicionais. Uma vez gerada a malha de elementos finitos e definidas as condições fronteira, foram obtidos os resultados de cada caso de carga, em forma de tensão máxima equivalente de *Von Mises* e deslocamento máximo. Foi ainda apurado o fator de segurança inerente a cada caso de carga, de modo a facilitar na perceção do quão afastada a estrutura estava da tensão de cedência do material seleccionado.

O caso de carga considerado para avaliação da rigidez torsional do quadro tubular permitiu apurar um valor na casa de 13,8 kN.m/°, um valor absoluto muito interessante por si só mas menos admirável quando se trata de uma estrutura com uma massa total de aproximadamente 120 kg.

Foram realizadas três simulações de ensaios FIA para avaliação da resistência da célula de sobrevivência contra impactos laterais. No Caso 1 - zona localizada entre o eixo frontal e o painel de instrumentos (*tablier*) - a tensão máxima instalada foi de 151 MPa e o deslocamento máximo verificado foi de 2,3 mm. No Caso 2 - zona alinhada com as amarrações inferiores dos cintos de segurança - a tensão máxima instalada foi de 187 MPa e o deslocamento máximo verificado foi de 2,9 mm. No Caso 3 - zona centralizada com o depósito de combustível - a tensão máxima instalada foi de 153 MPa e o deslocamento máximo verificado foi de 1,6 mm.

Os casos de carga realizados sobre a célula de sobrevivência mostraram que o quadro tubular desenvolvido se encontra sobredimensionado, dado que o fator de segurança mais baixo foi de 3,2, verificado no Caso 2. Assim, a estrutura é mais resistente contra impactos laterais do que o exigido pela FIA. Um processo de otimização fica como trabalho futuro, de modo a reduzir a massa do quadro.

De modo a avaliar a resistência dos arcos de segurança contra capotamentos, foram realizadas mais três simulações de ensaios FIA, uma ao arco frontal e duas ao arco principal. No caso do arco frontal, a tensão máxima instalada foi de 358 MPa e o deslocamento máximo verificado foi de 2,9 mm. No caso do topo esquerdo do arco principal, a tensão máxima instalada foi de 364 MPa e o deslocamento máximo verificado foi de 1,5 mm. No caso do topo direito do arco principal, a tensão máxima instalada foi de 296 MPa e o deslocamento máximo verificado foi de 1,8 mm.

Os casos de carga mais críticos - menor fator de segurança - foram o caso sobre o arco frontal e sobre o topo esquerdo do arco principal, com um fator de segurança de 1,7. Ainda assim, claramente abaixo da tensão de cedência do material selecionado (aço 25CD4). Além disso, no caso sobre o arco principal, note-se que o valor máximo de tensão instalada deu-se numa zona de extensão muito reduzida - concentração de tensões - podendo tratar-se de uma singularidade sem representação expressiva no comportamento da estrutura. Um modelo de análise distinto formado por elementos sólidos (tridimensionais) seria necessário para analisar tais zonas com detalhe.

Tendo em consideração que a regulamentação FIA dita a aprovação do quadro tubular para deslocamentos permanentes inferiores a 1 mm, no caso dos ensaios à célula de sobrevivência, e para deslocamentos, em carga, inferiores a 50 mm, no caso dos ensaios aos arcos de segurança, é possível afirmar que o quadro desenvolvido teria grande probabilidade de ser aprovado nos ensaios preconizados pela FIA. Recorde-se que a tensão de cedência do material selecionado nunca foi atingida, motivo pelo qual não se prevê a ocorrência de qualquer deformação no domínio plástico, ou seja, permanente, mas apenas no domínio elástico.

Por fim, foi ainda concebido o sistema de suspensão dianteira para equipar o quadro tubular desenvolvido, baseado numa configuração do tipo triângulos sobrepostos com ataque ao conjunto mola-amortecedor por intermédio de um tirante à compressão (*pushrod*) e um balanceiro. Neste ponto, é importante referir que o sistema de suspensão idealizado ainda teria de ser revisto antes da fase de fabrico, por forma a adequar algumas dimensões que promovessem um melhor desempenho do conjunto formado pelo quadro tubular e pelo sistema de suspensão. Seria importante realizar uma análise mais aprofundada com o objetivo de alcançar os valores mais adequados para uma série de parâmetros, nomeadamente: distância entre eixos, largura de via e parâmetros de alinhamento, como os ângulos de sopé, de avanço e de saída. De qualquer forma, uma vez desenvolvido o sistema de suspensão, trata-se apenas de um processo de ajuste/afinação, numa busca incessante pelo ótimo.

7.2 Limitações e Trabalhos Futuros

Ao longo da presente Dissertação, a autor sentiu algumas limitações no *software Ansys*, ou melhor, no uso do *software* por parte do autor, uma vez que não foi capaz de compreender o que poderia estar a induzir rigidez suplementar ao modelo, mesmo após várias horas dedicadas a testar diferentes possibilidades (testes simples para despiste de erros). Por esse motivo, o tempo disponível para a realização de simulações computacionais mais avançadas, nomeadamente para além do domínio linear material e geométrico, foi escasso. Note-se que para ambos os *softwares* - *Ansys* e *Abaqus* - foram realizados testes de casos simples, de solução conhecida, nomeadamente: viga encastrada numa das extremidades sujeita à flexão por aplicação de carga na extremidade livre, biga bi-encastrada em flexão, viga sujeita a momento torsor, etc. Foram realizados testes simples recorrendo quer a elementos do tipo viga, quer a elementos do tipo casca, para os quais foi possível determinar analiticamente a solução e validar os resultados obtidos em *software*. Em ambos, para estes casos simples, os resultados obtidos numericamente estiveram de acordo com os pré-determinados analiticamente.

Outra limitação a referir prende-se com o facto de não ter sido possível construir um modelo à escala real, com o objetivo de melhor avaliar as questões relacionadas com ergonomia, uma vez que se trata de uma tarefa morosa e dispendiosa. Quanto a trabalhos futuros, referem-se algumas possibilidades e sugestões:

- Redesenhar o membro diagonal da retaguarda do quadro tubular desenvolvido, localizado acima do motor, de tal modo que este fosse desmontável, por forma a facilitar as fases de manutenção/reparação;
- Desenvolver as ancoragem do sistema de suspensão traseira para ligação à caixa de velocidades estrutural, bem como outros elementos base para o funcionamento do veículo, como a manga de eixo/cubo de roda, a caixa e coluna de direção. Além dos demais, seria de todo interesse o desenvolvimento de barras estabilizadoras;

- Conceber as chapas de alumínio ou reforçadas com fibra de carbono de revestimento à célula de sobrevivência, oferecendo proteção contra a intrusão;
- Otimizar estruturalmente o quadro tubular desenvolvido com o intuito de reduzir a massa sem prejudicar demasiado a resistência e/ou a rigidez torsional da estrutura. Deste modo, seria possível obter um quadro mais competitivo e que continuasse a ser aprovado nos ensaios FIA;
- Realizar simulações computacionais segundo o método não linear material e geométrico, visando uma maior proximidade com o mundo real, recorrendo a elementos sólidos que permitissem analisar em detalhe zonas de extensão reduzida com concentração de tensões ou até a deformação associada ao perfil tubular dos arcos de segurança, no contacto com a placa de ensaio através da qual a carga é aplicada;
- Realizar simulações dinâmicas com aplicação de cargas sobre o quadro provenientes do funcionamento da suspensão durante a circulação do veículo de desporto e outro tipo de análises, nomeadamente análise à fadiga;
- Analisar, com recurso a *software* adequado, o sistema de suspensão desenvolvido e efetuar alterações dimensionais com o intuito de promover um melhor desempenho global do conjunto que forma o *chassis* (quadro tubular e sistema de suspensão);
- Construir um protótipo que possibilitasse avaliar a capacidade de proteção dos ocupantes em colisão e o desempenho global em diferentes condições de circulação.

Para termo da Dissertação, o autor salienta que um projeto deste calibre nunca termina, na medida em que é sempre possível encontrar aspetos a melhorar. De qualquer forma, a proposta de trabalhos futuros enunciada pode ser encarada como uma lista de princípios a seguir com a intenção última de conceber um veículo pertencente à categoria CN-FIA capaz de uma campanha vitoriosa.

Bibliografia

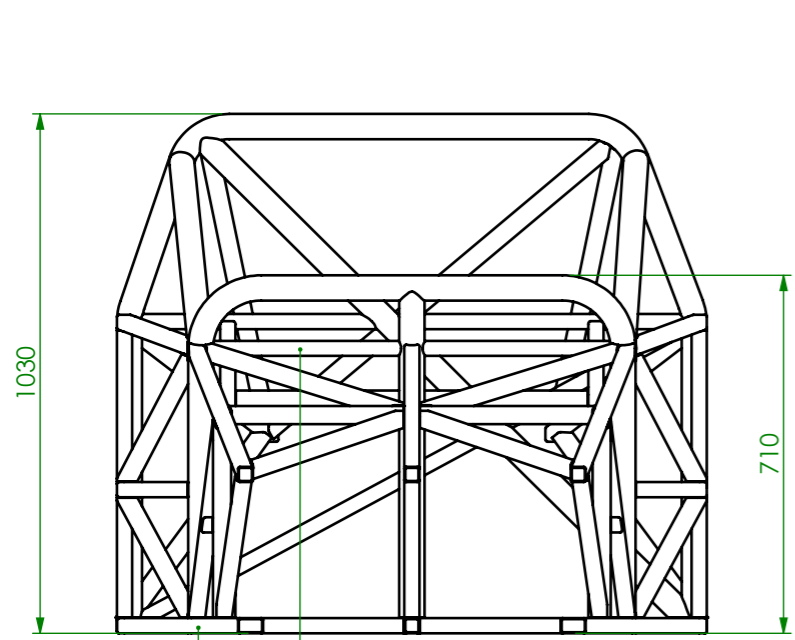
- Adams, H. (1992). *Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling*. HP books. Penguin Publishing Group. ISBN: 1-55788-055-7. URL: <https://books.google.pt/books?id=rY2ujnNrhf0C>.
- Aru, Suraj et al. (2014). «Design, analysis and optimization of a multi-tubular space frame». Em: *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development* 4.4, pp. 37–48. ISSN: 2249-6890. URL: https://www.researchgate.net/profile/Vinay-Jadhav-2/publication/274702070_DESIGN_ANALYSIS_AND_OPTIMIZATION_OF_A_MULTI-TUBULAR_SPACE_FRAME/links/55fc1b1208ae07629e08d95c/DESIGN-ANALYSIS-AND-OPTIMIZATION-OF-A-MULTI-TUBULAR-SPACE-FRAME.pdf.
- Babu, D. P. e V. N. Reddy (2016). «Design and Analysis of Automobile Frame». Em: *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*. 5.51, pp. 10437–10444. ISSN: 2319-8885. URL: <https://ijsetr.com/uploads/342651IJSETR13192-1841.pdf>.
- Campbell, C. (1981). *Automobile Suspensions*. Springer Science & Business Media. ISBN: 9781461333913. DOI: 10.1007/978-1-4613-3389-0. URL: <https://books.google.pt/books?id=KkccswEACAAJ>.
- Denny, Jason et al. (2018). «Conceptual design and numerical validation of a composite monocoque solar passenger vehicle chassis». Em: *Engineering Science and Technology, an International Journal* 21.5, pp. 1067–1077. ISSN: 2215-0986. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2018.07.014>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2215098618300521>.
- Eakambaram, A. et al. (2021). «Experimental analysis and Validation of torsional stiffness of a Tubular space frame chassis». Em: *Materials Today: Proceedings* 46. 3rd International Conference on Materials, Manufacturing and Modelling, pp. 7719–7727. ISSN: 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.238>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785321013250>.
- Farrington, Jock (2011). «Redesign of an FSAE race car's steering and suspension system». University of Southern Queensland Faculty of Engineering. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/11049378.pdf>.
- Formiga, J., L. Sousa e V. Infante (2019). «Numerical and Experimental Analysis of the Suspension Connection Zone of a Formula Student Monocoque Chassis». Em: *Procedia Structural Integrity* 17. 3rd International Conference on Structural Integrity, ICSI 2019, 2-5 September 2019, Funchal, Madeira, Portugal, pp. 886–893. ISSN: 2452-3216.

- DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.08.118>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2452321619303270>.
- Genta, G. e L. Morello (2008). *The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design*. Mechanical Engineering Series. Springer Netherlands. ISBN: 978-1-4020-8674-8. URL: <https://books.google.pt/books?id=ZBrg8iwcRfsC>.
- Gironnet, B. (1979). *Construire une voiture de course: suspension, châssis*. Dunod. ISBN: 2040104984. URL: <https://books.google.pt/books?id=hA00GwAACAAJ>.
- Gobbi, Massimiliano, Gianpiero Mastinu e Giorgio Previati (2014). «Farm tractors with suspended front axle: Anti-dive and anti-lift characteristics». Em: *Journal of Terramechanics* 56, pp. 157–172. ISSN: 0022-4898. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.10.003>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0022489814000743>.
- Heißing, B. e M. Ersoy (2010). *Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag. ISBN: 9783834897893. URL: <https://books.google.pt/books?id=NS1SjtEy-NIC>.
- Karita, Kenji et al. (2003). «Development of aluminum frame for heavy-duty trucks». Em: *Technical Review in Japan* 15, pp. 81–84. ISSN: 0915-3802. URL: http://mmc-manuals.ru/manuals/misc/technical_review/technical_review_2003.pdf#page=83.
- Klacik, Drew e Todd Cook (2004). «Motorsports industry in the Indianapolis region». Em: *IUPUI (Campus). Center for Urban Policy and the Environment*. URL: <https://hdl.handle.net/2450/563>.
- Kumar, Yogesh et al. (2022). «Kinematic and Structural Analysis of Independent type suspension system with Anti-Roll bar for Formula Student Vehicle». Em: *Materials Today: Proceedings* 56. 3rd International Conference on Contemporary Advances in Mechanical Engineering, pp. 2672–2679. ISSN: 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.247>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785321060946>.
- Lamy, Christophe e Michel Basset (2010). «A vision-based approach to wheel camber angle and tyre loaded radius measurement». Em: *Sensors and Actuators A: Physical* 161.1, pp. 134–142. ISSN: 0924-4247. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2010.04.004>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924424710001664>.
- Li, Juan et al. (2024). «Simulation the effect of capply layer length on the longitudinal stiffness and lateral stiffness of the tire and the stability of the car». Em: *Ain Shams Engineering Journal* 15.2, p. 102354. ISSN: 2090-4479. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.asej.2023.102354>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2090447923002435>.
- Liu, Chong Hao et al. (2018). «Torsional Stiffness Comparison of Different Tube Cross-Sections of a Formula SAE Car Space Frame». Em: *MATEC Web of Conferences* 153.04002. 4th International Conference on Mechatronics and Mechanical Engineering. DOI: [10.1051/mateconf/201815304002](https://doi.org/10.1051/mateconf/201815304002). URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2018/12/mateconf_icmme2018_04002.pdf.

