



PROJETO DE QUADRO E SUSPENSÃO PARA UM MONOLUGAR DE VELOCIDADE FORMULA TUGA

PAULO ANDRÉ MACIEIRA SOARES TORRES DA SILVA

outubro de 2018

PROJETO DE QUADRO E SUSPENSÃO PARA UM MONOLUGAR DE VELOCIDADE *FORMULA TUGA*

Paulo André Macieira Soares Torres da Silva

2017/2018

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

PROJECTO DE QUADRO E SUSPENSÃO PARA UM MONOLUGAR DE VELOCIDADE *FORMULA TUGA*

Paulo André Macieira Soares Torres da Silva
1090775

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Fernando José Ferreira.

2017/2018

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Doutor Manuel Dores de Castro
Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutor Fernando José Ferreira
Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Doutor José Esteves
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Doutor Fernando José Ferreira por toda a disponibilidade e orientação durante a realização desta dissertação.

Aos meus Avôs por tudo aquilo que sempre me ensinaram.

Às minhas Avós por tudo aquilo que sempre me educaram.

Aos meus pais por todos os sacrifícios que fizeram e por todo o sempre que garantiram o sustento da minha educação.

À minha irmã que por múnus genético é obrigada a aturar-me.

Aos meus amigos e colegas António Costa e Púria Esfandiari.

À Megui.

e a todos que de alguma forma contribuíram no sucesso deste trabalho.

o meu obrigado

“Quando começaste, ninguém disse que ia ser fácil!”

Doutor Pedro Nuno Frias

PALAVRAS CHAVE

Monolugar; Desporto Automóvel; Suspensão; Quadro; Longarina; Plataforma; Cruciforme; Tubular; Monobloco; Eixo Rígido; Braços Oscilantes; Triângulos Sobrepostos; MacPherson; Multi-link; Simulação Estrutural; Geometria de Suspensões

RESUMO

O mundo automóvel consiste num vasto universo de conhecimento e experiências. O desporto automóvel nasce da inegável vontade humana por competir e explorar sensações de adrenalina a altas velocidades. Do ponto de vista da Engenharia, o desenho e conceção de um veículo de desporto automóvel é uma tarefa fascinante.

A interligação de inúmeros conceitos faz do desporto automóvel um exercício de Engenharia muito complexo por estes estarem todos interligados. Este trabalho consiste no desenvolvimento de uma solução de automóvel monolugar *Formula TUGA*, aprofundando o estudo do quadro e da geometria de suspensão para este veículo.

O desenvolvimento deste trabalho consistiu no projeto e análise de parâmetros do desenho de um quadro e geometria de suspensão. Sendo o desenho de um monolugar uma solução com compromissos, a análise deste trabalho foi realizada com foco não só no desempenho e velocidade, mas também com premissas de ergonomia e alta segurança.

No desenho da solução final teve-se especial atenção às normas de segurança que estão referenciadas em vários regulamentos, assim como questões de ergonomia e princípios de engenharia na avaliação e parametrização da suspensão.

KEYWORDS

Single seat; Sports Car; Suspension; Frame; Ladder frame; Platform; Cruciform; Tubular frame; Monoblock; Rigid axle; Oscillating Arms; A Triangles; MacPherson; Multi-link; Structural Simulation; Geometry of Suspensions

ABSTRACT

The automotive world holds a vast universe of knowledge and experience. Motorsport was born from the undeniable human desire to compete and exploit adrenaline sensations granted by high speeds. From the engineering point of view, designing a sports car is a fascinating quest.

Motorsport it's a very complex Engineering exercise since it requires the connection of very different concepts. This work consists in the development of a *Formula TUGA'* single seat race car, furthering more a suspension geometry and frame design study for this vehicle.

The development of this work consisted in the design and dynamic analysis of the frame design and suspension geometry. The design of a single-seat car requires compromises. Also, the analysis in this work was carried out focusing not only on performance and speed, but also with premises of ergonomics and high safety.

In the design of the final solution, special attention was focused regarding safety standards that are referenced in various technical regulations, as well as standards of ergonomics and engineering principles for a proper suspension parameterization and analysis.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

FIA	Federação Internacional do Automóvel
FPAK	Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting
SUV	Sport Utility Vehicle
VW	Volkswagen
LSA	Lotus Suspension Analysis

Lista de Unidades

C	Carbono
Cr	Crômio
CV	Cavalo Vapor
kg	Quilograma
kN	Kilo Newton
mm	milímetros
Mn	Manganês
Mo	Molibdénio
MPa	Mega Pascal
P	Fósforo
S	Enxofre
Si	Silício

Lista de Símbolos

∅	Diâmetro
°	Grau
%	Porcentagem

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - QUADRO LONGARINA, ADAPTADO DE [25].	32
FIGURA 2 - QUADRO PLATAFORMA VOLKSWAGEN BEETLE.	33
FIGURA 3 – QUADRO CRUCIFORME DO LOTUS ELAN DE 1964.	33
FIGURA 4 - QUADRO TUBULAR.	34
FIGURA 5 - QUADRO MONOBLOCO	35
FIGURA 6 - SUSPENSÃO DE EIXO RÍGIDO.	37
FIGURA 7 - SUSPENSÃO DE BRAÇOS OSCILANTES	38
FIGURA 8 - SUSPENSÃO DE TRIÂNGULOS SOBREPOSTOS	39
FIGURA 9 - SUSPENSÃO <i>MAC PHERSON</i>	40
FIGURA 10 - SUSPENSÃO <i>MULTI-LINK</i>	41
FIGURA 11 - EIXO DE COORDENADAS, ADAPTADO DE [4].	42
FIGURA 12 - MASSA NÃO SUSPENSA	43
FIGURA 13 - REPRESENTAÇÃO CG	44
FIGURA 14 – MOVIMENTOS DINÂMICOS, ADAPTADO DE [4]	45
FIGURA 15 – MOVIMENTO DE ROLAMENTO	45
FIGURA 16 - MOVIMENTO DE PITCH	46
FIGURA 17 - REPRESENTAÇÃO DO CIR, ADAPTADO DE [4].	47
FIGURA 18 - REPRESENTAÇÃO DO CR, ADAPTADO DE [4].	47
FIGURA 19 - REPRESENTAÇÃO DO EIXO DE ROLAMENTO, ADAPTADO DE [4].	48
FIGURA 20 - REPRESENTAÇÃO DE SUB-VIRAGEM	49
FIGURA 21 - REPRESENTAÇÃO DE SOBRE-VIRAGEM	49
FIGURA 22 - MOVIMENTO LINEARES DO QUADRO, ADAPTADO DE [7].	50
FIGURA 23 - EFEITO DE TRAVAGEM	51
FIGURA 24 - REPRESENTAÇÃO DA DISTÂNCIA ENTRE VIAS, ADAPTADO DE [10].	52
FIGURA 25 - REPRESENTAÇÃO DA LARGURA DE VIA, ADAPTADO DE [10].	53
FIGURA 26 - REPRESENTAÇÃO DO ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA, ADAPTADO DE [10].	53
FIGURA 27 - REPRESENTAÇÃO DO <i>CAMBER</i> , ADAPTADO DE [10].	54
FIGURA 28 - TEMPERATURA AO LONGO DO PNEU	55
FIGURA 29 - REPRESENTAÇÃO DE <i>KINGPIN</i> , ADAPTADO DE [10].	56
FIGURA 30 - REPRESENTAÇÃO DO <i>CASTER</i> E DO ARRASTO DE <i>CASTER</i> , ADAPTADO DE [10].	57
FIGURA 31 - QUADRO <i>TWIN-TUBE</i> , ADAPTADO DE [14].	61
FIGURA 32 - DIAGRAMA DE MONOLUGAR COM QUADRO <i>FOUR-TUBE</i> , ADAPTADO DE [14].	62
FIGURA 33 - LOTUS MK18.	62
FIGURA 34 - LOTUS 25	63
FIGURA 35 - FORMA TRIANGULAR, ADAPTADO DE [3]	63
FIGURA 36 - ARRANJO QUADRANGULAR SOBRE PEQUENA CARGA, ADAPTADO DE [3]	64
FIGURA 37 - ARRANJO QUADRANGULAR REFORÇADO, ADAPTADO DE [3]	64
FIGURA 38 - ARRANJO QUADRANGULAR REFORÇADO COM PAINEL, ADAPTADO DE [3].	64
FIGURA 39 - <i>NOTCHER</i> .	65

FIGURA 40 - TRIÂNGULOS DE SUSPENSÃO DE SECÇÃO OVAL	66
FIGURA 41 - ELEMENTOS DE SEGURANÇA PASSIVA NUM FORMULA	72
FIGURA 42 - PERCENTIL 95TH – FORMULA SAE, ADAPTADO DE [20].....	73
FIGURA 43 - DISTANCIA MÍNIMA DE SEGURANÇA EM CASO DE CAPOTAMENTO, ADAPTADO DE [20]. ...	74
FIGURA 44 – INTERVALO DE ALTURAS DA BARRA DE ANTI-INTRUSÃO, ADAPTADO DE [20].	74
FIGURA 45 - MODELAÇÃO HONDA CBR 600 RR 2007, ADAPTADO DE [23]	76
FIGURA 46 - CAIXA REDUTORA <i>QUAIFE</i>	76
FIGURA 47 – SKETCH <i>SOLIDWORKS</i> DO ARCO DE SEGURANÇA PRINCIPAL.....	79
FIGURA 48 - PRIMEIROS ESBOÇOS DO QUADRO	80
FIGURA 49 - PRIMEIROS ARCOS COM O MODELO <i>DUMMY</i>	81
FIGURA 50 - DISTANCIA ENTRE O CAPACETE E A LINHA IMAGINARIA	81
FIGURA 51- PORMENOR DA ÁREA MÍNIMA LIVRE DO PLANO VERTICAL DE CORTE NA LONGITUDINAL ..	82
FIGURA 52 – TRAVAMENTOS DOS CINTOS E PEDALEIRA	83
FIGURA 53 – ARCOS DA SUSPENSÃO DA FRENTE	83
FIGURA 54 - LATERAL.....	84
FIGURA 55 - QUADRO FINAL, VISTA LATERAL.	84
FIGURA 56 - VERIFICAÇÃO DA INTRUSÃO LATERAL.....	85
FIGURA 57 - MONTAGEM FINAL PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA E ESTRUTURAL.....	85
FIGURA 58 - PONTOS DE FIXAÇÃO DO QUADRO (ASSINALADO A VERDE)	91
FIGURA 59 - PONTO DE APLICAÇÃO DA CARGA NO ARCO PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA A FRENTE.	92
FIGURA 60 - PORMENOR DA MALHA PARA A SIMULAÇÃO DO ARCO PRINCIPAL	93
FIGURA 61 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES NO ARCO DE SEGURANÇA PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA A FRENTE.	94
FIGURA 62 - PORMENOR DA CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES NO ARCO DE SEGURANÇA PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA A FRENTE.	94
FIGURA 63 - PONTO DE APLICAÇÃO DA CARGA NO ARCO PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS.	95
FIGURA 64 – PORMENOR DA MALHA NO ARCO PRINCIPAL DURANTE A SIMULAÇÃO. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS.	96
FIGURA 65 - DIAGRAMA DE VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO ARCO PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS.	97
FIGURA 66 – PORMENOR DO VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO ARCO PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS.	97
FIGURA 67 - PONTO DE APLICAÇÃO DAS FORÇAS, APROXIMAÇÃO	98
FIGURA 68 - APROXIMAÇÃO DA SIMULAÇÃO DO ARCO DE SEGURANÇA PRINCIPAL	99
FIGURA 69 - PONTOS DE FIXAÇÃO DO QUADRO (ASSINALADO A VERDE; VISTA AO BAIXO)	99
FIGURA 70 - PONTO DE APLICAÇÃO DA CARGA NO ARCO SECUNDÁRIO.....	100
FIGURA 71 - PORMENOR DA MALHA PARA A SIMULAÇÃO DO ARCO SECUNDÁRIO. VISTA LATERAL	100
FIGURA 72 - DIAGRAMA DE VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO SECUNDÁRIO.....	101
FIGURA 73 - SIMPLIFICAÇÃO DO ENSAIO DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO	102

FIGURA 74 - DIAGRAMA DE VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO ARCO PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA A FRENTE, TUBE TUBO 50 MM.).....	103
FIGURA 75 - DIAGRAMA DE VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO ARCO PRINCIPAL. CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS, TUBE TUBO 50 MM.)	104
FIGURA 76 - DIAGRAMA DE VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO SECUNDÁRIO (TUBO 50 MM).....	105
FIGURA 77 - ALTERAÇÃO DA TRIANGULA DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO	106
FIGURA 78 - DIAGRAMA DE VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO SECUNDÁRIO (ALTERAÇÃO DA TRIANGULAÇÃO).....	106
FIGURA 79 - PORMENOR ALTERAÇÃO DO TRAVAMENTO DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO.....	107
FIGURA 80 - DIAGRAMA VALOR MÁXIMO DE TENSÃO REGISTADO PARA A SIMULAÇÃO DO SECUNDÁRIO (ARCO REFORÇADO).....	108
FIGURA 81 - PORÇÃO DO ARCO DE SEGURANÇA PRINCIPAL MODELADA	109
FIGURA 82 – CONDIÇÕES FRONTEIRA PARA A AMARRAÇÃO DA PORÇÃO DO QUADRO SIMULADAS POR ELEMENTOS SÓLIDOS E COM CONTACTO.....	109
FIGURA 83 - DETALHE MALHA.....	110
FIGURA 84 - DISTRIBUIÇÃO DE TENSÕES. SIMULAÇÃO COM ELEMENTOS SÓLIDOS	111
FIGURA 85 - QUADRO FINAL.....	112
FIGURA 86 - PORMENOR DOS PONTOS DE FIXAÇÃO DA SUSPENSÃO DA FRENTE E DE TRÁS	115
FIGURA 87 - GEOMETRIA DE SUSPENSÃO FRENTE DO VEÍCULO.....	117
FIGURA 88 - VISTA DE TOPO E LATERAL DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO	120

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - VALORES DE EFEITO ANTI ALVO	78
TABELA 2 - COMPOSIÇÃO QUÍMICA DO AÇO 25CRMO4.....	90
TABELA 3 - CARACTERÍSTICAS DA MALHA PARA O ENSAIO DO ARCO PRINCIPAL (CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA A FRENTE).....	93
TABELA 4 - VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO PRINCIPAL (CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA A FRENTE)	93
TABELA 5 - CARACTERÍSTICAS DA MALHA PARA O ENSAIO DO ARCO PRINCIPAL (CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS)	96
TABELA 6 - VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO PRINCIPAL (CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS)	96
TABELA 7 - CARACTERÍSTICAS DA MALHA PARA O ENSAIO DO ARCO SECUNDÁRIO	101
TABELA 8 - VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO SECUNDÁRIO	101
TABELA 9 - VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO PRINCIPAL (CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA FRENTE, TUBO DE 50 MM)	103
TABELA 10 - VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO PRINCIPAL (CARGA LONGITUDINAL, ORIENTADA PARA TRÁS, TUBO DE 50 MM)	104
TABELA 11- VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO (ALTERAÇÃO DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO- AUMENTO DA ÁREA DE SECÇÃO TRANSVERSAL)	105
TABELA 12- VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO (ALTERAÇÃO DO ARCO DE SEGURANÇA SECUNDÁRIO).....	108
TABELA 13 - VALORES DE TENSÃO E DESLOCAMENTO DO ENSAIO DO ARCO SECUNDÁRIO.....	111
TABELA 14 - PONTOS DE SUSPENSÃO; GEOMETRIA DE SUSPENSÃO FRENTE.....	116
TABELA 15 - PONTOS DE SUSPENSÃO; GEOMETRIA DE SUSPENSÃO TRÁS.....	116
TABELA 16 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DINÂMICA	117
TABELA 17 - PONTOS DE SUSPENSÃO; GEOMETRIA DE SUSPENSÃO FRENTE MELHORADOS	118
TABELA 18 - PONTOS DE SUSPENSÃO; GEOMETRIA DE SUSPENSÃO TRÁS MELHORADOS	119
TABELA 19 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DINÂMICA (GEOMETRIA MELHORADA).....	119
TABELA 20 - CARACTERÍSTICAS FINAIS DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO	120

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	27	
	1.1	Contextualização	27
	1.2	Objectivo	27
	1.3	Organização da dissertação	27
2	REVISÃO DE CONCEITOS	31	
	2.1	A estrutura	31
	2.1.1	Quadro Longarina	32
	2.1.2	Quadro plataforma	32
	2.1.3	Quadro cruciforme	33
	2.1.4	Quadro tubular	34
	2.1.5	Quadro monobloco	34
	2.2	Suspensão	36
	2.2.1	Eixo rígido	37
	2.2.2	Braços oscilantes	38
	2.2.3	Triângulos sobrepostos	39
	2.2.4	<i>MacPherson</i>	40
	2.2.5	<i>Multi-link</i>	41
	2.3	Dinâmica de veículos	42
	2.4	Massa	43
	2.4.1	Massa não suspensa	43
	2.4.2	Massa suspensa	43
	2.4.3	Peso/Potência	43
	2.5	Centro de gravidade	44
	2.5.1	Cálculo do Centro de Gravidade	44
	2.6	Movimentos do veículo	45
	2.6.1	Rolamento do veículo	45
	2.6.2	Oscilações do veículo	46
	2.6.3	Centro Instantâneo de Rotação	47
	2.6.4	Centro de Rolamento	47
	2.6.5	Eixo de Rolamento	48

	2.7 Comportamento do veículo em curva	49
2.7.1	Sub-viragem	49
2.7.2	Sobre-viragem	49
2.7.3	Comportamento neutro	50
	2.8 Comportamentos lineares do veículo	50
2.8.1	<i>Dive, Squat e Lift</i>	50
2.8.2	Anti-Dive, Anti Squat e Anti Lift	51
	2.9 Parâmetros da Suspensão	52
2.9.1	Distância entre vias	52
2.9.2	Largura de via	53
2.9.3	Convergência e Divergência	53
2.9.4	<i>Camber</i>	54
2.9.5	<i>Kingpin</i>	56
2.9.6	<i>Caster</i>	56
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	61
	3.1 O início	61
	3.2 Princípios para a conceção de um quadro tubular	63
	3.3 Princípios para a construção de um quadro tubular	65
	3.4 Regulamentação na Competição Automóvel	66
3.4.1	<i>A FIA</i>	66
3.4.2	<i>A Formula TUGA</i>	67
3.4.3	<i>A Formula Student</i>	67
4	DESENHO DO QUADRO E SUSPENSÕES	71
	4.1 Análise do regulamento para a Fórmula TUGA	71
	4.2 Primeiros Requisitos	71
	4.3 Escolha do tipo de Quadro	72
4.3.1	A disposição dos elementos	72
4.3.2	Ergonomia	73
4.3.3	Requisitos de desenho para o quadro	74
	4.4 Escolha da Mecânica	75
	4.5 Requisitos para suspensão	77
4.5.1	Escolha da Suspensão	77
4.5.2	Jante e Pneu	77

4.5.3	Largura de vias e distancia entre eixos	78
4.5.4	Parâmetros para a suspensão	78
	4.6 Primeiros Esboços	79
4.6.1	Desenho Final	85
5	AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO ESTRUTURAL DO QUADRO	89
	5.1 Validação estrutural	89
	5.2 Casos de carga para validação estrutural	89
	5.3 Simulação estrutural e dinâmica	90
	5.4 Seleção de material	90
	5.5 Teste do Arco de Segurança Principal	91
5.5.1	Sentido Longitudinal frente	91
5.5.2	Sentido Longitudinal traseira	95
5.5.3	Simplificação para efeitos da simulação estrutural	98
	5.6 Teste do Arco de Segurança Secundário	99
5.6.1	Simplificação para efeitos da simulação estrutural do arco de segurança secundário	102
	5.7 Reformulação da estrutura	103
5.7.1	Alteração de geometria do tubo para o arco de segurança principal	103
5.7.2	Alteração de geometria do tubo para o arco de segurança secundário	105
5.7.3	Alteração da triangulação do arco de segurança secundário	105
5.7.4	Alteração arco de segurança secundário	107
	5.8 Verificação do comportamento do arco de segurança principal por simulação com elementos sólidos e com formulação de contacto.	108
	5.9 Quadro Final	111
6	AVALIAÇÃO DOS PARÂMETROS DA SUSPENSÃO	115
	6.1 Primeira simulação dinâmica	115
6.2	Segunda avaliação dos parâmetros da suspensão após modificações	118
	6.3 Parâmetros da suspensão finais	120
7	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	123
	7.1 CONCLUSÕES	123

7.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	124
8	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	127
	ANEXOS	129

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.2 Objectivo

1.3 Organização da dissertação

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Para muitos um simples meio de transporte para outros um objecto de culto. Desde muito cedo que o automóvel assegurou o seu lugar na história da humanidade. Da inegável vontade humana por competir, nasce a competição automóvel, fruto deste desporto que desafia todos os limites, surgem inúmeras inovações a nível da engenharia.

Seguindo o espírito da *Formula TUGA* de reavivar a construção de veículos desportivos monolugares em Portugal, a presente dissertação pretende ser uma pequena contribuição para este grande mundo da engenharia.

1.2 Objectivo

O objectivo deste trabalho consiste no projeto de um quadro e geometria de suspensão de um veículo monolugar para a prova de desporto motorizado *Formula TUGA*. Deste modo:

A nível da estrutura:

- Projeto de um quadro de acordo com normas de ergonomia, regulamentos técnicos e da *Formula TUGA*
- Validação numérica da estrutura de acordo com regulamentos técnicos disponíveis para o desporto automóvel

A nível da geometria de suspensão:

- Determinação e validação dos parâmetros da geometria de suspensão e direção

1.3 Organização da dissertação

A presente dissertação está dividida em nove capítulos, incluindo este mesmo de Introdução. No segundo capítulo, Revisão de Conceitos, são apresentadas as diferentes estruturas automóveis mais utilizadas, assim como os conceitos mais importantes para a correta compressão da geometria de suspensão. Seguindo-se o capítulo três, Revisão Bibliográfica, onde é abordada a evolução dos quadros automóveis no mundo do desporto motorizado, assim como conceitos e regulamentação técnica para uma correta projeção e fabrico do mesmo. No capítulo quatro, Desenho do Quadro e Suspensões, é explicado os requisitos e princípios utilizados para a projeção do quadro e geometria de suspensão para análise nesta dissertação. No capítulo cinco, Avaliação do Desempenho Estrutural do Quadro, estão presentes as simulações estruturais. No capítulo seis é apresentada a Avaliação dos Parâmetros da Suspensão, assim como respetivas melhorias. No capítulo sete são apresentadas as principais conclusões desta dissertação. E por último os capítulos oito e nove remetem para a Bibliografia e Outras Fontes de Informação, assim como Anexos respetivamente.

REVISÃO DE CONCEITOS

2.1 A estrutura

2.2 Suspensão

2.3 Dinâmica de veículos

2.4 Massa

2.5 Centro de gravidade

2.6 Movimentos do veículo

2.7 Comportamento do veículo em curva

2.8 Comportamentos lineares do veículo

2.9 Parâmetros da suspensão

2 REVISÃO DE CONCEITOS

Muito mais que um simples aglomerar de peças, a concepção de um veículo automóvel envolve um compromisso entre inúmeros fatores, que variam conforme o tipo de veículo: citadino, todo o terreno, desportivo, etc.

Num veículo citadino, aspetos como o conforto e o consumo de combustível são muito importantes. Por outro lado, para a concepção de um veículo de competição o conforto do piloto é menosprezado com o fim de atingir melhores resultados. Deste modo, para a devida compreensão dos assuntos abordados nesta dissertação é necessário um enquadramento teórico, com os fundamentos e conceitos para a análise do objeto em estudo.

2.1 A estrutura

Definido por muitos como o esqueleto de um veículo, o quadro é peça fundamental e elemento de segurança.

O quadro tem como principais funções:

1. Suportar o peso dos componentes e as solicitações impostas pelo meio exterior durante a circulação do veículo;
2. Manter bem fixos e unidos todos os componentes, especialmente a suspensão durante o movimento;
3. Acomodar e garantir a segurança do condutor e passageiros.

O conjunto do quadro com todos os outros componentes desenhados especificamente para este, denomina-se chassis.

Ao longo da história automóvel, os quadros evoluíram no sentido de serem mais leves, com maior resistência, maior segurança para os ocupantes e menor custo de produção. Desta forma, de acordo com a sua evolução, é possível fazer-se a divisão pelos seguintes grandes grupos de quadros[1][2]:

- Quadro Longarina;
- Quadro Plataforma;
- Quadro Cruciforme;
- Quadro Tubular;
- Quadro Monobloco.

2.1.1 Quadro Longarina

O quadro longarina, presente na Figura 1, foi o primeiro tipo de quadro que surgiu, sendo ainda bastante usado nos dias de hoje em veículos de todo-terreno, mercadorias e SUV's [1]. De geometria simplista e básica, é formado por duas longarinas colocadas paralelamente ligadas transversalmente por várias travessas. Este tipo de estrutura pode também ser denominada em inglês como *Ladder Frame*, derivado à sua semelhança com uma escada[2][3].

Muitos construtores escolhem este tipo de quadro dada a sua fácil construção, suporte de elevadas cargas e boa resistência à flexão. Por outro lado, como desvantagem esta configuração mecânica apresenta baixa resistência à torção [3].

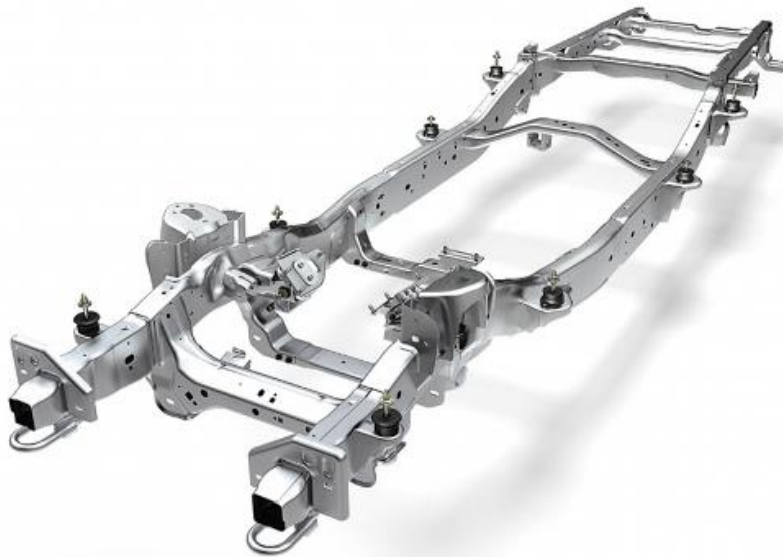


Figura 1 - Quadro Longarina, adaptado de [25].

2.1.2 Quadro plataforma

De estrutura bidimensional, o quadro plataforma apresentado na Figura 2, tem a vantagem de poder ser mais baixo que o quadro longarina. A possibilidade de um centro de gravidade mais baixo é fundamental para a melhoria do comportamento dinâmico, para além de aumentar a habitabilidade e maior resistência à torção [1], [4].

A sua geometria “plana”, constituída por um piso de aço estampado e por um forte elemento central, que faz a ligação entre todos os elementos da suspensão e transmissão, admite fácil montagem de diferentes carroçarias automóveis. Exemplo do Volkswagen Beetle que partilha o mesmo quadro com o Volkswagen Brasília, ou ainda com a montagem de carroçarias em fibra de vidro para a produção de *Bugy's* [1][4].



Figura 2 - Quadro Plataforma Volkswagen Beetle, adaptado de [26].

2.1.3 Quadro cruciforme

Com o avanço da engenharia automóvel, surgiram novos desenhos de quadros colmatando desvantagens dos anteriores. Também designado como *BackBone Frame*, presente na Figura 3, o quadro cruciforme foi desenhado no início dos anos sessenta e aplicado em veículos desportivos como por exemplo no Lotus Elan em 1964. Sendo uma estrutura de poucos elementos, fácil construção e boa rigidez, dispunha como melhoria boa resistência à torção [1][2].

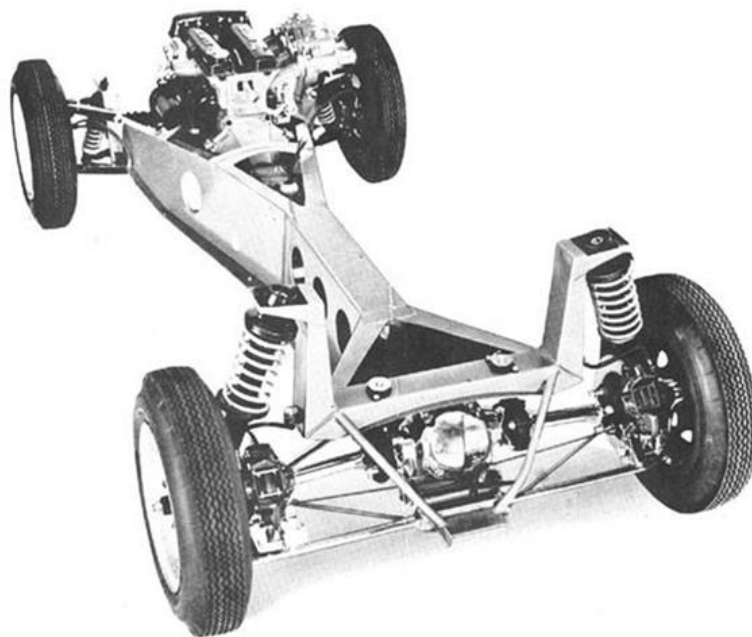


Figura 3 – Quadro cruciforme do Lotus Elan de 1964, adaptado de [27].

2.1.4 Quadro tubular

Sendo fortemente utilizado no mundo inteiro em veículos desportivos e de competição automóvel, o quadro tubular exemplificado na Figura 4 é constituído por uma estrutura reticulada tridimensional, o que não acontece nos quadros anteriormente referidos nos pontos 2.1.1, 2.1.2 e 2.1.3. Os quadros tubulares, quando bem desenhados, apresentam grande rigidez à flexão, assim como à torção. São estruturas muito leves, com desenho flexível, fabricadas à mão de acordo com as suas necessidades e para pequenas séries. Na indústria de material circulante são usados tubos de secção quadrada, que permitem uma soldadura e fixação de painéis mais fácil. Na fabricação de quadros para desporto motorizado são mais utilizados tubos de secção circular que permitem fornecer uma maior resistência quando se ligam tubos de diferente secção [1][3].



Figura 4 - Quadro Tubular, adaptado de [28].

2.1.5 Quadro monobloco

Com o avanço da engenharia automóvel, foi necessário desenvolver estruturas mais leves, mais resistentes, mais seguras para os ocupantes e sobre tudo que permitam soluções de fabrico em grande escala.

O quadro monobloco representado na Figura 5, ou *monocoque*, do seu nome em francês que significa casca única, ou ainda carroçaria autoportante, é umas das estruturas mais utilizadas nos dias de hoje. A estrutura é idealizada como um “todo” onde cada abertura para permitir a entrada de ocupantes é uma falha que tem de ser estudada e reforçada. Este tipo de estrutura assume todas as funções desde estética, aerodinâmica, segurança para ocupante assim como a distribuição dos esforços como um todo, enquanto que as nas outras estruturas anteriormente referidas, o quadro assume função estrutural suportando todos os esforços enquanto que a carroçaria assume funções estéticas, de aerodinâmica e de segurança dos ocupantes.

Com este desenho consegue-se uma ótima rigidez à flexão assim como à torção, este tipo de estrutura é maioritariamente fabricado com recurso a chapas de metal que são estampadas, montadas e depois unidas por soldadura. É um processo que necessita de elevados níveis de robotização e automatização, o seu custo de *set-up* acaba por ser bastante elevado, necessitando de grandes séries para haver retorno. Também o próprio fabrico dos moldes para a estampagem da chapa é oneroso. Por esse motivo, exige a produção de séries elevadas para ser economicamente viável, no entanto o custo final apresentado por unidade é reduzido [1], [2], [5].

No segmento de alta gama e desportivo, este tipo de quadro é também bastante utilizado com recurso a materiais compósitos para obter o melhor rácio possível entre peso, resistência e rigidez. O fabrico deste tipo de automóveis para baixas séries é feito através de processos manuais, encarecendo bastante o custo por unidade fabricado [1][2].

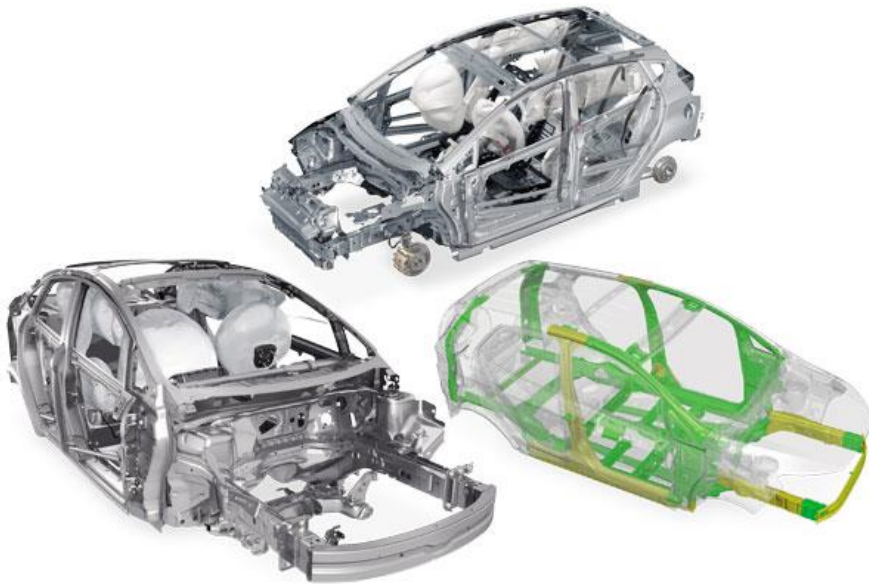


Figura 5 - Quadro Monobloco, adaptado de [1].