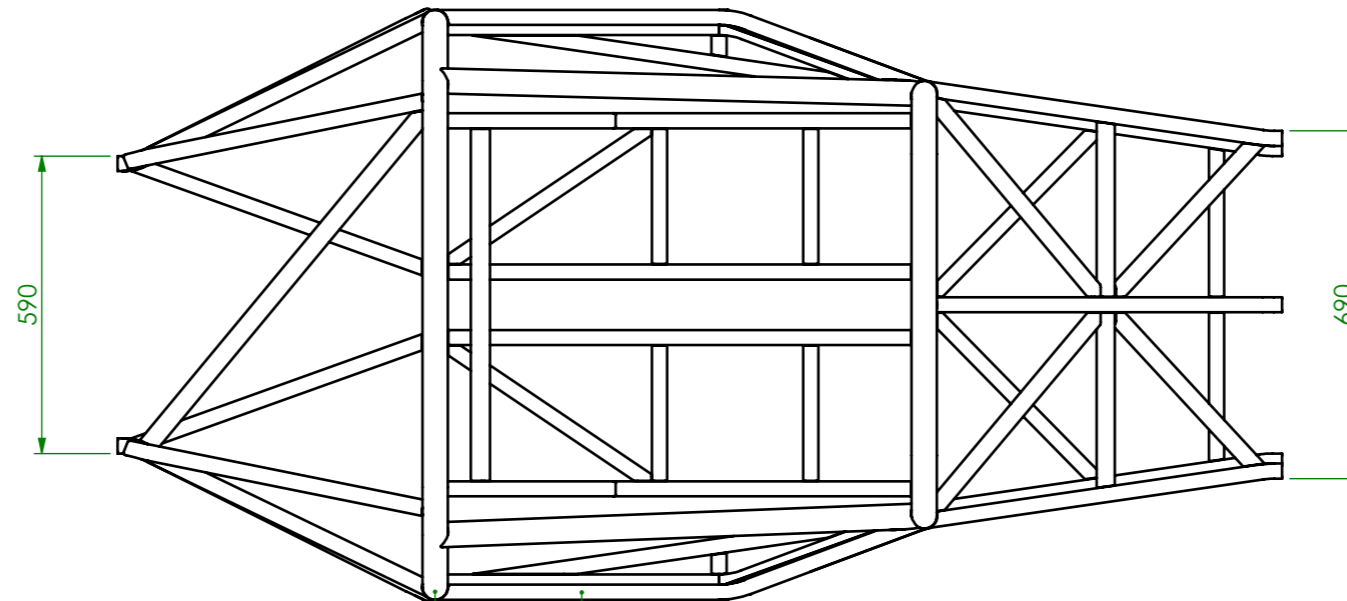
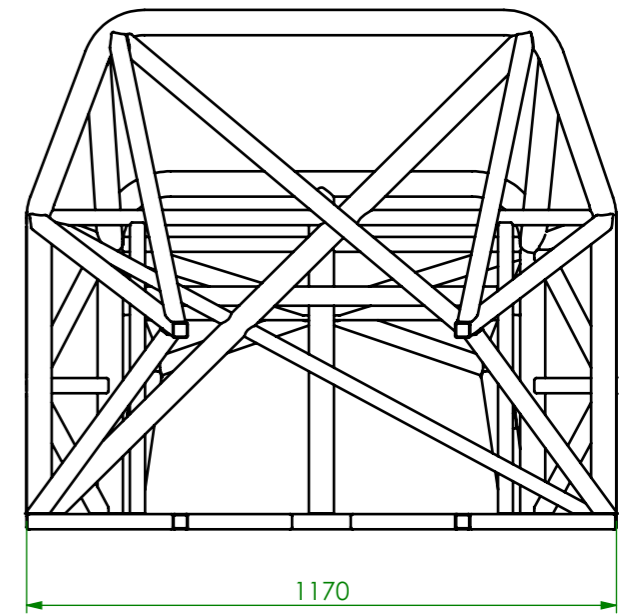
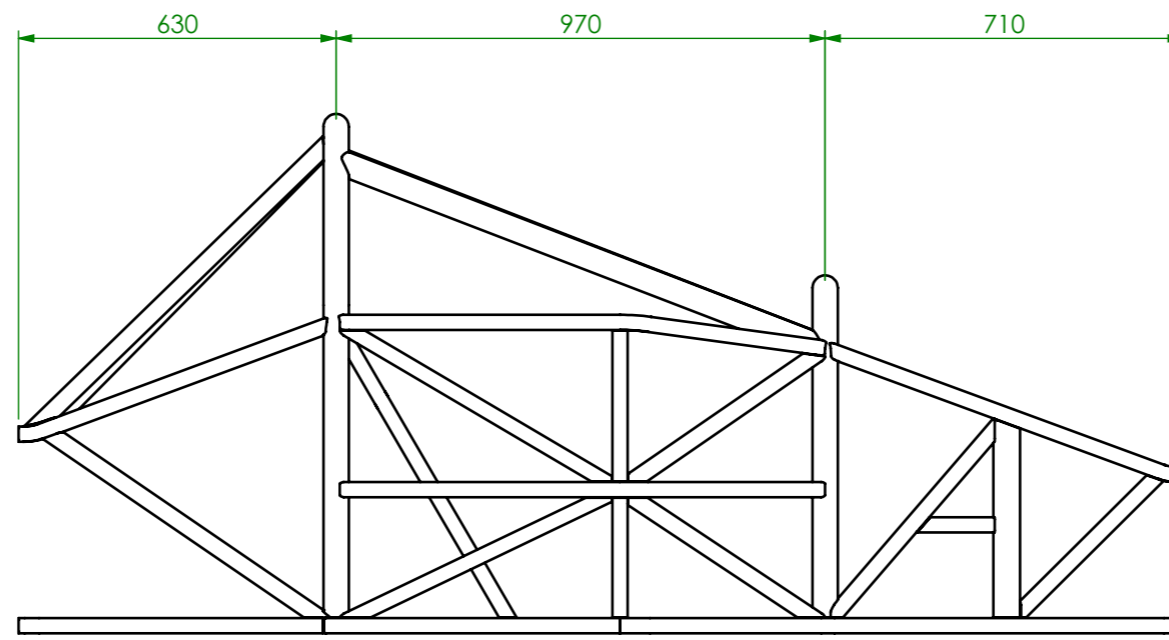
- Lu, Hangyu et al. (2022). «Dynamics of vehicle stability control subjected to feedback delay». Em: *European Journal of Mechanics - A/Solids* 96, p. 104678. ISSN: 0997-7538. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.euromechsol.2022.104678>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S099775382200136X>.
- Majid, Imam Abdul et al. (2021). «Structural Assessment of Ladder Frame Chassis using FE Analysis: A Designed Construction referring to Ford AC Cobra». Em: *Procedia Structural Integrity* 33. 26th International Conference on Fracture and Structural Integrity, pp. 35–42. ISSN: 2452-3216. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2021.10.006>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2452321621000998>.
- Milliken, W.F. e D.L. Milliken (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Premiere Series. SAE International. ISBN: 9781560915263. URL: <https://books.google.pt/books?id=EOHPjgEACAAJ>.
- Nitnaware, P. T. et al. (2018). «Design and Analysis of Space Frame Chasis for Formula Student Race Car». Em: *International Journal of Engineering Research & Technology* 7.6. ISSN: 2278-0181. URL: <https://www.ijert.org/research/design-and-analysis-of-space-frame-chasis-for-formula-student-race-car-IJERTV7IS060002.pdf>.
- Platt, Maurice (1960). *The Structure of the Automobile*. Crompton-Lanchester lectures, The Private Car. The Institute of Mechanical Engineers, Automobile Division. URL: <https://books.google.pt/books?id=fNMMAQAAIAAJ>.
- Prajwal, P., V. Muralidharan e G. Madhusudhana (2014). «Design and Analysis of a Tubular Space Frame Chassis of a High Performance Race Car». Em: *International Journal of Research in Engineering and Technology* 3.2. ISSN: 2319-1163. URL: <https://ijret.org/volumes/2014v03/i02/IJRET20140302086.pdf>.
- Pugazhenth, R. et al. (2021). «Optimization of fatigue life and fractography analysis of knuckle joint». Em: *Materials Today: Proceedings* 46. International Conference on Materials, Manufacturing and Mechanical Engineering for Sustainable Developments-2020 (ICMSD 2020), pp. 4344–4348. ISSN: 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.04.018>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785321028686>.
- Reddy, K. V. et al. (2016). «A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems». Em: *Mechanism and Machine Theory* 105, pp. 441–470. ISSN: 0094-114X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.001>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0094114X16300969>.
- Santo, Rodrigo Ferreira (2017). «What can Motorsports do to Automotive Industry Development». Instituto Universitário de Lisboa (ISCTE). URL: <http://hdl.handle.net/10071/17576>.
- Saurabh, Y. Samant et al. (2016). «Design of Suspension System for Formula Student Race Car». Em: *Procedia Engineering* 144. International Conference on Vibration Problems

- 2015, pp. 1138–1149. ISSN: 1877-7058. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.05.081>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705816302983>.
- Schwark, Jeremy et al. (2015). «An Investigation of Operator Performance in All-terrain Vehicle (ATV) Handling and Control». Em: *Procedia Manufacturing* 3. 6th International Conference on Applied Human Factors and Ergonomics (AHFE 2015) and the Affiliated Conferences, AHFE 2015, pp. 4621–4628. ISSN: 2351-9789. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2015.07.545>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2351978915005466>.
- Sindhvani, Rahul et al. (2021). «Design and optimization of suspension for formula Society of Automotive Engineers (FSAE) vehicle». Em: *Materials Today: Proceedings* 38. 2nd International Conference on Future Learning Aspects of Mechanical Engineering, pp. 229–233. ISSN: 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.077>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785320351671>.
- Slimarik, D. e F. Bauer (2013). «Design of tubular space frame for formula student race car». Em: *Proceedings of International PhD Students Conference*, pp. 862–866. URL: https://mnet.mendelu.cz/mendelnet2013/mnet_2013_full.pdf.
- Smith, C. (1978). *Tune to Win*. Aero Publishers, Inc. ISBN: 0879380713. URL: <https://books.google.pt/books?id=1W3ePwAACAAJ>.
- Smith, Calvin et al. (2022). «Fatigue reliability assessment of the new design of rear suspension system of the JCU motorsport car». Em: *Structures* 36, pp. 473–481. ISSN: 2352-0124. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2021.12.035>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S235201242101153X>.
- Thompson, Lonny L., Srikanth Raju e E. Harry Law (1998). «Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness». Em: *Vehicle Design and Safety* 1. Motorsports Engineering Conference & Exposition. ISSN: 0148-7191. DOI: 10.4271/983053. URL: <https://saemobilus.sae.org/content/983053/>.
- Tranter, Paul J. e Mark Douglas Lowes (2005). «The place of motorsport in public health: an Australian perspective». Em: *Health & Place* 11.4. Special Section: Therapeutic Landscapes: An Evolving Theme, pp. 379–391. ISSN: 1353-8292. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.healthplace.2004.07.004>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1353829204000632>.
- Tyagi, Apoorva (2016). «Design and Analysis of a Space Frame Tubular Chassis for a Formula Student car». Em: *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology* 5.9, pp. 16451–16456. ISSN: 2319-8753. DOI: 10.15680/IJIRSET.2016.0509130. URL: http://www.ijirset.com/upload/2016/september/130_Design.pdf.
- Viqaruddin, Mohd e D. Ramana Reddy (2017). «Structural optimization of control arm for weight reduction and improved performance». Em: *Materials Today: Proceedings* 4.8. International Conference on Advancements in Aeromechanical Materials for Manufacturing (ICAAMM-2016): Organized by MLR Institute of Technology, Hyderabad,

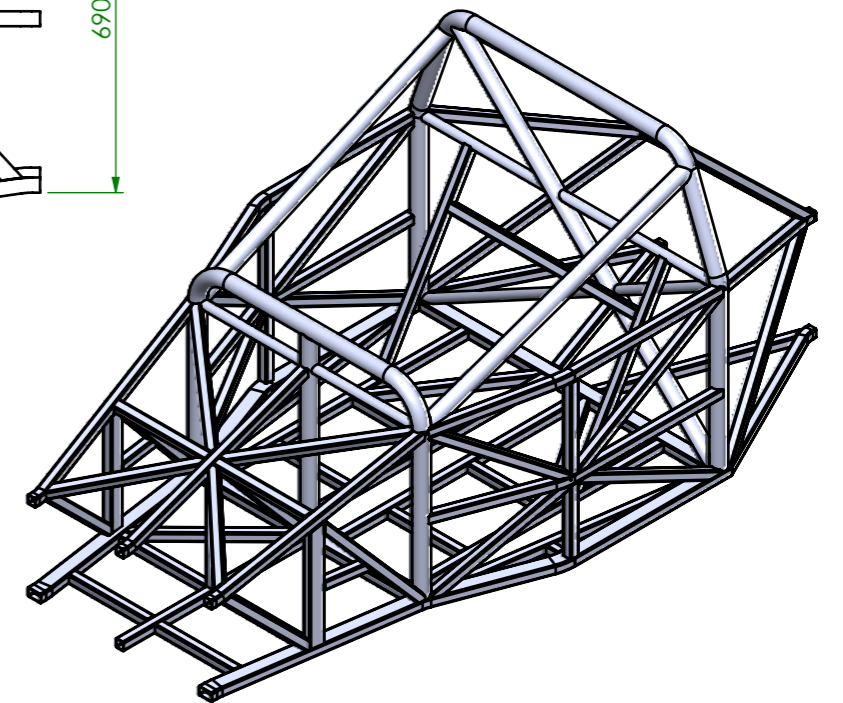
- Telangana, India, pp. 9230–9236. ISSN: 2214-7853. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.07.282>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785317315808>.
- Wang, Lifu et al. (2013). «Experimental Comparison of Anti-Roll Bar with Hydraulically Interconnected Suspension in Articulation Mode». Em: *SAE 2013 World Congress & Exhibition*. ISSN: 0148-7191. DOI: <https://doi.org/10.4271/2013-01-0710>. URL: <https://saemobilus.sae.org/content/2013-01-0710/>.
- Wirawan, Julian Wisnu et al. (2018). «Design analysis of formula student race car suspension system». Em: *AIP Conference Proceedings* 1931.1. The 3rd International Conference on Industrial, Mechanical, Electrical, and Chemical Engineering. ISSN: 0094-243X. DOI: 10.1063/1.5024110. URL: <https://doi.org/10.1063/1.5024110>.
- Xu, Guan et al. (2022). «One-dimension orientation method of caster and kingpin inclination of vehicle wheel alignment». Em: *Measurement* 198, p. 111371. ISSN: 0263-2241. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111371>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0263224122006078>.
- Yıldırım-Yenier, Zümürüt et al. (2016). «Relationships between thrill seeking, speeding attitudes, and driving violations among a sample of motorsports spectators and drivers». Em: *Accident Analysis & Prevention* 86, pp. 16–22. ISSN: 0001-4575. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.aap.2015.09.014>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0001457515300713>.
- Zhang, Linbo et al. (2009). «Study on Modeling Method of Anti-roll Bar Using One Dimensional Beam Element». Em: *SAE World Congress & Exhibition*. ISSN: 0148-7191. DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1454>. URL: <https://saemobilus.sae.org/content/2009-01-1454/>.