2.2 Suspensão

Se o caminho a percorrer por um veículo fosse perfeitamente liso e nivelado os elementos de suspensão seriam dispensáveis, tal como acontece nos *karts* que prescindem desses componentes. Mas na realidade o trabalho da suspensão é extremamente importante para a dinâmica do veículo e conforto dos ocupantes.

A suspensão tem como principais funções:

- Melhorar o desempenho e dinâmica do veículo;
- Melhorar a segurança e conforto do veículo.

Os sistemas de suspensão podem ser divididos em dois grandes grupos:

- Dependente;
- Independente.

Suspensão Dependente

O sistema de suspensão dependente são aqueles em que as rodas estão ligadas entre si, por exemplo, através de um eixo rígido pelo qual o movimento que ocorra numa das rodas é sempre transferido para a roda oposta.

As rodas montadas neste tipo de suspensão só podem descrever movimentos verticais ou em sentidos opostos em relação à carroçaria (rotação sobre o eixo longitudinal).

Como vantagem estes sistemas não sofrem variação de *camber*, nem de alinhamento com o rolamento da carroçaria, são muito robustos e atualmente a melhor solução para veículos de médio e grande porte. Por outro lado, estes sistemas têm a desvantagem de serem muito pesados e permitirem pouca afinação.

Suspensão Independente

O sistema de suspensão independente tem como principal característica a independência entre rodas do mesmo eixo, ou seja, o movimento ou variação de uma roda não afeta a roda do extremo oposto. Além disso, são sistemas mais compactos que ocupam menos espaço e permitem maior liberdade no *design* de um veículo e da própria suspensão, obtendo-se assim melhor desempenho [4].

A história das suspensões automóveis é bastante vasta, diferenciada, sendo que os sistemas de suspensão são inúmeros e variam conforme a sua aplicação, seja para eixo frontal ou traseiro e tipo de veículo.

Deste modo, para melhor compreensão vão ser abordados os seguintes tipos de suspensão[6][7]:

- Eixo rígido;
- Braços oscilantes;
- Triângulos sobrepostos;
- *MacPherson*;
- *Multi-link*;

2.2.1 Eixo rígido

Sendo o conceito mais simples de suspensão, o eixo rígido exemplificado na Figura 6, consiste numa barra rígida ligada ao quadro, que sustenta transversalmente as duas rodas. Este tipo de configuração foi o primeiro a surgir dada a transição natural das antigas carruagens para os primeiros veículos automóveis. Apesar de simples, é bastante robusto, fiável e económico, prova disso, é o facto de ainda ser bastante utilizado nos dias de hoje, em eixos traseiros de vários automóveis.



Figura 6 - Suspensão de Eixo Rígido, adaptado de [29].

Como vantagens apresenta:

- Robustez e rigidez: quando o peso não está em causa, os eixos rígidos podem ser facilmente fabricados para serem muito resistentes para utilização em condições extremas, como por exemplo, para veículos militares, pesados e todo terreno.
- Controlo de *camber*: visto que o eixo rígido liga as duas rodas independentemente do quadro, o valor de *camber* não sofre alteração pelo rolamento do quadro.

Como desvantagens apresenta:

- Elevada Massa não suspensa: o elemento rígido que faz a ligação entre as rodas, aumenta bastante o valor da massa não suspensa, o que prejudica a dinâmica do veículo.
- Requisito de espaço: a utilização deste tipo de geometria de suspensão não exclui os demais elementos, como as molas de suspensão e caixa de direção para eixos frontais. A necessidade de geometrias mais compactas foi uma das razões pela qual os veículos de produção evoluíram para outro tipo de soluções [3][6].

2.2.2 Braços oscilantes

A suspensão de braços oscilantes presentes na Figura 7, foi uma das primeiras tentativas bem-sucedidas de alcançar um sistema de suspensão independente. Este sistema através de pinos pivô localizados no centro do veículo, permitem aos braços da suspensão descrever movimentos oscilantes. Um dos melhores exemplos do uso deste tipo de suspensão, foi no eixo traseiro do VW Beetle.



Figura 7 - Suspensão de Braços Oscilantes, adaptado de [30].

Como vantagens apresenta:

- *Design* simples e robusto, com a maioria das vantagens de uma suspensão independente. Apta a ser utilizada em eixos frontais e traseiros.

Como desvantagens apresenta:

- Fraco desempenho em curva;
- Posição de *Roll Center* muito elevada[3].

2.2.3 Triângulos sobrepostos

O sistema de triângulos sobrepostos que podemos ver exemplificado na Figura 8, também designado como suspensão de duplo braço, é a solução mais utilizada em veículos de competição. Os duplos braços em forma de “A”, recorrentemente denominados como *whisbone*, ligam o quadro ao cubo da roda através de rótulas metálicas ou de borracha, nos pontos de ancoragem.

Dependendo do *design* pretendido, os dois braços podem ou não ter o mesmo comprimento, assim como apresentar paralelismo, ou não. Desde modo, através dos pontos de ligação ao quadro do veículo é possível otimizar o comportamento deste sistema e subsequentemente do veículo [3], [8].



Figura 8 - Suspensão de Triângulos Sobrepostos, adaptado de [31].

Como vantagens apresenta:

- Solução leve;
- Extremamente rígida para a relação de peso que apresenta;
- Altamente versátil, dada a grande capacidade de afinação estática e dinâmica que permite.

Como desvantagem apresenta:

- Custo, como por exemplo, das rotulas de ligação, que podem ser bastante dispendiosas dependendo com a qualidade [3][9].

2.2.4 MacPherson

Na suspensão *MacPherson*, presente na Figura 9, a roda é ligada ao quadro por um braço inferior e por um elemento estrutural superior, sendo que na maioria dos casos este elemento é representado pelo conjunto mola e amortecedor. Por isso, este tipo de suspensão é também tipicamente denominado como *Strut*.

Trata-se de uma solução com simplicidade construtiva, de baixo custo e baixo peso, sendo por isso a mais utilizada em eixos dianteiros, para veículos automóveis de produção em série.



Figura 9 - Suspensão *Mac Pherson*, adaptado de [7].

Por outro lado, devido ao elemento estrutural superior, esta solução exige bastante espaço em termos de altura, o que por vezes impede a utilização desta geometria para veículos desportivos.

Como vantagens apresenta:

- Solução leve;
- Baixo custo.

Como desvantagens apresenta:

- Espaço necessário, que aumenta a altura do centro de gravidade;
- Variação de *camber* não desejada quando sujeita a movimento vertical. A roda inclina-se no sentido indesejado [3][9].

2.2.5 Multi-link

A suspensão *Multi-link* exposta na Figura 10, é um dos mais complexos sistemas de suspensão que se caracteriza pela sua versatilidade, liberdade de *design* e performance. Bastante semelhante à suspensão de triângulos sobrepostos, difere no formato dos triângulos, neste caso, na conexão do triângulo à roda, que não é feito apenas por uma rótula, mas sim por duas.

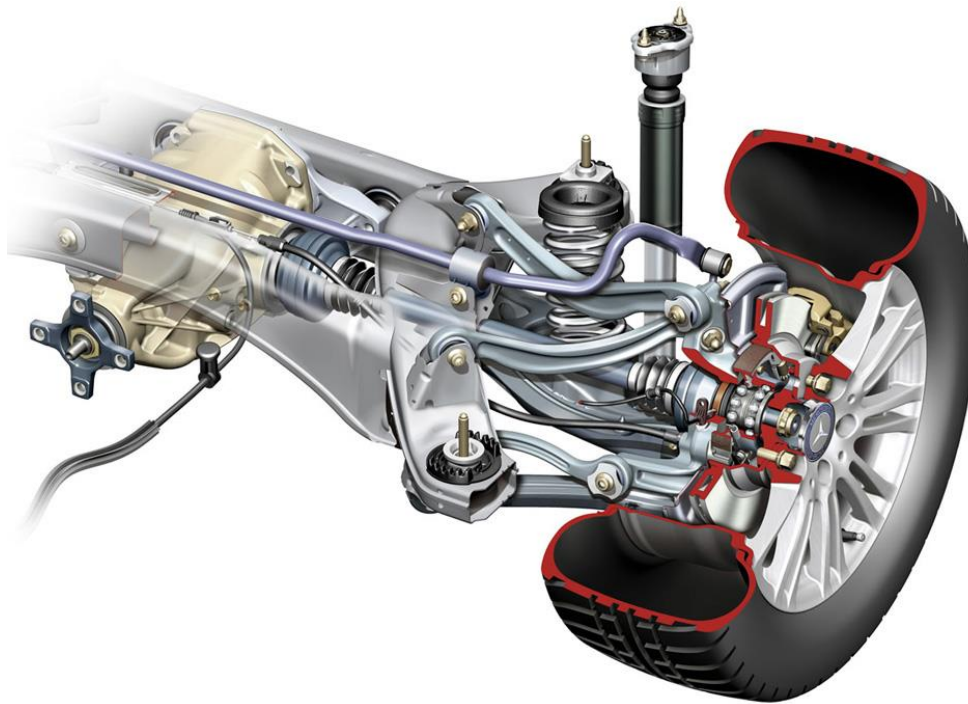


Figura 10 - Suspensão *Multi-Link*, adaptado de [7].

Atualmente este tipo de suspensão é bastante utilizado para veículos leves devido ao bom comportamento dinâmico, baixo ruído e conforto.

Como vantagens apresenta:

- Bom comportamento dinâmico;
- Liberdade geométrica, o que permite aproveitar muito bem o espaço.

Como desvantagens apresenta:

- Solução complexa, não permitindo ajustes ou variações na geometria;
- Custo elevado devido ao elevado número de componentes necessários [4];

2.3 Dinâmica de veículos

Conceber um veículo implica um grande processo de interações, um desses casos é a posição do pneu em relação ao solo. Este contacto é predominante no comportamento dinâmico do veículo e a sua análise deve ser feita desde o início do desenvolvimento do veículo assim como logo após a escolha do tipo de suspensão.

Deste modo, para descrever a suspensão de um veículo é importante primeiro definir um sistema de coordenadas para o mesmo [10].

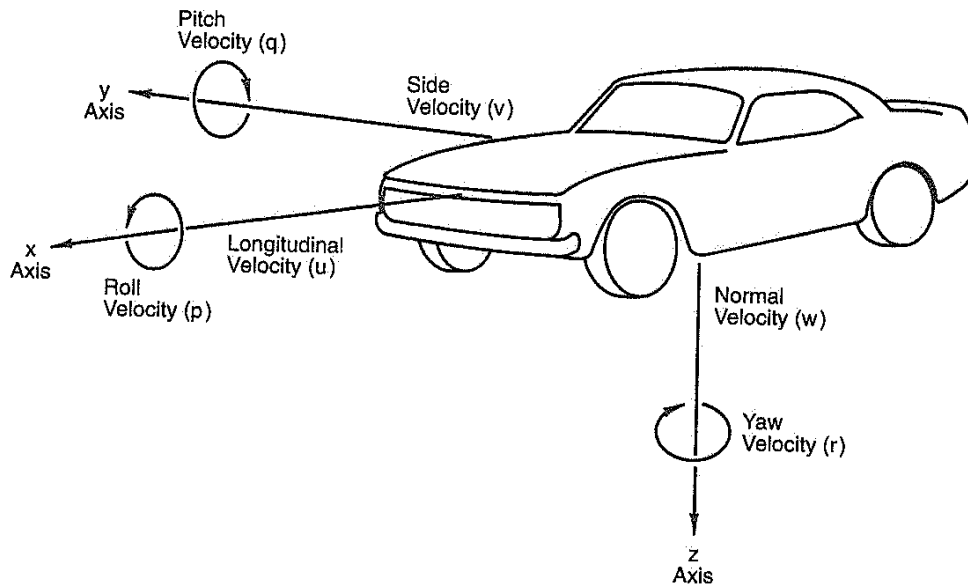


Figura 11 - Eixo de coordenadas, adaptado de [4].

O sistema de coordenadas mais simples de aplicar consiste em colocar a origem do referencial no centro de gravidade do veículo.

Conforme a Figura 11 podem ser definidos os seguintes eixos:

- x – Orientado longitudinalmente ao longo do veículo e com sentido para a frente;
- y – Orientado transversalmente ao veículo e com sentido da direita para a esquerda;
- z – Orientado verticalmente com o veículo e com sentido para o solo.

Para melhor compreender a dinâmica de um veículo, é importante abordar outras componentes que afetam o funcionamento do mesmo [4].

2.4 Massa

2.4.1 Massa não suspensa

A massa não suspensa, exemplificada na Figura 12, é a porção de massa do veículo que não é suportada pelas molas da suspensão. Refere-se neste caso à jante, pneu, manga de eixo, pinças de travagem, assim como 50% do peso dos restantes componentes que de alguma forma, estejam ligados à massa suspensa, tais como, braços de suspensão, tirantes da suspensão, conjunto mola/amortecedor, veios de transmissão, entre outros. Dado que este tipo de massa, como o próprio nome indica, causa um esforço extra no sistema de amortecimento, é fácil entender que a sua componente deve ser a menor possível para uma melhor performance [11].



Figura 12 - Massa não Suspensa, adaptado de [32].

2.4.2 Massa suspensa

A massa suspensa é remanescente massa do veículo suportada pelas molas da suspensão. Tipicamente esta massa é representada pelo quadro do veículo, carroçaria, motor, condutor, caixa de velocidades, combustível e todos os outros componentes necessários ao funcionamento do veículo [11].

2.4.3 Peso/Potência

A relação peso/potência é um desabrido indicador da capacidade de aceleração de um veículo. Obtido através da divisão do peso bruto do veículo (incluindo combustível e o condutor) pela potência máxima do motor, exclui fatores como a curva de potência do motor, a efetividade do sistema de transmissão, do sistema de suspensão, do contacto dos pneus com o solo e as propriedades aerodinâmicas. De forma simplista, quanto maior for este fator, melhor será o desempenho do veículo [11].

Para melhor entendimento desta dissertação, a palavra “quadro” será sinónimo de carroçaria, ou seja, de toda a massa suspensa.

2.5 Centro de gravidade

O centro de gravidade (CG) de um corpo é por definição o ponto imaginário onde se pode considerar que toda a massa está concentrada. Se um veículo for suspenso pelo seu CG, este não apresenta nenhuma translação nem rotação, ou seja, podemos resumir o CG como um ponto de equilíbrio, como exemplificado na Figura 13, ponto este extremamente importante para a concepção e *design* do veículo.

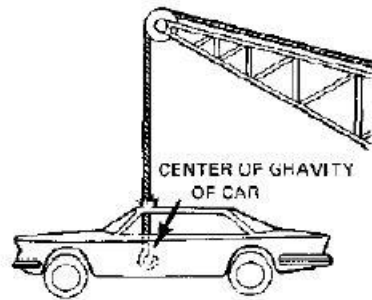


Figura 13 - Representação CG, adaptado de [4].

O CG não é um parâmetro estático, este parâmetro é facilmente suscetível a alterações conforme a distribuição da carga, seja pelo número de ocupantes, pela distribuição da bagagem ou até mesmo do combustível. Assim, de forma resumida podemos definir que [10]:

Um CG baixo resulta em:

- Melhor condução e maior segurança;
- Redução do rolamento e mergulho do quadro.

Um CG alto resulta em:

- Aumento desproporcional da transferência de massa;
- Perda de estabilidade e aumento da instabilidade do veículo.

2.5.1 Cálculo do Centro de Gravidade

O cálculo do CG de um veículo durante a fase de concepção, é bastante difícil pois obriga ao desenho e simulação do peso de todos os componentes que constituem o veículo, incluindo também o condutor, passageiros e os fluídos de funcionamento. É uma tarefa árdua e extremamente exaustiva que no fim apresenta-se como uma estimativa.

Assim, através do método experimental que consiste na pesagem do veículo colocando balanças debaixo de cada roda, é bem mais fácil e preciso determinar este valor. Porém como desvantagem, este método é apenas exequível após a concepção física do veículo.

2.6 Movimentos do veículo

Nenhum veículo é um objeto estático, é importante compreender o comportamento associados à sua marcha assim como descrever os movimentos que nele atuam, como demonstrado na Figura 14.

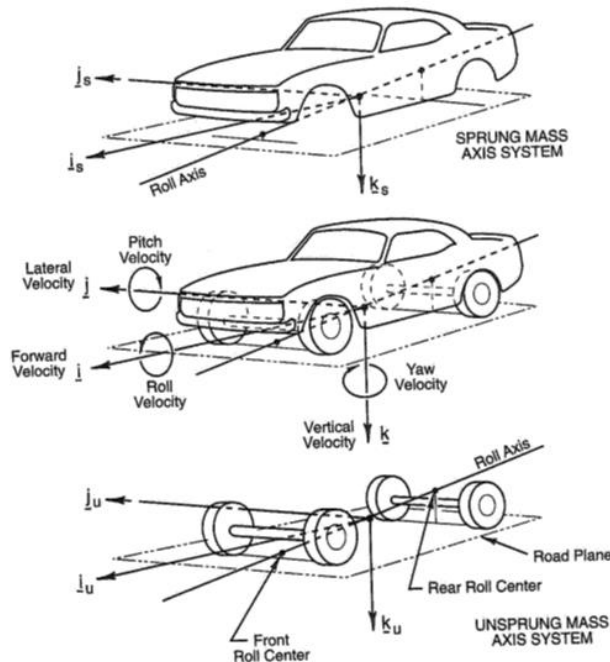


Figura 14 – Movimentos Dinâmicos, adaptado de [4]

No estudo dos movimentos do veículo o sistema de coordenadas mantém-se, apenas as variáveis, segundo os seus eixos mudam de nome e tomam significados específicos. Desta forma é importante referir os efeitos da aceleração, velocidade, entre outros [4].

2.6.1 Rolamento do veículo

O movimento de rolamento do veículo, ou *Roll* exemplificado na Figura 15, é definido como sendo a rotação em torno do eixo longitudinal (eixo x), neste caso do quadro em relação ao solo como efeito do funcionamento da suspensão.

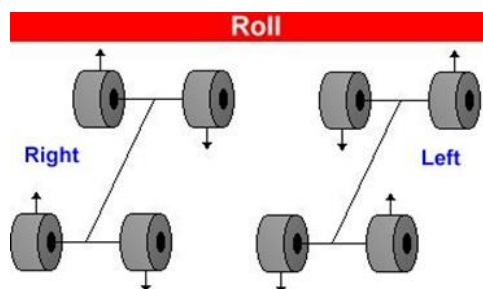


Figura 15 – Movimento de Rolamento, adaptado de [10].

Neste movimento os pares de rodas longitudinalmente opostos, deslocam-se em sentido oposto como resposta a uma anomalia do pavimento ou quando o veículo descreve uma curva. Isto acontece porque a aderência dos pneus desenvolve forças laterais que tendem a deslocar a massa suspensa. Este rolamento da massa suspensa influencia negativamente a estabilidade do veículo, visto que altera o valor de *camber* (*camber* dinâmico) e conseqüentemente a aderência dos pneus ao solo pela diminuição da área de contacto.

Uma das maneiras para minimizar os efeitos negativos do rolamento do veículo é combinar a variação angular do *Roll* com o ângulo de *camber* dinâmico [12].

2.6.2 Oscilações do veículo

O movimento de oscilação do veículo, ou em inglês *pitch*, caracteriza-se pelo movimento sincronizado de descida e subida da frente e traseira do veículo, em sentidos opostos, como exemplificado na Figura 16.

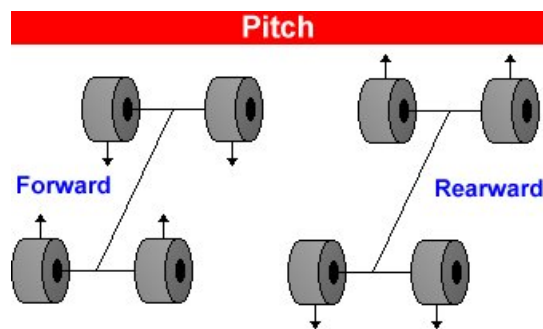


Figura 16 - Movimento de Pitch, adaptado de [10].

Este movimento ocorre em resposta a uma anomalia no pavimento ou em acelerações e travagens, pelo efeito da transferência de massa suspensa entre o eixo frontal e traseiro[13].

O controlo do mergulho é de extrema importância, visto que[13]:

- Em situação de travagem, pode diminuir significativamente a distância do veículo ao solo, destabilizando a suspensão e conseqüente perda de controlo.
- Em situação de aceleração, pode aumentar significativamente a distância do veículo ao solo, reduzindo a área de contacto do eixo frontal e conseqüente perda de aderência.

Os efeitos negativos do mergulho do veículo podem ser minimizados através das características: *anti-dive*, *anti-lift* e *anti-squat*, que serão abordados no ponto 2.8.2.

2.6.3 Centro Instantâneo de Rotação

O Centro Instantâneo de Rotação (CIR), ou em inglês *Instant Center (IC)*, é um ponto imaginário no espaço com velocidade nula, que relaciona a ligação dos elementos da suspensão (instante) com o lugar geométrico onde se encontra o ponto pivô de todo o sistema da suspensão (centro), esquematicamente na Figura 17. Este parâmetro é de extrema importância visto que influencia diretamente inúmeros parâmetros do *design* da suspensão.

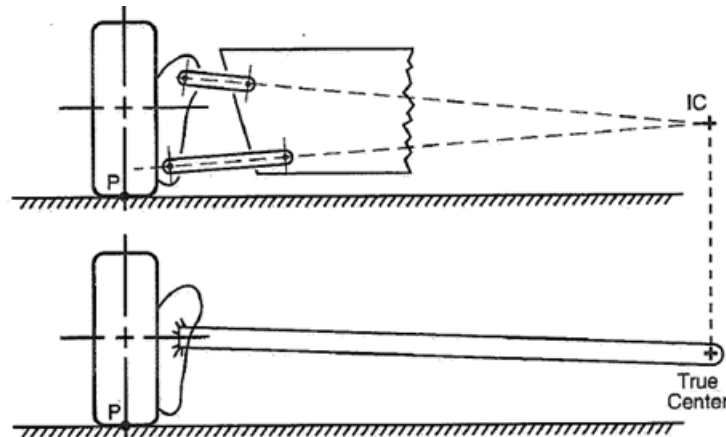


Figura 17 - Representação do CIR, adaptado de [4].

A Figura 17 mostra como a interseção das retas definidas pelos braços da suspensão dão origem ao CIR. Como se pode constatar, este ponto pode ser encontrado para diferentes tipos de suspensão. É também importante referir que este ponto não é estático, pelo contrário varia de acordo com o limite do curso da suspensão [4].

2.6.4 Centro de Rolamento

O Centro de Rolamento (CR), em inglês *Roll Center (RC)* é um ponto imaginário no espaço (plano yz), onde o rolamento do quadro se faz sentir. É através deste ponto central que as forças laterais resultantes da aderência dos pneus se transmitem para o quadro, quando este descreve uma curva. Tal como o CIR, este ponto é instantâneo e varia de acordo com o curso da suspensão.

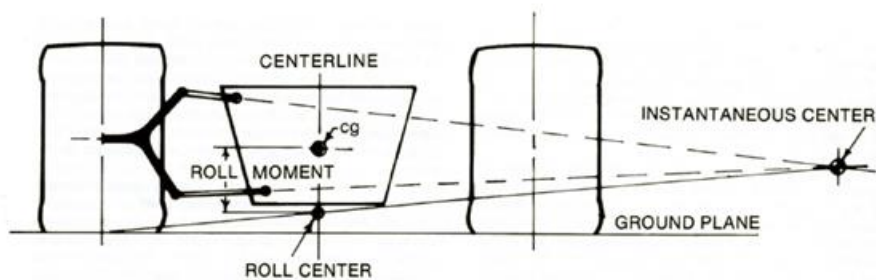


Figura 18 - Representação do CR, adaptado de [4].

O CR pode ser determinado de forma gráfica como se pode verificar na Figura 18, para isso prolonga-se uma linha reta através de cada um dos braços da suspensão, até que estas se intersectem, obtendo o CIR como referido em 2.6.3. A partir do CIR uma linha é traçada até ao centro do pneu (no ponto de contacto com o solo). O CR encontra-se na intersecção desta última linha, com a linha vertical que passa pelo CG do veículo. O valor de CR é então a medido em milímetros da distância do solo até ao CR [10],[4].

De forma genérica podemos definir que:

- Um CR elevado (acima do nível do solo) resulta em menor rolamento do quadro;
- Um CR baixo (abaixo ou ao mesmo nível do solo) resulta em menor variação de camber durante o trabalho da suspensão.

2.6.5 Eixo de Rolamento

O eixo de rolamento de um veículo pode ser diferente do eixo frontal para o eixo traseiro. É através da união destes dois CR, frontal com o traseiro, que se pode determinar o eixo de rolamento, ou em inglês *Roll Axis*, como se pode identificar a sua representação gráfica na Figura 19.

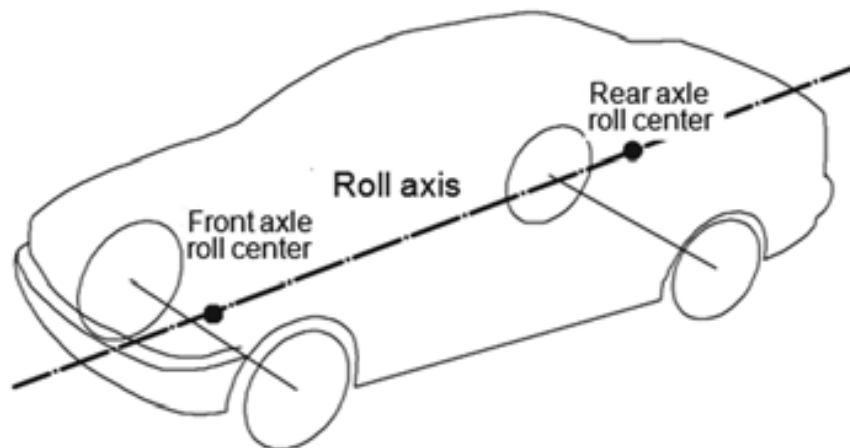


Figura 19 - Representação do Eixo de Rolamento, adaptado de [4].

Sendo o eixo de rolamento o eixo de pivotagem da suspensão no rolamento do quadro, este possui especial importância, pois é através deste que as forças laterais da massa suspensa são transmitidas para a massa não suspensa.

É através do eixo de rolamento que também se define o comportamento do veículo em curva, como neutro, sub-virador ou sobre-virador [4][10].

Valores típicos de CR para um veículo neutro:

- 80 a 250 mm para o eixo traseiro;
- 0 a 130 mm para o eixo frontal.

2.7 Comportamento do veículo em curva

De acordo com as leis da física, "todo corpo permanece em seu estado de repouso, ou de movimento uniforme em linha reta, a menos que seja obrigado a mudar seu estado por forças impressas nele". Da mesma forma num veículo automóvel, para este poder curvar, a fonte externa aplicada é força lateral ou em inglês: *Cornering Force*. Sendo a força centrípeta a componente resistente.

Se durante a ação de curvar, a força lateral é subitamente reduzida a zero, como por exemplo numa derrapagem, o veículo naturalmente resume a sua trajetória em linha reta. A maneira como um veículo, em curva, reage a estas forças determina o seu comportamento como: sub-virador, sobre-virador ou neutro [13].

2.7.1 Sub-viragem

A subviragem, ou em inglês: *understeer*, caracteriza-se pela saída do veículo de frente em curva, como exemplificado na Figura 20. É o tipo de comportamento mais indesejado pela sua imprevisibilidade, visto que diminui a efetividade da direção, reduzindo assim as capacidades de correção de trajetória [13].

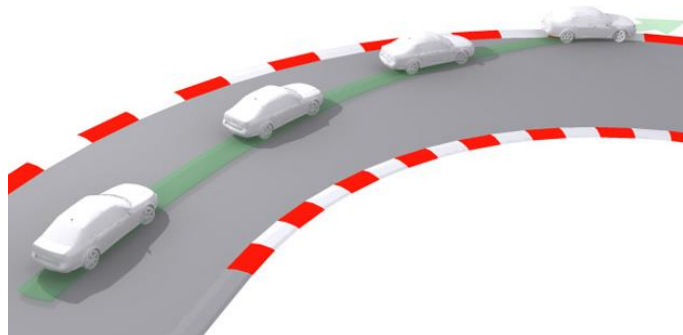


Figura 20 - Representação de Sub-iragem, adaptado de [6].

2.7.2 Sobre-iragem

A sobre-iragem, ou inglês: *oversteer*; caracteriza-se pela saída do veículo de traseira em curva, como representado na Figura 21. É o tipo de comportamento bastante desejado para veículos de competição automóvel. Um piloto instintivamente deteta que o veículo não está a curvar da maneira desejada, podendo compensar com a direção [13].

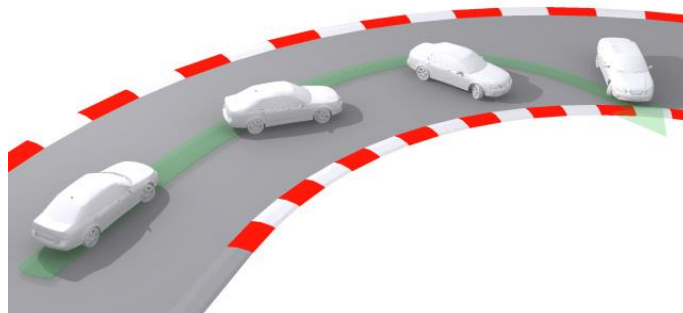


Figura 21 - Representação de Sobre-iragem, adaptado de [6].

2.7.3 Comportamento neutro

Para uma boa condução, um veículo não deve exibir nenhum dos comportamentos anteriormente descritos. O melhor compromisso é o *design* de um veículo com comportamento neutro. Assim o seu desempenho em curva pode ser facilmente alterado pelo condutor com o uso da aceleração ou através de um pequeno ajuste na afinação do quadro [13].

2.8 Comportamentos lineares do veículo

Após abordar o comportamento de um veículo perante a situação de curvar, é também importante explicar como este se comporta linearmente para as situações de aceleração e travagem.

2.8.1 Dive, Squat e Lift

Quando um veículo sofre uma aceleração ou travagem, sofre transferências de massa longitudinalmente, que provocam movimentos de *pitch*, que alteram o trabalho da suspensão, como referido no ponto 2.6.2.

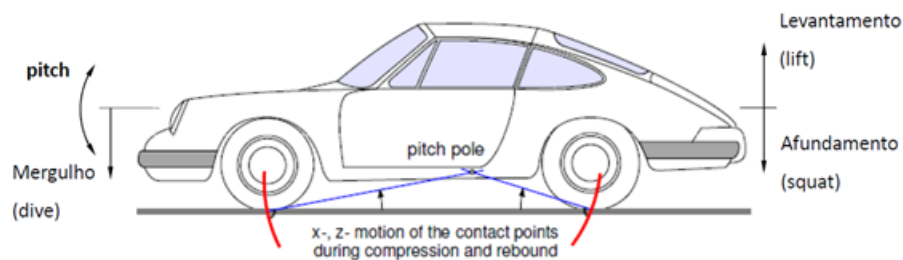


Figura 22 - Movimento Lineares do Quadro, adaptado de [7].

Como é possível observar na Figura 22 , os movimentos são:

- *Dive* (mergulho) – caracteriza-se pelo movimento descendente da frente do veículo causado, por exemplo, por uma travagem.
- *Lift* (levantar) – caracteriza-se pelo movimento ascendente da traseira do veículo, causado, por exemplo, por uma travagem.
- *Squat* (agachamento) – caracteriza-se pelo movimento descendente, da traseira da do veículo. Causado, por exemplo, pelo momento da aceleração.

Estes movimentos são prejudiciais para dinâmica do veículo, sendo por isso necessário a sua atenuação máxima possível através dos efeitos *anti-dive*, *anti-lift*, e *anti-squat* respetivamente [4],[7].

2.8.2 Anti-Dive, Anti Squat e Anti Lift

Como referido no ponto anterior 2.8.1, durante um momento de aceleração ou travagem forças externas atuam de forma negativa no veículo.

De forma resumida, as forças longitudinais de aceleração ou travagem atuam nas rodas do veículo, enquanto que as forças de inercia atuam no centro de gravidade.

Assim, numa situação de travagem, como é perceptível na Figura 23, as forças de inercia do veículo atuam no seu centro de gravidade, afundando a frente do veículo, levantando a traseira do mesmo enquanto que o projetam-no sentido do seu movimento.

Numa situação de aceleração, as forças de inercia aplicam maiores esforços no eixo traseiro fazendo levantar a frente do veículo e afundar a parte traseira.

Para contrariar este tipo de movimento recorre-se normalmente à alteração da geometria da suspensão.

Assim, à capacidade que o veículo tem de contrariar a rotação para a frente, dá-se o nome de *anti-dive* no eixo da frente e *anti-lift* para o eixo traseiro. À capacidade de contrariar a rotação para trás designa-se *anti-squat*.

Estes parâmetros apenas controlam o movimento de rotação da carroçaria e a variação da carga nas molas, não se efetivando alterações no efeito na transferência de massas.