Secção 30x2 mm
 Secção 50x30x2 mm

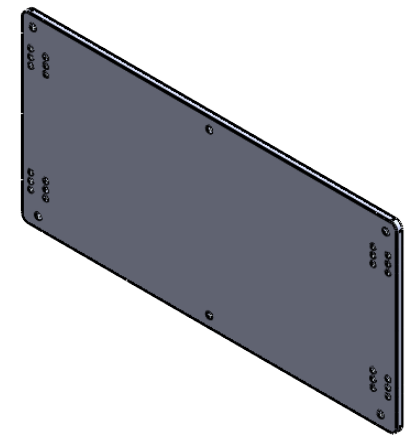
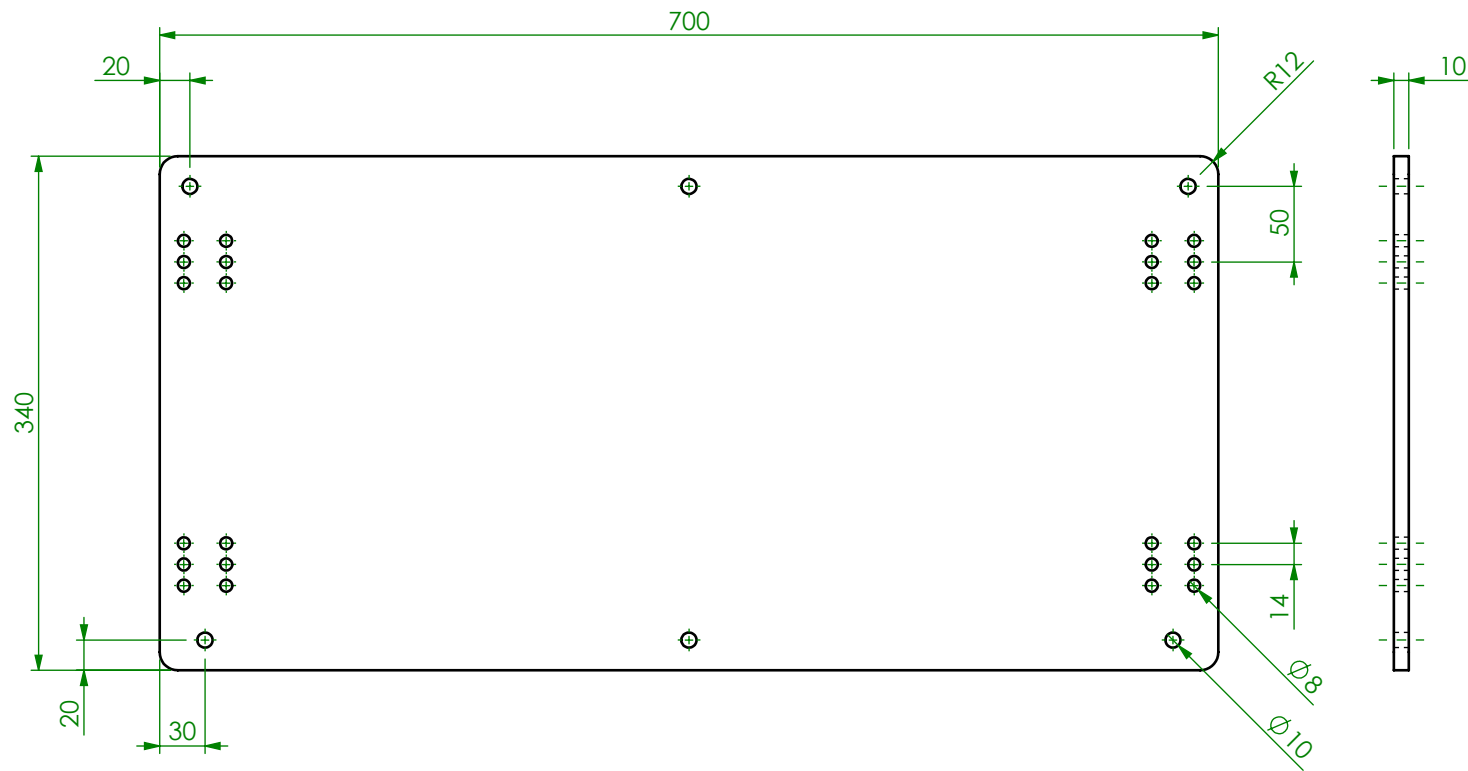


Secção 30x30x2 mm
 Secção 50x2,5 mm



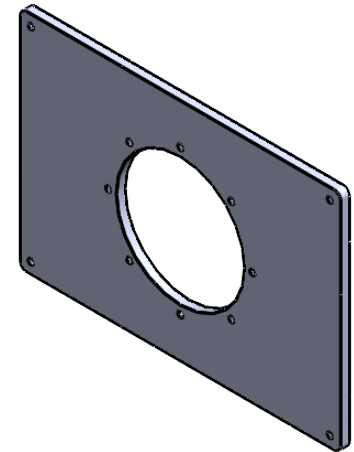
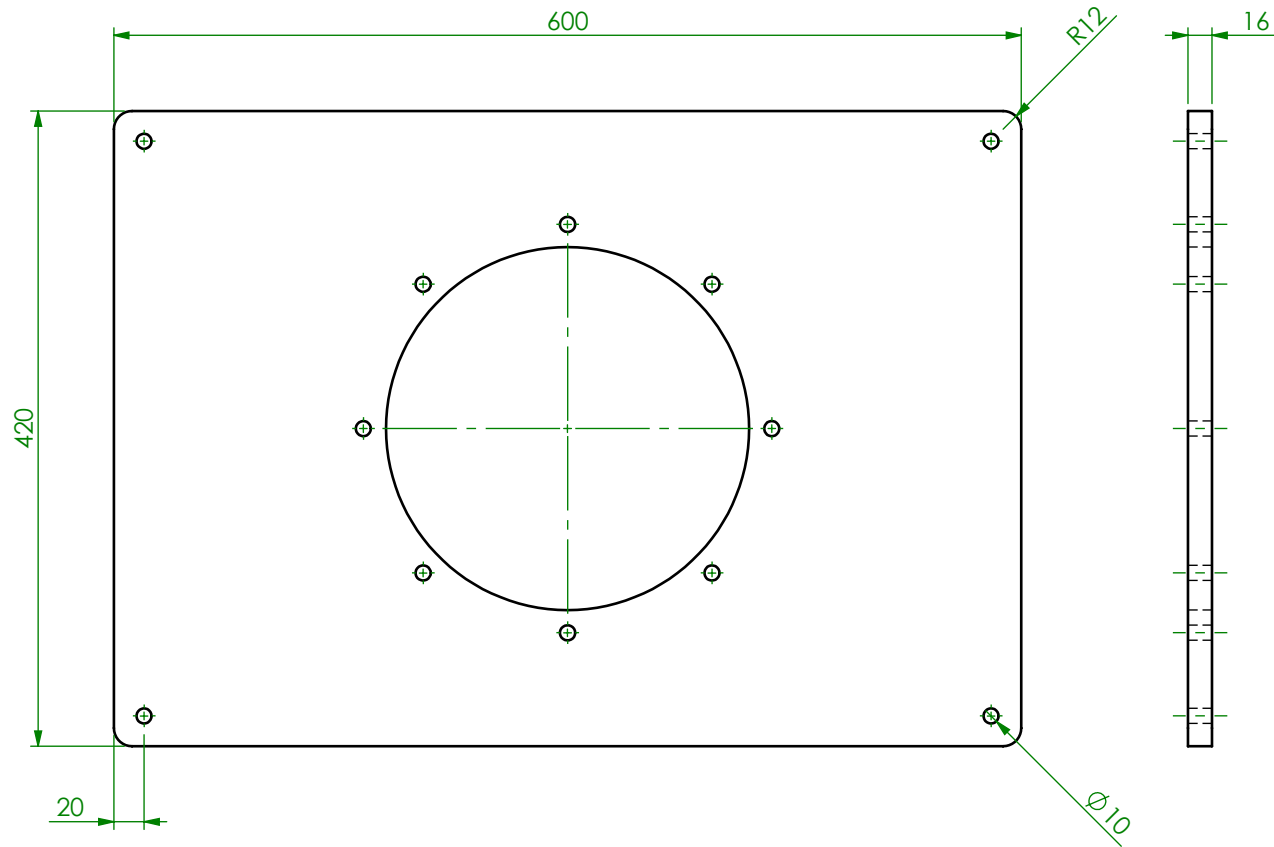
ESCALA
 1:15 (1:20)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Quadro Tubular	Número 1190451		
		Revisão -	Data de edição 11/06/2024	Língua PT	Folha 1/1



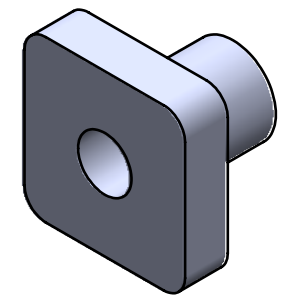
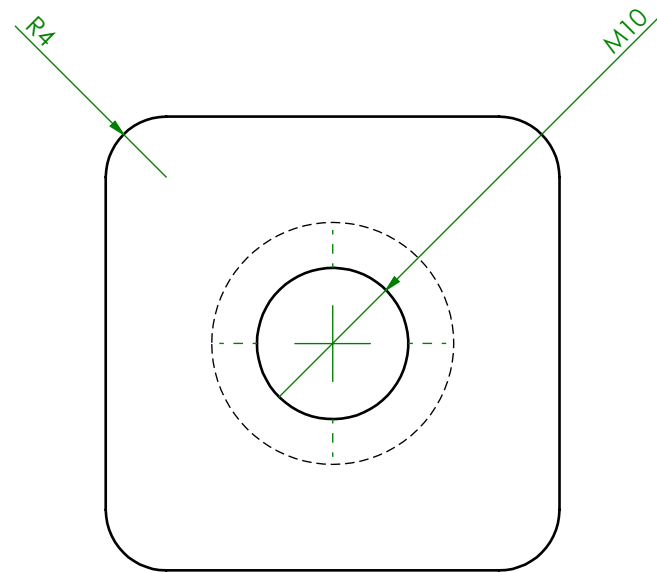
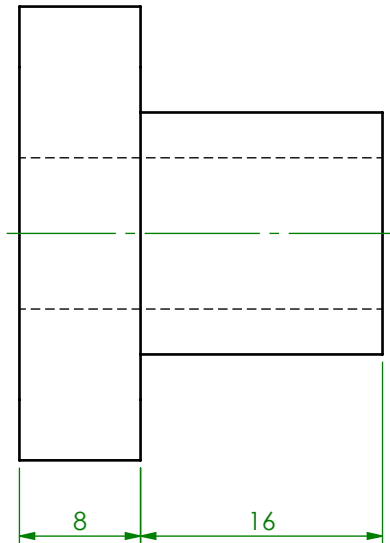
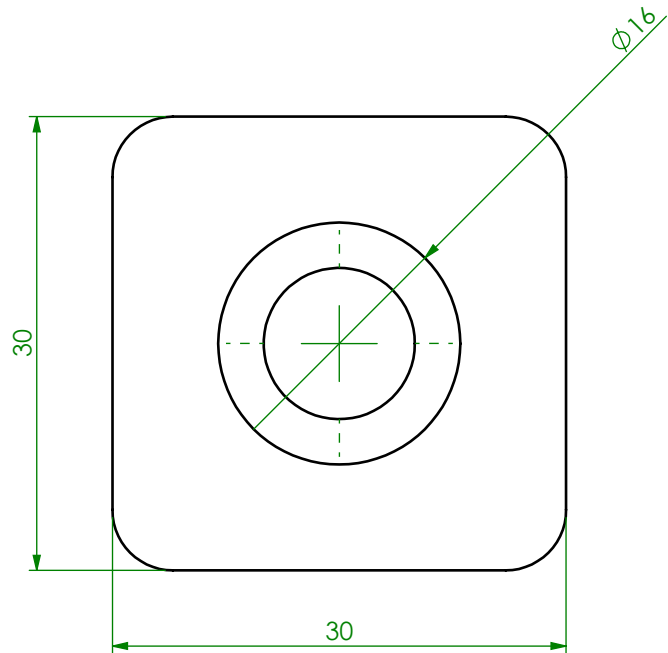
ESCALA
1:5 (1:10)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -			
Proprietário legal <i>DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto</i>		Título Placa Frontal	Número 1190451			
		Revisão -	Data de edição 11/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



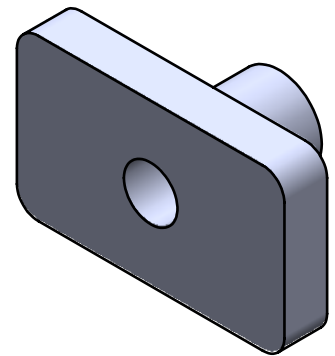
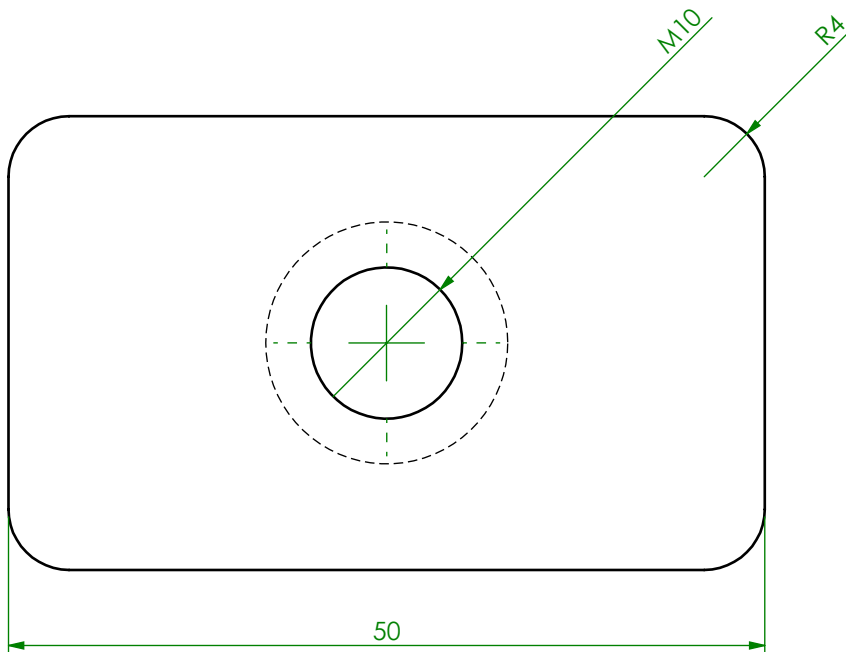
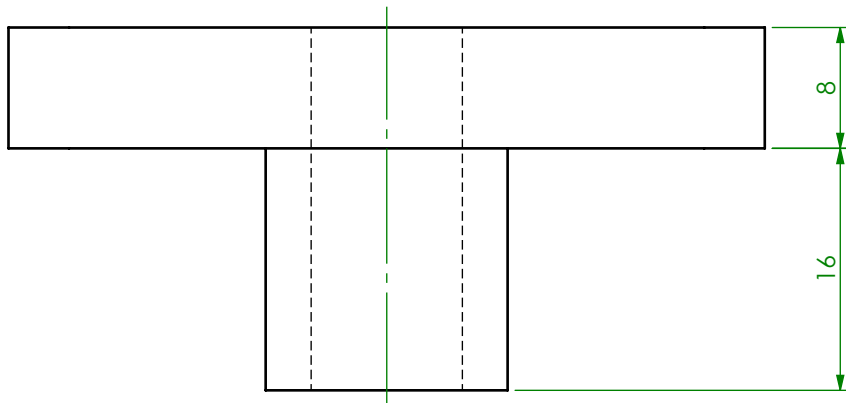
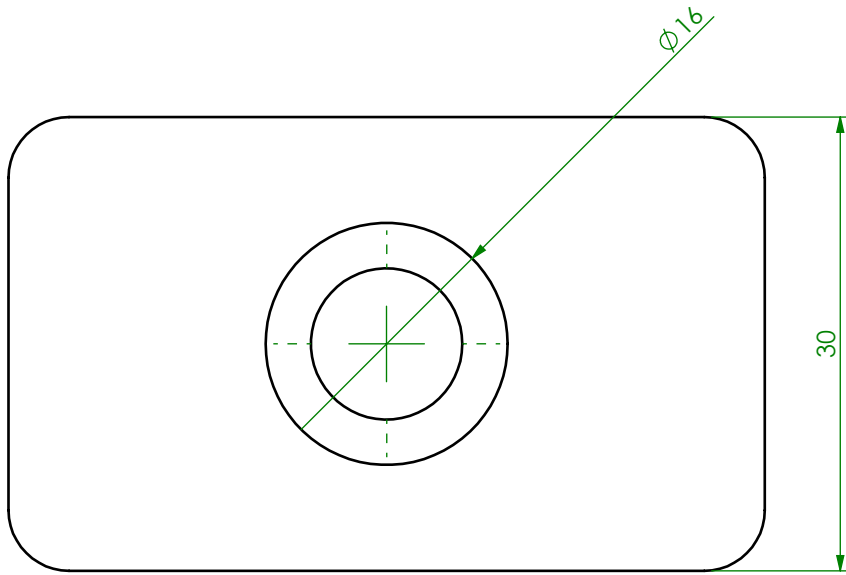
ESCALA
1:5 (1:10)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -		
Proprietário legal <i>DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto</i>		Título Placa Traseira	Número 1190451		
		Revisão -	Data de edição 11/06/2024	Língua PT	Folha 1/1



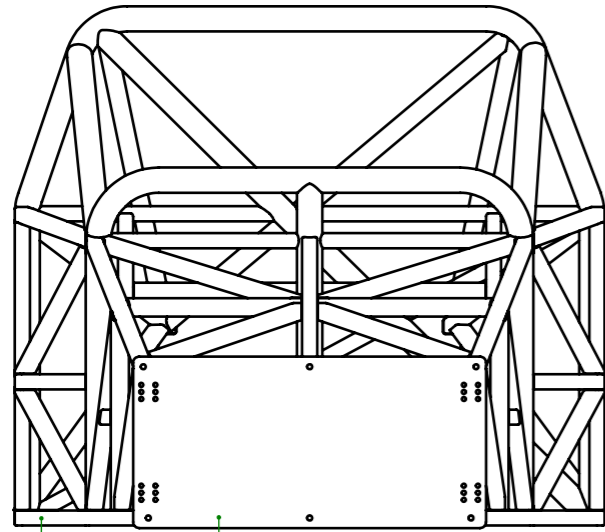
ESCALA
2:1 (1:1)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -			
Proprietário legal <i>DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto</i>		Título Patela 30x30 mm	Número 1190451			
		Revisão -	Data de edição 24/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



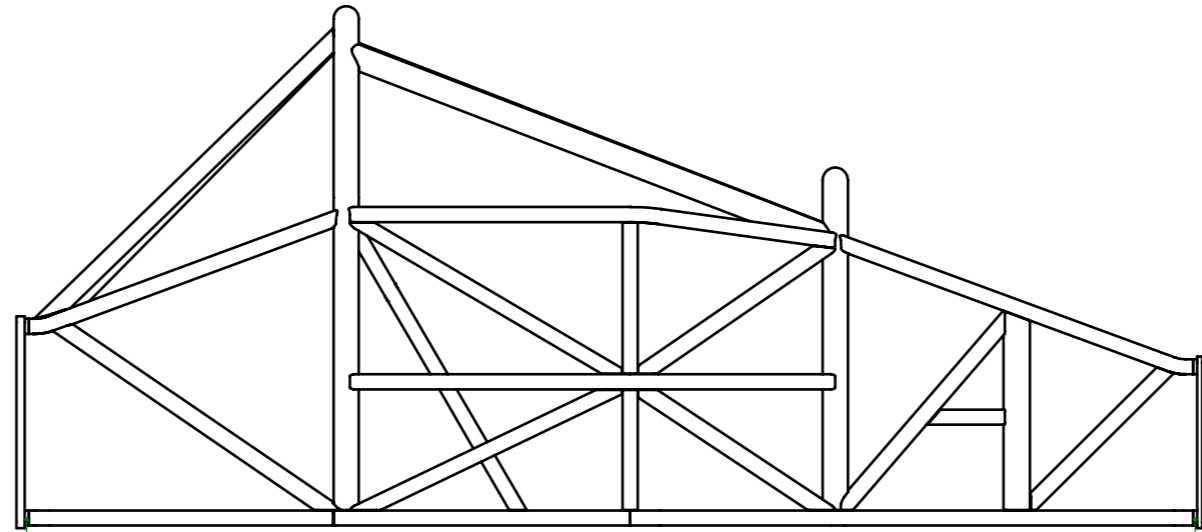
ESCALA
2:1 (1:1)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -	
Proprietário legal <i>DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto</i>		Título Patela 50x30 mm	Número 1190451	
		Revisão -	Data de edição 24/06/2024	Língua PT
				Folha 1/1



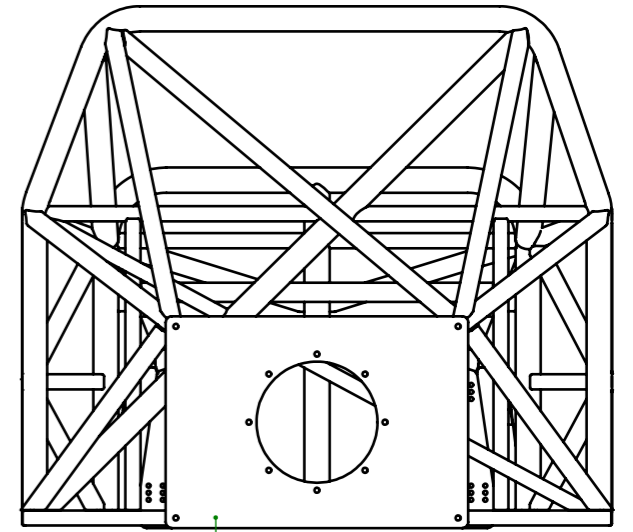
1

2

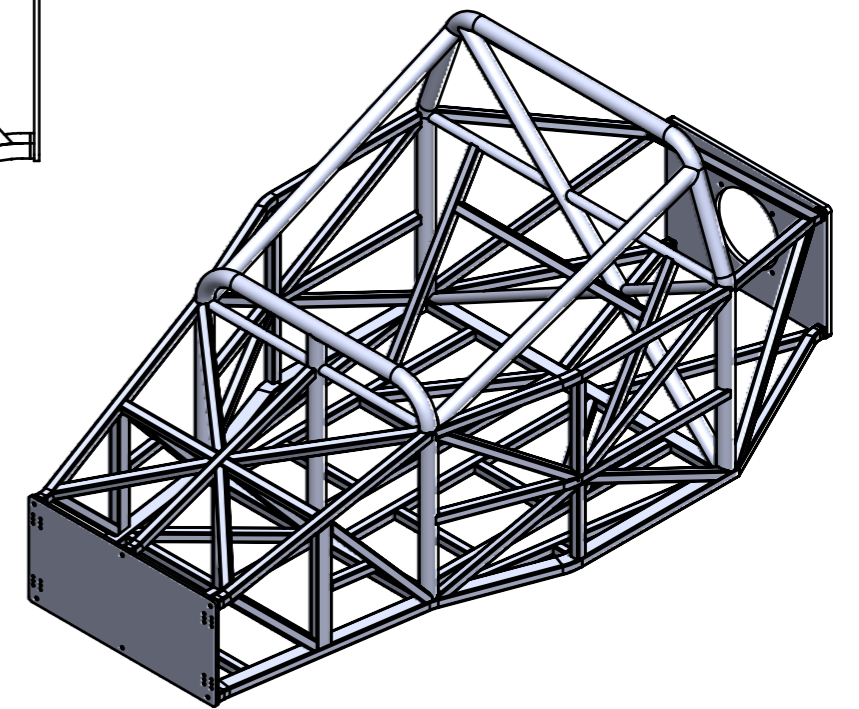
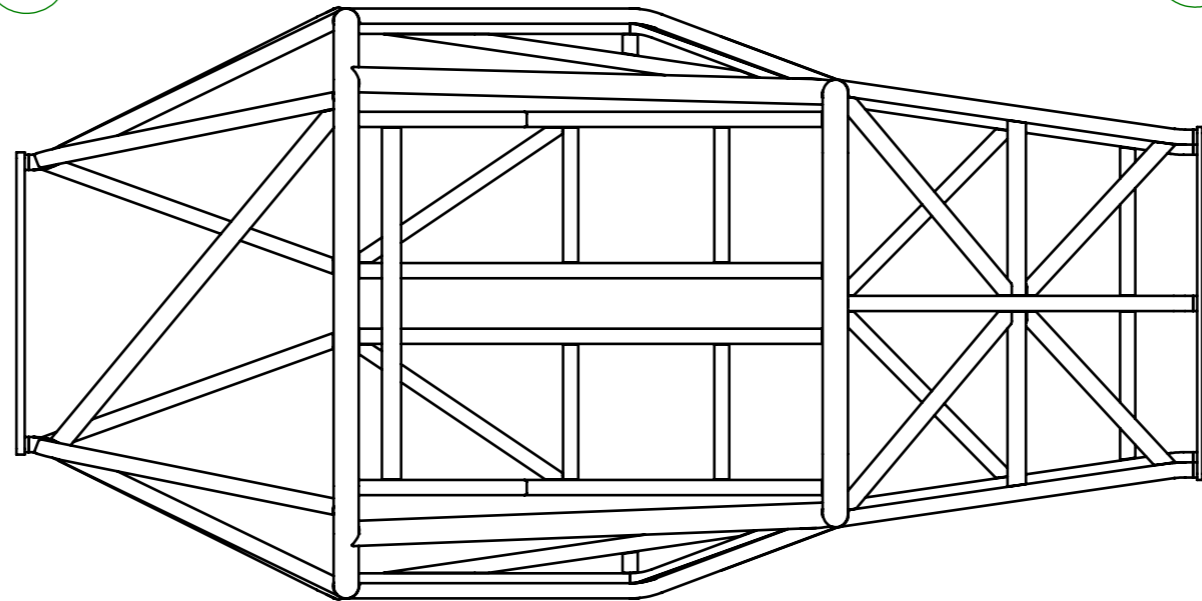


3

4



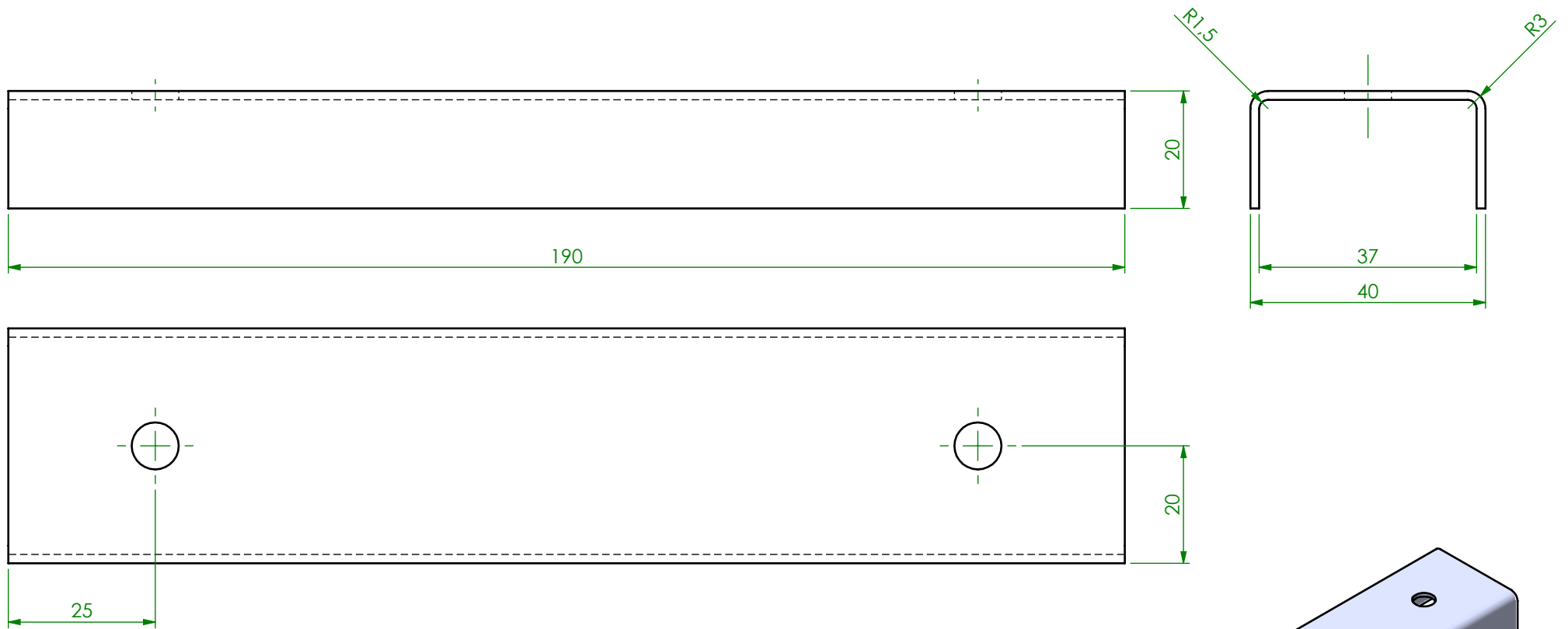
5



Nº de Referência	Designação	Quantidade	Material
1	Quadro Tubular	1	Aço 25CD4
2	Placa Frontal	1	Alumínio 6061
3	Patela 30x30 mm	8	Aço
4	Patela 50x30 mm	2	Aço
5	Placa Traseira	1	Alumínio 6061