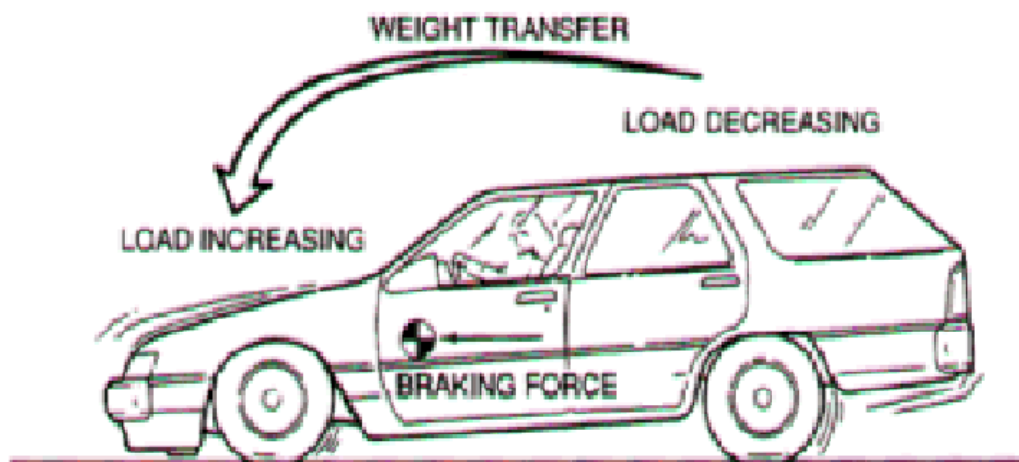


Figura 23 - Efeito de travagem, adaptado de [7].

2.9 Parâmetros da Suspensão

2.9.1 Distância entre vias

A distância entre vias (L), ou em inglês *WheelBase*, é definida pela distância do ponto de contacto central da roda do eixo da frente, com o mesmo ponto da roda do eixo traseiro, como se pode verificar pela representação na Figura 24. Este parâmetro tem influência direta na distribuição de cargas e no efeito da transferência de massa entre eixos, durante acelerações longitudinais (plano xy).

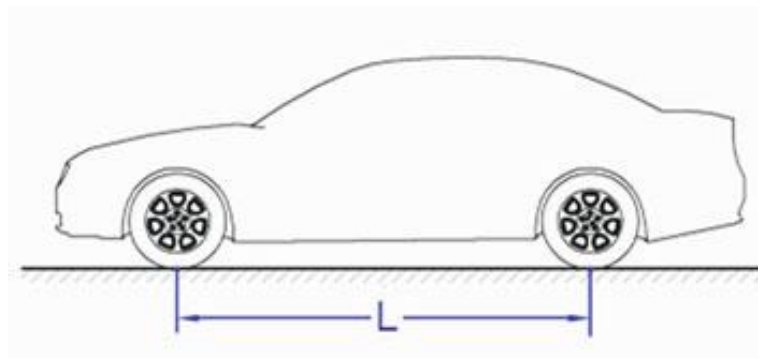


Figura 24 - Representação da Distância entre Vias, adaptado de [10].

Os efeitos da distância entre vias fazem variar o design e performance do veículo, podendo se resumir as seguintes características:

Distancia entre vias maior:

- Mais espaço para ocupantes
- Melhoria no conforto
- Maior estabilidade a alta velocidade

Distancia entre vias menor:

- Melhor manobrabilidade para curvas apertadas
- Menor peso

Para atenuar os efeitos negativos da transferência de massas longitudinais podem ser introduzidas características de “*Anti*” no design da suspensão, como referido no ponto 2.8.2 [10].

2.9.2 Largura de via

A largura de via (T), ou em inglês *track width*, é a distância entre os pontos de contacto central das rodas, de um mesmo eixo representado na Figura 25. Este parâmetro pode ser diferente entre as diferentes vias, frontal e traseira.

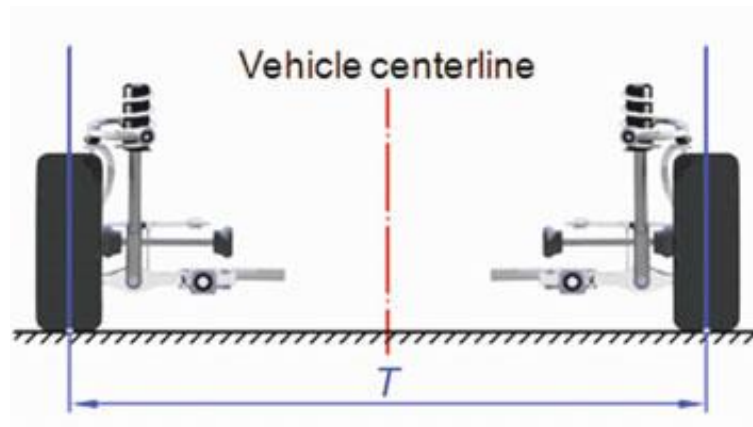


Figura 25 - Representação da Largura de Via, adaptado de [10].

A largura de via deverá sempre ser a maior fisicamente possível visto que garante menor rolamento do quadro e conseqüentemente melhor comportamento em curva [10].

2.9.3 Convergência e Divergência

O Angulo de convergência, ou em inglês *Toe*, é a amplitude descrita pela jante de um veículo em relação ao seu eixo longitudinal, visto do plano de topo, como se pode verificar na Figura 26.

Um veículo apresenta-se como convergente quando a distância entre as rodas de um mesmo eixo, é menor à frente do centro da roda e maior atrás da mesma. Um veículo é divergente, quando o inverso se verifica.

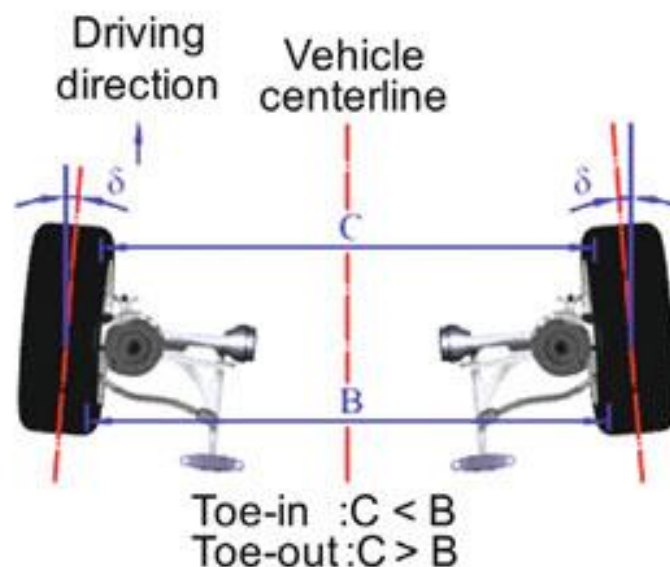


Figura 26 - Representação do Angulo de Convergência, adaptado de [10].

A convergência e divergência afetam diretamente a estabilidade, o comportamento em curva e afinação de suspensão de um veículo. Quando as jantes estão paralelas (posição neutra), a resistência ao rolamento é muito menor do que sobre convergência ou divergência. Deste modo a afinação deste parâmetro deve ser cuidadosamente pensada, pois pode provocar desgaste indesejados nos pneus. Tipicamente um eixo divergente apresenta desgaste na zona interior dos pneus, assim como, um eixo convergente apresenta desgaste na zona exterior.

Em suma a afinação deste parâmetro leva a um aumento da resistência do rolamento com perda de aderência quando se circula em linha reta e desgaste assimétrico do pneu.

Em veículos de grande serie, os valores mais usais são[10]:

- Eixo frontal de veículos de tração traseira: 0° a $+30^\circ$
- Eixo frontal de veículos de tração frontal: -30° a 20°
- Eixo traseiro: -20° a $+20^\circ$

Por fim, é importante referir que em veículos de competição automóvel, é comum o uso de uma afinação divergente, para o eixo frontal, pois permite uma melhor inserção do veículo em curva.[3]

2.9.4 *Camber*

O *camber* é o angulo descrito entre o eixo vertical da roda com o plano perpendicular do solo, quando visto de frente, representado na Figura 27. Em curva, os pneus sofrem deformações que diminuem a área de contacto com o solo. Esta deformação e perda de contacto resulta na perda de aderência e estabilidade. A afinação deste parâmetro permite uma menor perda de contacto com o solo, produzindo melhor aderência e permitindo curvar a maiores velocidades.

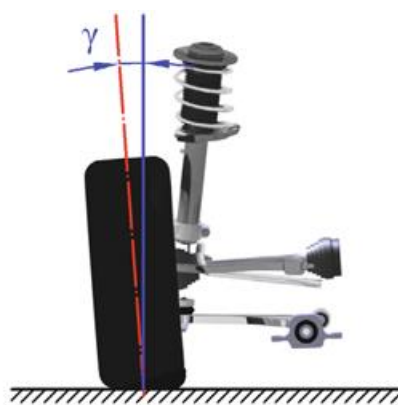


Figura 27 - Representação do *Camber*, adaptado de [10].

O angulo de camber pode ser positivo ou negativo.

- Positivo: quando o eixo vertical da roda se inclina para fora do veículo
- Negativo: quando o eixo vertical da rosa se inclina para o interior do veículo

A afinação do valor de camber deve ser moderada, pois para grandes inclinações, pode contrariamente resultar em perda de aderência e desgaste não uniforme do pneu [10].

Valores típicos de camber estático: -2° a $+2^\circ$.

Tipicamente na competição automóvel, a afinação do camber para uma certa pista é feita de forma experimental. Após um determinado número de voltas, a temperatura dos pneus ao longo de uma facha horizontal, deve ser a mais semelhante possível. Discrepâncias de temperatura entre o interior e o exterior dos pneus, como se pode verificar na Figura 28, significa que o valor do camber não é o ideal e que não existe contacto uniforme do pneu com o solo. Por outro lado, se a temperatura for uniforme, indica que em curva, existe contacto teoricamente perfeito da superfície dos pneus com o solo produzindo máxima aderência [3] e [11].



Figura 28 - Temperatura ao longo do pneu, adaptado de [33].

2.9.5 Kingpin

O ângulo de *Kingpin*, ou em português ângulo de pino mestre é a amplitude descrita entre o eixo da direção, sobre o qual as rodas viram, em relação à normal da superfície do solo, representado na Figura 29. É um dos fatores de alta relevância para o desenho da geometria da direção pois influencia o auto alinhamento da direção e o *Caster*.

Valores típicos de *kingpin* [10]:

- Motor frontal com tração traseira: 5° a 9°
- Motor frontal com tração frontal: 8° a 16°
- Motor na traseira com tração traseira: 5° a 13°

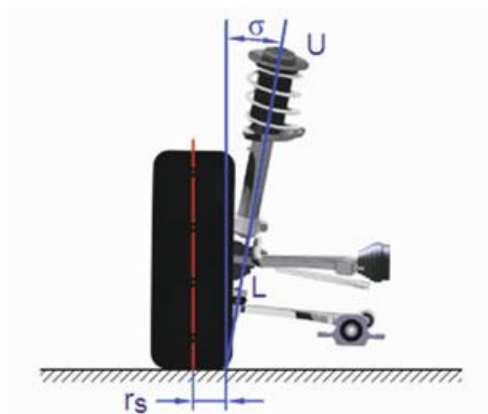


Figura 29 - Representação de *kingpin*, adaptado de [10].

2.9.6 Caster

O ângulo de *caster* é a amplitude entre o eixo do pino mestre em relação à normal da superfície do solo, quando visto do plano lateral do veículo, exemplificado na Figura 30 pelo símbolo τ .

O ângulo de *caster* pode ser positivo ou negativo.

- Positivo: quando o eixo do pino mestre se inclina para a traseira do veículo
- Negativo: quando o eixo do pino mestre se inclina para a frente do veículo

Os valores típicos de *caster* (em posição estática) são:

- Motor frontal com tração traseira: 1° a 10°
- Motor frontal com tração frontal: 1° a 5°
- Motor na traseira com tração traseira: 3° a 15°

O arrasto de *caster* ou *caster offset* é a distância entre o centro da roda com o ponto de intersecção do eixo de pino mestre com a linha do solo, representado na Figura 30 pela letra “n”.

O arrasto de *caster* é bastante importante no comportamento da direção visto que diretamente influencia o auto alinhamento da direção.

Os típicos valores de arrasto de *caster* são[10]:

- Veículo sem direção assistida: 0mm
- Veículo com direção assistida :40 mm

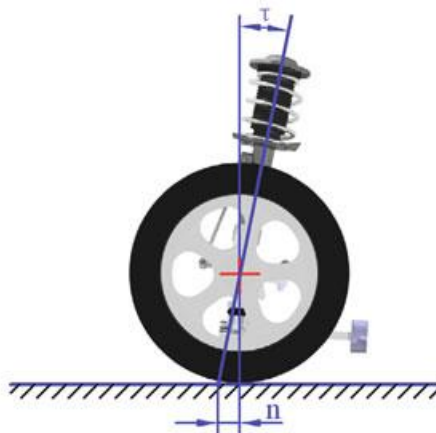


Figura 30 - Representação do *Caster* e do arrasto de *Caster*, adaptado de [10].

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 O início

3.2 Princípios para a conceção de um quadro tubular

3.3 Princípios para a construção de um quadro tubular

3.4 Regulamentação na competição automovel

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 O início

Os primeiros veículos de competição utilizavam o mesmo tipo de quadro que os seus contemporâneos de passageiros. Neste caso, dois eixos rígidos eram ligados por meio de molas de laminas a duas vigas de secção aberta em “C” que assumiam função estrutural e como tal formavam o quadro.

Na competição automóvel o objetivo é sempre de chegar em primeiro ou ser o mais rápido, para isso os veículos necessitavam de ser mais leves, mais rígidos e com melhor comportamento em curva. Devido ao seu pequeno número é impraticável que estes fossem fabricados como os demais para passageiros. Para isso, na tentativa de obter melhores veículos de competição, os grandes construtores fabricavam séries menores introduzindo sucessivamente pequenas melhorias.

Para aumentar a rigidez do quadro e em especial a rigidez torsional, os grandes fabricantes como a Mercedes e a Auto Union começaram por utilizar perfis de chapa soldada de secção fechada (tubos), surgindo assim o quadro *Twin-Tube*.

Apesar de semelhante ao quadro longarina, abordado no parágrafo 2.1.1, o *Twin-Tube* apresentava uma resistência torsional muito superior. Como é possível observar na Figura 31, as duas secções tubulares colocadas paralelamente garantiam a rigidez da estrutura e os restantes elementos tubulares serviam apenas para suportar a carroçaria.

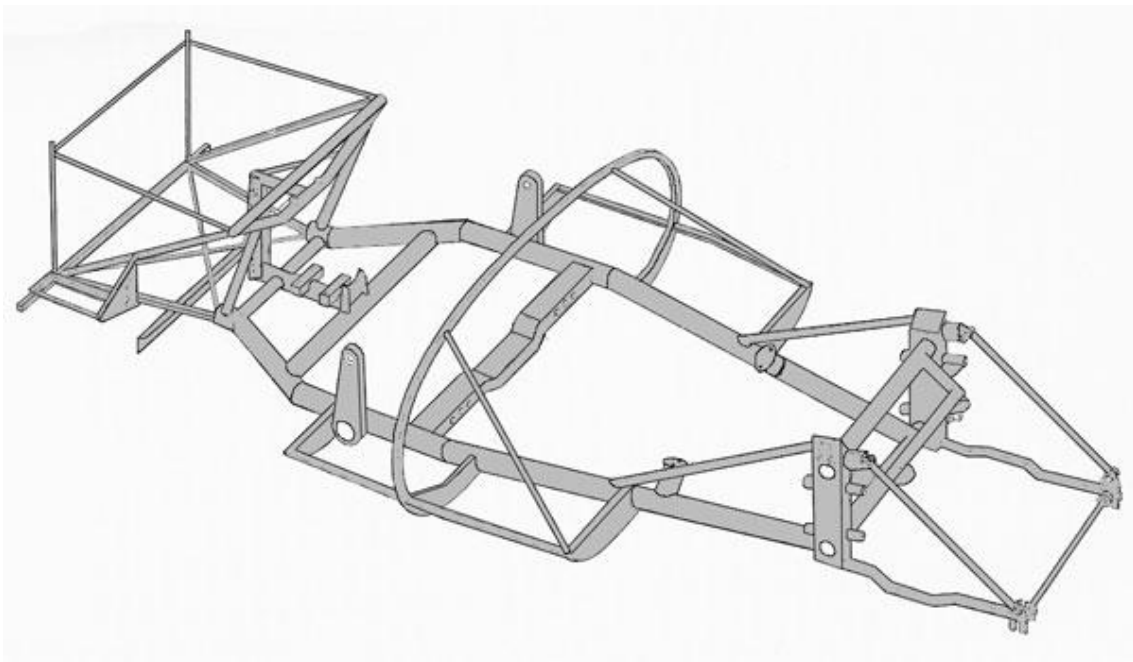


Figura 31 - Quadro *Twin-Tube*, adaptado de [14].

Replicando o desenho de outras estruturas, surge mais tarde o quadro *Four-Tube*. Este quadro bastante semelhante ao *Twin-Tube*, como é possível constatar na Figura 32, possuía secções tubulares duplas montadas paralelamente. Esta evolução apesar de não melhorar a rigidez torsional permitiu aumentar a rigidez à flexão do quadro. Por este

motivo e apesar das semelhanças, podemos distinguir o quadro Four-Tube de um tubular [14][15] .

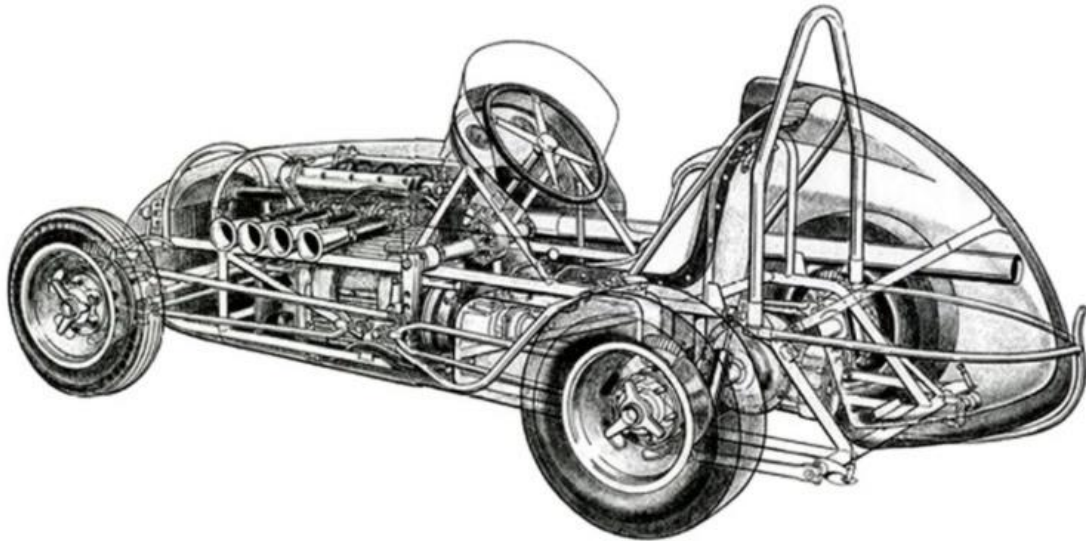


Figura 32 - Diagrama de monolugar com quadro *Four-Tube*, adaptado de [14].

Com o final da segunda guerra mundial é irónico como foram inúmeras as evoluções e descobertas da engenharia. Na procura de estruturas extremamente leves e rígidas para a construção de fuselagens de aviões surgem os primeiros traços de estruturas perfeitamente trianguladas.

Colin Chapman, fundador da Lotus, popularizou estas abordagens científicas ao mundo da competição automóvel apresentando um dos primeiros quadros verdadeiramente tubular, através do Lotus 18 presente na Figura 33, com todas as vantagens anteriormente referidas no paragrafo 2.1.4.



Figura 33 - Lotus Mk18, adaptado de [34].

Foi também graças a este notável engenheiro que surge o primeiro quadro monobloco através do Lotus 25, presente na Figura 34, sendo a estrutura que predomina nos dias de hoje devido aos elevados requisitos de segurança e de performance das grandes competições de desporto automóvel [15].

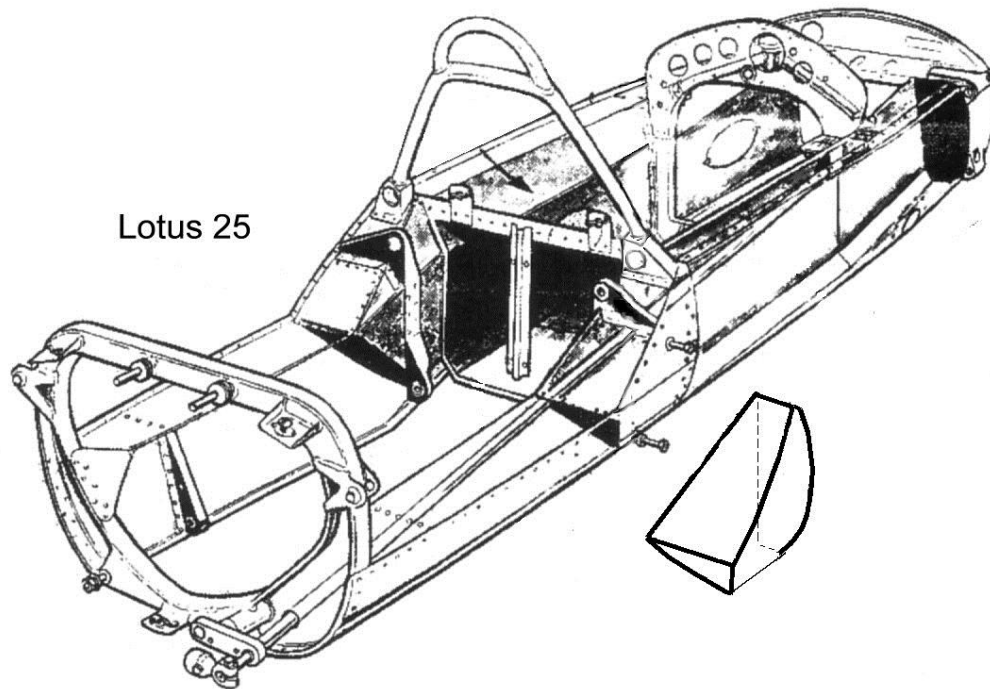


Figura 34 - Lotus 25, adaptado de [14].

3.2 Princípios para a concepção de um quadro tubular

O bom desempenho de um veículo está diretamente relacionada com a rigidez do mesmo. Isto significa que o quadro deve ser rígido o suficiente para resistir à flexão e torção.

A concepção de um quadro rígido requer o cumprimento de princípios simples de entender, como uma boa triangulação, seleção de perfil e de tipo de ligação.

A falha de cumprimento destes pressupostos pode resumir imponentes e impressionantes estruturas reticuladas a simples labirintos de tubos soldados.

Deste modo, antes da concepção do quadro, torna-se determinante compreender que configuração dos elementos permite obter boa rigidez. Através da análise das formas geométricas que são mais rígidas ou flexíveis é possível prever como o quadro se vai comportar sobre solicitações nele aplicadas. A forma mais simples para construir estruturas rígidas é a triangular, como é possível observar na Figura 35 sobre solicitação, a sua forma e dimensão não sofre grandes alterações, desde que nenhum dos seus elementos sofra cedência.

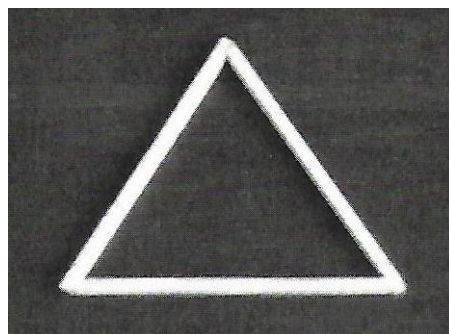


Figura 35 - Forma Triangular, adaptado de [3]

Por outro lado, um arranjo de elementos de forma quadrangular, como se pode verificar na Figura 36 tem pouquíssima rigidez, fletindo diagonalmente, mesmo quando uma pequena carga é aplicada.

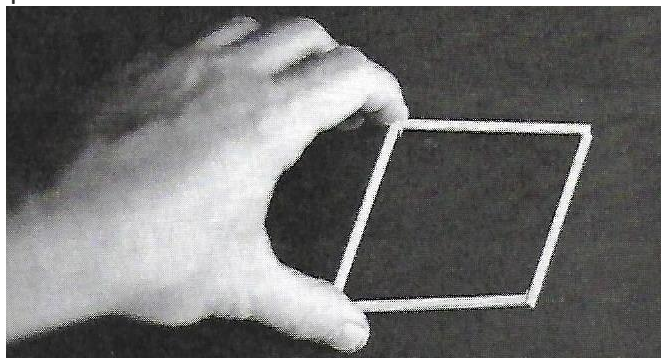


Figura 36 - Arranjo quadrangular sobre pequena carga, adaptado de [3]

Porém se esta mesma forma, de geometria simples e considerada de fraca rigidez, for reforçada com um travamento diagonal, passa a estar dividida em dois triângulos como exemplificado na Figura 37, tornando-se assim extremamente rígida. O reforço por meio de duas diagonais, formando quatro triângulos, torna a forma ainda mais rígida, mas este arranjo é usualmente desnecessário a não ser que a aplicação de elevadas cargas seja expectável.

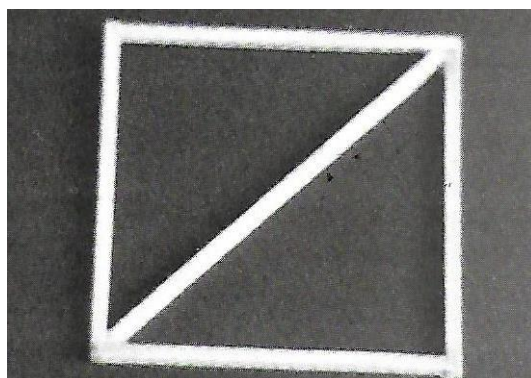


Figura 37 - Arranjo quadrangular reforçado, adaptado de [3]

Da mesma forma, se a uma forma quadrangular for reforçada como mostrado na Figura 38 com um painel, tradicionalmente denominado como chapa de reforço, consegue se atingir o mesmo incremento de rigidez, com maior simplicidade na construção e com a vantagem que este painel pode funcionar também como chapa de corta fogo, elemento de chão ou até mesmo placa de intrusão.

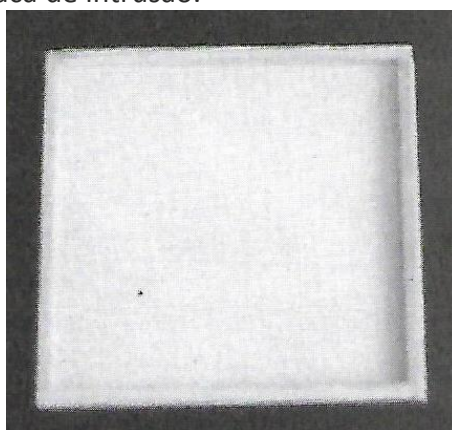


Figura 38 - Arranjo quadrangular reforçado com painel, adaptado de [3]

Entendendo como este princípio funciona no plano(2D) e aplicando as mesmas regras para o terceiro plano, respeitando uma boa triangulação (pontos concorrentes) é possível conceber estruturas reticuladas de boa rigidez [15][3][16].

3.3 Princípios para a construção de um quadro tubular

Os quadros tubulares são estruturas bastante precisas, maioritariamente fabricadas à mão e, como o próprio nome indica, são constituídas por arranjos tubulares. Estes elementos tubulares podem ter diferente geometrias e formas diversas.

Relativamente à forma os tipos mais comuns utilizados são:

- secção quadrada
- secção redonda
- secção oval

Os tubos de secção quadrada simplificam o processo de soldadura e de fabrico. São bastante utilizados para a base do quadro pois permitem fixar melhor o quadro a um gabarit de soldadura. Permitem uma fácil ligação e ou fixação por meio de rebites ou soldadura a painéis de revestimento e reforço. Porém a sua secção geométrica contém arestas que podem ferir o piloto numa situação de impacto.

Os tubos de secção redonda carecem de processos de fabrico e soldadura mais complicados, como por exemplo a necessidade da utilização de um *notcher* para o corte de uma boca de lobo no tubo, como demonstrado na Figura 39 . Porém a sua secção permite uma rigidez superior aos tubos de secção quadrada.



Figura 39 – *Notcher*, adaptado de [35].

Os tubos de secção oval, são bastante dispendiosos, porém devido à sua forma aerodinâmica são tipicamente utilizados para elementos da suspensão como nos triângulos de suspensão, como se pode visualizar na Figura 40, [17][18].



Figura 40 - Triângulos de suspensão de secção oval, adaptado de [36].

3.4 Regulamentação na Competição Automóvel

3.4.1 A FIA

A FIA (Federação Internacional do Automóvel) é o organismo máximo para o desporto automóvel, reconhecido e aceite mundialmente. Este organismo é responsável por regulamentar e promover boas praticas de desportivismo e segurança, publicando todos os anos regulamentos para cada categoria de competição e de acordo com o tipo de veículo.

No caso de um veículo de competição monolugar ele deve seguir e cumprir o regulamento técnico FIA de *Formula Livre* (Artigo 277), o qual se divide em 2 categorias [19]:

Categoria I:

- veículos que têm pelo menos 4 lugares (exceto os 2+2)

Categoria II:

- Classe SH: veículos de tipo normal (aspeto de carros de grande série com 4 lugares)
- Classe SC: veículos de desporto automóvel (competição bi-lugares)
- Classe SS: veículos de tipo monolugares de pista de Formula internacional ou Formula livre

De modo a respeitar mutuamente o regulamento da *Formula TUGA* e as normas FIA, o veículo a conceber será verificado pelas prescrições para a categoria II, classe SS.

3.4.2 A *Formula TUGA*

Criada em 2011 a *Single Seat Series* (SSS), teve como principal foco a criação de um campeonato nacional onde pudessem competir os fantásticos monolugares que estavam parados nas garagens portuguesas e apenas eram utilizadas esporadicamente em *trackdays*.

Ao longo dos anos a *Single Seat Series* foi crescendo, recebendo um número crescente de participantes, sendo atualmente reconhecida como *Formula Ford Portugal*.

Foi no seio deste campeonato português que nasceu a *Formula TUGA* com o intuito de reavivar a construção de veículos de competição monolugar à semelhança do que acontecia nos anos sessenta e setenta com os míticos *Formula V* dos construtores e preparadores: Palma & Morgado e Garagem Aurora.

3.4.3 A *Formula Student*

A *Formula Student* é a competição universitária mais bem difundida e o campo de testes para a próxima geração de engenheiros de classe mundial.

O formato desta competição é a oportunidade ideal para os alunos testarem, demonstrarem e melhorarem as suas capacidades desenvolvendo de raiz um monolugar completo com o rigor exigido para uma competição de automobilismo.

Por estas mesmas razões, o seu rigoroso regulamento técnico, estabelece padrões e requisitos de engenharia assim como princípios de ergonomia e de segurança bastante úteis para o desenvolvimento de veículos de competição que serão utilizados nesta dissertação para apoiar o desenvolvimento da mesma [16][20].

Desenho do quadro e suspensões

4.1 Análise do regulamento para a Fórmula TUGA

4.2 Primeiros Requisitos

4.3 Escolha do tipo de Quadro

4.4 Escolha da Mecânica

4.5 Requisitos para suspensão

4.6 Primeiros Esboços

4 Desenho do Quadro e Suspensões

4.1 Análise do regulamento para a Fórmula TUGA

Após uma leitura cuidada do regulamento técnico da *Formula TUGA*, presente no anexo1, fica evidente que esta prova de desporto automóvel surge no espírito de reavivar e incentivar a construção de monolugares de competição em Portugal, de forma económica e segura.

Económico dado que não permite modificações a nível do motor; utilização de componentes mecânicos de alta tecnologia e a utilização estrutural de materiais compósitos, privilegiando assim, a construção de um quadro mais económico em liga metálica.

Seguros, visto que não permite a construção de monolugares de pesos exageradamente baixos, devido à relação peso/potência imposta, tentando assim evitar a construção de estruturas pouco resistentes e pouco seguras.

Num aspeto menos positivo, é importante referir que estão ausentes normas regulamentares às triangulações do quadro; placas de proteção, neste caso frontal; assim como de elementos de absorção de impacto (*crashbox*).

Referente à limitação de peso/potência a mesma também acarreta consequências negativas, visto que impõem pesos mínimos muito grandes para um veículo monolugar desportivo, deste modo a escolha da mecânica a utilizar é muito importante.

De modo a colmatar as lacunas no regulamento da *Formula TUGA* nomeadamente no que diz respeito a cotas mínimas; assim como de valores para análise e simulação estrutural, para conceção do quadro serão utilizados como complemento os regulamentos FIA e da *Formula Student*, como referido nos parágrafos 3.4.1 e 3.4.3.

4.2 Primeiros Requisitos

Tal como referido anteriormente no parágrafo 2.1, o quadro é peça fundamental e elemento de segurança. Assim para o seu *design*, é necessário responder a um conjunto de questões para a sua idealização se tornar real, tais como:

- Qual o tipo de quadro?
- Quais os requisitos(dimensões) necessárias para hospedar o piloto?
- Quais os requisitos para garantir a segurança do piloto?
- Qual a mecânica a utilizar? Dimensão necessária para albergar o motor?
- Qual o tipo de suspensão a utilizar? Os seus parâmetros? Os seus elementos?

Sendo um veículo de competição, este terá de respeitar regulamentos técnicos, neste caso o regulamento da *Formula TUGA*, presente no anexo 1 e regulamentos FIA[19], [21].

Ao longo deste capítulo serão analisados os requisitos aqui apresentados.

4.3 Escolha do tipo de Quadro

De acordo com o regulamento da *Formula TUGA*, presente no **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, as normas referentes ao tipo do quadro e cumprimento de funcionalidades são:

- “Os chassis devem ser de construção tubular em aço.”
- “A área mínima livre do plano vertical de corte na longitude, em qualquer ponto do cockpit desde os pés do piloto até às costas do banco é de 700cm^2 com uma largura nunca inferior a 25cm. Esta área pode apenas ser invadida pela coluna de direção.”