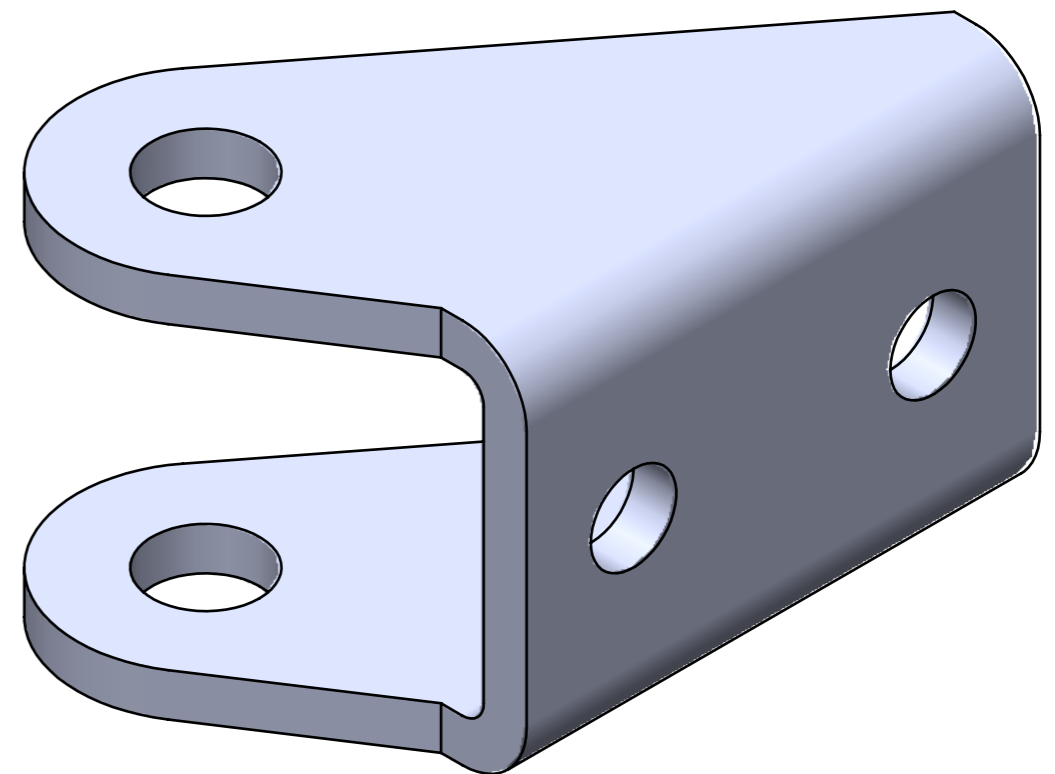
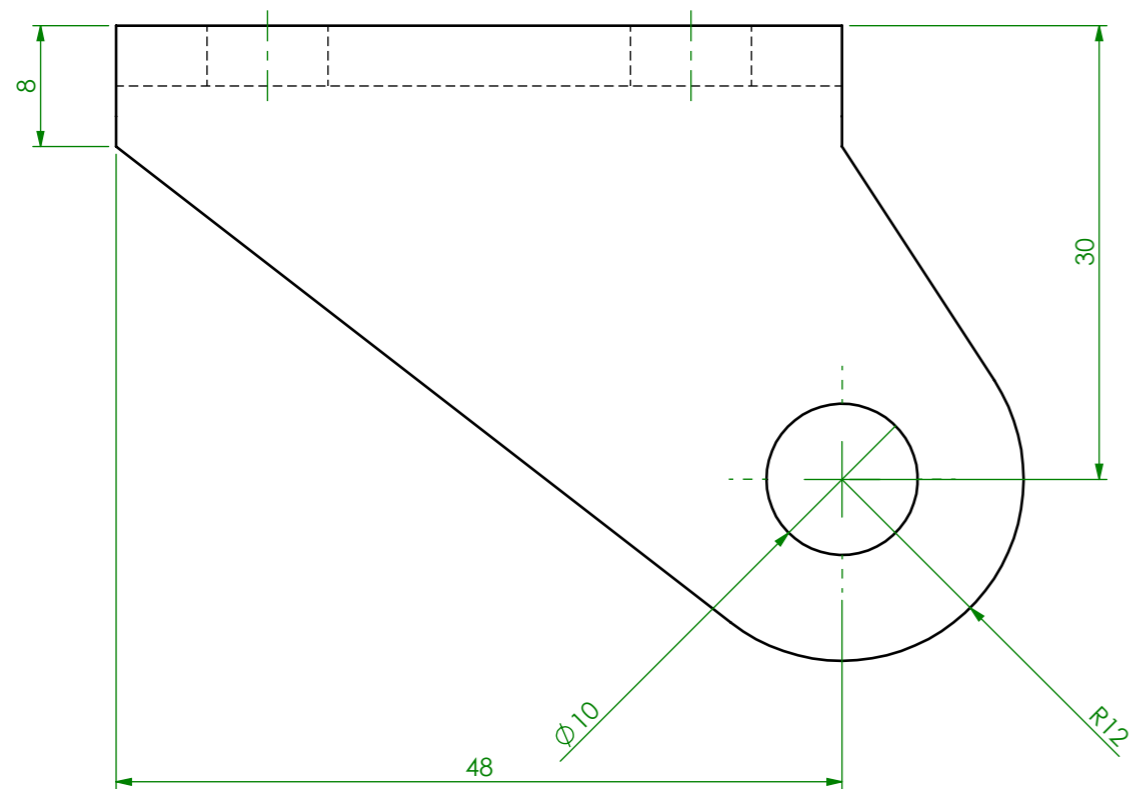
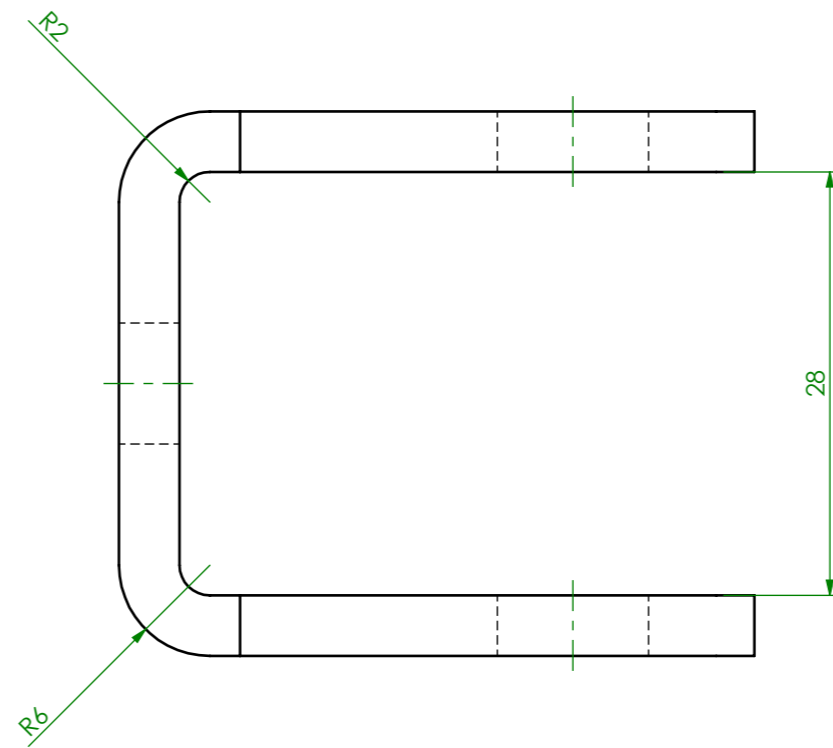
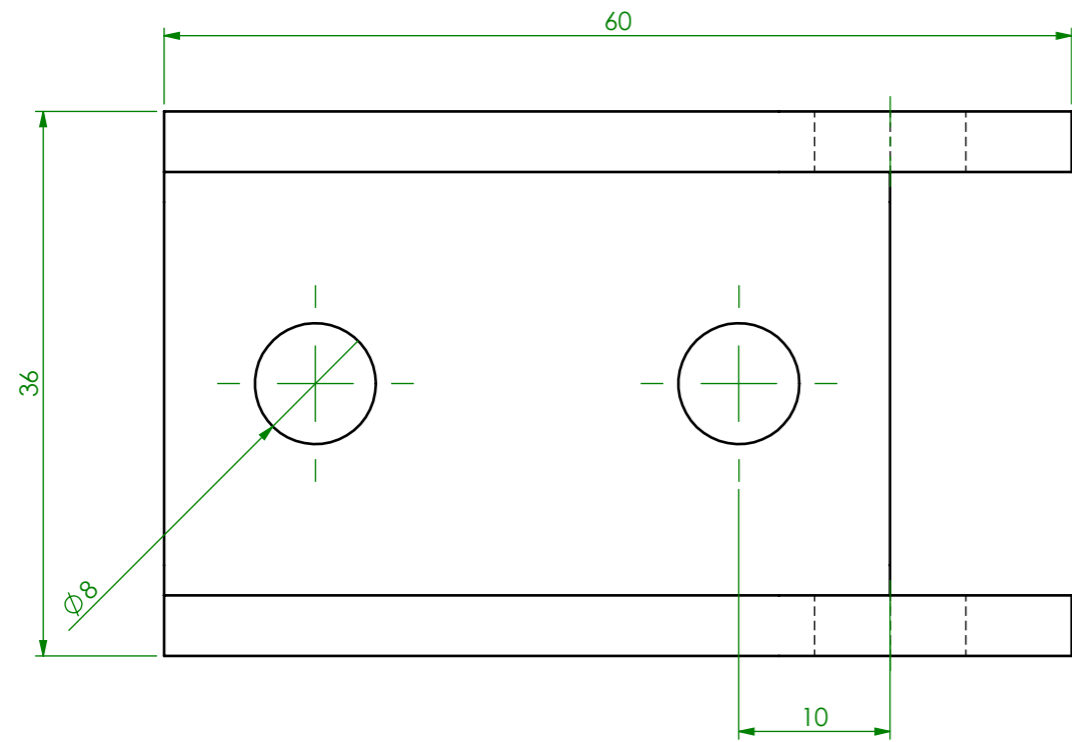
ESCALA
1:15 (1:20)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Conjunto	Estado do documento -		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Quadro Tubular com Placas Frontal e Traseira	Número 1190451		
		Revisão -	Data de edição 11/06/2024	Língua PT	Folha 1/1