Assim, por imposição regulamentar, a escolha do quadro está diretamente limitada ao quadro tubular, o que advém grandes vantagens como a conceção de quadro bastante rígido e versátil como abordado no parágrafo 2.1.4.

4.3.1 A disposição dos elementos

Determinado o tipo de quadro a conceber, torna-se fulcral determinar a disposição dos elementos que nele se incorporam, tais como o motor e depósito de combustível. Sendo os elementos de maior peso, a má disposição dos mesmos influencia negativamente o trabalho da suspensão. Para além disso, o próprio piloto é peça fundamental na conceção de um veículo, em adição ao efeito do seu peso, a segurança do mesmo em caso de impacto tem de ser salvaguardada pelo quadro. Assim como o depósito de combustível, visto conter combustível altamente inflamável [13][16].

Para esse efeito é comum a utilização de zonas de absorção de impacto, na frente, lateral e traseira do veículo e paredes de corta fogo, tipicamente denominadas como *firewall*, como demonstrado na Figura 41 .

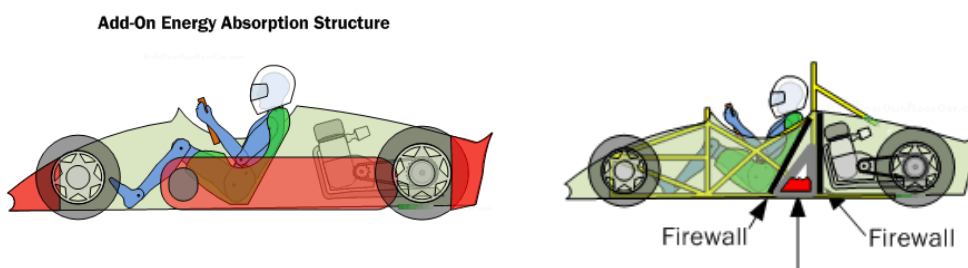


Figura 41 - Elementos de segurança passiva num formula, adaptado de [11].

Deste modo, para obter melhor desempenho da suspensão e de acordo com a regulamentação técnica FIA a disposição dos elementos no veículo será a seguinte:

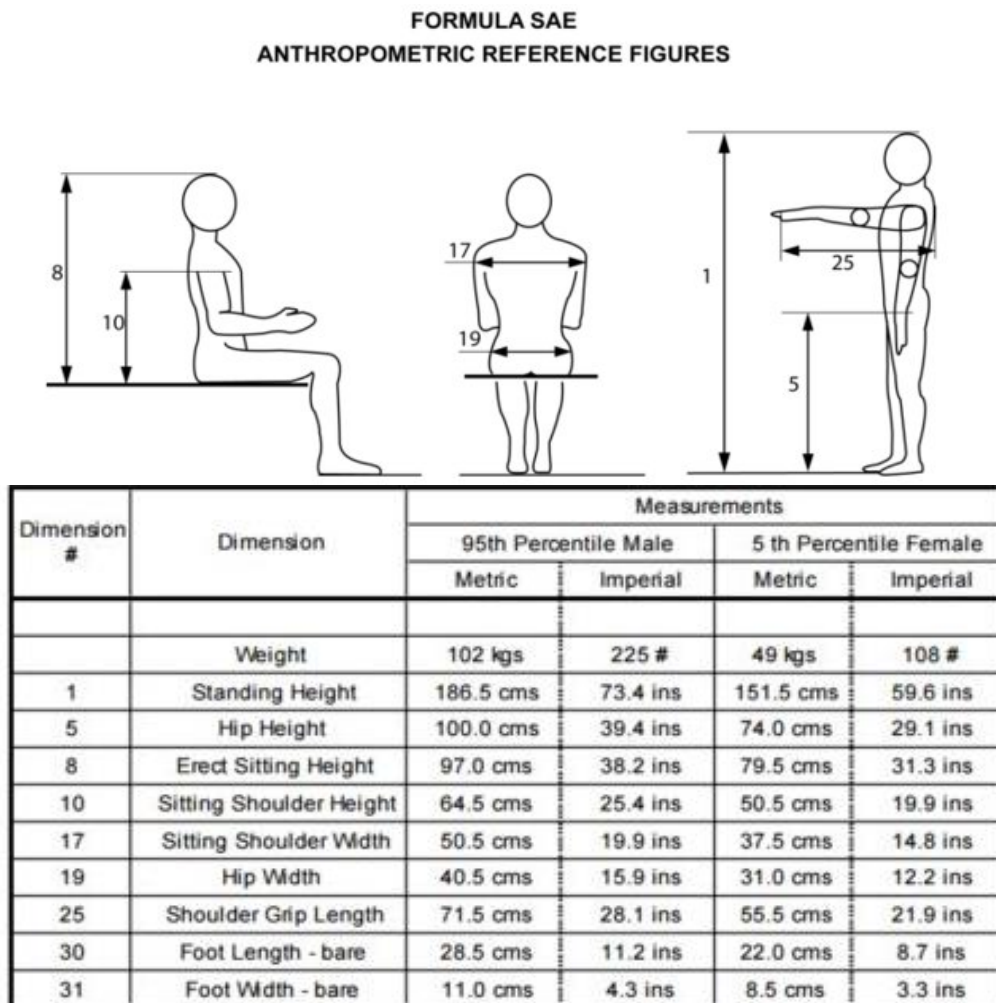
- Piloto em posição central do veículo
- Deposito combustível por baixo do veículo
- Motor em posição central colocado atrás do eixo

4.3.2 Ergonomia

Indispensável para o funcionamento de qualquer tipo de veículo, seja ele um avião ou um automóvel, é a ergonomia do habitáculo. Neste caso, o posicionamento dos controlos e o espaço necessário para o condutor controlar o veículo deve ser cuidadosamente pensado.

Torna-se imprescindível que o condutor tenha uma posição confortável, capaz de mover os braços conforme necessário e aceder facilmente aos comandos do veículo, como o volante e manete das velocidades. Em casos extremos a segurança do condutor pode estar seriamente em risco, caso estes requisitos não tenham sido respeitados [22].

De modo a excluir as variações individuais de cada ser humano e para criar um habitáculo o mais universal possível, as medidas concebidas para o desenho do quadro terão por base o Percentil 95th masculino, que podemos ver esquematizado na Figura 42. Extensamente utilizado na *Formula Student*, o Percentil 95th é um modelo antropométrico referente às medidas médias do corpo humano masculino.



The numbers in the diagram below refer to the "Dimension #" in the left hand column of the chart above.

Figura 42 - Percentil 95th – Formula SAE, adaptado de [20]

4.3.3 Requisitos de desenho para o quadro

Para além das considerações de ergonomia, como referidas anteriormente no ponto 4.3.2, o quadro também necessita de garantir segurança e proteção ao condutor. Em adição aos requisitos mecânicos e de resistência das materiais, a sua forma também é um fator de segurança para proteger o piloto em caso de infortúnio.

São sempre utilizados elementos de segurança ativa e passiva em veículos de competição, sendo eles, cintos de segurança, extintores e caixas de impacto (crashbox). Em caso de embate, os cintos de segurança impedem a projeção do piloto, enquanto que as caixas de impacto absorvem parte da energia do impacto. Porém em caso de capotamento, são os arcos de segurança que garante a segurança do piloto.

Assim torna se necessário que o formato e dimensões do mesmo, sejam suficientes para proteger a cabeça do piloto.

Para esse efeito, foi aplicada a mesmo padrão utilizado na regulamentação técnica da *Formula Student*, onde o capacete do piloto deve estar a 50mm de distância, de uma linha imaginária que passa entre o topo do arco de segurança principal e do topo do arco de segurança secundário, como esquematizado na Figura 43, [20].

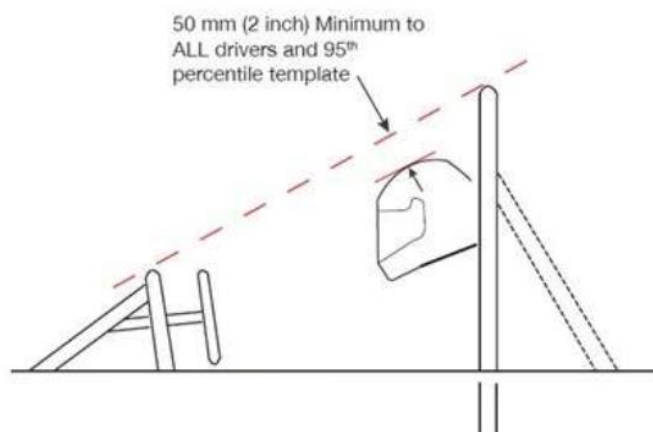


Figura 43 - Distância mínima de segurança em caso de capotamento, adaptado de [20].

Da mesma forma, para complementar a segurança do piloto em caso de impacto lateral deverá existir uma barra de anti-intrusão lateral situada a 300 a 350 mm do solo, como exemplificado na Figura 44,[20].

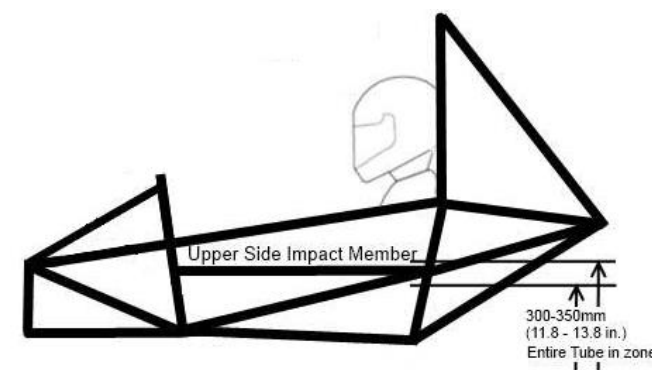


Figura 44 – Intervalo de alturas da barra de anti-intrusão, adaptado de [20].

4.4 Escolha da Mecânica



A escolha da mecânica do veículo, ou seja, o motor e transmissão a utilizar vão influenciar diretamente a potência do veículo, o seu peso, assim como, o espaço mínimo necessário para alojar os mesmos no quadro e vários parâmetros da suspensão, como a distância entre eixo, tal como falado no ponto 2.9.1.

Para além disso, existem considerações impostas no regulamento da *Formula TUGA*, disposto no **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, que vão condicionar a escolha da mecânica:

- “São permitidos todos os tipos de motores de, de qualquer proveniência, com uma cilindrada inferior a 2000cm³”
- “Para a Formula TUGA o fator de conversão para achar o peso mínimo do carro com o piloto e todo o seu equipamento a bordo é de: 0.245 Cv (Din) /Kg (Cavalos Din por quilograma) para carros totalmente construídos em Portugal”
- “A potência a considerar será obrigatoriamente a potência de catálogo indicada pelo fabricante do motor em Cavalos Din.”
- “É permitida a modificação ou construção de um coletor de escape de modo a facilitar a montagem do motor no chassis. O coletor de admissão deve ser o de série do motor, sem alterações.”
- “Todo o sistema de filtragem de ar pode ser modificado ou removido, sem prejuízo das normas de segurança impostas pela FPAK.”

Considerando que apenas é permitido a utilização de motores atmosféricos, ou seja, está proibida a utilização de turbocompressores, a escolha de motores a gasolina é muito mais favorável dado a relação cilindrada/potência ser muito superior em comparação com os motores a diesel.

Deste modo comparando a utilização de motores a gasolina de automóveis e de motociclos temos:

Motociclo			Automóvel
	Vantagens		Vantagens
	Motor leve		Fiável
	Motor muito compacto		Económico
	Elevado grau de avanço tecnológico		Permite aplicação direta
	Caixa de velocidades incorporada e <i>close ratio</i>		
	Desvantagens		Desvantagens
	Potência de catálogo superior à potência efetiva		Motor pesado
	Necessidade de adaptação ou construção de um sistema diferencial		Grande dimensão

Assim pelo acima considerado, na abordagem desta dissertação, a mecânica a considerar para definição de cotas mínimas para o berço do motor, será a de um motor de motociclo. Para tal será utilizado o modelo 3D do motor de moto Honda CBR 600 RR 2007, fonte *GrabCAD*, como exposto na Figura 45, [23].

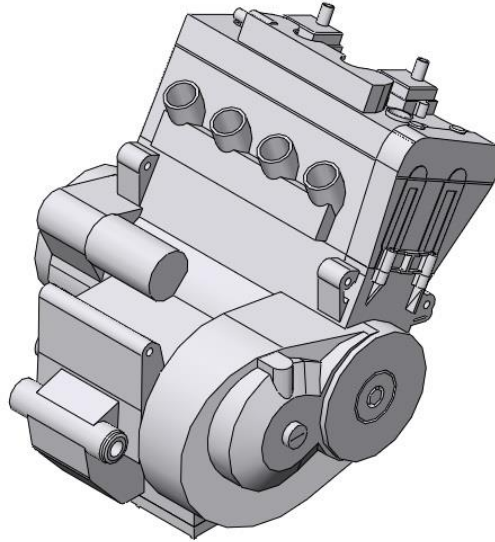


Figura 45 - Modelação Honda CBR 600 RR 2007, adaptado de [23]

Por outro lado, a utilização de um motor de motociclo carece de sistema de transmissão. Como tal é necessário a utilização de uma caixa de redutora, como exemplificado na Figura 46. Este órgão mecânico, tipicamente utilizado em veículos automóveis de quadro tubular e motor e caixa de velocidades de motociclo, está preparado para desporto automóvel, assume a função de sistema de transmissão e permite reverter a marcha.



Figura 46 - Caixa redutora QUAIFFE, adaptado de [37].

4.5 Requisitos para suspensão

Assim como abordando no paragrafo 2.2, os elementos da suspensão são diretamente responsáveis pela dinâmica e segurança do veículo. Sendo este um veículo de competição, o seu desempenho em curva em alta velocidade assume papel fundamental descurando do conforto. Assim o tipo de suspensão a conceber terá como objetivo o melhor desempenho possível.

Deste modo é necessário estabelecer um conjunto de definições e pressupostos tais como:

- Qual o tipo de suspensão a utilizar?
- Qual o tamanho da jante e pneu?
- Qual a largura de vias?
- Qual a distancia entre eixos?
- Qual o *Set Up* da suspensão (*Camber, Caster, KingPin, Convergência*)?

4.5.1 Escolha da Suspensão

Como falado no paragrafo 3.1, a evolução dos veículos de competição progride sempre na procura de estruturas mais rígidas e mais leves. Neste caso, os veículos monolugares apresentam comportamento bastante agressivo, são muito leves e têm um centro de gravidade bastante baixo. Derivado das altas velocidades que atingem necessitam de uma suspensão que permita variar diferentes afinações de acordo com o tipo de pista e pneu, para garantir este excepcional desempenho que lhes é característico [11], [13].

Assim sendo o sistema de suspensão a utilizar será o de triângulos sobre postos, dado ser uma solução leve, extremamente rígida e de alto desempenho, dado a grande capacidade de afinação estática e dinâmica que suporta, tal como explicado no parágrafo 2.2.3.

4.5.2 Jante e Pneu

Sabendo o tipo de suspensão a utilizar é também importante definir o tamanho da jante e pneu, dado a sua influência na dinâmica do veículo. Como explicado no ponto 2.4.1, a jante e pneu fazem parte da massa não suspensa e como tal deve ser reduzida ao máximo por causa do seu efeito negativo para o sistema de amortecimento e consequentemente dinâmica do veículo. Por outro lado, a velocidade máxima de um veículo está limitada com o maior diâmetro do conjunto jante e pneu. Da mesma forma, uma jante de maior diâmetro permite acomodar uma manga de eixo e pinças de travões maiores, aumento de segurança do veículo. Por imposição regulamentar da *Formula Tuga*, presente no **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, é dito:

- “Apenas são permitidas jantes com 13, 14 ou 15 polegadas de diâmetro e largura máxima de 7 polegadas.”
- “Apenas é permitido o uso dos pneus Toyo Proxes R888 ou R888R com uma largura máxima de 205mm.”

Assim pelo acima considerado, para efeitos desta dissertação, a jante a considerar para cálculo de suspensão será jante 13, dado que os formula são veículos muito leves, é passível a utilização de pinças de travão menores e reduzindo assim a massa não suspensa. Para tal será utilizado o modelo 3D de uma jante *Braid* com pneu de 205 mm, conforme o regulamentado, fonte *GrabCAD* [24].

4.5.3 Largura de vias e distancia entre eixos

Como explicado nos parágrafos 2.9.1 e 2.9.2, os parâmetros de largura de vias e distancia entre eixos acarretam vantagens e desvantagens, que devem ser ponderadas. De maneira geral quanto maior forem estes valores, maior será a estabilidade e segurança do veículo a altas velocidades, porém isso implica um aumento de peso e diminuição do desempenho em curva, tornando o veículo menos ágil e consecutivamente menos competitivo.

Consultando as normas FIA para veículos de Formula 3 como valores indicativos temos [21]:

- Valor mínimo para **largura de vias**: 1200 mm;
- Valor mínimo para **distancia entre eixos**: 2000 mm.

4.5.4 Parâmetros para a suspensão

De acordo com as opções tomadas anteriormente, o veículo a projetar será um veículo de motor central e tração traseira. De acordo com a bibliografia especifica desta área os valores atualmente recomendados para os parâmetros da suspensão são [4], [10] :

Convergência e divergência

- Eixo frontal: afinável 0° a 30' ou (0° a 0,5°)
- Eixo traseiro: afinável -20' a 20' ou (-0,3° a 0,3°)

Camber estático:

- Afinável de -2° a 2°

KingPin:

- 5° a 13°

Caster:

- 3° a 15°

Arrasto de Caster:

- De 0 a 30 mm

Tipo de Comportamento pretendido para o veículo

- Neutro/Sub-Virador

Tabela 1 - Valores de efeito anti alvo

Parâmetro:	<i>Anti-Dive</i>	<i>Anti-Lift</i>	<i>Anti-Squat</i>
Eixo Frente	20%	Não se aplica	Não se aplica
Eixo Trás	Não se aplica	0 a 20%	10% a 30%

4.6 Primeiros Esboços

Dos esboços de papel para o desenho tridimensional, os primeiros passos, passam pela definição arco de segurança principal e secundário. Considerando os requisitos referidos no paragrafo 4.3.3 e as medidas de ergonomia demonstradas na Figura 42. O arco de segurança principal é simétrico relativamente ao eixo longitudinal do quadro. Começa na base do mesmo e construído em tubo de 45mm de diâmetro por 2.5 mm de espessura terá 1085 mm de altura.

Como demonstrado na Figura 47, o raio mínimo de curvatura será de 135°, valor correspondente à medida de diâmetro do tubo multiplicado por três, conforme indicado pelos regulamentos FIA, [19], [21].

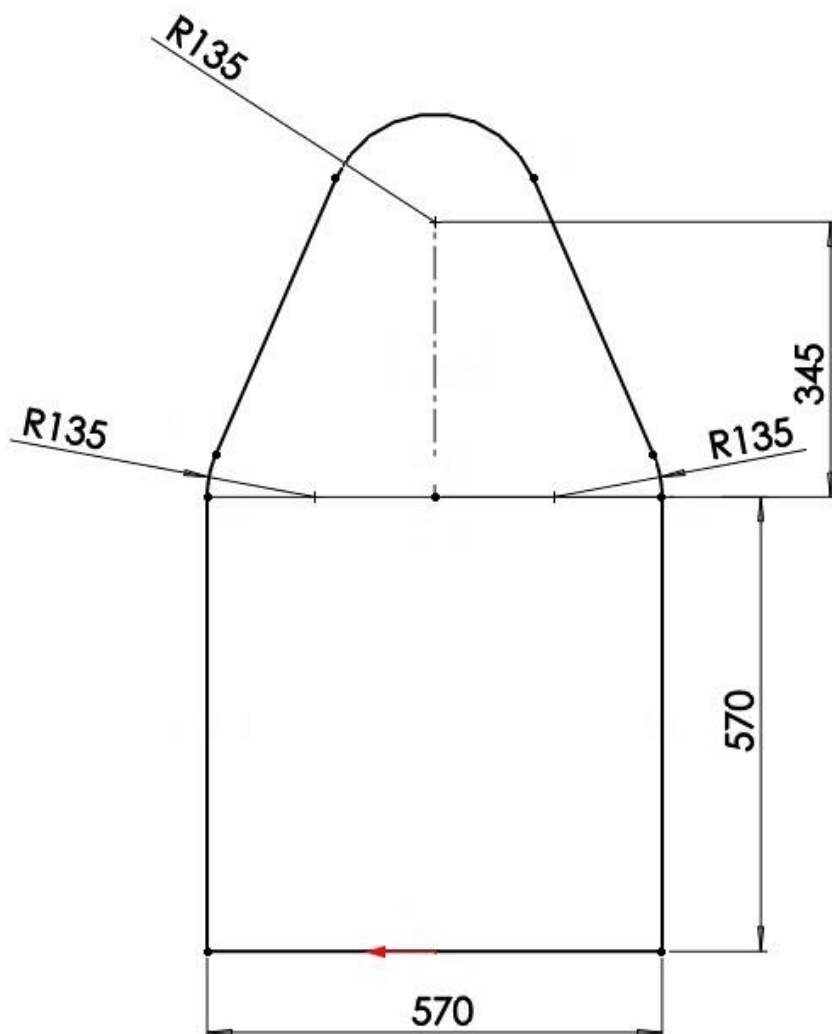


Figura 47 – Sketch *SolidWorks* do Arco de Segurança Principal

A largura do arco de segurança foi definida em 570 mm, correspondente à largura de ombros do Percentil 95th, apresenta na Figura 42, mais trinta mm de folga entre cada lado dos ombros do piloto, tendo em conta o incremento de espaço necessário para o banco, para o fato de competição assim como de revestimento da carroçaria, entre outros.

Antevendo o processo de fabrico, a base do quadro foi desenhada utilizando tubo quadrado, como mostrado na Figura 48, visto que o tubo de faces planas permite uma melhor fixação a um *gabarit* e menor empeno durante o processo de soldadura, como referido no paragrafo 3.3.

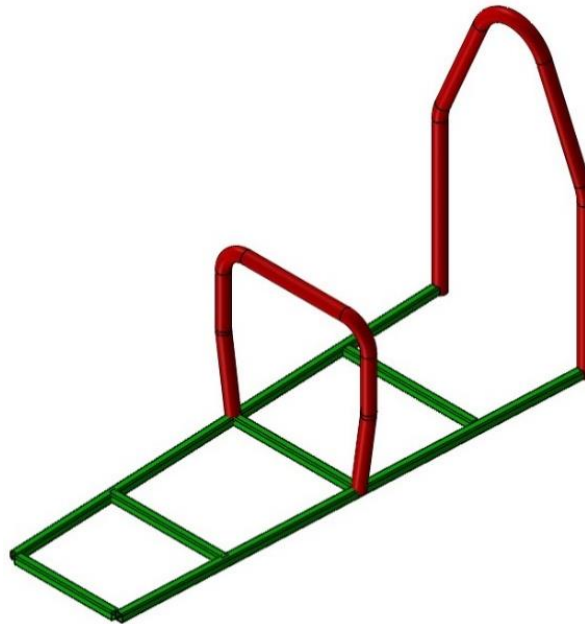
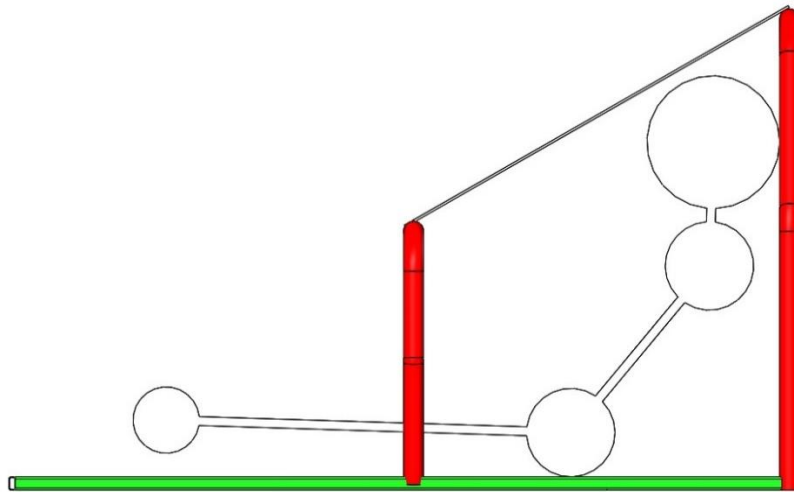


Figura 48 - Primeiros esboços do quadro

Estabelecida as primeiras formas para a os arcos de segurança é necessário verificar o cumprimentos das zonas livres, tal como abordado no paragrafo 4.3.3 e de acordo com o regulamentos técnicos da *Formula TUGA* e FIA , **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**, [19], [21].

A primeira verificação a realizar, e de certo a mais importante, é a verificação da distância mínima entre o capacete do piloto e a linha imaginaria que passa entre o topo dos arcos de segurança. Fundamental para a proteção do piloto em caso de capotamento, tal como demonstrado na Figura 43. Para isso, foi modelado um modelo *dummy*, do Percentil 95Th, frequentemente utilizado na *Formula Student*. Como demonstrado na Figura 49, os círculos mais pequenos correspondem respetivamente à zona articula dos ombros, ancas e pés. E por último o círculo maior simboliza a cabeça do piloto com capacete.

Figura 49 - Primeiros arcos com o modelo *dummy*

Como visível em pormenor na Figura 50, a distância verificada é de 54 mm sendo respeitando assim as normas de segurança. Por fim na Figura 49, é possível verificar que o comprimento do habitáculo do quadro é suficiente para albergar as pernas do piloto em posição esticada. A inclinação das costas do *dummy* foi fixada em 60°, valor bastante conservador pela segurança como definido pelo regulamento da *Formula Student*, [20].

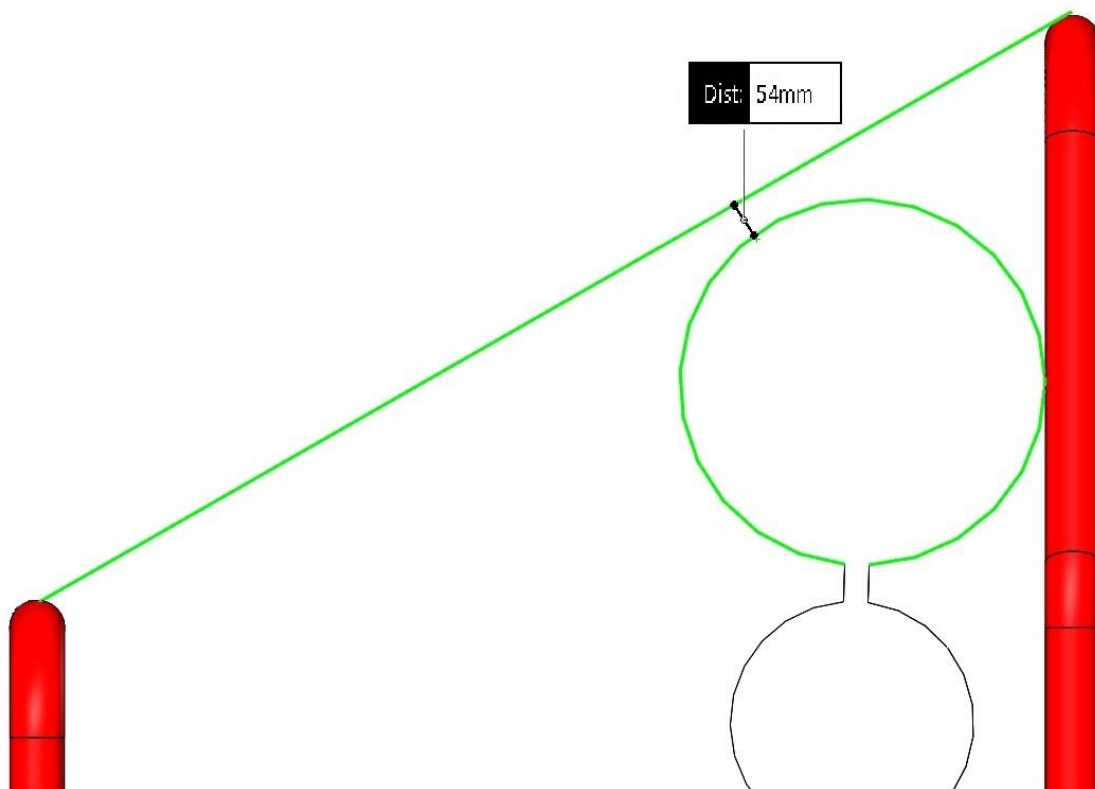


Figura 50 - Distancia entre o capacete e a linha imaginaria

Verificado os arcos de segurança, procedeu-se à análise da área mínima livre do plano vertical de corte na longitudinal. Que conforme estabelecido no regulamento da *Formula TUGA*, a área mínima livre, desde os pés do piloto até o arco de segurança, é de 700 cm² com uma largura nunca inferior a 25 cm. Esta área pode apenas ser invadida pela coluna de direção, como consta no **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** Dessa forma foi utilizado o *template* da *Formula Student*, como demonstrado na Figura 51, para simultaneamente respeitar o regulamento da *Formula TUGA* e as medidas de ergonomia necessárias para o Percentil 95Th,[20]. Assim o *template* utilizado, representado a branco na referida Figura 51, tem em qualquer ponto largura superior a 25 cm e área total de 1175 cm². Como explicado este valor de área será deixado livre ao longo de todo o comprimento do habitáculo e apenas violado pelo sistema da coluna de direção. Além disso a área demarcada a azul, também representada na Figura 51 foi deixada livre, prevendo o espaço necessário para o painel de instrumentos do veículo, assim como, dos elementos de fixação do volante e outros componentes eletrônicos associados à ignição do veículo.

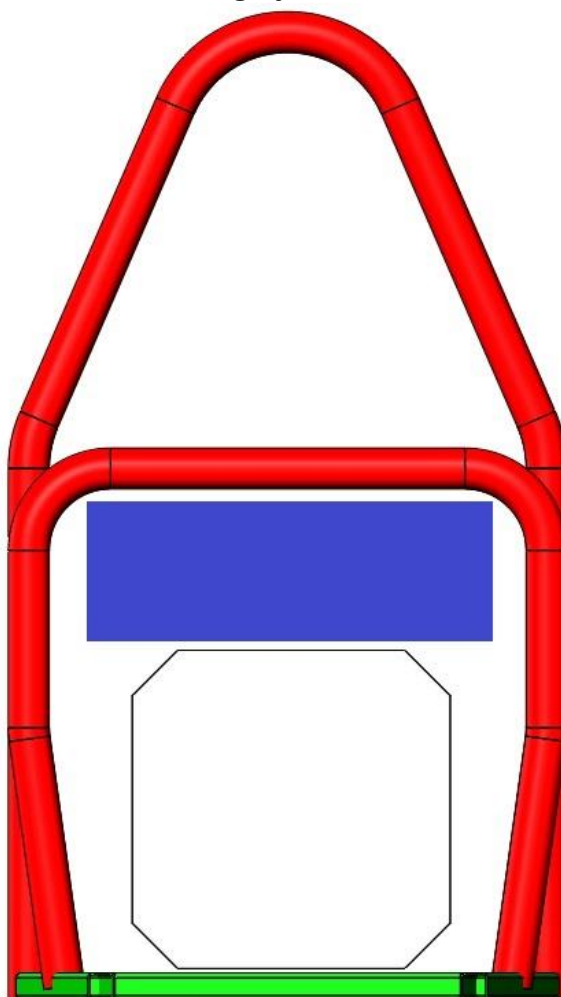


Figura 51- Pormenor da área mínima livre do plano vertical de corte na longitudinal

O passo seguinte passou por adicionar travamentos no arco de segurança principal que permitissem ancorar os cintos de segurança e colocar duas travessas paralelas na frente da base do quadro para fixar a pedaleira como demonstrado na Figura 52.

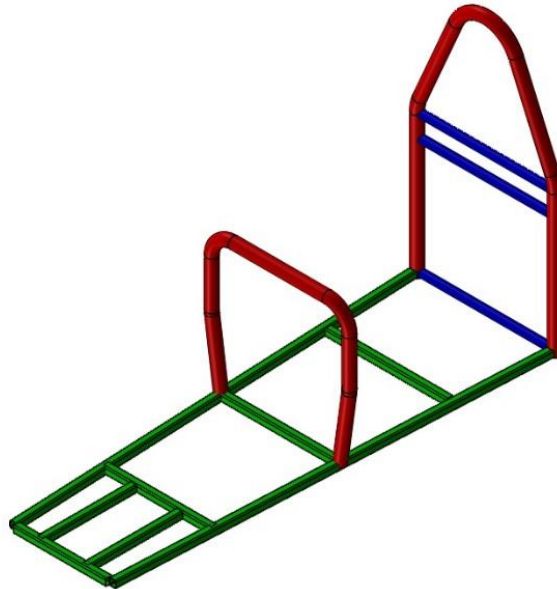


Figura 52 – Travamentos dos cintos e pedaleira

Previendo a ancoragem dos pontos de suspensão foram acrescentados dois arcos na frente do quadro. Estes arcos foram desenhados em tubo quadrado para permitir uma melhor ligação aos referidos pontos de suspensão assim como da fixação da placa de anti-intrusão na frente do quadro. O arco de segurança principal foi triangulado prevendo as barras de anti-intrusão lateral. A restante base do quadro foi triangulada, excetuando na secção onde será colocado o depósito de combustível para permitir a montagem do mesmo pela parte inferior do quadro. Esta abordagem permite posteriormente selar essa secção com uma chapa corta fogo e aumentar a segurança do piloto como exemplificado na Figura 53.