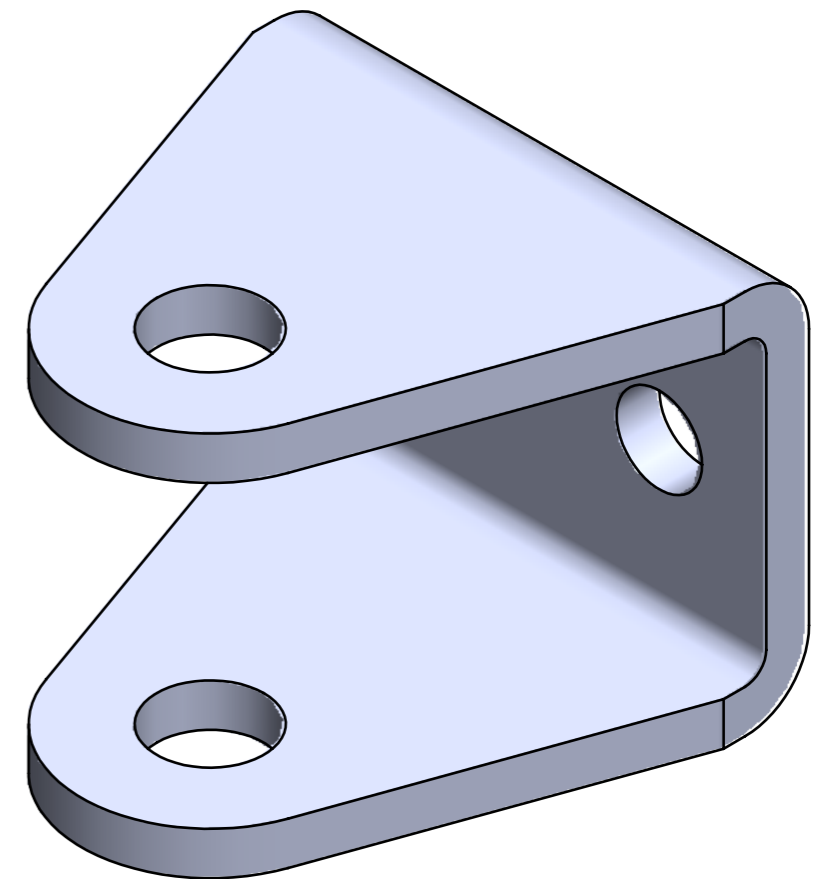
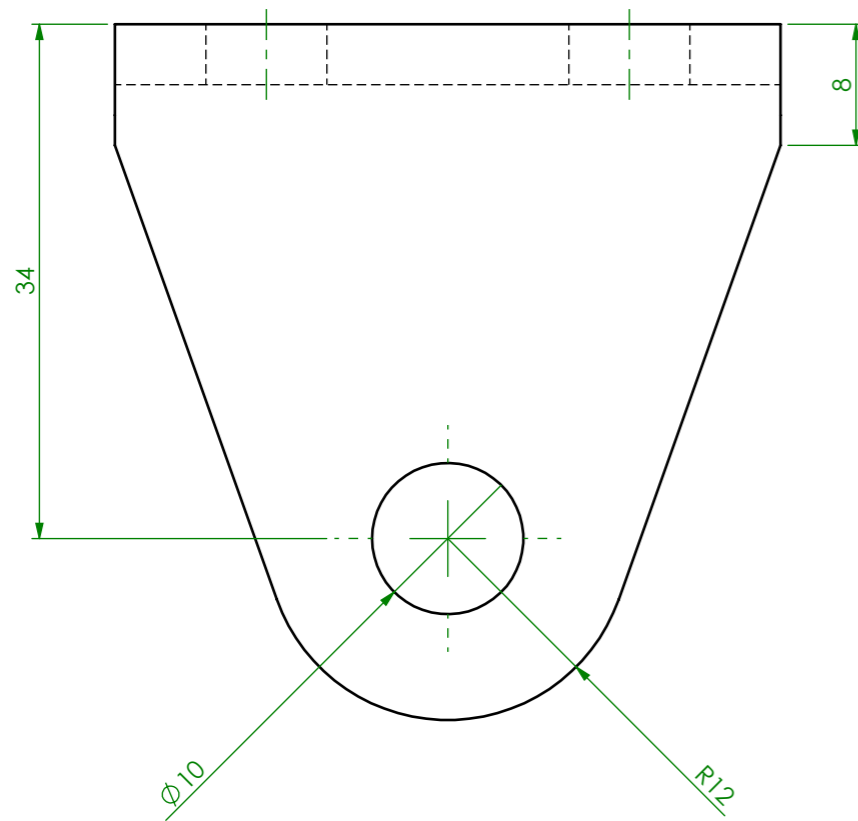
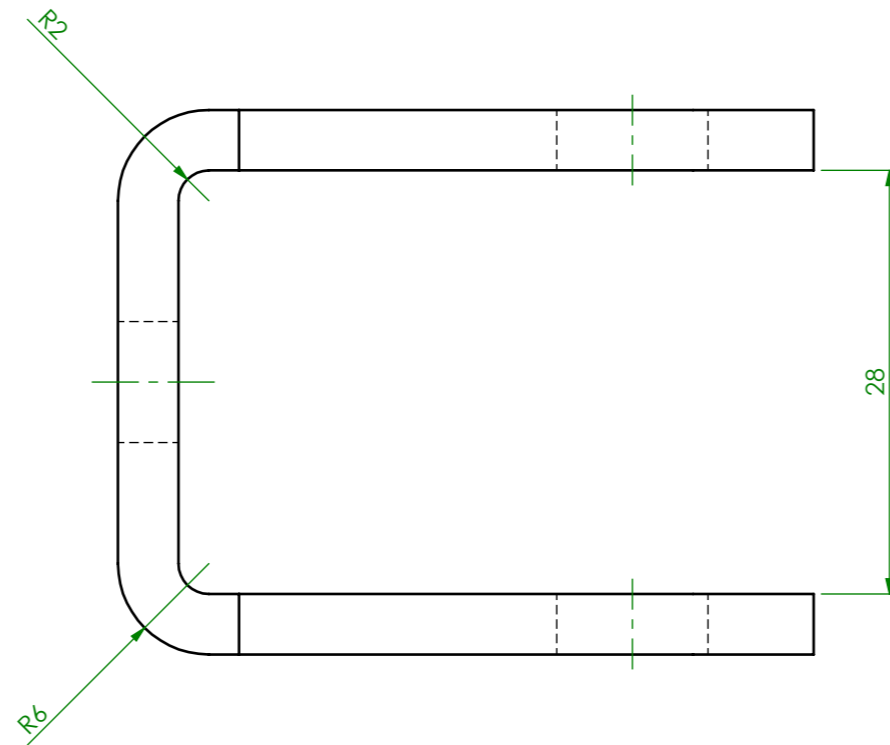
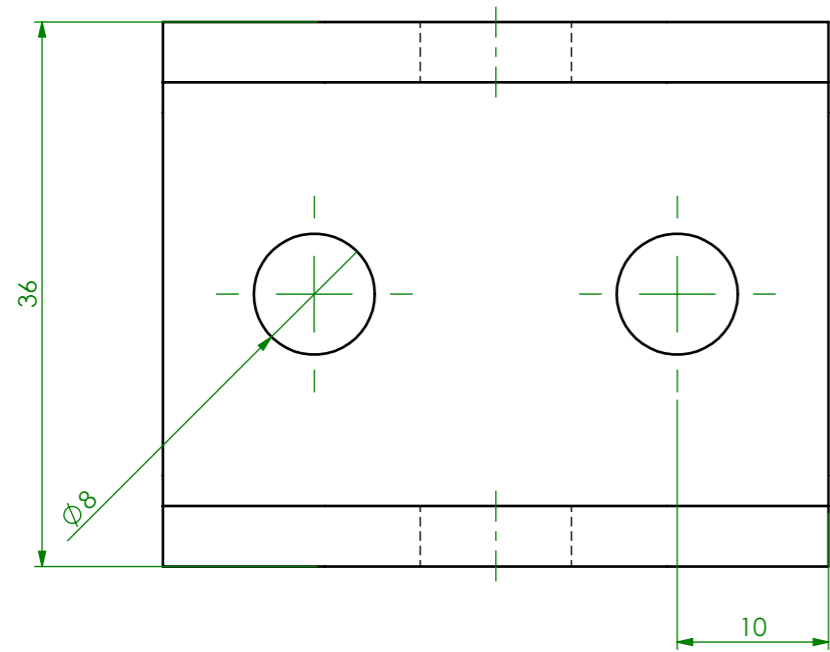
ESCALA
1:1 (1:2)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -			
Proprietário legal <i>DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto</i>		Título Suporte de Pedaleira	Número 1190451			
		Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



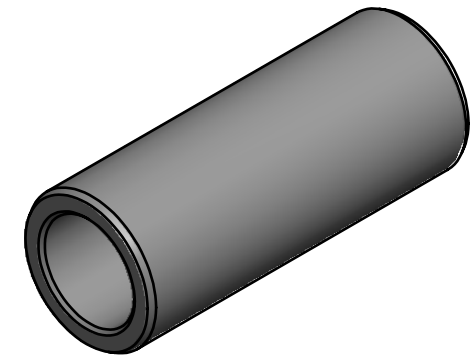
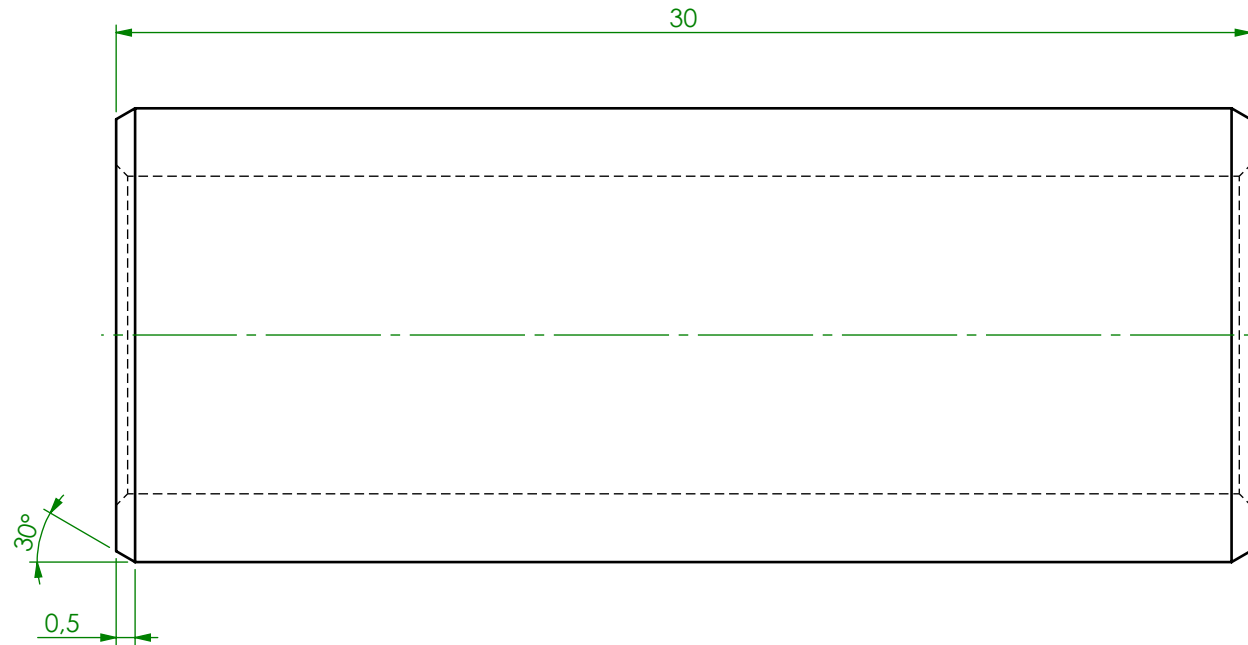
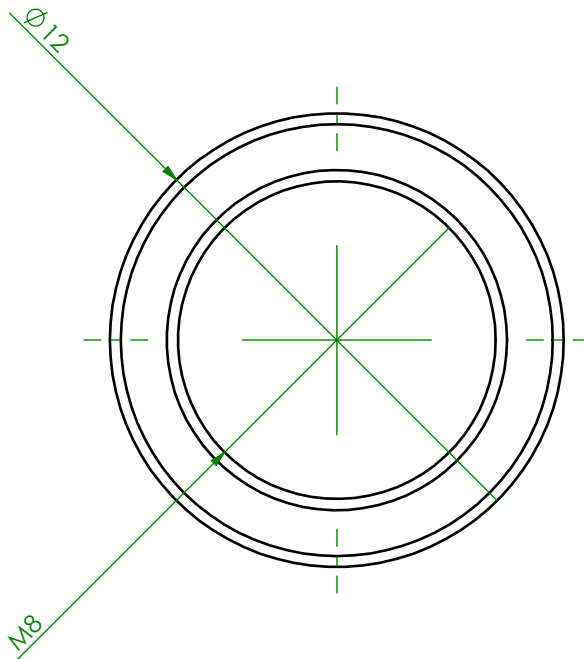
ESCALA
2:1

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -	
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Ancoragem Anterior dos Triângulos de Suspensão	Número 1190451	
Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



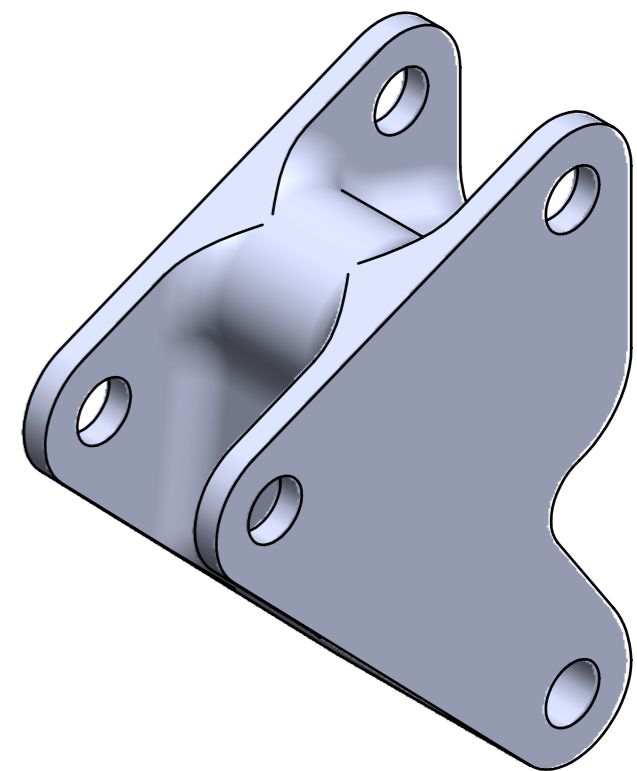
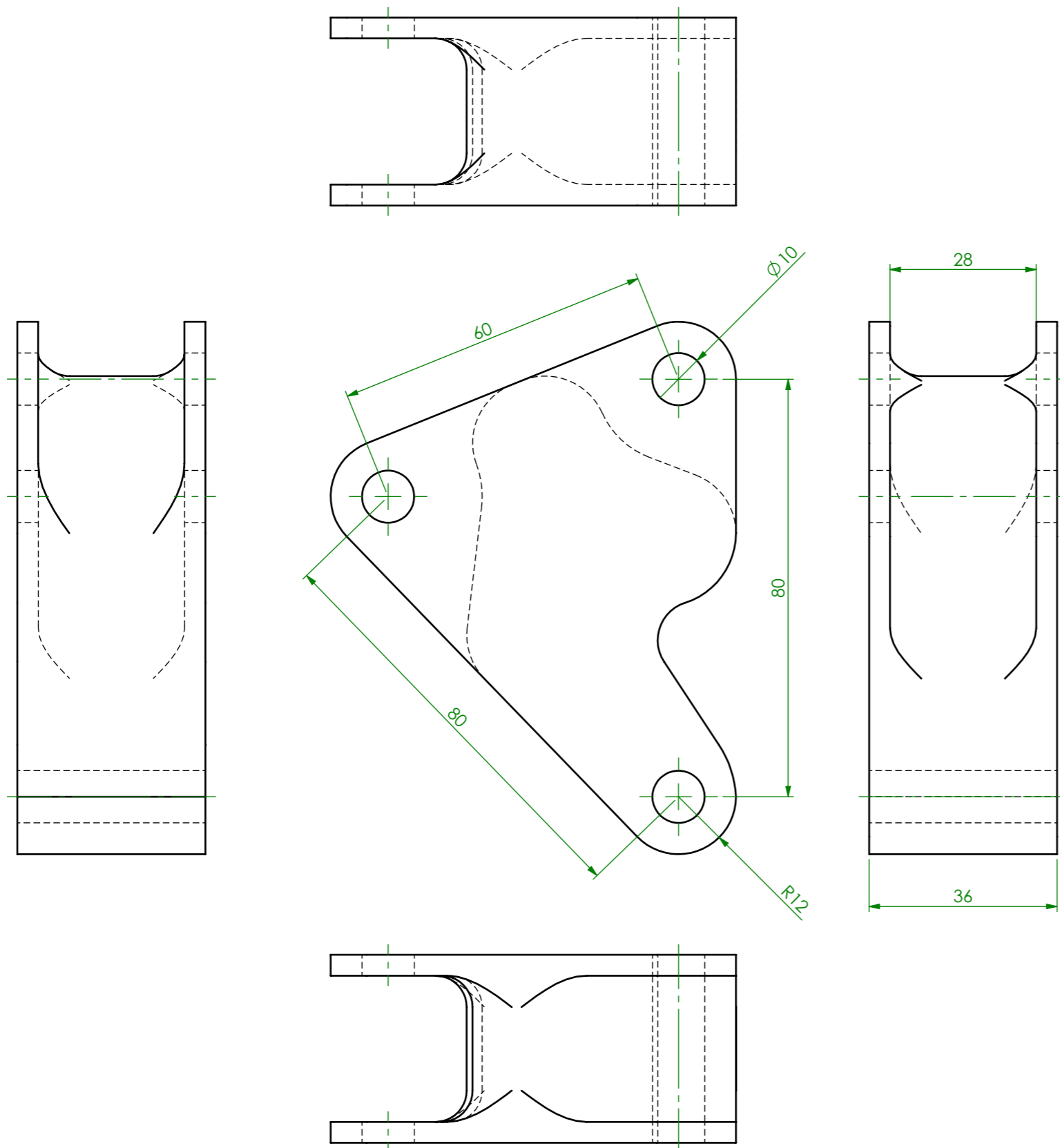
ESCALA
2:1

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Ancoragem Posterior dos Triângulos de Suspensão	Número 1190451		
Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Lingua PT	Folha 1/1		



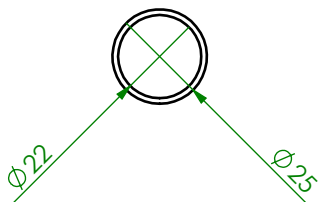
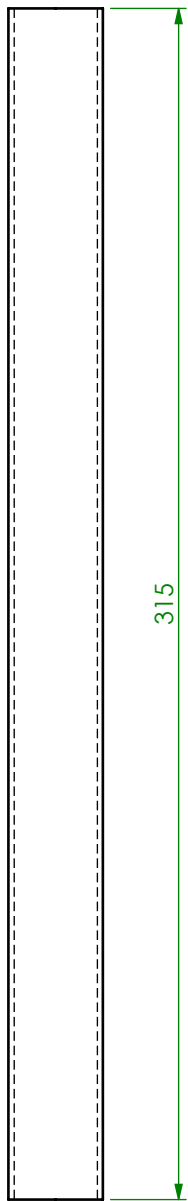
ESCALA
5:1 (2:1)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -			
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Tubo M8	Número 1190451			
		Revisão -	Data de edição 28/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



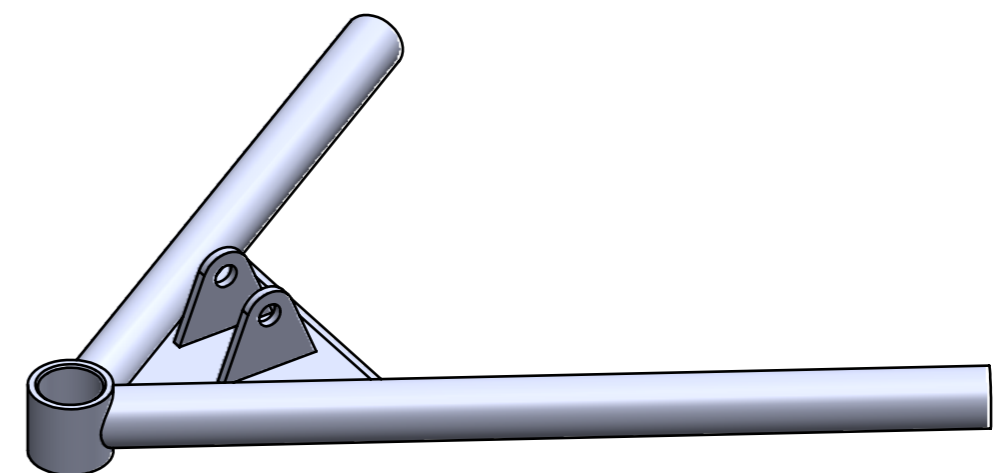
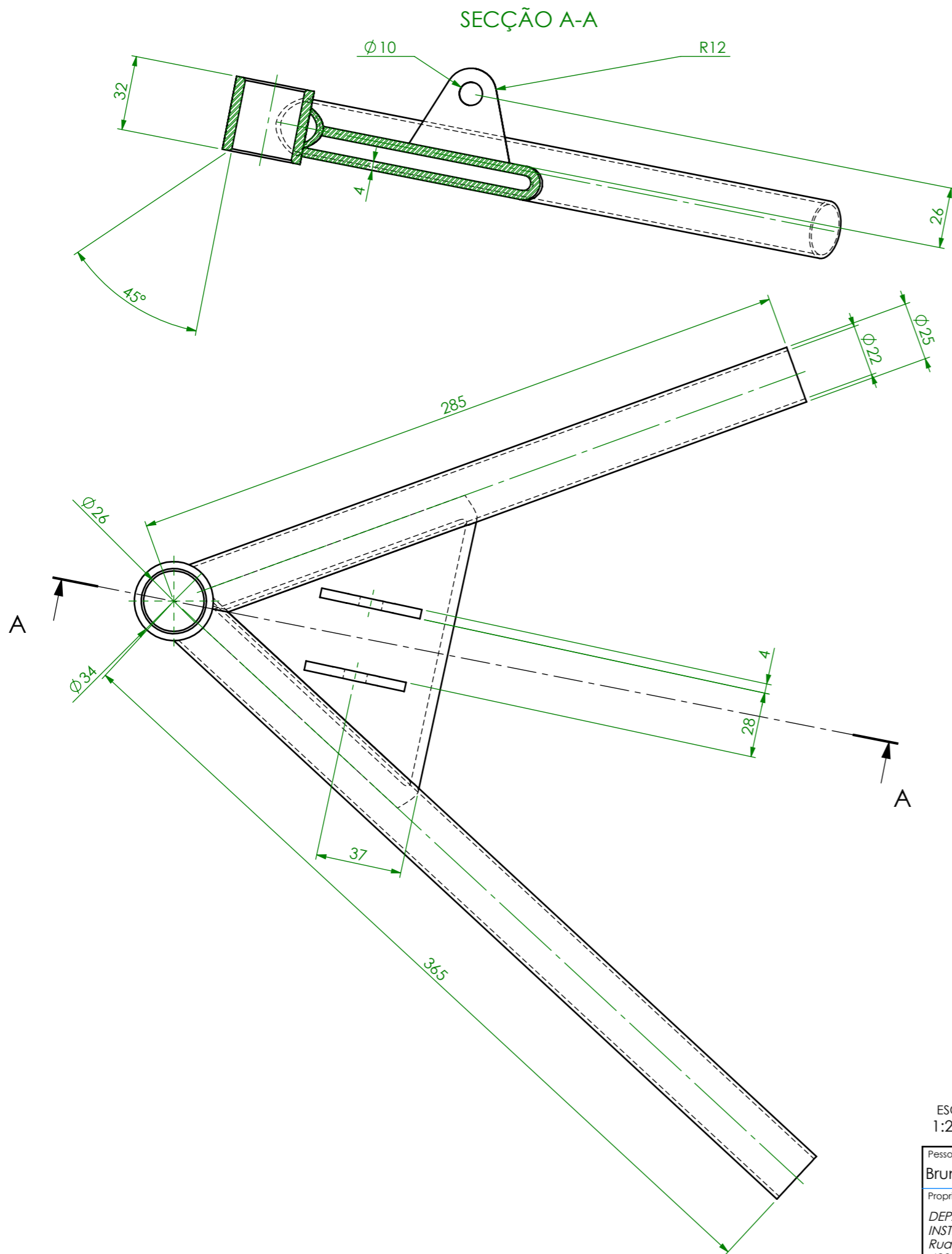
ESCALA
1:1

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -			
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Balanceiro	Número 1190451			
			Revisão -	Data de edição 28/06/2024	Língua PT	Folha 1/1



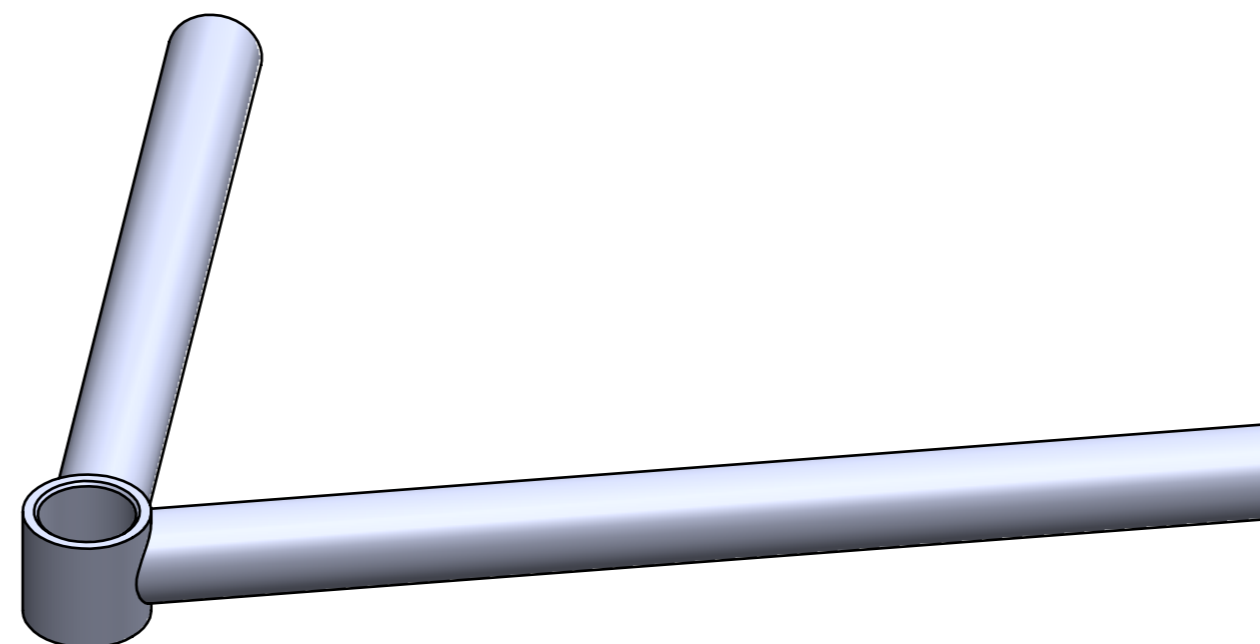
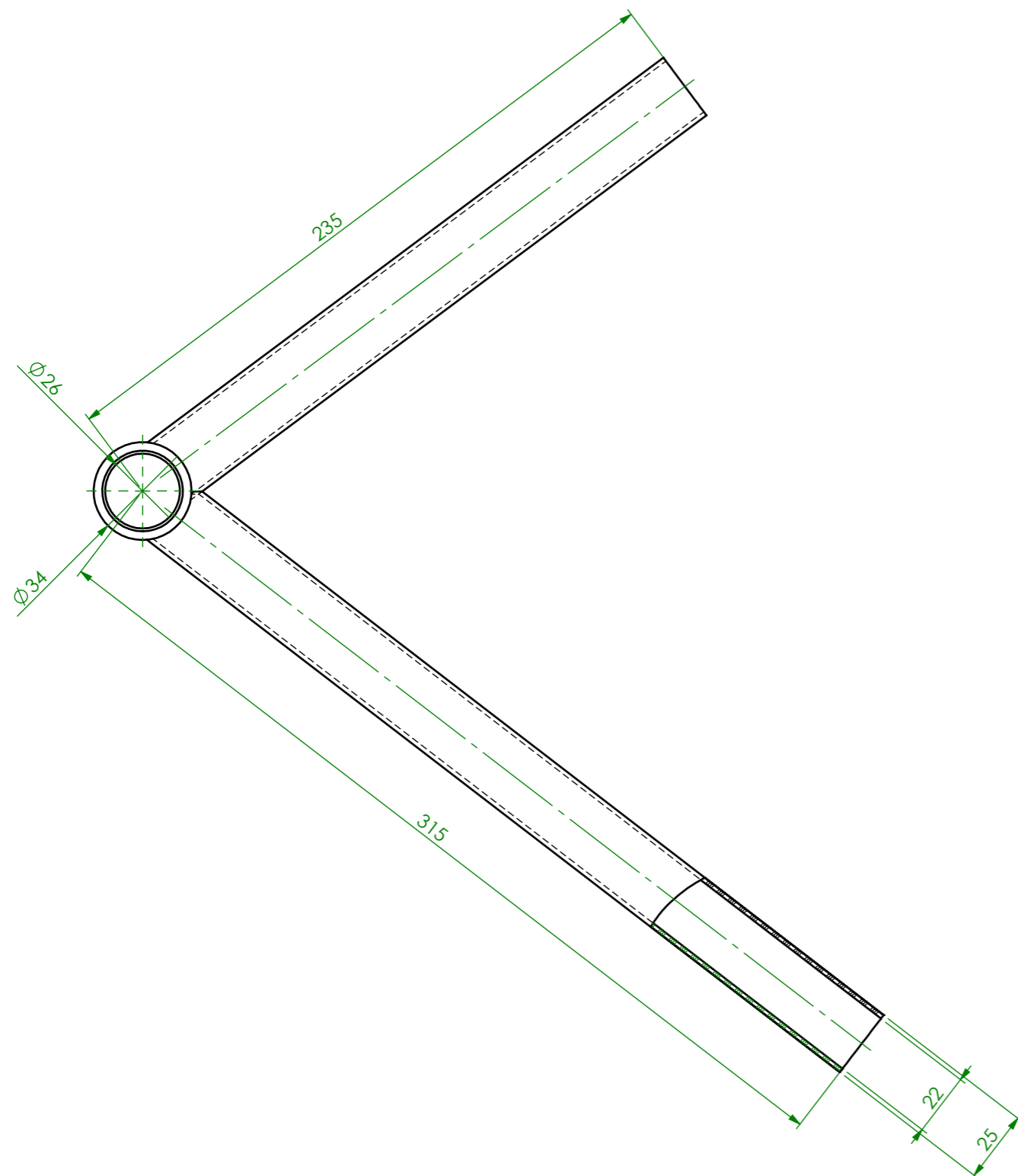
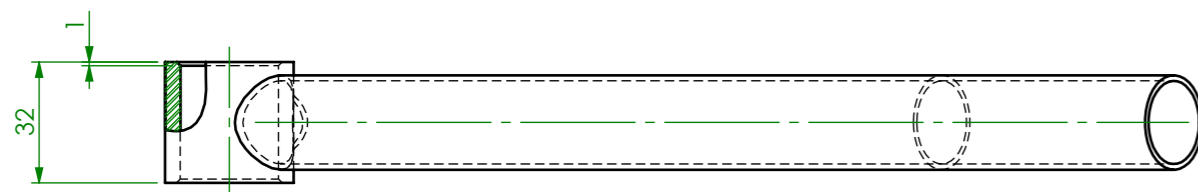
ESCALA
1:2

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -				
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Tirante	Número 1190451	Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Língua PT	Folha 1/1