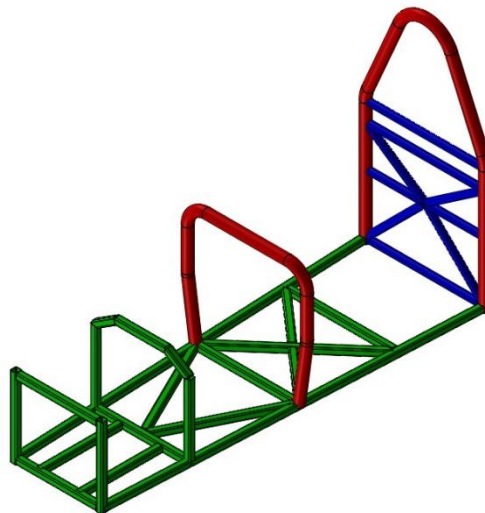


Figura 53 – Arcos da suspensão da frente

Na zona do habitáculo, em cada lateral, foi colocada uma barra de anti-intrusão, paralela à base do quadro como explicado no paragrafo 4.3.3 e exemplificado na Figura 43. Prevenindo os esforços resultantes de um possível impacto lateral, a referida barra foi triangulada em “X” como descrito no paragrafo 3.2, tal como se pode verificar na

Figura 54. Da mesma forma, para obter a máxima rigidez e melhor proteção do piloto, a secção do tubo escolhida foi a redonda como exposto no paragrafo 3.3.

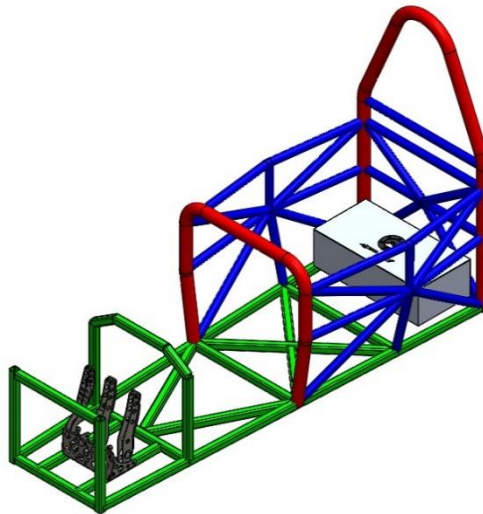


Figura 54 - lateral

Para a secção traseira do quadro, como demonstrado na Figura 55, foram acrescentadas duas barras verticais onde será ancorado os pontos de suspensão traseiros. Foram acrescentados travamentos para o arco de segurança principal, simétricos entre si e descrevem um ângulo com a horizontal inferior a 60° . Estes travamentos foram consecutivamente triangulados de forma a dissipar, possíveis esforços, na base do arco de segurança e estão de acordo com o regulamento da *Formula TUGA* presente no **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** e normas FIA, [19], [21].

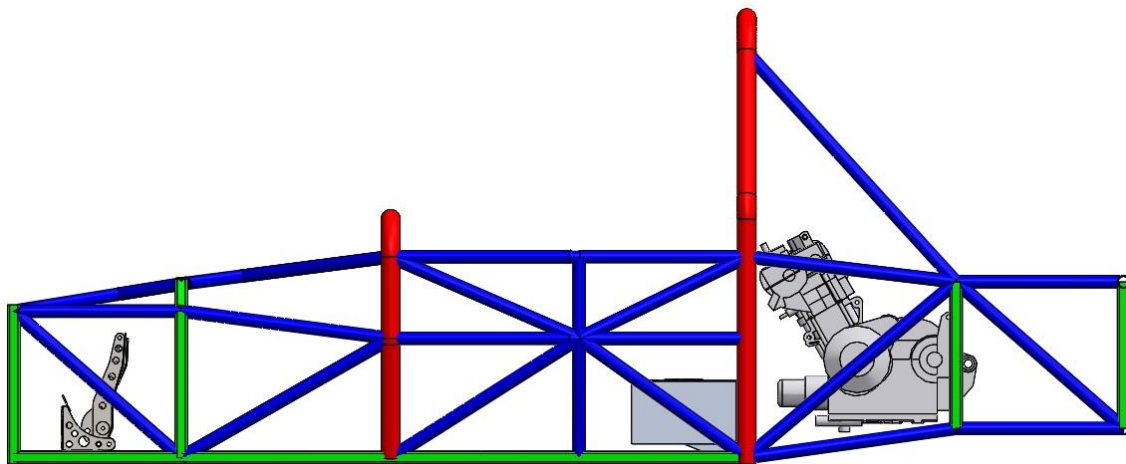


Figura 55 - Quadro final, Vista lateral.

Definida a forma geral do quadro, procedeu-se a verificação da triangulação contra uma possível intrusão lateral. Assim e de acordo com os princípios da *Formula Student*, um disco de 254 mm, representado a amarelo na Figura 56, deverá sempre contactar três diferente elementos do quadro, dentro da zona do habitáculo, visto através do plano

lateral e abaixo de um plano paralelo em relação ao chão com de 350mm de altura (representado pela linha laranja)[20].

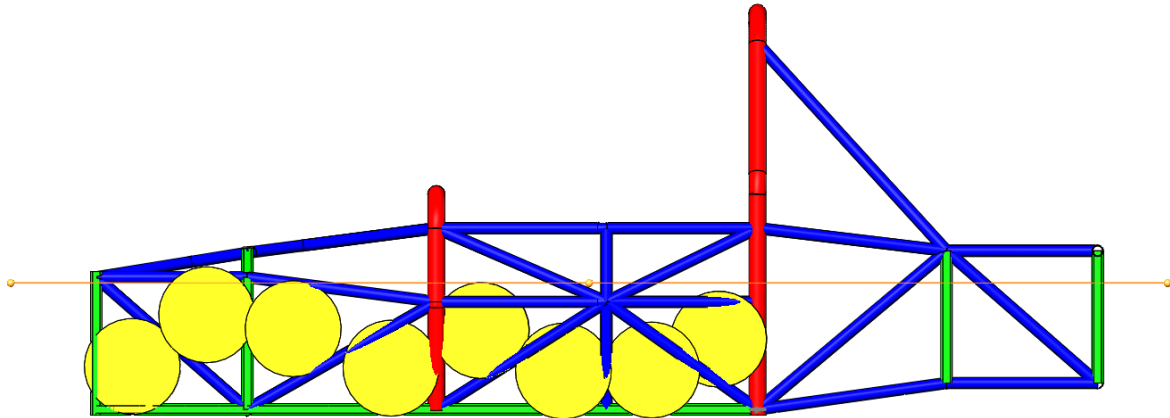


Figura 56 - Verificação da intrusão lateral

4.6.1 Desenho Final

Resumindo todos os tópicos analisados ao longo deste capítulo, na Figura 57 pode-se observar a modelação final que será utilizada para simulação dinâmica e estrutural.

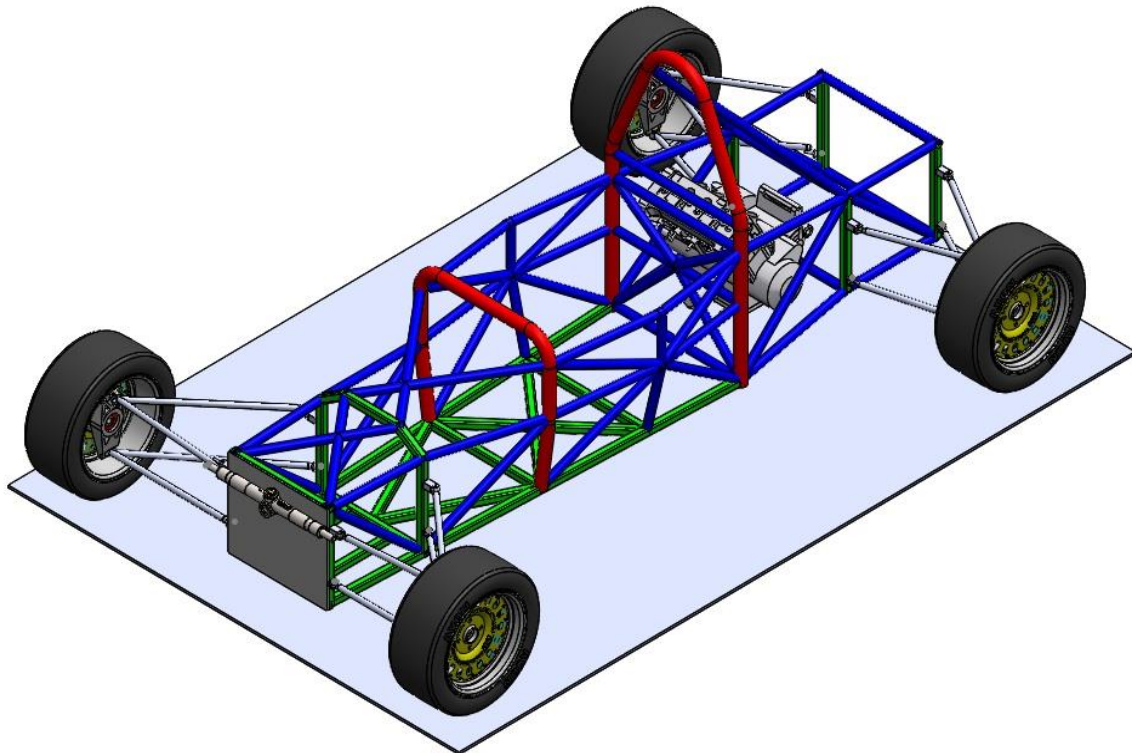


Figura 57 - Montagem final para simulação dinâmica e estrutural

Avaliação do Desempenho Estrutural do Quadro

5.1 Validação estrutural

5.2 Casos de carga para validação estrutural

5.3 Simulação estrutural e dinâmica

5.4 Seleção de material

5.5 Teste do Arco de Segurança Principal

5.6 Teste do Arco de Segurança Secundário

5.7 Reformulação da estrutura

5.8 Verificação do comportamento do arco de segurança principal por simulação com elementos sólidos e com formulação de contacto.

5.9 Quadro Final

5 Avaliação do Desempenho Estrutural do Quadro

5.1 Validação estrutural

No passado, na ausência de recursos computacionais, os métodos empregues para a verificação estrutural passavam por cálculos aproximados ou mesmo grosseiros seguidos de testes destrutivos para aferir a resistência de uma estrutura.

Um quadro projetado era assim submetido a cargas predefinidas por um regulamento, que definia as condições do teste, incidindo sobre tudo no arco de segurança.

Hoje em dia, alguns regulamentos ainda exigem esta verificação experimental da resistência estrutural. Porém a simulação computacional permite anteceder e efetuar um maior número de simulações evitando a destruição de maior número de modelos, atingindo resultados satisfatórios de forma mais rápida e económica.

5.2 Casos de carga para validação estrutural

Os arcos de segurança devem respeitar as seguintes condições [19]:

Arco de Segurança Principal

- O arco de segurança principal deve ser submetido a uma carga equivalente a 12 kN lateralmente, 45 kN longitudinalmente e 60 kN verticalmente.
- A carga deve ser aplicada no topo da estrutura por um disco plano de 200 mm de diâmetro e perpendicular ao eixo da carga.
- A estrutura sobre a aplicação do esforço deverá apresentar uma deformação inferior a 50mm, ao longo do eixo longitudinal da aplicação da carga.

Arco de Segurança Secundário:

- O arco de segurança secundário deve ser submetido a uma carga vertical de 75 kN.
- A carga deve ser aplicada ao topo da estrutura por um disco plano de 100 mm de diâmetro e perpendicular ao eixo da carga.
- A estrutura sobre a aplicação do esforço deverá apresentar uma deformação inferior a 50 mm, ao longo do eixo longitudinal da aplicação da carga.

5.3 Simulação estrutural e dinâmica

Para efeitos de simulação do quadro bem como da modelação 3D foi utilizado o *software SolidWorks*. Da mesma maneira para a análise estrutural será utilizada a ferramenta *SolidWorks Simulation*.

Para o estudo da estrutura será utilizado elementos de malha do tipo: Elementos de Viga

Serão efetuadas simulações ao nível do:

- Arco de segurança principal
- Arco de segurança secundário

Para o estudo do sistema de suspensão e pontos de ancoragem no quadro será utilizado o software de simulação dinâmica *Lotus Suspension Analysis (LSA)* ou também tipicamente conhecido como *Shark*.

5.4 Seleção de material

O material escolhido para as simulações será o 25CrMo4, um aço ligado de alta resistência mecânica, como como regulamento nas normas FIA [19], [21].

Para os efeitos de ensaio é necessário conhecer a tensão de cedência e de rotura deste material, assim e de acordo com a ficha técnica presente no **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** :

Tensão de cedência: 700 MPa

Tensão de rotura: 1000 MPa

Este material tem como composição química:

Tabela 2 - Composição química do aço 25CrMo4

Elemento	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo
Valor mínimo (%)	0.22	0.4	0.025	0.03	0.15	0.8	0.15

O 25CrMo4 é um considerado um aço de liga, amplamente utilizado em construções metálicas exigentes com requisitos de elevada resistência mecânica e boa ductilidade para obter simultaneamente baixo peso para a indústria aeronáutica e automóvel[5].

5.5 Teste do Arco de Segurança Principal

5.5.1 Sentido Longitudinal frente

Para a realização da simulação do ensaio, quer do arco principal, quer do arco secundário é necessário simular a fixação do quadro à mesa do dispositivo de ensaio. Os regulamentos FIA indicam que o quadro deve ser fixo rigidamente à estrutura de ensaio pela sua base e em especial pelos pontos de apoio do motor. Como neste trabalho não foi abordado a fixação do motor ao quadro, não é possível cumprir este pressuposto. Assim, a fixação do quadro será realizada pela base junto às fixações previstas para o motor e na frente, mas não por todos os nós da base, como se verificar na Figura 58.

Pontos de fixação: Base do quadro nos mesmo elementos onde é feita a ligação com os triângulos da suspensão, como demonstrado na Figura 58. Os pontos de fixação foram escolhidos, conforme o regulamentado pela FIA, garantido que não aumentam a resistência da estrutura durante o ensaio [19].

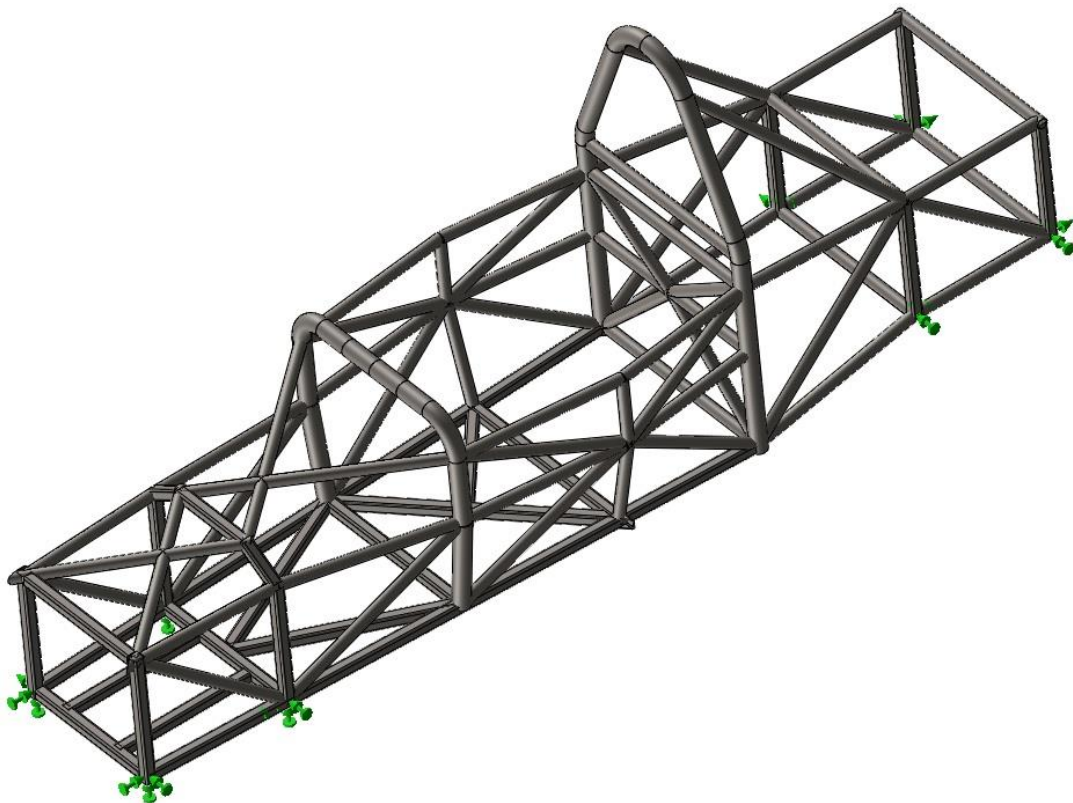


Figura 58 - Pontos de fixação do quadro (assinalado a verde)

Como anteriormente referido os regulamentos FIA determinam que deve ser aplicada uma carga de 75KN no arco principal através das suas componentes. Uma primeira abordagem deste problema foi aplicar esta carga no ponto mais alto da estrutura do arco principal, uma vez que para efeitos da simulação foram utilizados elementos de viga.

Ponto de aplicação da carga: Topo do arco de Segurança. Carga equivalente 12 kN lateralmente, 45 kN longitudinalmente (orientados para a frente do veículo) e 60 kN verticalmente (orientado de cima para baixo) como se pode visualizar na Figura 59 .

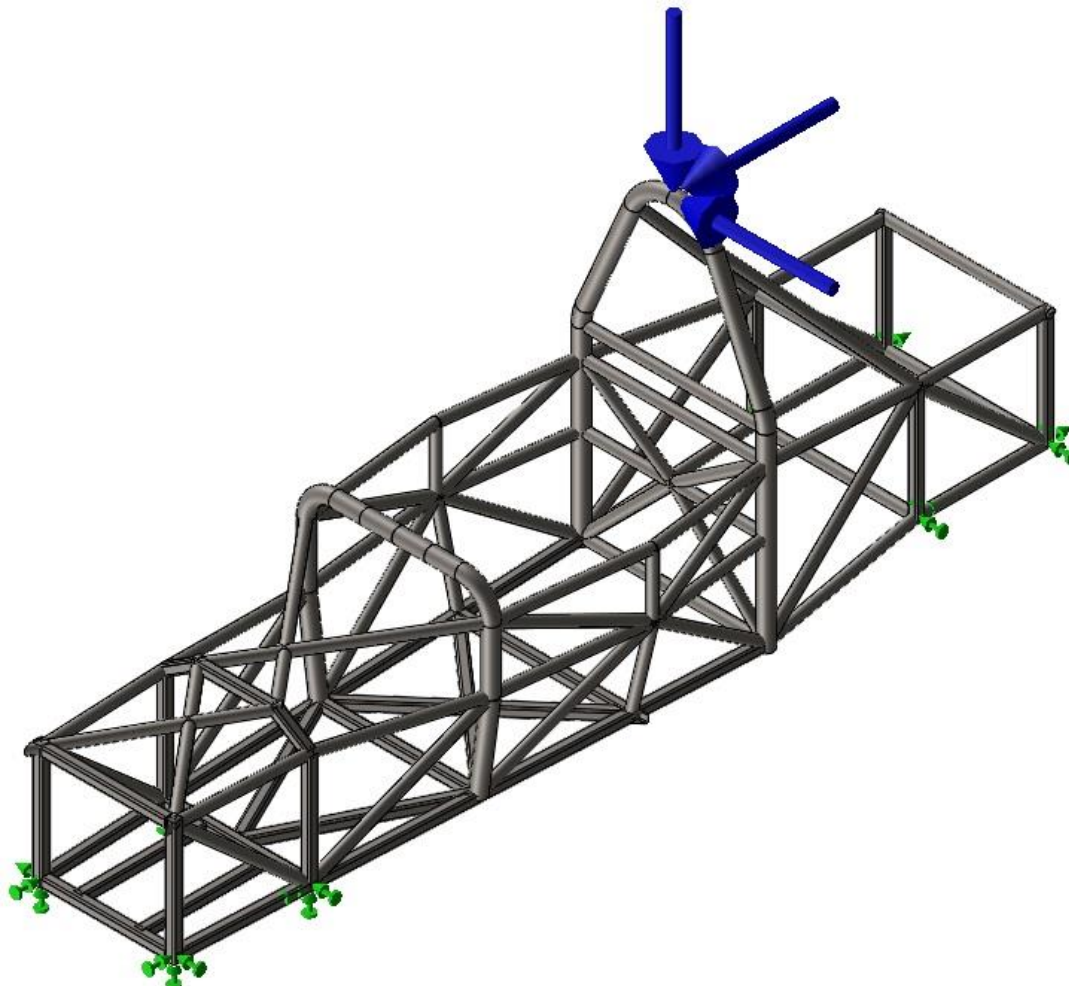


Figura 59 - Ponto de aplicação da carga no arco principal. Carga longitudinal, orientada para a frente.

Para a simulação do ensaio aos arcos de segurança, foi utilizado o software de calculo *Simulation* do *Solidworks*. Dada a natureza e forma da estrutura foram aplicados elementos de viga. Como se pode verificar na Figura 60, foram aplicados elementos de viga com um comprimento e com um valor de cerca de duas vezes o diâmetro do tubo que representa. A escolha por este tipo de elementos, com as características de ensaio presente na Tabela 3 deveu-se a vários fatores, nomeadamente a ausência de modelação dos detalhes de ligação dos vários componentes; os tubos que compõem o quadro são em geral bem representados por elementos de viga e só existir a necessidade de maior refinamento da malha no ponto de aplicação da carga. Mais adiante será apresentado a abordagem da simulação do ensaio feito ao ponto de contacto.

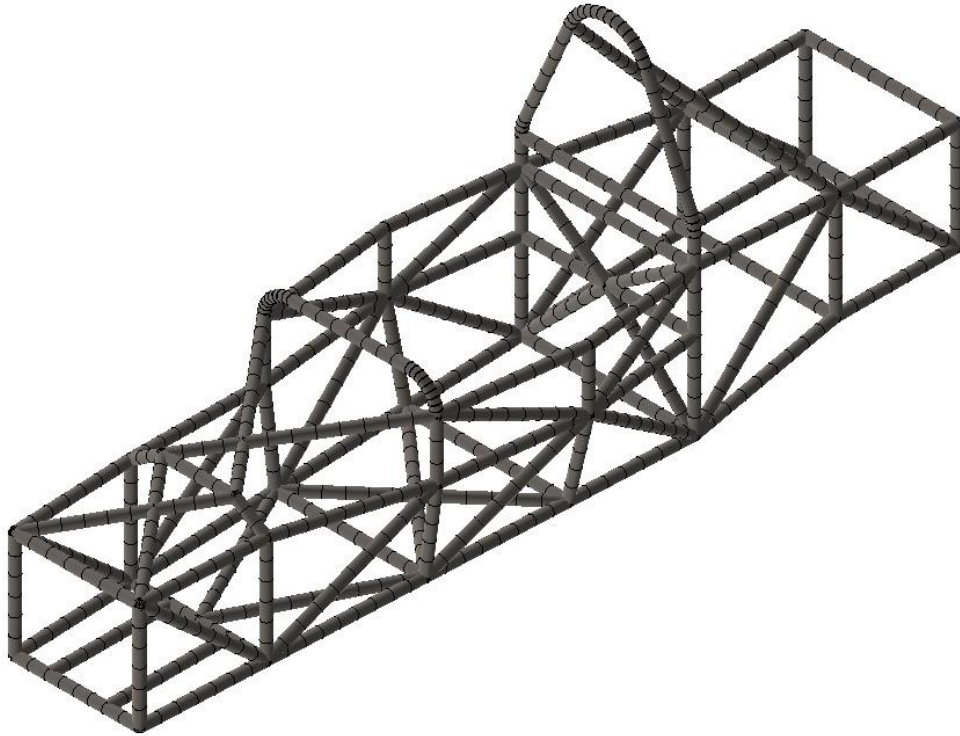
Detalhes da Malha:

Figura 60 - Pormenor da malha para a simulação do arco principal

Tabela 3 - Características da malha para o ensaio do arco principal (Carga longitudinal, orientada para a frente)

Tipo de Malha	Elementos de Viga
Número total de Nós	879
Número total de Elementos	809

Com a malha apresentada anteriormente na Figura 60, condições de fronteira referidas e cargas aplicadas de acordo com o regulamento FIA ao arco principal, a rotina de calculo foi corrida e apresentam-se os valores de tensão e de deformação. Os resultados da simulação em termos de tensões e deformação encontram se os seus máximos resumidos na Tabela 4 e na Figura 61 e Figura 62.

Tabela 4 - Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco principal (Carga longitudinal, orientada para a frente)

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	968.2 MPa
Deslocamento:	12.9 mm

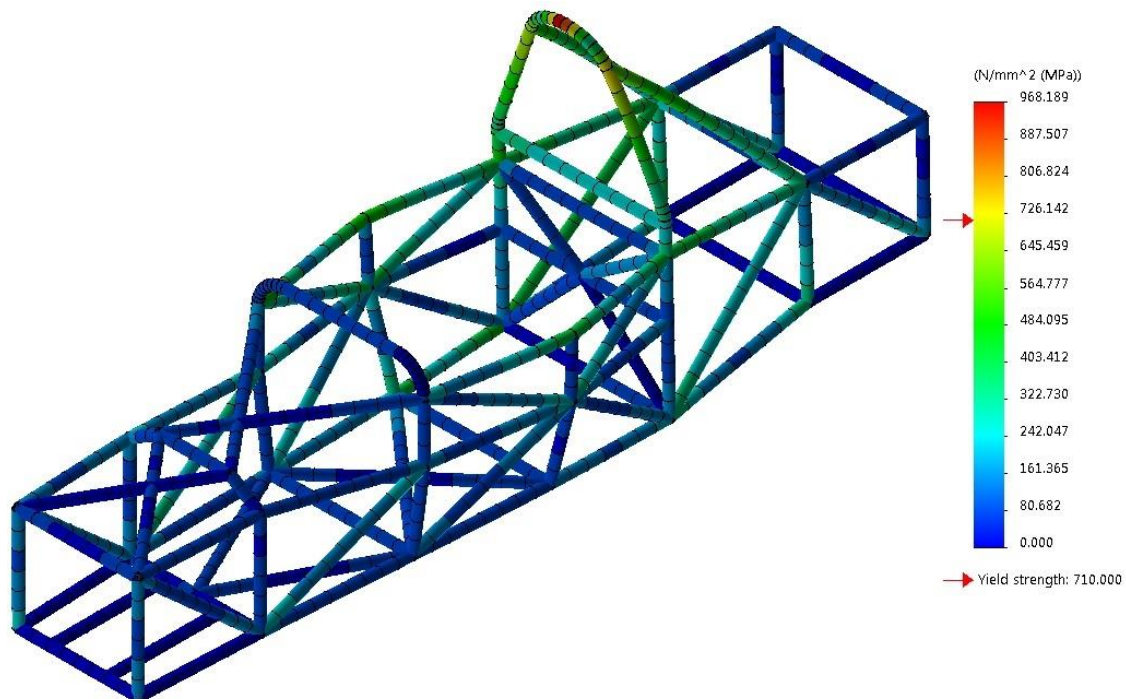


Figura 61 - concentração de tensões no arco de segurança principal. Carga longitudinal, orientada para a frente.

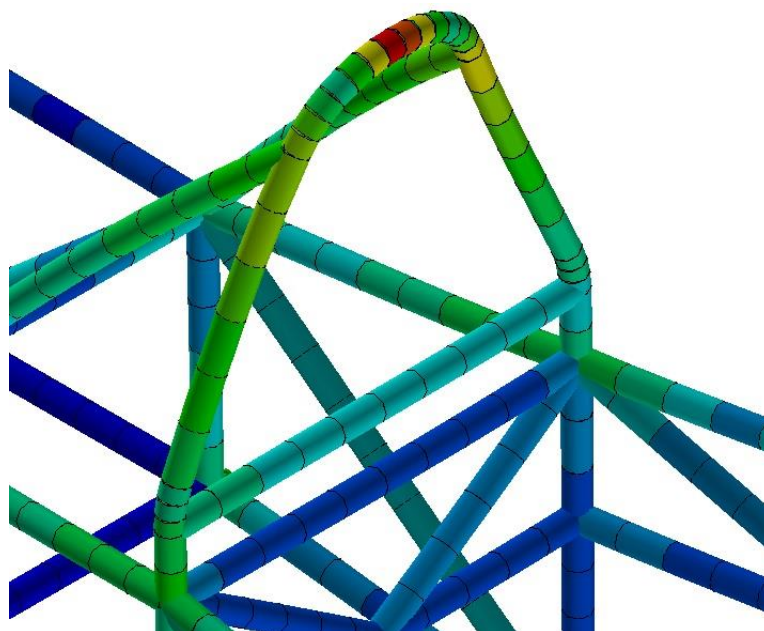


Figura 62 - Pormenor da concentração de tensões no arco de segurança principal. Carga longitudinal, orientada para a frente.

Conclusão: Ensaio parcialmente favorável, o valor de tensão máxima registada ultrapassa o limite elástico, tal como mostrado na Tabela 4. Como a zona onde se verificam as tensões acima da tensão de cedência é pequena e muito localizada, zona de aplicação da carga, exemplificado na Figura 62, e o valor de tensão verificada é pouco superior à tensão de cedência. Uma vez que a análise é em regime linear elástico e considerando que quando houver plastificação haverá uma redistribuição das tensões, pode-se afirmar com algum grau de confiança que esta estrutura passará num ensaio

experimental. No entanto, será efetuado um redesenho no sentido de aumentar a resistência no arco principal.

5.5.2 Sentido Longitudinal traseira

O regulamento FIA impõe que o valor da componente da carga na direção longitudinal seja verificado quer no sentido da frente e traseira do veículo. A simulação que se segue cumpre este pressuposto sendo verificada o comportamento global da estrutura com a componente desta força no sentido da frente do veículo,[19].

Pontos de fixação: Os mesmo que no caso anterior; base do quadro nos mesmo elementos onde é feita a ligação com os triângulos da suspensão, como demonstrado na Figura 58. Os pontos de fixação foram escolhidos, conforme o regulamentado pela FIA, garantido que não aumentam a resistência da estrutura durante o ensaio [19].

Ponto de aplicação da carga: Topo do arco de Segurança. Carga equivalente 12 kN lateralmente, 45 kN longitudinalmente (orientados para a traseira do veículo) e 60 kN verticalmente (orientado de cima para baixo) como se pode visualizar na Figura 63.

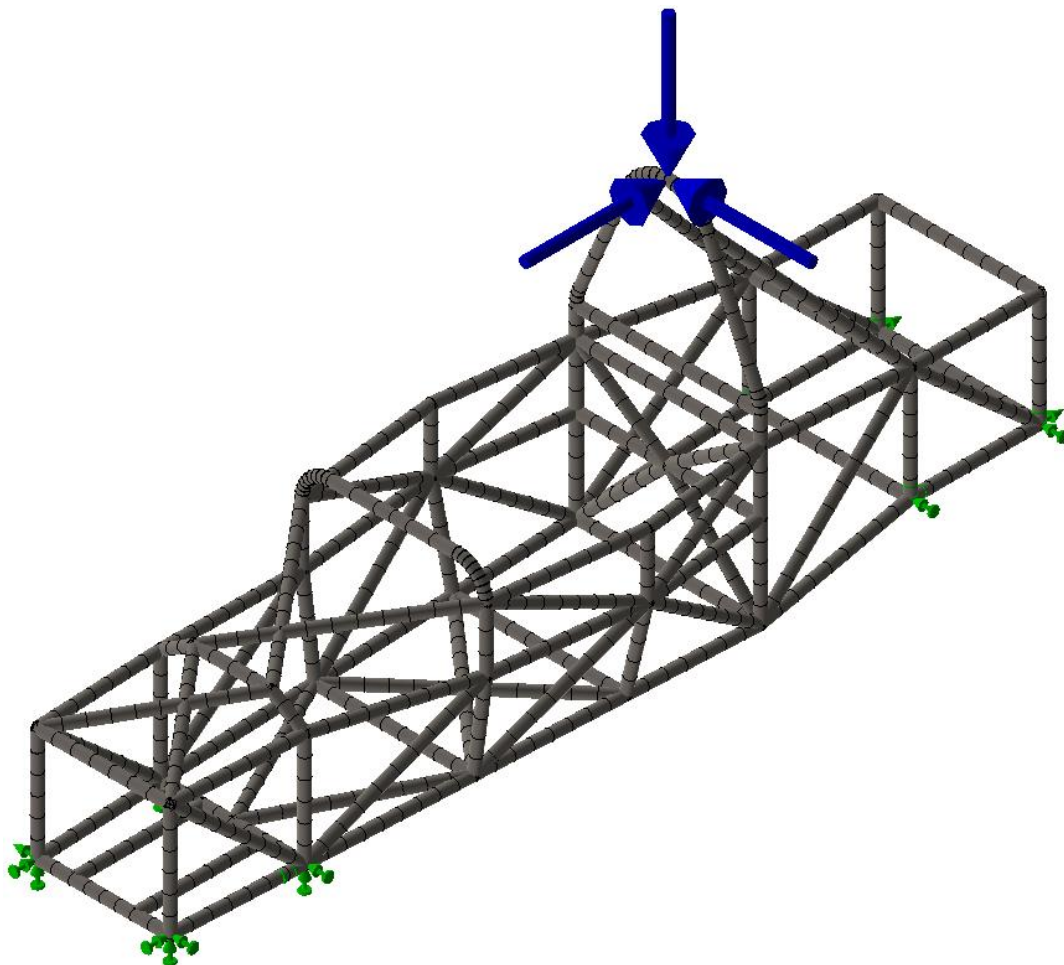


Figura 63 - Ponto de aplicação da carga no arco principal. Carga longitudinal, orientada para trás.