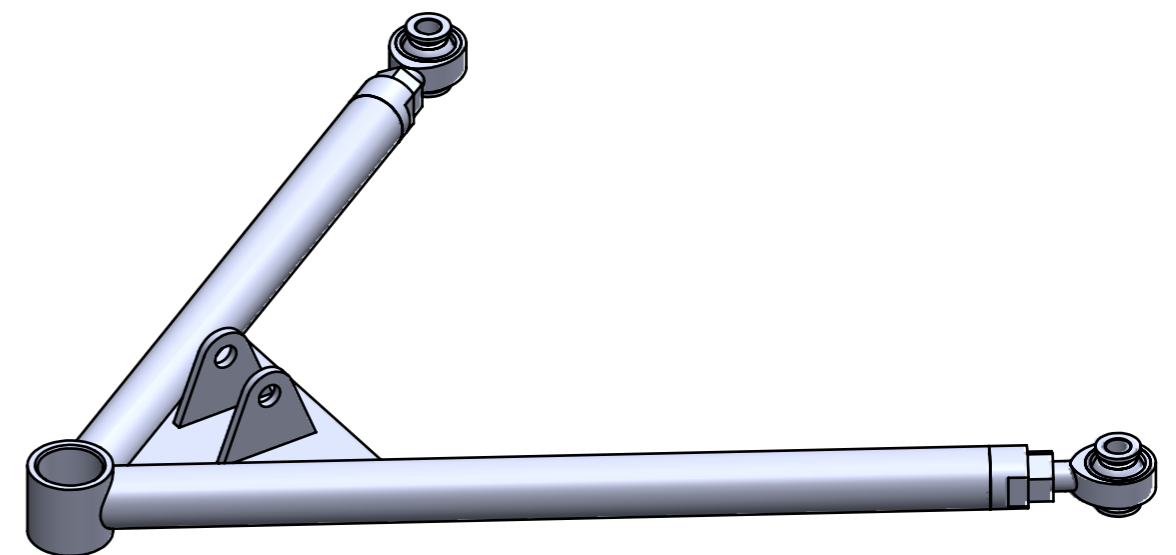
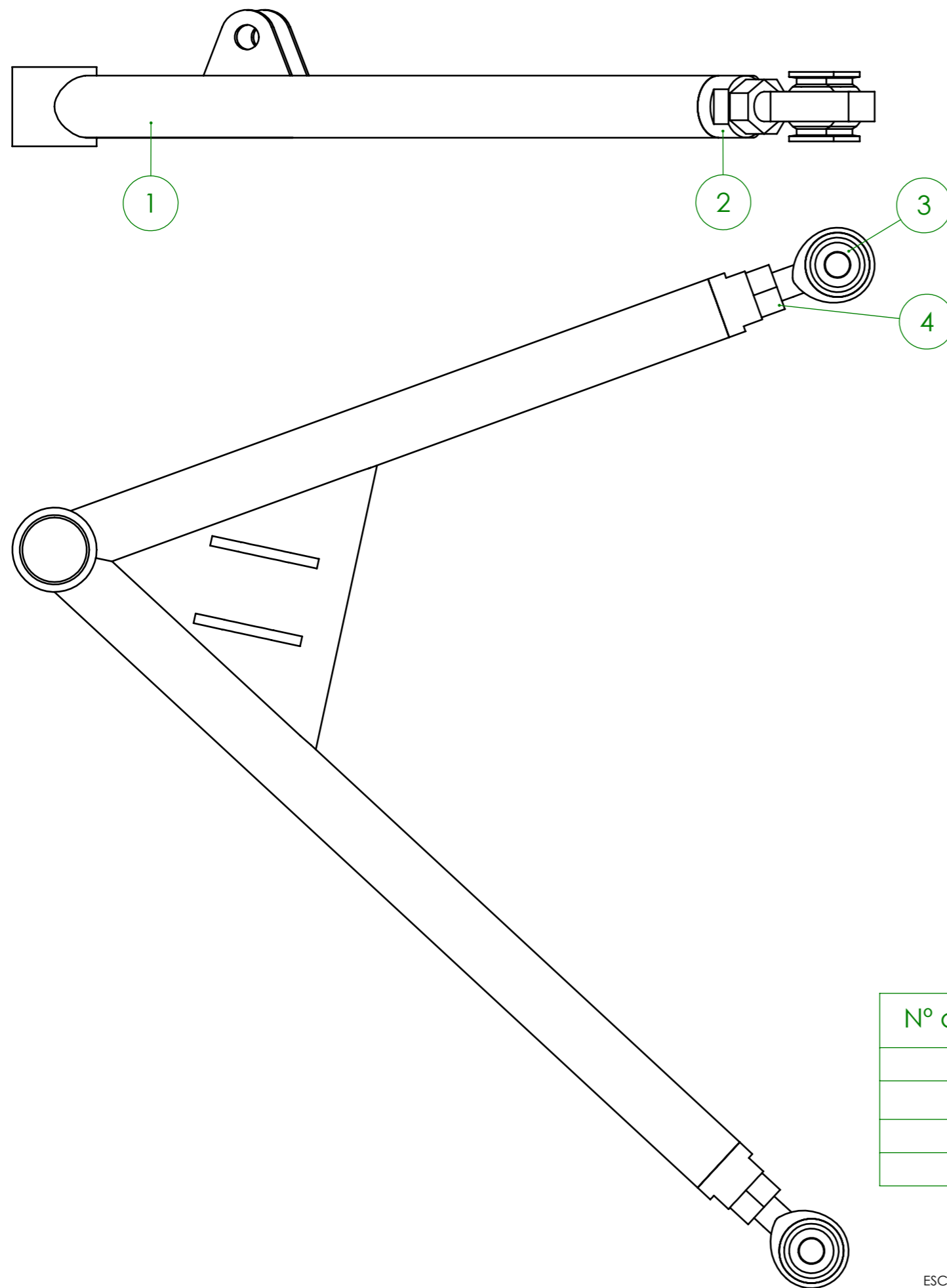
ESCALA
1:2 (1:3)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Triângulo de Suspensão Inferior	Número 1190451		
Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Língua PT	Folha 1/1		



ESCALA
1:2

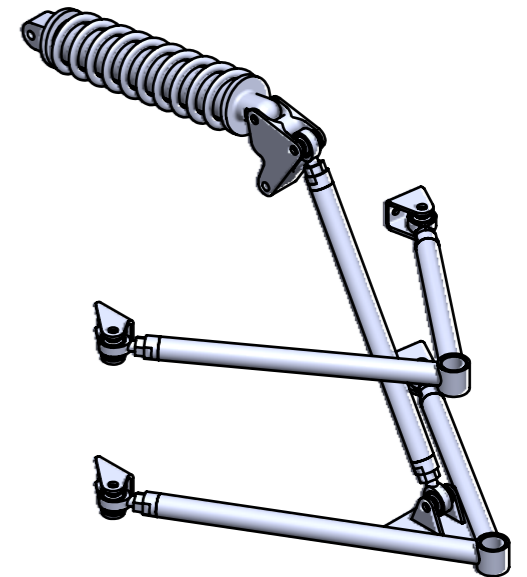
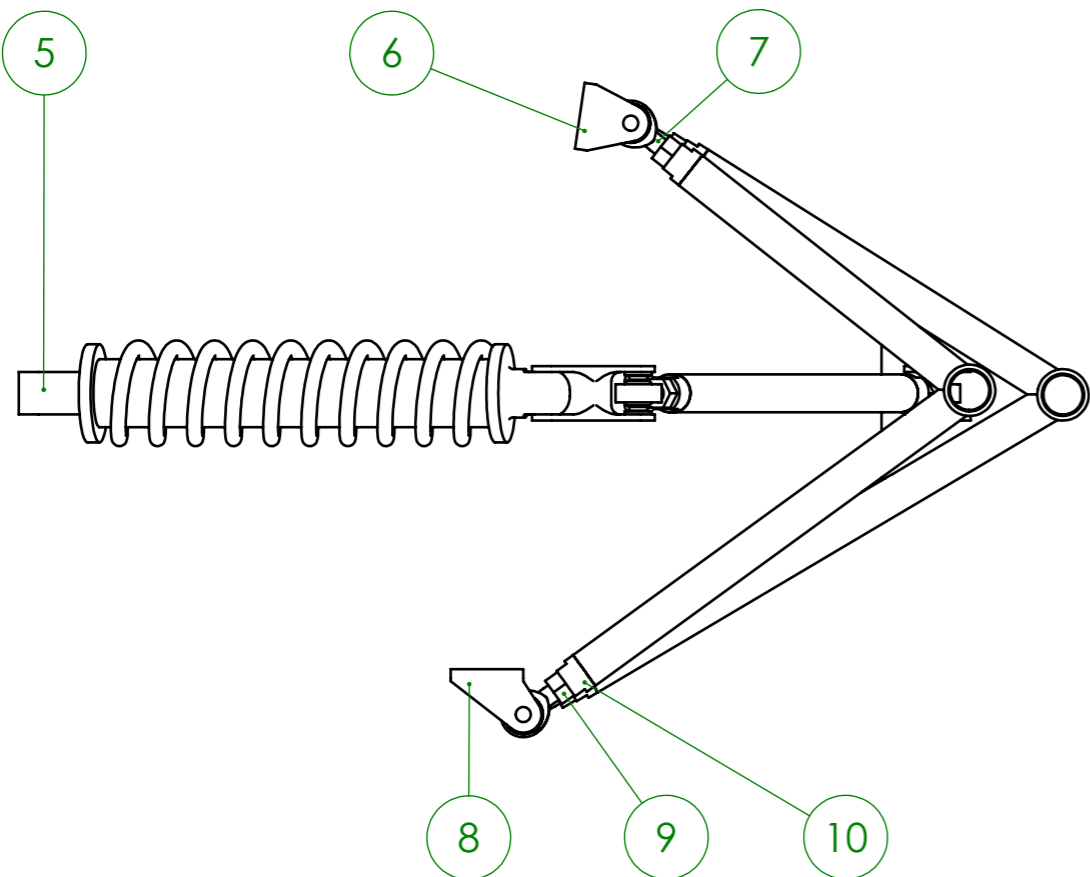
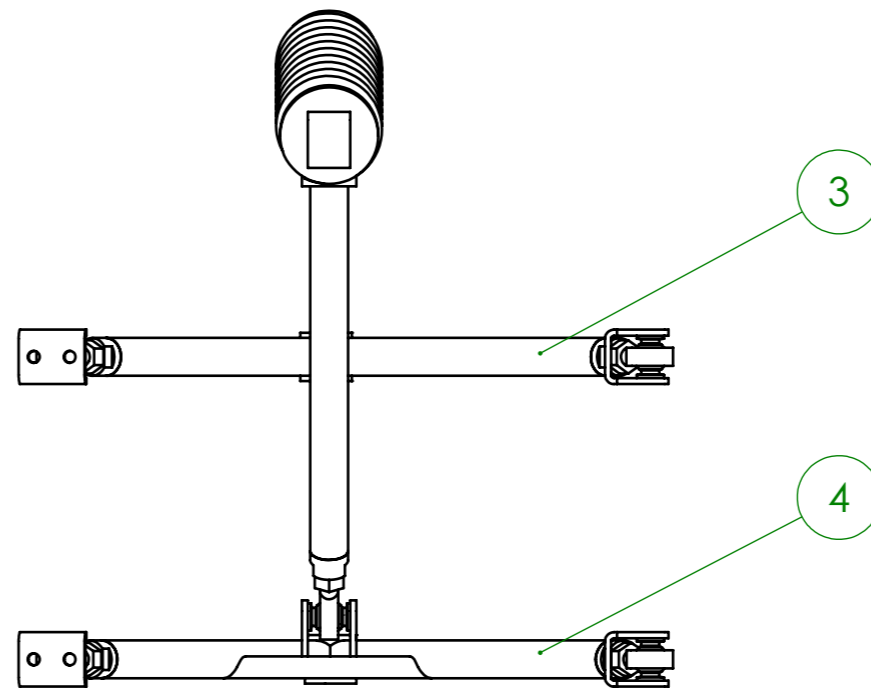
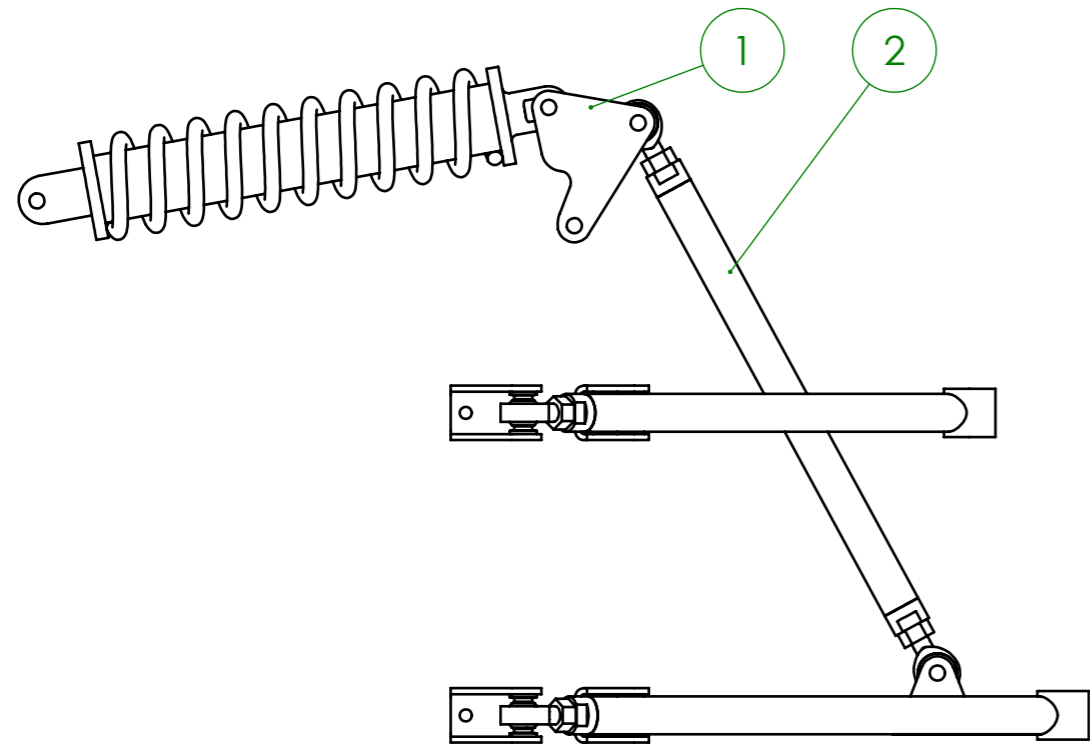
Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Parte	Estado do documento -	
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Triângulo de Suspensão Superior	Número 1190451	
Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



Nº de Referência	Designação	Quantidade	Material
1	Triângulo Inferior	2	Aço
2	Extensor Roscado	12	-
3	Rótula Esférica	12	-
4	Porca M12	12	-

ESCALA
1:2 (1:3)

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Conjunto	Estado do documento -			
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Triângulo de Suspensão com Rótulas Esféricas	Número 1190451			
		Revisão -	Data de edição 29/06/2024	Língua PT	Folha 1/1	



Nº de Referência	Designação	Quantidade	Material
1	Balaceiro	2	Aço
2	Tirante	2	Aço
3	Triângulo Superior	2	Aço
4	Triângulo Inferior	2	Aço
5	Amortecedor	2	-
6	Ancoragem Posterior	4	Aço
7	Rótula Esférica	12	-
8	Ancoragem Anterior	4	Aço
9	Porca M12	12	-
10	Extensor	12	-

Pessoa responsável Bruno Sousa	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de Conjunto	Estado do documento -	
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Sistema de Suspensão	Número 1190451	
ESCALA 1:5 (1:8)			Revisão -	Data de edição 30/06/2024
			Língua PT	Folha 1/1