A estrutura foi novamente malhada mantendo as mesmas características abordadas anteriormente no paragrafo 5.5.1 com as características de ensaio apresentadas na Tabela 5.

Detalhes da Malha:

Tabela 5 - Características da malha para o ensaio do arco principal (Carga longitudinal, orientada para trás)

Tipo de Malha	Elementos de Viga
Número total de Nós	879
Número total de Elementos	809

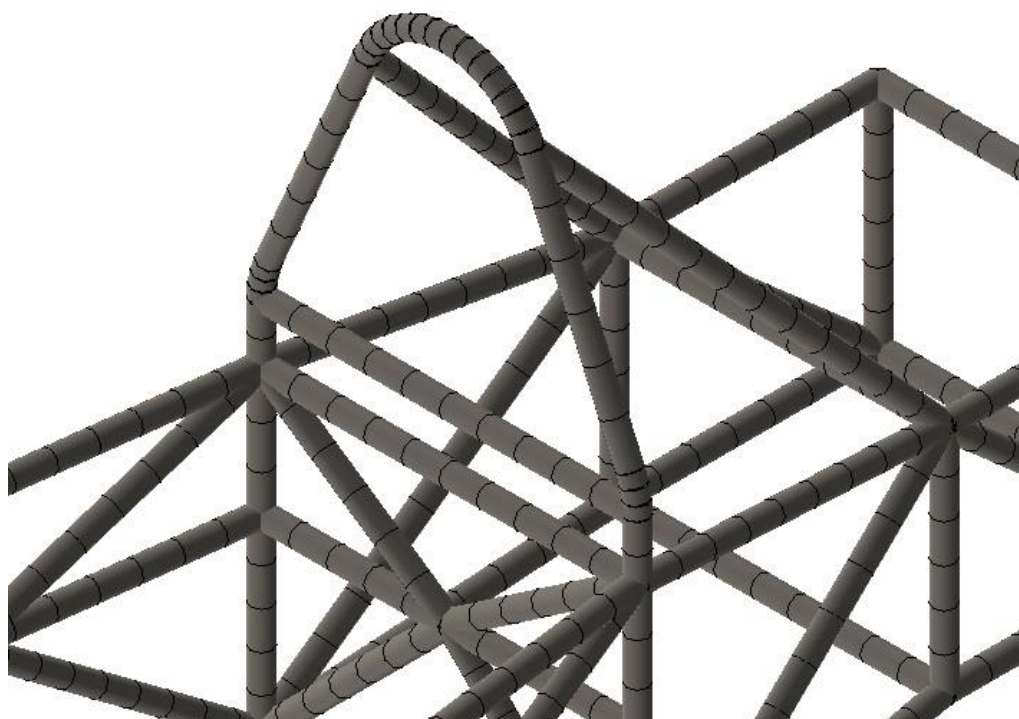


Figura 64 – Pormenor da malha no arco principal durante a simulação. Carga longitudinal, orientada para trás.

Como se pode verificar na Figura 65 e na Tabela 6 as tensões são em geral muito abaixo da tensão de cedência, e os deslocamentos máximos muito abaixo do permitido pelos regulamento FIA. Apenas no elemento onde é aplicada a carga e em alguns elementos adjacentes é ultrapassada a tensão de cedência, como se observa na Figura 66,[19].

Tabela 6 - Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco principal (Carga longitudinal, orientada para trás)

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	957.9 MPa
Deslocamento:	8.3 mm

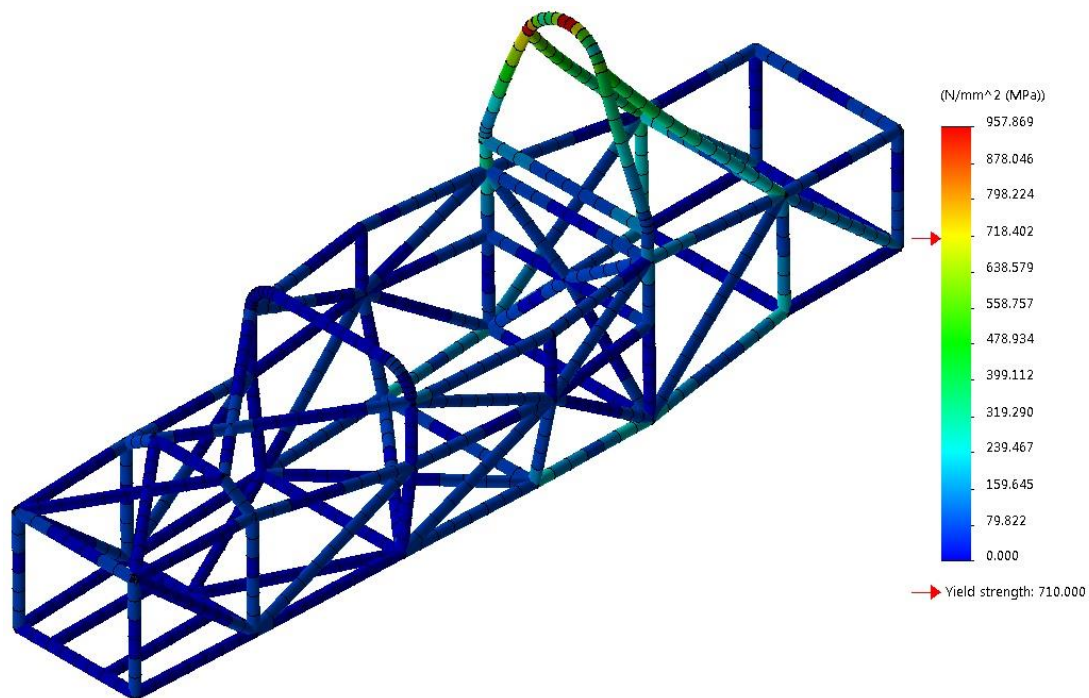


Figura 65 - Diagrama de valor máximo de tensão registado para a simulação do arco principal. Carga longitudinal, orientada para trás.

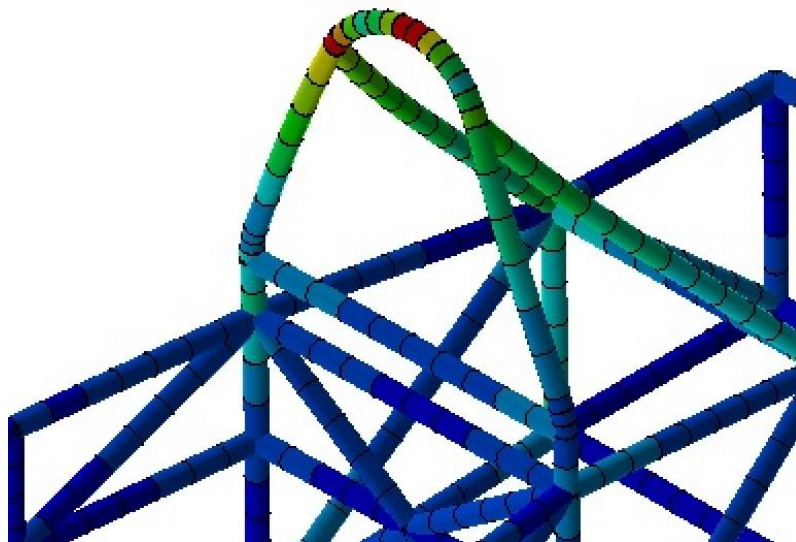


Figura 66 – Pormenor do valor máximo de tensão registado para a simulação do arco principal. Carga longitudinal, orientada para trás.

Conclusão: Ensaio parcialmente favorável, o valor de tensão máxima registada ultrapassa o limite elástico, tal como mostrado na Tabela 6. Como a zona onde se verificam as tensões acima da tensão de cedência é pequena e muito localizada, zona de aplicação da carga, mostrado na Figura 65, e o valor de tensão verificado é pouco superior à tensão de cedência. Uma vez que a análise é em regime linear elástico e considerando que quando houver plastificação haverá uma redistribuição das tensões, pode-se afirmar com algum grau de confiança que esta estrutura passará num ensaio experimental. No entanto, será efetuado um redesenho no sentido de aumentar a resistência no arco principal.

5.5.3 Simplificação para efeitos da simulação estrutural

Não obstante que o regulamento FIA refere que o teste a realizar sobre a estrutura seja através de uma placa atuando sobre o arco de segurança principal e que esta deve ter a capacidade de fazer a combinação de forças referida anteriormente, todas as simulações foram realizadas no ponto mais alto do arco principal, conforme mostrado na Figura 67.

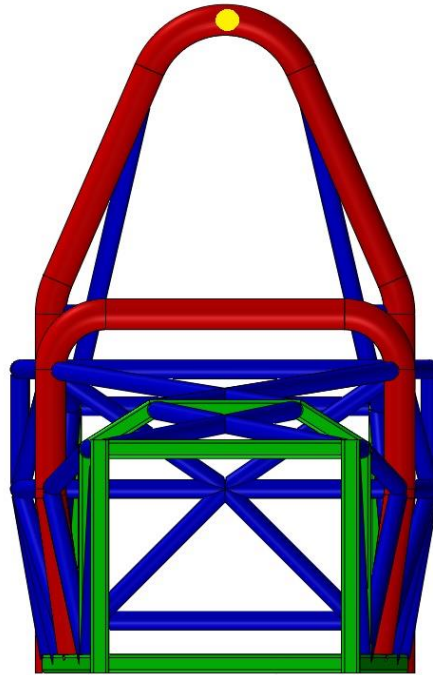


Figura 67 - Ponto de aplicação das forças, aproximação

Esta opção deveu-se sobretudo, ao facto de se considerar uma ação mais desfavorável para a estrutura. No entanto em trabalhos futuros se forem utilizados elementos sólidos para a simulação por elementos finitos poderão ainda ser escolhidos elementos de contacto que são capazes de simular o ensaio de forma mais realista.

Para o ensaio sobre a estrutura deve ser calculado o ângulo de incidência da placa sobre a estrutura, este é conseguido através das forças referidas no regulamento FIA que se aplicadas simultaneamente nada mais são que as componentes de uma resultante e a placa deve ter a superfície perpendicular a esta resultante de forças[19].

Devido às características dos elementos de viga utilizados, que não admitem a simulação do contacto, não é possível realizar uma simulação, onde a carga é aplicada no ponto exterior do tubo do arco de segurança principal.

Na Figura 68, está representado a placa que deve transmitir as forças de ensaio à estrutura com a direção correta. Pode-se observar na figura que o ponto de contacto com a estrutura apenas difere do ponto de aplicação das cargas nas simulações efetuadas, de alguns milímetros. De referir ainda que dado a escolha de elementos de viga, as cargas estão aplicadas nos nós (eixo neutro da viga, centro do tubo, marcados com um círculo preto na figura) enquanto que no ensaio real será aplicada no exterior.

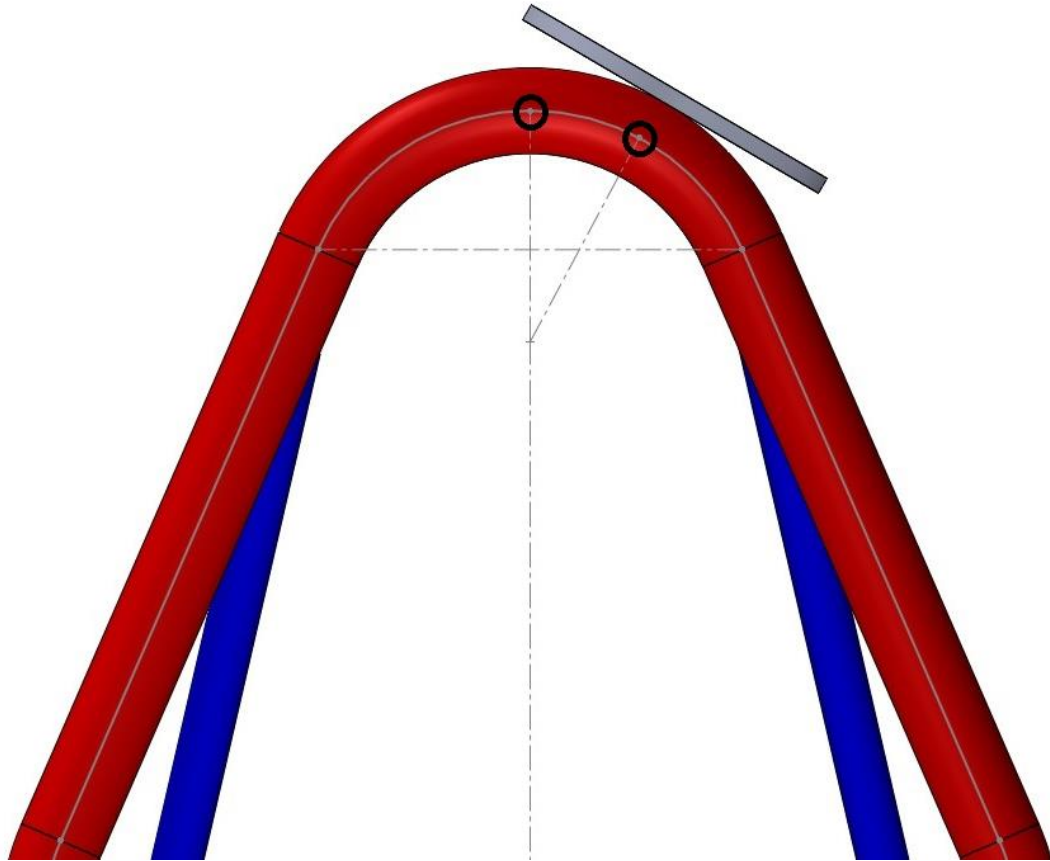


Figura 68 - Aproximação da simulação do arco de segurança principal

5.6 Teste do Arco de Segurança Secundário

Tal como explicado no paragrafo 5.5.1, para a realização da simulação do ensaio do arco de segurança secundário é necessário simular a fixação do quadro de acordo com as normas FIA, [19]. Assim a fixação do quadro será realizada pela base junto às fixações previstas para o motor e na frente, como mostrado na Figura 69.

Pontos de fixação: Base do quadro nos mesmo elementos onde é feita a ligação com os triângulos da suspensão, como demonstrado na Figura 69. Os pontos de fixação foram escolhidos, conforme o regulamentado pela FIA, garantido que não aumentam a resistência da estrutura durante o ensaio [19].

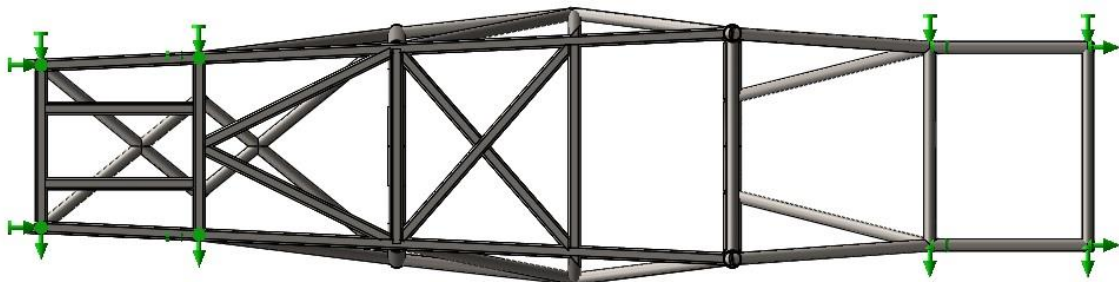


Figura 69 - Pontos de fixação do quadro (assinalado a verde; vista ao baixo)

Como anteriormente referido no paragrafo 5.2 os regulamentos FIA determinam que deve ser aplicada uma carga de 75kN no arco de segurança secundário através de um disco de 100mm. Uma primeira abordagem deste problema foi aplicar esta carga dividida em dois pontos, uma vez que para efeitos da simulação foram utilizados elementos de viga.

Pontos de aplicação da carga: Topo do arco de Segurança secundário. Carga equivalente 75kN aplicada verticalmente de cima para baixo, como demonstrado na Figura 70.

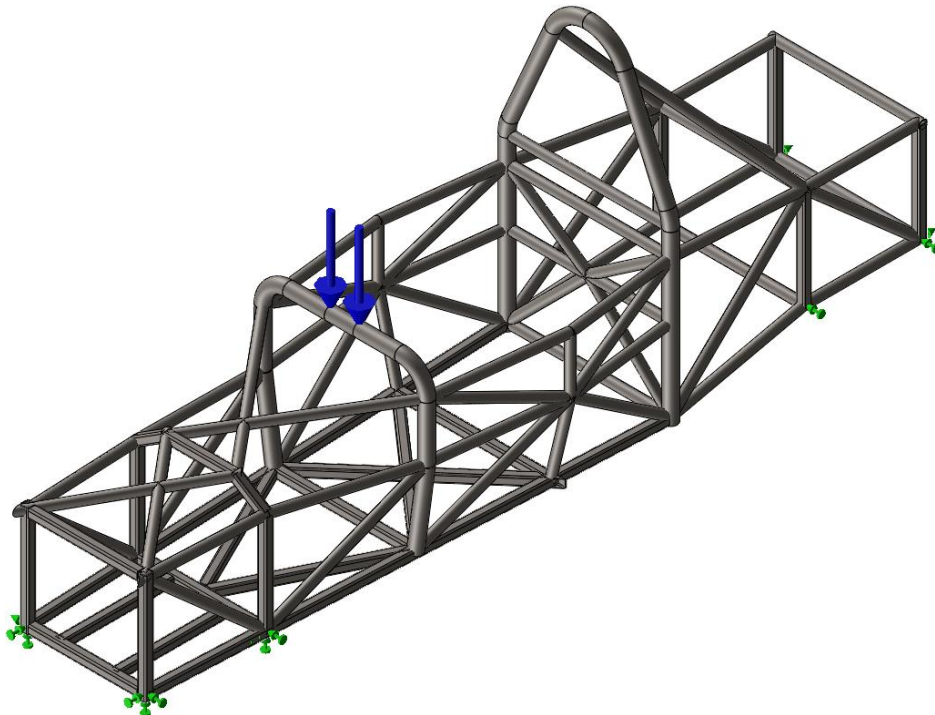


Figura 70 - Ponto de aplicação da carga no arco secundário

A estrutura foi malhada mantendo as mesmas características abordadas anteriormente no paragrafo 5.5.1 , como demonstrado na Figura 71, com as características de ensaio apresentadas na Tabela 7.

Detalhes da Malha:

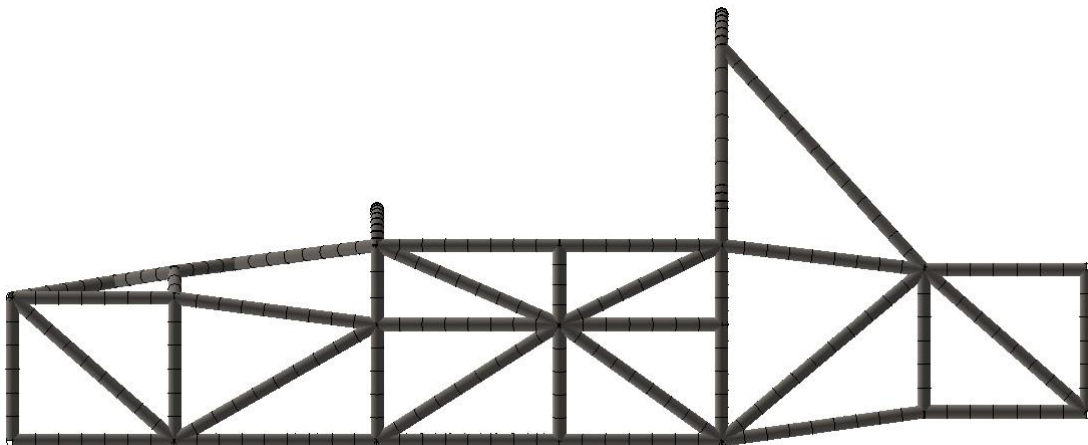


Figura 71 - Pormenor da malha para a simulação do arco secundário. Vista lateral

Tabela 7 - Características da malha para o ensaio do arco secundário

Tipo de Malha	Elementos de Viga
Número total de Nós	878
Número total de Elementos	809

O resultado da simulação do ensaio ao arco de segurança secundário pode ser observado na Figura 72. Como se pode observar existe uma região relativamente extensa onde as tensões são significativamente mais altas que a tensão de cedência.

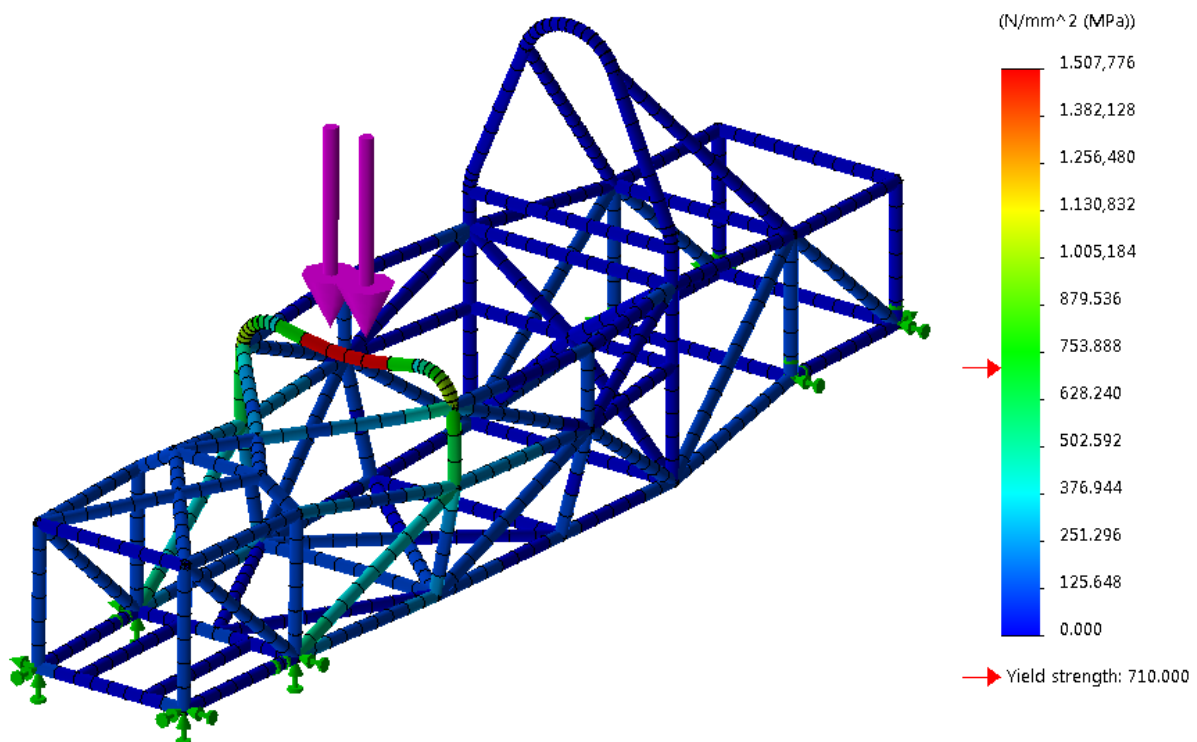


Figura 72 - Diagrama de valor máximo de tensão registado para a simulação do secundário

Tabela 8 - Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco secundário

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	1507,8 MPa
Deslocamento:	11,3 mm

Conclusão: Ensaio não favorável, como se pode verificar pela Tabela 8, o valor de tensão máxima registado ultrapassa em larga escala (mais de 50%) o valor da tensão de rotura. Além disso, como se verifica na Figura 72, esta cedência do material incide em toda a zona superior do arco de segurança secundário. Assim será necessário redesenhar este elemento e respetiva reverificação no sentido de obter um resultado favorável.

5.6.1 Simplificação para efeitos da simulação estrutural do arco de segurança secundário

Como já referido os elementos de viga não admitem simulações com contacto, no entanto para respeitar o regulamento FIA, tal como explicado no paragrafo 5.5.3, também foi necessário proceder a simplificações para efeito da simulação estrutural do arco de segurança secundário. Segundo o regulamento FIA, o ensaio estrutural deve simular aplicação de uma carga vertical no arco de segurança secundário por meio da aplicação de uma placa em forma de disco de 100 mm de diâmetro no sentido de cima para baixo.

Durante o ensaio, conforme a sentido da aplicação da carga, é de esperar que o tramo superior do arco que recebe a carga através do disco sofra flexão. No entanto o disco de aplicação de carga, por ser maciço e de espessura elevada não deve acompanhar essa flexão, pelo que no decorrer da aplicação da carga, o disco apenas contactará com o arco secundário em dois pontos. O contato da placa passa só a ocorrer nas extremidades conforme mostrada a amarelo na Figura 73 (ilustração exagerada para efeitos da demonstração).

Assim, e de acordo com o também explicado no paragrafo 5.5.3, a simplificação para o ensaio do arco de segurança secundário, passou pela aplicação dos valores da carga nas duas extremidades, espaçando entre si 100 mm, conforme mostrado na Figura 70.

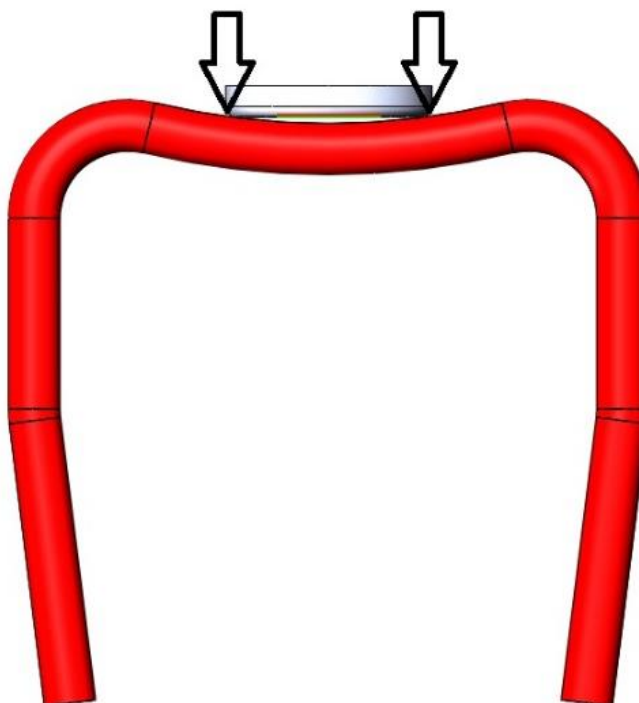


Figura 73 - Simplificação do ensaio do arco de segurança secundário

5.7 Reformulação da estrutura

Como os resultados anteriormente apresentados não foram totalmente satisfatórios do ponto de vista de garantir ou indicar uma potencial aprovação da estrutura num teste real, o quadro foi modificado no sentido de aumentar a sua resistência, quer por aumento da secção transversal do perfil dos elementos em causa, quer pela alteração da geometria com a inclusão de novos elementos.

5.7.1 Alteração de geometria do tubo para o arco de segurança principal

Para suprimir as falhas estruturais, anteriormente verificadas, foram testadas diferentes soluções.

Primeiramente e relativamente ao arco de segurança principal a área da secção transversal foi aumentada de 45mm de diâmetro para 50 mm e manteve-se a espessura (2,5mm). O ensaio foi repetido mantendo as condições descritas nos parágrafos 5.5.1 e 5.5.2. Apresentando se os seguintes resultados indexados à Tabela 9, Figura 74, Tabela 10 e Figura 75:

Tabela 9 - Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco principal (Carga longitudinal, orientada para frente, tubo de 50 mm)

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	796,32 MPa
Deslocamento:	11.93 mm

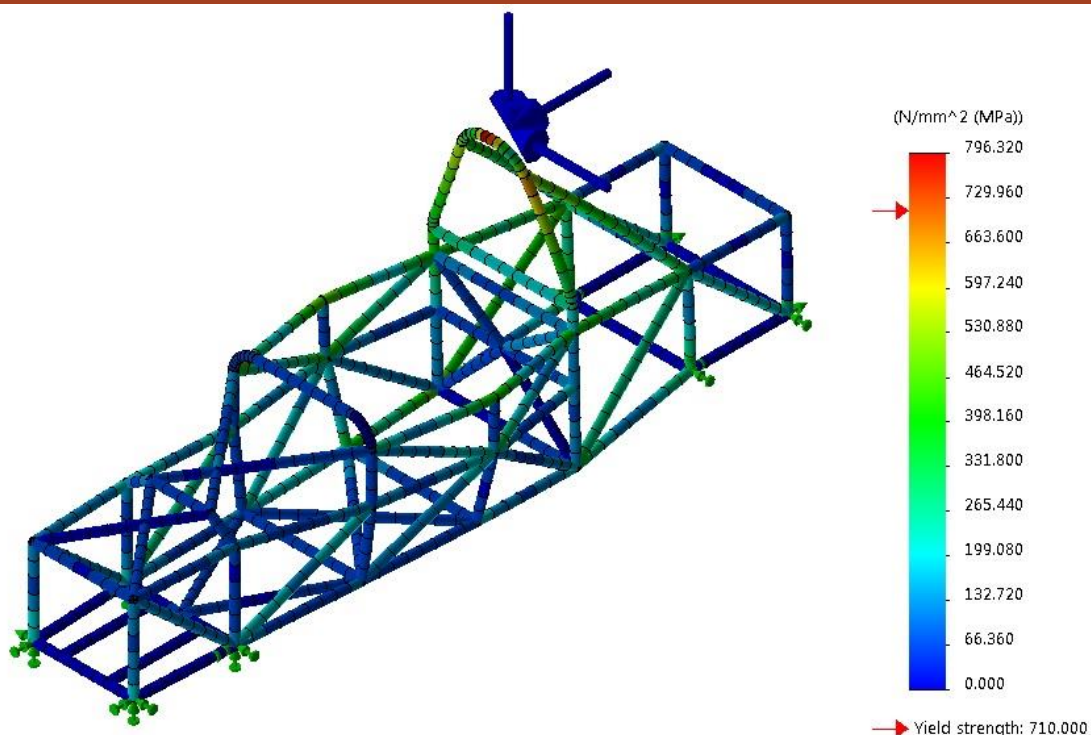


Figura 74 - Diagrama de valor máximo de tensão registado para a simulação do arco principal. Carga longitudinal, orientada para a frente, tubo 50 mm.)

Tabela 10 - Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco principal (Carga longitudinal, orientada para trás, tubo de 50 mm)

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	781.67 MPa
Deslocamento:	7.23 mm

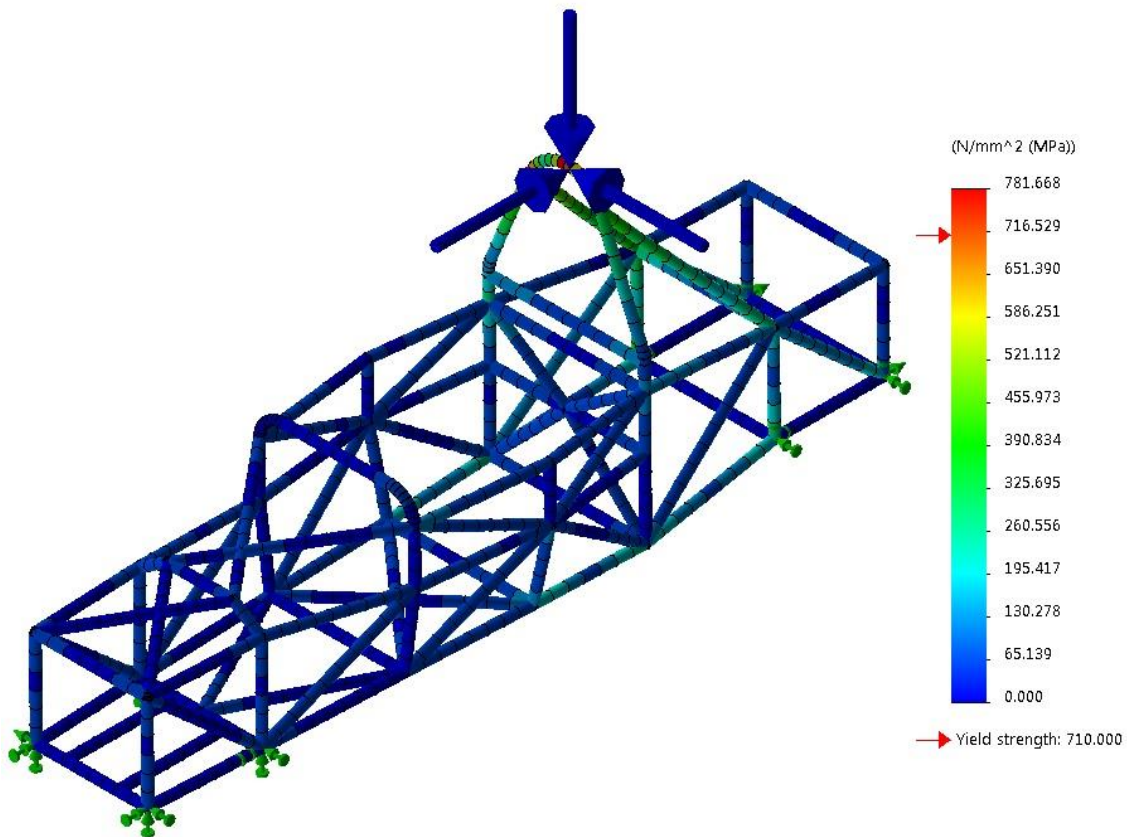


Figura 75 - Diagrama de valor máximo de tensão registado para a simulação do arco principal. Carga longitudinal, orientada para trás, tubo 50 mm.)

As simulações estruturais foram repetidas mantendo os parâmetros explicados nos parágrafos 5.5.1 e 5.5.2.

Conclusão: Tanto para a situação da carga longitudinal orientada para a frente como para trás, o ensaio é parcialmente favorável, como se pode verificar na Tabela 9 e Tabela 10 respetivamente, o valor de tensão máxima registada ultrapassa o limite elástico, tal como mostrado na Figura 74 e Figura 75 respetivamente. Mesmo assim, dado que a zona onde se verificam as tensões acima da tensão de cedência é pequena e muito localizada, onde a estrutura recebe a carga, como visto em pormenor na Figura 62, e o valor de tensão verificada é pouco superior à tensão de cedência (11,5%) e abaixo da tensão de rotura. Uma vez que a análise é realizada em regime linear elástico e considerando que quando houver plastificação haverá uma redistribuição das tensões, pode-se afirmar com algum grau de confiança que esta estrutura passará num ensaio experimental.

5.7.2 Alteração de geometria do tubo para o arco de segurança secundário

Em seguida foi efetuada a mesma operação da alteração da área da secção transversal aumentando de 45mm de diâmetro para 50 mm e manteve-se a espessura(2,5mm), para o arco de segurança secundário.

O ensaio foi repetido mantendo as condições descritas no parágrafo 5.6. Apresentando se novamente um resultado não favorável; como se pode verificar pela Figura 76 e pela Tabela 11, o valor de tensão máxima registado (1230,7Mpa) ultrapassa o valor da tensão de rotura. Além disso, esta cedência do material incide em toda a zona superior do arco de segurança secundário, invalidando assim a sua aceitação.

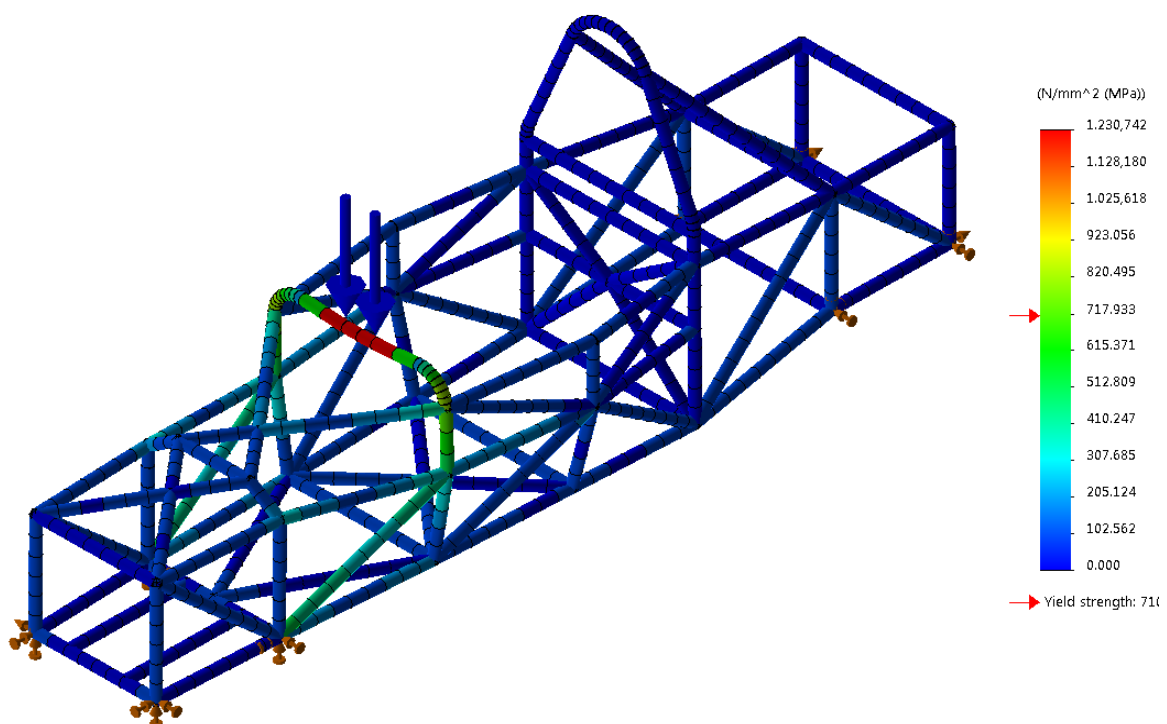


Figura 76 - Diagrama de valor máximo de tensão registado para a simulação do secundário (tubo 50 mm)

Tabela 11- Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco de segurança secundário (Alteração do arco de segurança secundário- aumento da área de secção transversal)

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	1230.7 MPa
Deslocamento:	8 mm

5.7.3 Alteração da triangulação do arco de segurança secundário

Revertendo a alteração da geometria do tubo para o arco de segurança secundário, como explicado anteriormente no paragrafo 5.7.2. A triangulação da estrutura foi alterada conforme se pode verificar na Figura 77 .

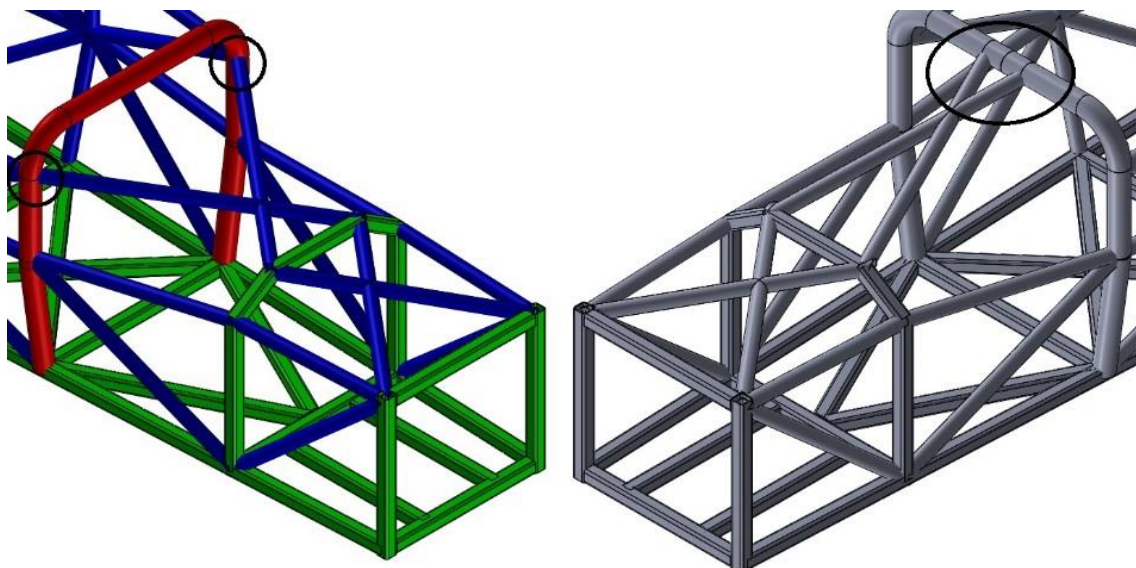


Figura 77 - alteração da triangula do arco de segurança secundário

A simulação do ensaio do arco de segurança secundário foi repetida mantendo as condições descritas no paragrafo 5.6.

Conclusão: Solução não favorável, como se verifica na Figura 78, o valor de tensão máxima registado (1453,96Mpa) ultrapassa o valor da tensão de rotura. Esta cedência do material incide em toda a zona superior do arco de segurança secundário, invalidando assim a sua aceitação. Para além disso, comparado com o resultado obtido anteriormente no paragrafo 5.7.2, a alteração da triangulação é menos favorável para a estrutura dado o aumento de tensão máxima registada que se verificou.

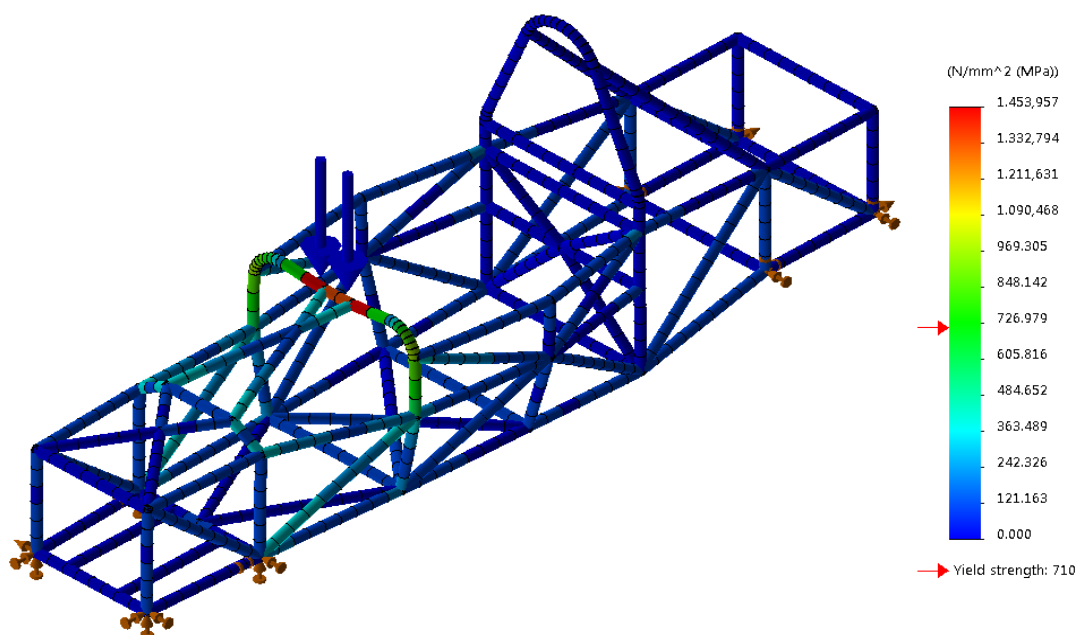


Figura 78 - Diagrama de valor máximo de tensão registado para a simulação do secundário (alteração da triangulação)

5.7.4 Alteração arco de segurança secundário

Tendo por base os resultados obtidos nas simulações anteriores, nos parágrafos 5.7.2 e 5.7.3, o desenho e geometria do arco de segurança secundários foram alterados. Para este ensaio a área da secção transversal foi novamente aumentada de 45mm de diâmetro para 50 mm e manteve-se a espessura(2,5mm), e como complemento foram acrescentados tramos de travamento conforme a Figura 79.

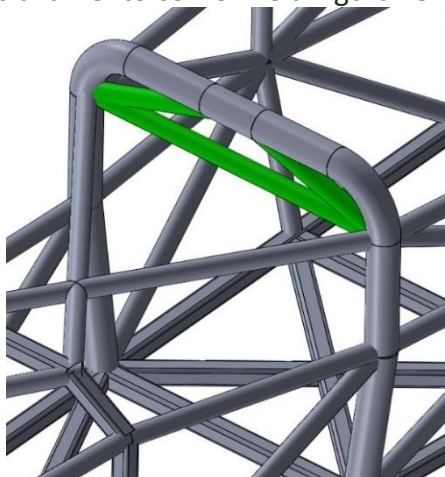


Figura 79 - Pormenor alteração do travamento do arco de segurança secundário

O ensaio foi repetido mantendo as condições descritas no parágrafo 5.6. Apresentando-se os seguintes resultados na Tabela 12 e Figura 80.

Conclusão: Ensaio favorável. Tal como mostrado na Tabela 12, a tensão máxima registada é inferior à tensão de cedência. O valor máximo de descolamento é inferior ao regulado pela FIA (deslocamento < 50 mm)[19]. Como mostrado na Figura 80, o reforço do arco de segurança secundário tornou-se eficaz. Por estas mesmas razões pode-se afirmar que esta estrutura passará num ensaio experimental.

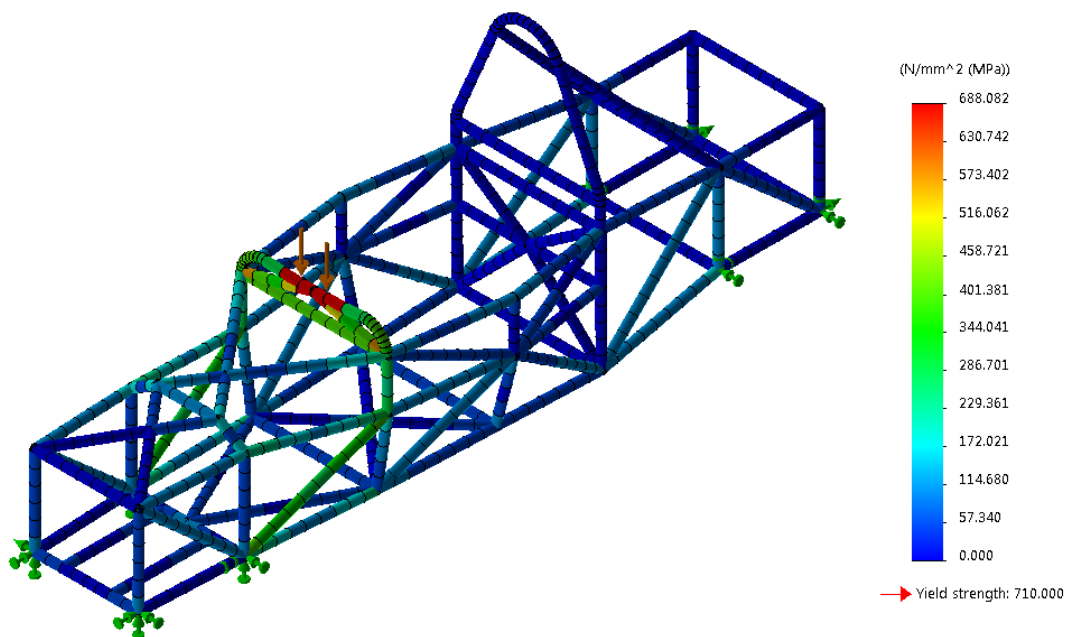


Figura 80 - Diagrama valor máximo de tensão registado para a simulação do secundário (Arco reforçado)

Tabela 12- Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco de segurança secundário (Alteração do arco de segurança secundário)

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	688.1 MPa
Deslocamento:	5.2 mm

5.8 Verificação do comportamento do arco de segurança principal por simulação com elementos sólidos e com formulação de contacto.

De acordo com os resultados anteriores existiu a necessidade de verificar o comportamento da estrutura ao contacto de forma mais próxima e real do ensaio preconizados pelos regulamentos FIA. Para este efeito apenas foram modelados e simulados o topo do arco de segurança principal e os seus elementos de reforço longitudinal, esta opção deveu-se aos factos que apenas nestes elementos se verificaram tensões superiores ao valor da tensão de cedência; apenas estes elementos sofrem tensões de contacto e por economia de calculo e tempo de máquina.

Na realização da simulação do ensaio foram utilizados elementos sólidos tetraédricos quadráticos, com formulação de contacto para receber a carga e ser possível avaliar melhor a influencia da forma de carregamento preconizado pelos regulamentos FIA,[19].

Foi também modelado um disco para aplicação das cargas com as mesmas dimensões preconizadas no regulamento FIA,[19]. Durante a simulação utilizou se a formulação de *rigid body*, o que significa que não foram calculadas tensões e deformações no disco de aplicação de carga, a Figura 81, mostra a porção de arco principal e o disco de carga modelados.

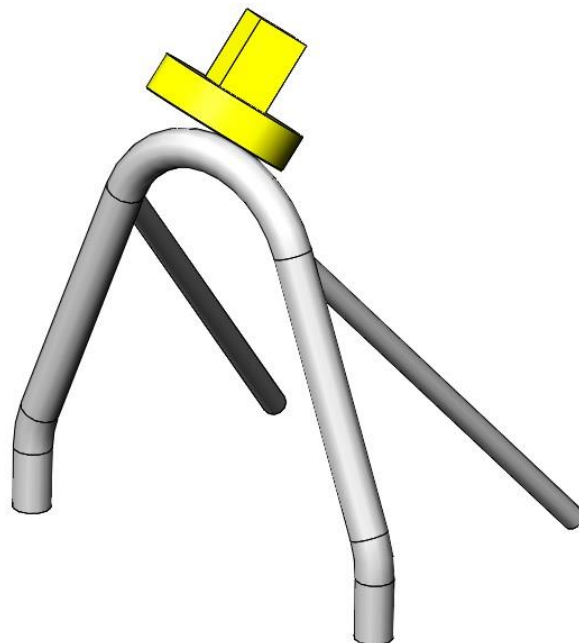


Figura 81 - Porção do arco de segurança principal modelada

As condições de fronteira utilizadas para esta simulação foram o encastramento das secções transversais dos tubos do arco de segurança principal e dos reforços conforme a Figura 82. Para o disco de aplicação de carga foi garantido que este desliza sobre duas das faces representadas pelas setas verdes na Figura 82. Com aplicação da carga de valor de 75kN no topo do disco e com o mesmo sentido do eixo de aplicação de carga, conforme o preconizado nos regulamentos FIA,[19].

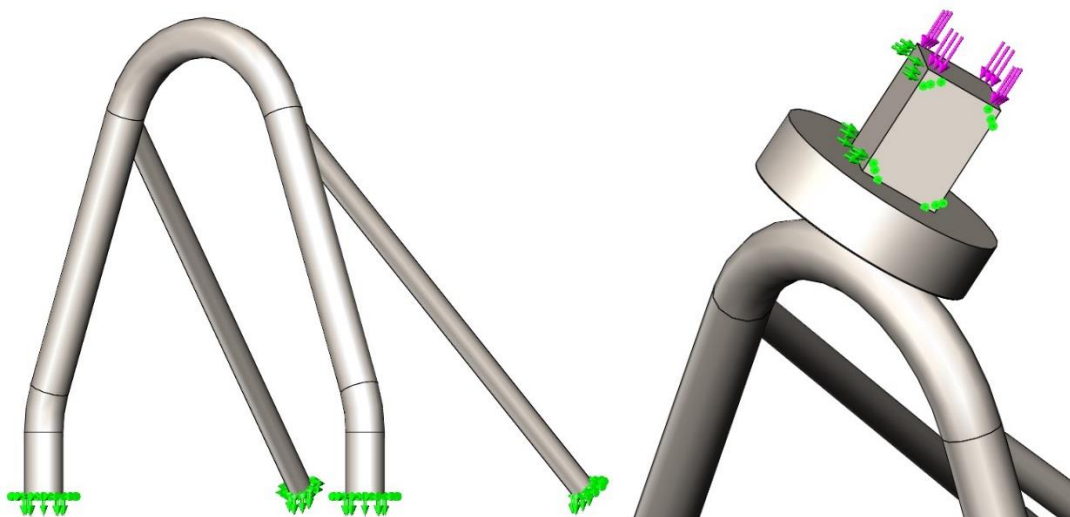


Figura 82 – Condições fronteira para a amarração da porção do quadro simuladas por elementos sólidos e com contacto

Na Figura 83, observa-se o refinamento de malha utilizado para a porção do quadro que foi simulada com elementos sólidos com formulação de contacto entre as superfícies.

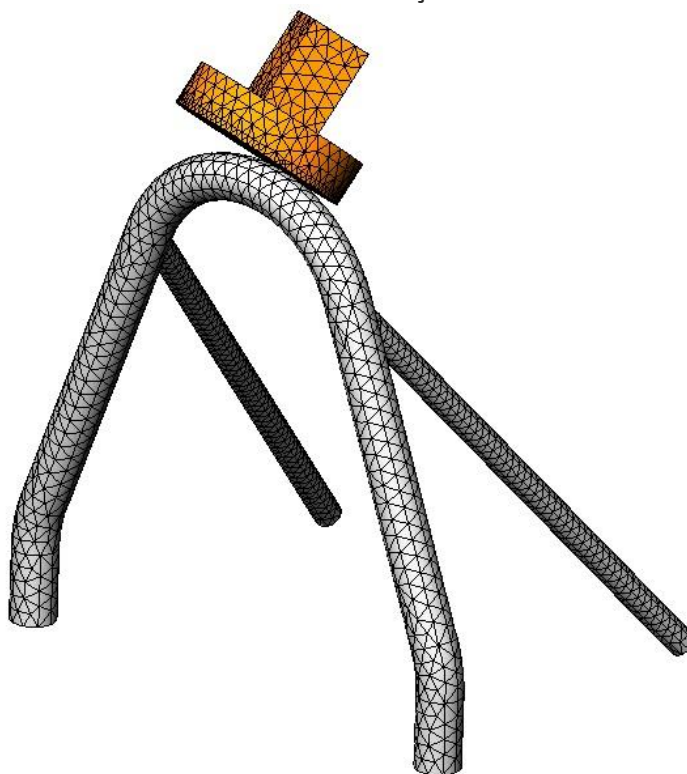


Figura 83 - Detalhe malha

A simulação realizada decorreu em 10 passos (steps) de carga, desta forma promove-se que os elementos de contacto possam desempenhar a sua função. O resultado desta simulação em distribuição de tensões pode ser visualizado na Figura 84, nesta imagem o disco de aplicação de carga foi retirado para se poder visualizar a distribuição de tensões. É visível que a distribuição de tensões de forma generalizada regista valores abaixo do valor de tensão de cedência e apenas numa porção muito limitada e localizada se observam valores acima da tensão de cedência.

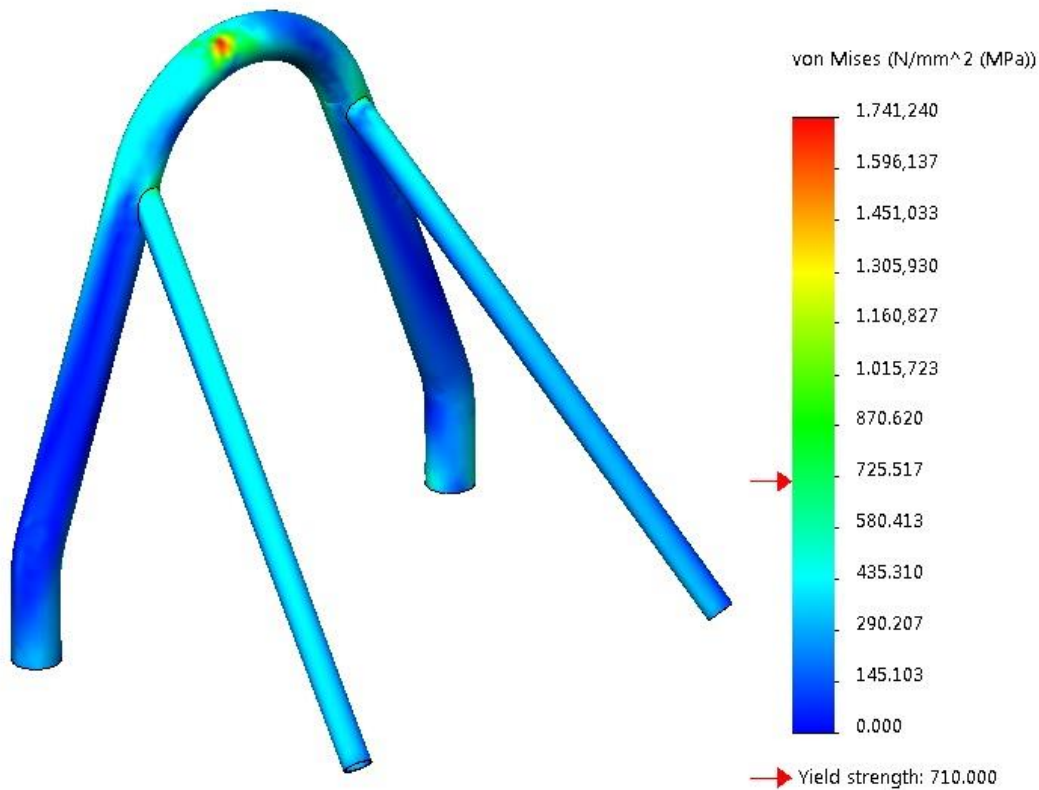


Figura 84 - Distribuição de tensões. Simulação com elementos sólidos

Conclusão: Ensaio favorável, como se pode verificar pela Tabela 15 e pela Figura 84, uma vez que os valores obtidos acima da tensão de cedência são muito localizados. Isto significa que localmente existirá deformação plástica, mas não implicará grandes deslocamentos no ponto de aplicação da carga. Da mesma forma o valor de deslocamento está abaixo do limite regulamento pelas normas FIA,[19].

Tabela 13 - Valores de tensão e deslocamento do ensaio do arco secundário

Parâmetro	Valor Máximo obtido
Tensão:	1741 MPa
Deslocamento:	6 mm

5.9 Quadro Final

Resumindo todos os tópicos analisados ao longo deste capítulo, na Figura 85 pode-se ver a modelação final da estrutura. Tal como explicado no parágrafo 5.7, as alterações em relação ao modelo inicial constituem na modificação de geometria do arco de segurança principal para $\varnothing 50$ mm e 2.5 mm de espessura. Relativamente ao arco de segurança secundário, o mesmo sofreu a mesma alteração de geometria assim como a colocação de um novo travamento. O quadro final apresenta um peso total de 67.2 kg.

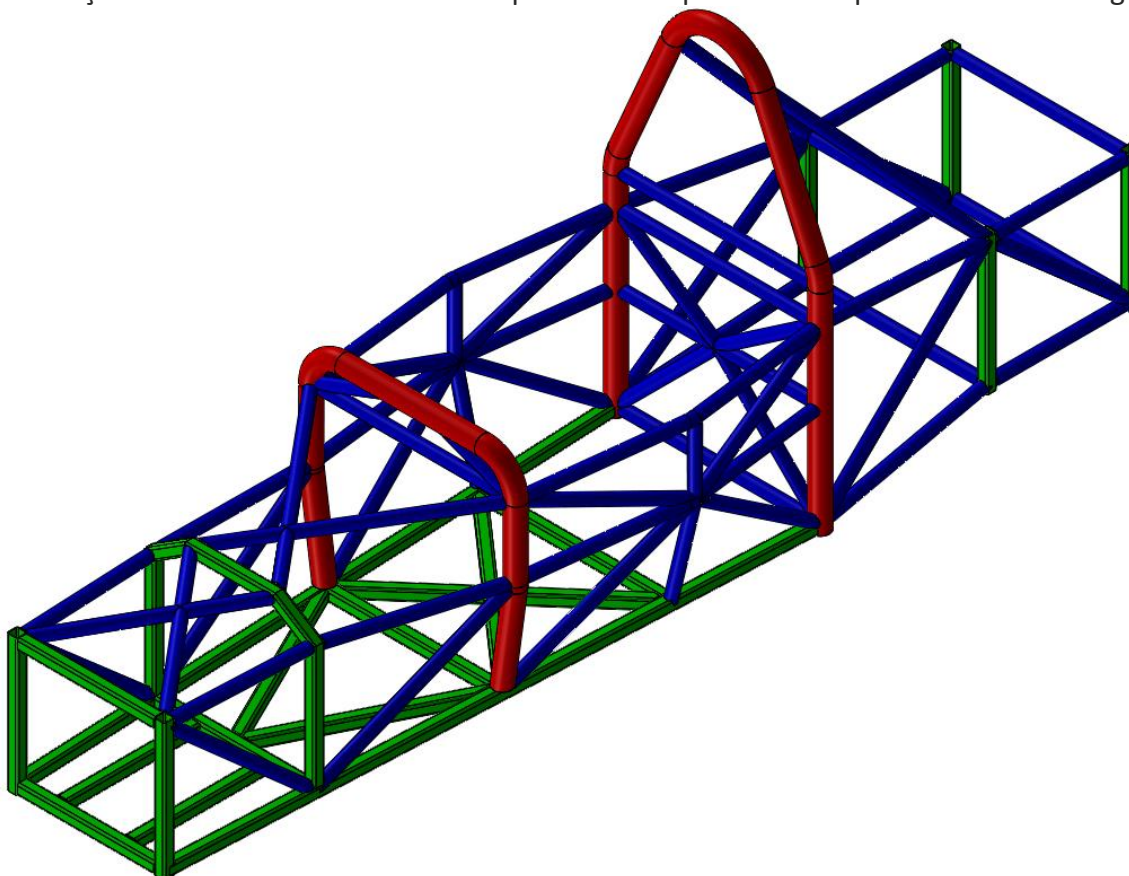


Figura 85 - Quadro Final

Como nota final, é importante referir que o regulamentado da FORMULA TUGA, para quadros que apenas apresentem um arco de segurança principal, define que as medidas mínimas para o mesmo são de: $\varnothing 42,4$ mm e 2,6 mm de espessura, **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**

Do mesmo modo, respeitando o regulamento FIA, o aço imposto para fabrico de estruturas tubulares é o 25Crmo4. Por esse mesmo razão, os arcos de segurança não apresentam espessura de 2,6 mm visto que consultando catálogos de diferentes fabricantes a espessura de 2,5 mm é a maior disponível [19]. Não obstante desta limitação, comparando as áreas de secção destas duas medidas de tubo ($A_{\varnothing 42,4\text{mm}/2,6\text{mm}}=325,1\text{mm}^2$ e $A_{\varnothing 50\text{mm}/2,5\text{mm}}=373,1\text{mm}^2$) garante-se que a mesma não ficou comprometida.

Avaliação dos Parametros da Suspensão

6.1 Primeira simulação dinâmica

6.2 Segunda avaliação dos parâmetros da suspensão após modificações

6.3 Parâmetros da suspensão finais

6 Avaliação dos Parâmetros Da Suspensão

Para determinar os parâmetros mais importantes do desenho da suspensão foi utilizado como referência os livros *Race Car Vehicle Dynamics* e *Chassis Engineering* juntamente com a aplicação do código LSA com o módulo *Shark*. As coordenadas dos pontos de fixação dos triângulos de suspensão foram determinadas tendo em conta o desenho do quadro e os valores de referência a obter para , angulo de convergência , *kingPin*, *Camber*, altura do RC e movimentos *anti* [4], [10].

Durante a modelação do quadro foi tido em consideração o desenho da suspensão, triângulos sobrepostos, e reservados os pontos de ancoragem da mesma. Isto pode ser observado de forma global na Figura 57 e em pormenor na Figura 86.

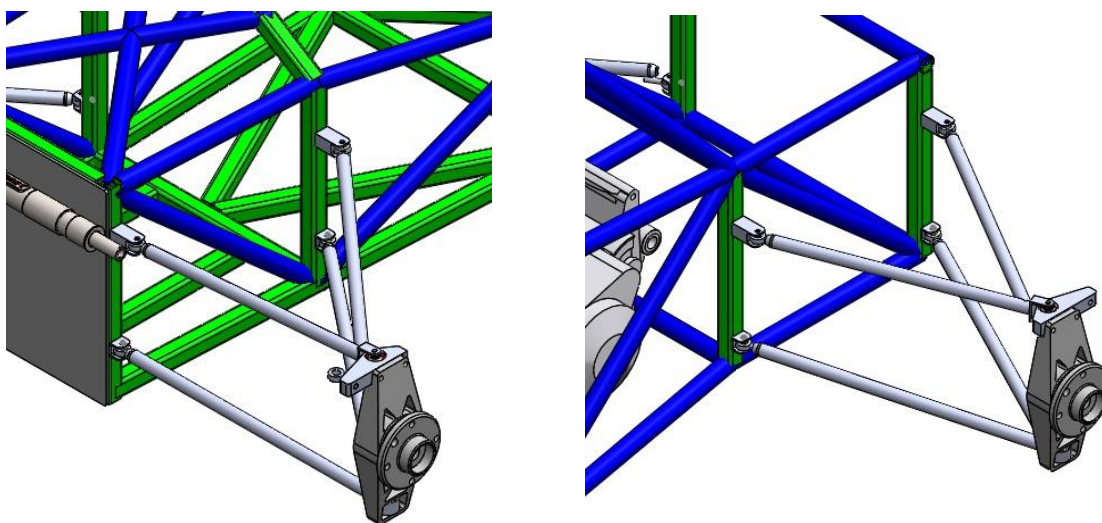


Figura 86 - Pormenor dos pontos de fixação da suspensão da frente e de trás

No decorrer da modelação, a metodologia utilizada para determinar os pontos de ancoragem da suspensão foi a seguinte:

Numa primeira abordagem a posição dos pontos de ancoragem foi determinada de forma grosseira, e sem cálculos, mas prevendo que estivessem os valores de *kingpin*, angulo de avanço, *anti-dive*, ganho de *camber* e *bump steering* dentro de uma gama de valores aceitável.

Numa segunda etapa esses valores foram afinados com o recurso a calculo automático pelo software LSA. Em seguida a modelação foi feita para os novos valores encontrados.

6.1 Primeira simulação dinâmica

Para a avaliação dos parâmetros de suspensão, o primeiro passo consistiu por fazer o levantamento das coordenadas espaciais da geometria de suspensão relativamente aos triângulos da frente e traseira do veículo conforme se pode verificar na Tabela 14 e Tabela 15.

Para aplicação do software LSA foram criados pontos virtuais para a geometria da direção.

O LSA possui cerca de vinte e quatro geometrias de suspensão pré configuradas. Apenas é possível selecionar uma delas e alterar as coordenadas dos pontos, não sendo possível criar outras geometrias de suspensão. A geometria utilizada foi a *Double Wishbone, Push Rod to Damper*.

Tabela 14 - Pontos de suspensão; Geometria de suspensão frente

Suspensão frente do veículo	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
Triangulo Inferior/Pivot Frente	-1750	-233	137
Triangulo Inferior/Pivot Trás	-1350	-251	137
Triangulo Inferior/Rotula da Roda	-1750	-773	137
Triangulo Superior/Pivot Frente	-1750	-263	337
Triangulo Superior /Pivot Trás	-1350	-281	317
Triangulo Superior /Rotula da Roda	-1750	-748	374
Ponto Amortecedor/Roda	-1750	-756	137
Ponto Amortecedor/Quadro	-1550	-214	405
Ponto Direção/Roda	-1815	-733	375
Ponto Direção/Quadro	-1799	-278	353
Ponto Centro Rolamento	-1750	-835	250
Ponto Centro de Roda	-1750	-810	250

Tabela 15 - Pontos de suspensão; Geometria de suspensão trás

Suspensão traseira do veículo	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
Triangulo Inferior/Pivot Frente	500	-278	170
Triangulo Inferior/Pivot Trás	900	-278	170
Triangulo Inferior/Rotula da Roda	673	-733	137
Triangulo Superior/Pivot Frente	500	-308	380
Triangulo Superior /Pivot Trás	900	-308	380
Triangulo Superior /Rotula da Roda	673	-748	376
Ponto Amortecedor/Roda	668	-760	137
Ponto Amortecedor/Quadro	700	-250	475
Ponto Direção/Roda	738	-733	375
Ponto Direção/Quadro	742	-612	375
Ponto Centro Rolamento	673	-835	250
Ponto Centro de Roda	673	-810	250

No design da suspensão do veículo, como se pode verificar na Tabela 16, o valor de *camber*, *caster* e convergência foram ajustados a zero para melhor compreensão da primeira análise da dinâmica do veículo. Da mesma forma, no desenvolvimento deste capítulo, os valores de *camber* e convergência vão ser mantidos a zero, visto que facilmente são afináveis com ajustes na manga de eixo e nas rotulas dos triângulos da suspensão. Assim o estudo dinâmico terá como principal objetivo a melhoria dos

valores de *KingPin*, *Caster*, movimentos *anti* e restantes comportamentos nocivos para a dinâmica do veículo que possam surgir.

Valores a considerar para análise dos parâmetros da suspensão:

Largura de vias: 1685 mm

Distancia entre eixos: 2422 mm

Por aplicação do LSA objetos como resultado os constantes da Tabela 16 :

Tabela 16 - Resultados da simulação dinâmica

Parâmetro	Suspensão frente do veículo	Suspensão traseira do veículo
Convergência	0°	0°
<i>KingPin</i>	6°	-3.6°
<i>Caster</i>	0°	Não Aplicável
Arrasto de <i>Caster</i>	0 mm	Não Aplicável
<i>Camber</i>	0°	0°
<i>Anti-Dive</i>	7.9 %	Não Aplicável
<i>Anti-Lift</i>	Não Aplicável	4.6 %
<i>Anti-Squat</i>	Não Aplicável	9.5 %
Altura CR	28.7 mm	81.2 mm

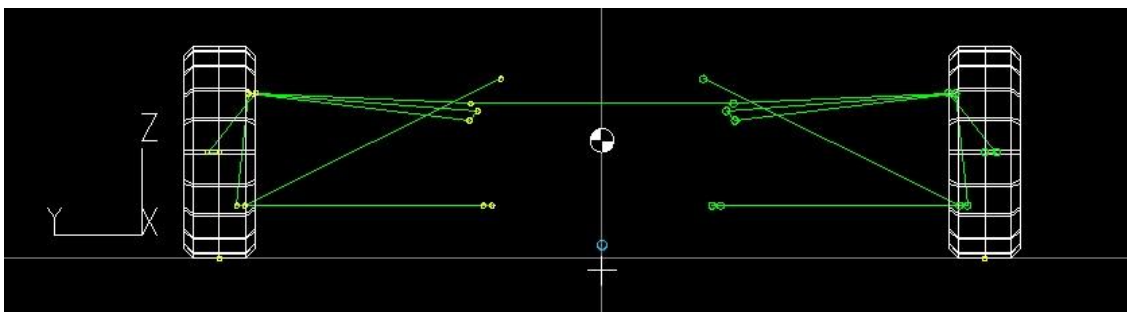


Figura 87 - Geometria de Suspensão frente do veículo

Análise de Resultados: Conforme os valores da Tabela 16, podemos constatar que alguns parâmetros são aceitáveis e outros devem ser corrigidos. Neste caso o valor de *KingPin* para o eixo traseiro tem de ser alterado. Tal como a geometria de direção, visível na Figura 87 deve ser ajustada para evitar *Bump Steer*. Por fim, os valores para os movimentos *anti*, devem ser melhorados.

6.2 Segunda avaliação dos parâmetros da suspensão após modificações

Para a segunda avaliação dos parâmetros da suspensão foram efetuadas alterações na posição dos pontos de fixação da suspensão para corrigir os valores observados no paragrafo anterior, 6.1. Assim para a geometria de suspensão da frente e conforme a Tabela 17:

- Para incremento de *caster*, a coordenada X do ponto superior rótula da roda foi alterada;
- Para incremento do movimento anti, a coordenada Z, do ponto pivot de trás do triangulo, foi reduzida;
- Para correção da geometria da direção, evitar *bump steer*, a coordenada Z foi ajustada para a mesma altura que o ponto pivot da frente do triangulo superior.

Por aplicação do LSA objetos como resultado os constantes da Tabela 19:

Tabela 17 - Pontos de suspensão; Geometria de suspensão frente melhorados

Suspensão frente do veículo	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
Triangulo Inferior/Pivot Frente	-1750	-233	137
Triangulo Inferior/Pivot Trás	-1350	-251	137
Triangulo Inferior/Rotula da Roda	-1750	-773	137
Triangulo Superior/Pivot Frente	-1750	-263	337
Triangulo Superior /Pivot Trás	-1350	-281	297
Triangulo Superior /Rotula da Roda	-1715	-748	374
Ponto Amortecedor/Roda	-1750	-756	137
Ponto Amortecedor/Quadro	-1550	-214	405
Ponto Direção/Roda	-1815	-733	375
Ponto Direção/Quadro	-1799	-278	337
Ponto Centro Rolamento	-1750	-835	250
Ponto Centro de Roda	-1750	-810	250

Relativamente à geometria de suspensão, traseira do veículo, de acordo com a Tabela 18, foram efetuadas as seguintes alterações:

- Para incremento dos movimentos *anti* e de *kingPin*, a coordenada Y das rotulas da roda, superior e inferior foram convenientemente ajustadas.
- Para correção da geometria da direção, evitar *bump steer*, o ponto de direção foi totalmente reajustado. Neste caso as suas coordenadas foram ajustadas para igualar altura que o ponto pivot da frente do triangulo superior, assim como a sua posição de rotação.

Tabela 18 - Pontos de suspensão; Geometria de suspensão trás melhorados

Suspensão traseira do veículo	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
Triângulo Inferior/Pivot Frente	500	-278	170
Triângulo Inferior/Pivot Trás	900	-278	170
Triângulo Inferior/Rotula da Roda	673	-750	137
Triângulo Superior/Pivot Frente	500	-308	380
Triângulo Superior /Pivot Trás	900	-308	380
Triângulo Superior /Rotula da Roda	673	-730	376
Ponto Amortecedor/Roda	668	-760	137
Ponto Amortecedor/Quadro	700	-250	475
Ponto Direção/Roda	738	-733	375
Ponto Direção/Quadro	900	-308	360
Ponto Centro Rolamento	673	-835	250
Ponto Centro de Roda	673	-810	250

Análise de resultados: Pode se observar na tabela Tabela 19, os novos valores obtidos. Em comparação aos anteriormente referidos no paragrafo 6.1 estes mostram se satisfatórios. Neste caso a geometria de direção foi corrigida, diminuindo assim o efeito de *BumpSteer*. Os valores de *KingPin* e *Caster* foram ajustados para os valores abordados no paragrafo 4.5.4. Da mesma forma, os movimentos anti sofreram incremento conforme o desejado.

Tabela 19 - Resultados da simulação dinâmica (Geometria Melhorada)

Parâmetro	Suspensão frente do veículo	Suspensão traseira do veículo
Convergência	0°	0°
<i>KingPin</i>	6°	5°
<i>Caster</i>	8.4°	Não Aplicável
<i>Arrasto de Caster</i>	16.7 mm	Não Aplicável
<i>Camber</i>	0°	0°
<i>Anti-Dive</i>	27.3 %	Não Aplicável
<i>Anti-Lift</i>	Não Aplicável	13 %
<i>Anti-Squat</i>	Não Aplicável	44.8 %
Altura CR	30.82 mm	78.4 mm

6.3 Parâmetros da suspensão finais

Resumindo a avaliação da geometria de suspensão apresentam-se as seguintes características gerais e em detalhe na Tabela 20:

Largura de vias: 1685 mm

Distancia entre eixos: 2422 mm

Convergência e divergência:

- Eixo frontal: afinável 0° a $30'$ ou (0° a $0,5^\circ$)
- Eixo traseiro: afinável $-20'$ a $20'$ ou ($-0,3^\circ$ a $0,3^\circ$)

Camber estático: Afinável de -2° a 2°

Tabela 20 - Características finais da geometria de suspensão

Parâmetro	Suspensão frente do veículo	Suspensão traseira do veículo
<i>KingPin</i>	6°	5°
<i>Caster</i>	$8,4^\circ$	Não Aplicável
<i>Arrasto de Caster</i>	16.7 mm	Não Aplicável
<i>Anti-Dive</i>	27,3 %	Não Aplicável
<i>Anti-Lift</i>	Não Aplicável	13 %
<i>Anti-Squat</i>	Não Aplicável	44,8 %
Altura CR	30,82 mm	78.4 mm

Tipo de Comportamento pretendido para o veículo

- Sub-Virador, conforme visível na Figura 88

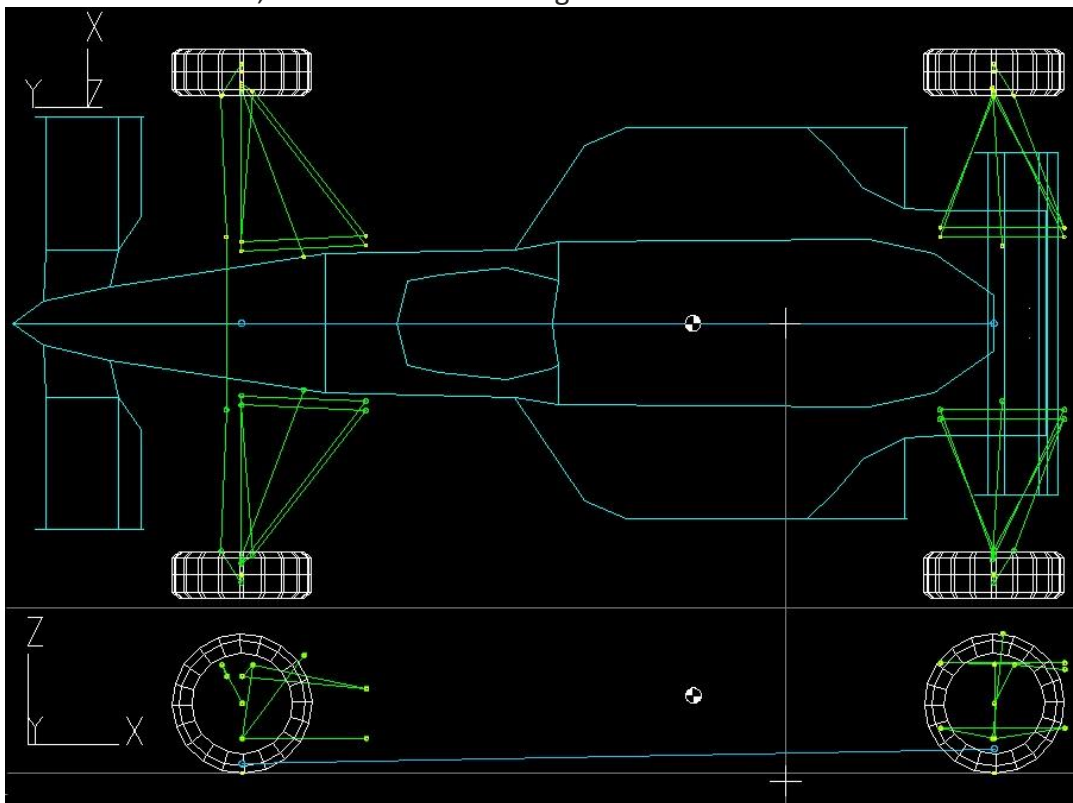


Figura 88 - Vista de topo e lateral da geometria de suspensão

CONCLUSÕES

7.1 Conclusões

7.2 Proposta De Trabalhos Futuros

7 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

7.1 CONCLUSÕES

Esta dissertação teve como objectivo a realização do projeto e análise dinâmica de um quadro e geometria de suspensão de um monolugar para a *Formula TUGA*.

Por imposição regulamentar, o quadro desenhado foi do tipo tubular e algumas das exigências de desenho incluíram limites para a área livre de habitáculo, as jantes utilizadas, a mecânica de propulsão e também o tipo de tubo utilizado no arco de segurança principal. Um dos principais focos no desenho do quadro cingiu-se no estudo ergonómico, que teve como objetivo proporcionar um habitáculo com a melhor usabilidade possível, como tal o desenho teve por base o Percentil 95th. Uma outra opção que permitiu baixar o peso do quadro foi a escolha do tipo de motor, optando por um motor de um motociclo que é notavelmente mais leve e compacto quando comparado ao motor de um automóvel. Para facilitar o fabrico deste quadro, utilizou-se tubo de secção quadrada para a base. A restante estrutura foi desenhada para melhor desempenho, com tubo de secção redonda que permite uma melhor rigidez estrutural, assim como segurança para o piloto, por este não ficar exposto a arestas vivas. Finalmente, por não existir complemento técnico no regulamento da *Formula TUGA*, o quadro foi simulado de acordo com os regulamentos técnicos FIA.

Na simulação do quadro, foi realizada uma análise linear elástica por elementos de viga. Na simulação do arco de segurança principal, a tensão máxima registada foi de 796,32 MPa e 11,93 mm de deslocamento. Foram atingidas tensões ligeiramente superiores ao limite elástico (700 MPa), muito localizadas no ponto de aplicação da carga, sendo desse modo aceitáveis. Relativamente ao arco de segurança secundário, a tensão máxima registada foi de 688,1 MPa e o deslocamento de 5,2 mm. O valor de tensão máxima neste arco está dentro do limite elástico, e como tal encontra-se validado. Ambos deslocamentos estão de acordo com o regulamento técnico FIA.

Por fim foi realizada uma verificação do comportamento do arco de segurança principal por simulação com elementos sólidos e com formulação de contacto de modo a aferir um comportamento mais próximo do real. A simulação mostrou a aptidão resistente da estrutura, visto que os valores obtidos acima da tensão de cedência estão compreendidos numa porção do arco muito pequena e localizada. Isto significa que localmente existirá deformação plástica, não implicando grandes deslocamentos para além da zona de aplicação da carga, visto que num olhar global do arco de segurança, a distribuição de tensões de forma generalizada regista valores abaixo do valor de tensão de cedência.

No desenho da suspensão, a escolha recaiu na geometria de triângulos sobrepostos por ser solução robusta, de baixo que permite uma fácil afinação. No processo de desenvolvimento da suspensão, os valores de *camber* e convergência foram mantidos a zero, por serem parâmetros fáceis de afinar no cubo da roda, não dependendo dos pontos de pivot da suspensão. Assim, foi obtido um veículo com comportamento

subvirador. Além disso os parâmetros *kingpin*, *caster* e movimentos *anti* atingiram os valores recomendados pela bibliografia estudada. Por último a geometria de suspensão foi pensada de modo a garantir a melhor estabilidade possível, reduzindo o *bump steer* a zero.

7.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Com o processo de aprendizagem no decorrer desta dissertação, apresento aqui as minhas sugestões para futuros trabalhos:

- Análise estrutural do quadro para outras situações dinâmicas. Neste caso simulação de impacto, travagem, aceleração
- Projeto e análise de um cubo de roda que permita fácil ajuste de *camber* e *convergência*
- Ensaio da geometria de suspensões, incluindo o fator do peso, neste caso do piloto, depósito de combustível, motor e restantes componentes...

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

8 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] P. S. Silva, “Mecânica de Veículos I 2011/2012.” 2012.
- [2] J. D. Halderman, *Automotive Chassis Systems*. .
- [3] H. Adams, *Chassis Engineering*. HPBooks automotive, 1993.
- [4] W. F. Millicaen and D. L. Milliken, *Race Car Vehicle Dyanmics*. 1995.
- [5] G. Davies, *Materials for Automobile Bodies*. .
- [6] C. Campbell, *Automobile Suspensions*. .
- [7] F. Ferreira and F. Ferreira, “Sistemas de Suspensão em Veículos Automóveis - Mecânica dos Veículos II.” 2012.
- [8] R. Joransen and H. Stoll, *The Automotive Chassis : Engineering Principles*. .
- [9] J. Reimpell, H. Stoll, and J. W. Betzler, *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2001.
- [10] B. Heibing and M. Ersoy, *Chassis Handbook*. 2011.
- [11] C. Smith, *Tune To Win*. Aero Publishers , Inc.
- [12] J. Rio, “Dinâmica e afinação de uma viatura de competição,” Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.
- [13] F. Puhn, *How to Make Your Car Handle*. 1976.
- [14] M. Costin and D. Phipps, *Racing & Sports Car Chassis Design*, Second. 1965.
- [15] F. Aird, *The Race Car Chassis*. .
- [16] Michael and R. Suzanne, *Learn & Compete*. .
- [17] T. Pashley, *How to Build Motorcycle-engined Racing Cars*. .
- [18] S. Mills, *Design and Build a Sports Car*. .
- [19] “FIA Artigo 277.” [Online]. Available: [https://www.fia.com/sites/default/files/regulation/file/277 %2813-14%29_28.06.2013.pdf](https://www.fia.com/sites/default/files/regulation/file/277%2813-14%29_28.06.2013.pdf).
- [20] “2017-18 Formula SAE Rules.” [Online]. Available: <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18 FSAE Rules 9.2.16a.pdf>.
- [21] “FIA - Artigo 275.” [Online]. Available: <https://www.fia.com/file/59619/download/19614?token=ZmRaXyDk>.
- [22] G. F. BEAL, “Making the Cockpit Practical for the Pilot,” *SAE Trans.*, vol. 53, pp. 437–496, 1945.

- [23] "Honda CBR 600RR - 2007." [Online]. Available: <https://grabcad.com/library/engine-cbr-f4i-1>.
- [24] "Braid Wheel and Tyre." [Online]. Available: <https://grabcad.com/library/braid-formrace-13-fsae-lightweight-motorsport-wheel-with-avon-tyre-1>.
- [25] Fourwheeler.com, "Quadro Longarina." [Online]. Available: <http://www.fourwheeler.com/features/131-0403-tube-vs-production-frame-buggies/photo-01.html>.
- [26] Kfz-tech.de, "Quadro Plataforma." [Online]. Available: <https://www.kfz-tech.de/Hersteller/VW/VWKaefer01.htm>.
- [27] "Quadro Cruciforme." [Online]. Available: <http://www.autozine.org/Archive/Lotus/classic/Elan.html>.
- [28] "Quadro tubular." [Online]. Available: <http://www.gloriacars.com/>.
- [29] "Eixos Rígidos." [Online]. Available: <http://rogeriomecanico.blogspot.com/2006/>.
- [30] "Swing Axle." [Online]. Available: <http://revivaler.com/the-volkswagen-part-1/the-volkswagen-swing/>.
- [31] "Triangulos S." [Online]. Available: https://auto.ferrari.com/en_EN/sports-cars-models/past-models/599-gtb-fiorano/.
- [32] "Massa Não Suspensa." [Online]. Available: <http://www.gwautopecas.com/site2/mecanica/suspensao.html>.
- [33] "Pneu Temp." [Online]. Available: <https://oldbastardsracing.com/chassis-setup-in-relation-to-tire-temperatures/>.
- [34] Bonhams.com, "Lotus Mk18." [Online]. Available: <https://www.bonhams.com/auctions/19289/lot/223/?category=list>.
- [35] "Notcher." [Online]. Available: <https://www.pirate4x4.com/forum/shop-tools/861247-harbor-frieght-tube-notcher-conversion.html>.
- [36] "Tri. Sob. Carbon." [Online]. Available: <http://www.constructorsf1.com/en/clanky/rear-wheels-suspension-478.htm>.
- [37] "Quaife Box." [Online]. Available: <https://www.bpsracing.com/quickview/index/view/id/1269>.
- [25][26] [27][28][29][30][31][32][33][34][35][36][37] Consultado no dia: 24/10/2018

ANEXOS

9.1 Anexo 1

9.2 Anexo 2

ANEXO 1

REGULAMENTO Formula Ford 2017

REGULAMENTO TÉCNICO FORMULA “TUGA” E FORMULA “SUPER TUGA”

ARTIGO 1 - Motorização:

1.1 - São permitidos todos os tipos de motores de série (sem qualquer alteração não especificamente autorizada no regulamento), de qualquer proveniência, com uma cilindrada inferior a 2000cm³

1.2 - Dentro do estipulado em 1.1 todos os motores são permitidos uma vez que será o motor a determinar o peso mínimo do carro. Isso será feito pelos seguintes critérios:

1º)

I) Para a Formula TUGA o factor de conversão para achar o peso mínimo do carro com o piloto e todo o seu equipamento a bordo é de:

- 0.245 Cv (Din) /Kg (Cavalos Din por quilograma) para carros totalmente construídos em Portugal:

- 0.230 Cv (Din) /Kg (Cavalos Din por quilograma) para carros que não sejam totalmente construídos em Portugal (como por exemplo carros de outras classes adaptados para as regras Formula Tuga)

II) Para a Formula Super TUGA o factor de conversão para achar o peso mínimo do carro com piloto e todo o seu equipamento a bordo é de:

- 0.328 Cv (Din) /Kg (Cavalos Din por quilograma) para carros totalmente construídos em Portugal.

O valor acima indicado pode ser alterado prova a prova pela organização durante época 2017 com a finalidade de equilibrar a performance entre a classe Super Tuga e a classe Formula Ford Zetec.

- 0.313 Cv (Din) /Kg (Cavalos Din por quilograma) para carros que não sejam totalmente construídos em Portugal (como por exemplo carros de outras classes adaptados para as regras Formula Super Tuga)

2º)

A potência a considerar será obrigatoriamente a potência de catálogo indicada pelo fabricante do motor em Cavalos Din.

As conversões utilizadas para obter a potência em Cavalos Din, caso o fabricante use outra unidade, devem ser as seguintes:

1 Cv(Din) (Cavalo Din) = 1.36 KW (Kilowatt)

1Cv(Din) (Cavalo Din) = 0.9861 Cv(SAE) (Cavalos SAE)

A Potência em Cavalos Din deverá ser arredondada à primeira casa decimal.

É da responsabilidade do construtor do carro fornecer os dados técnicos do motor, bem como o esclarecimento de dúvidas que possam surgir. No entanto, se um motor já estiver homologado para a fórmula Tuga, não é preciso repetir o processo.

1.3 - Admissão e Escape:

a) É permitida a modificação ou construção de um colector de escape de modo a facilitar a montagem do motor no chassis. O colector de admissão deve ser o de série do motor, sem alterações.

b) Todo o sistema de filtragem de ar pode ser modificado ou removido, sem prejuízo das normas de segurança impostas pela FPAK.

c) Em motores que usem carburadores, os emulsionadores "Gigleurs" de controlo de entrada de gasolina são de medida livre. O venturi que limita a entrada de ar no corpo do carburador tem que estar rigorosamente de série.

1.4 - Reservatório de combustível :

O depósito de combustível deve estar localizado no interior do chassis principal. Deve ser fabricado em liga de metal sendo obrigatório o uso de espuma anti-explosão caso não tenha homologação FIA FT3-1999.

No entanto é vivamente recomendado o uso de um depósito com homologação FIA-FT3-1999 ou superior.

É obrigatória a existência de uma parede corta-fogo entre o depósito e o habitáculo do piloto.

A capacidade máxima autorizada é de 41 litros

ARTIGO 2 - Transmissão

2.1 - Caixa de velocidades:

1º) Motores provenientes de motociclos - devem manter a sua caixa de velocidades de série.

2º) Motores provenientes de automóveis de tracção (tracção dianteira) - devem manter a sua caixa de velocidades de série com as modificações mínimas indispensáveis para permitir o seu correcto funcionamento.

3º) Motores de automóveis de propulsão (tracção traseira) - podem usar qualquer caixa de velocidades proveniente de um veículo de grande série com as modificações mínimas indispensáveis para permitir o seu correcto funcionamento.

4º) Motores com outras proveniências - podem usar qualquer caixa de velocidades proveniente de um veículo de grande série com as modificações mínimas indispensáveis para permitir o seu correcto funcionamento.

2.2 - Diferencial:

- Qualquer diferencial pode ser utilizado, com ou sem autoblocante.

- O uso de diferencial não é obrigatório.

ARTIGO 3 - Chassis

- Os chassis devem ser de construção tubular em aço.

- A área mínima livre do plano vertical de corte na longitude, em qualquer ponto do cockpit desde os pés do piloto até às costas do banco é de 700cm² com uma largura nunca inferior a 25cm. Esta área pode apenas ser invadida pela coluna de direcção.

- Não são permitidos quaisquer tubos de água ou óleo ligados ao motor na zona do cockpit.

- Os tubos do chassis não podem ser usados para a circulação de líquidos.

ARTIGO 4 - Carroçaria

- A carroçaria deve ser construída apenas de fibra de vidro e/ou alumínio.

- A carroçaria deve começar suficientemente à frente para tapar o ponto mais frontal do carro e deve prolongar-se longitudinalmente pelo menos até à parte mais posterior do cockpit e no máximo até ao ponto mais posterior de um componente mecânico ou do chassis.

- A carroçaria deve cobrir todo o chassis mas não pode cobrir qualquer elemento da suspensão que seja exterior ao chassis.

- Não é permitido o uso de asas, difusores ou qualquer outro elemento que aumente aerodinamicamente a força exercida pelos pneus sobre o solo.

- Nem a carroçaria, nem qualquer outro componente do carro podem ser desenhados de modo a aumentar aerodinamicamente a força exercida pelos pneus sobre o solo.

- É obrigatório o uso de 2 espelhos retrovisores com pelo menos 55cm² de área situados em lados opostos do cockpit.

ARTIGO 5 - Rodas

5.1 - Jantes:

Apenas são permitidas jantes com 13, 14 ou 15 polegadas de diâmetro e largura máxima de 7 polegadas.

5.2 - Pneus:

Apenas é permitido o uso dos pneus Toyo Proxes R888 ou R888R com uma largura máxima de 205mm.

ARTIGO 6 - Travões

6.1 - Discos:

1º) Apenas são permitidos discos feitos com materiais ferrosos.

2º) Os discos não podem ter perfuração radial

6.2 - Pinças:

1º) As pinças utilizadas não podem ter mais de dois êmbolos.

2º) É apenas permitida uma pinça por roda.

6.3 - Pastilhas - As pastilhas são livres.

ARTIGO 7 - Suspensão

A suspensão deve trabalhar de uma forma totalmente mecânica, não sendo permitido o uso de sistemas eletrónicos de controlo.

Nem a suspensão, nem qualquer outro componente do carro podem ser desenhados de modo a aumentar aerodinamicamente a força exercida pelos pneus sobre o solo.

ARTIGO 8 - Peso mínimo:

O peso mínimo do carro com o condutor a bordo e todo o equipamento pessoal em qualquer altura da prova é dado pela relação referida em 1.2 - 1º).

ARTIGO 9 - Arco de segurança:

Todos os carros devem ter pelo menos um arco de segurança para proteger o piloto em caso de capotamento.

O arco de segurança deve ser simétrico em relação à linha longitudinal central do chassis e ter uma altura mínima de 90cm medida na vertical desde a base do habitáculo.

O arco de segurança deve ter pelo menos um braço de reforço para trás na longitudinal com um ângulo nunca superior a 60 graus com a horizontal.

Este braço deve possuir o mesmo diâmetro e espessura do arco de segurança.

No caso de o arco de segurança possuir mais de um braço de reforço, o diâmetro mínimo de cada um destes braços pode ser reduzido para 26 mm e a espessura mínima para 2.3mm

No caso de haver pelo menos dois braços de reforço longitudinais ao arco de segurança, dois destes braços podem alternativamente estar virados para a frente desde que cumpram os parâmetros acima referidos.

Deve haver uma largura mínima de 38 cm entre os dois lados do arco de segurança quando medida a uma altura de 60 cm da base do habitáculo.

O arco de segurança deve incluir um tubo de reforço horizontal na direcção da largura do carro a ligar ambos os lados do mesmo que funcione como limitador traseiro do movimento da cabeça do piloto em caso de embate.

O raio da curvatura do topo do arco de segurança não deve ser inferior a 10 cm quando medida a partir da linha central do tubo.

O arco de segurança deve ainda ter pelo menos 5 cm de altura acima do topo do capacete do piloto quando este está sentado na sua posição normal de condução.

Para cada valor de altura medida na vertical desde a base do habitáculo, o arco de segurança deve ser sempre mais largo que o corpo do piloto nessa mesma altura.

O tubo utilizado na construção do arco de segurança deve respeitar as seguintes características:

- Apenas pode ser usado tubo de secção circular;
- O material utilizado deve ser aço carbono estirado a frio sem costura;
- A resistência à tracção mínima do aço utilizado deve ser 350 N/mm²;
- As dimensões mínimas do tubo são 42.4 mm de diâmetro e 2.6 mm de espessura.

Alternativamente podem ser utilizados dois arcos de segurança com diâmetro mínimo de 30mm e espessura mínima de 2mm unidos entre si por uma chapa soldada a ambos com espessura mínima de 1.5mm.

Os dois arcos deve ter entre si um Angulo mínimo de 20 graus e um Angulo máximo de 45 graus, sendo que o arco dianteiro deve estar na vertical. Todos os outros parâmetros deve estar de acordo com o que foi estipulado acima para arcos singulares.

ARTIGO 10 - Provas para entrada na Formula Super TUGA

Para um fabricante ser aceite na Formula Super TUGA terá que já ter dado provas suficientes para que a comissão técnica considere que a sua participação nesta classe é válida e segura.

Estas provas podem ter sido dadas através da participação na Formula TUGA ou em outras classes do desporto motorizado.

Se a participação do fabricante em competições não for suficiente para convencer a organização a aceitá-lo na classe Super TUGA, mas tiver dado provas suficientes de que o carro que pretende utilizar é suficientemente seguro e capaz em sessões de teste a sua participação poderá ser considerada.

Caso contrário terá primeiro que participar na classe Formula Tuga.

ARTIGO 11 - Excepções para carros adaptados de outras classes:

Os carros que sejam adaptados a partir de carros construídos para outras classes podem, na área do chassis, carroçaria e arco de segurança não estar de acordo com o estipulado nos referidos pontos do regulamento da Formula TUGA e Super TUGA desde que cumpram aquilo que é referido em relação a esses pontos no regulamento da classe para o qual foram construídos no ano de construção original.

Um participante que corra com um carro nestas condições tem no entanto que provar a proveniência do chassis em questão.

Caso o arco de segurança ou a carroçaria utilizados já não sejam os originais, referentes ao chassis utilizado, devem nesse caso estar de acordo com o regulamento da Formula Tuga e Super TUGA.

Independentemente do proveniência do chassis, o uso de apêndices aerodinâmicos, asas, difusores ou qualquer sistema que aumente aerodinamicamente a força que os pneus exercem sobre o solo não é permitido.

ARTIGO 12 - Prova de nacionalidade:

1º) O construtor deve contactar a organização antes do início da construção do carro. Uma Comissão Técnica acompanhará a construção para garantir que o carro é de facto construído em Portugal.

2º) Para carros já construídos e de uma forma excepcional, aceitar-se-ão provas testemunhais ou outras que garantam que a construção é nacional.

ARTIGO 13 - Modificações - Alterações

Qualquer modificação ao presente regulamento será introduzida no texto regulamentar de acordo com o Art. 2.2 das PGAK.

A validade de tais alterações terá efeitos imediatos a partir da data constante nessa referência e da sua publicação no site oficial da FPAK - www.fpak.pt

ANEXO 2



ENDURO TUBE

ENDURO TUBE

Chrome Molybdenum tubes.
25Crmo4/25cd4s.

Delivery condition: +SR. Seamless cold drawn precision steel tubes, oiled and free of burrs. Equivalent to 4130 hardened tube.

Marking on tubes:

- Dimensions (mm)
- Endurotube
- Certificate number.

Produced according UNI6403/DIN 2391

Yield strength (ReH):

Minimum 700/mm2

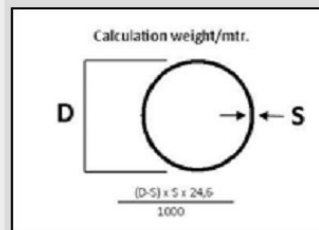
Tensile strength (Rm):

Between 800 - 1000 N/mm2

Elongation (A5):

Minimum 15%

MINIMUM PURCHASE IS 1 TUBE LENGTH!



Art. code	Size mm.	Weight	Tube length	Price p/mtr
39133050	10x0,8	0,18 kg/mtr	6 mtr	€ 3,50
39133003	12x1,5	0,38 kg/mtr	6 mtr	€ 3,95
39133004	15x1,5	0,40 kg/mtr	6 mtr	€ 4,75
39133005	18x1,0	0,42 kg/mtr	6 mtr	€ 4,50
39133006	18x1,5	0,61 kg/mtr	6 mtr	€ 5,75
39133010	20x1,5	0,70 kg/mtr	6 mtr	€ 6,80
39133012	22x1,5	0,76 kg/mtr	6 mtr	€ 5,95
39133013	22x2,0	0,99 kg/mtr	6 mtr	€ 6,25
39133025	25x1,5	0,88 kg/mtr	6 mtr	€ 6,95
39133026	25x2,0	1,13 kg/mtr	6 mtr	€ 7,95
39133027	28x1,5	0,98 kg/mtr	6 mtr	€ 7,95
39133028	28x2,0	1,28 kg/mtr	6 mtr	€ 8,25
39133015	30x1,5	1,05 kg/mtr	6 mtr	€ 7,75
39133020	30x2,0	1,40 kg/mtr	6 mtr	€ 9,50
39133030	32x2,0	1,50 kg/mtr	6 mtr	€ 9,95
39133033	35x1,5	1,24 kg/mtr	6 mtr	€ 10,25
39133035	35x2,0	1,63 kg/mtr	6 mtr	€ 12,50
39133037	35x2,5	2,00 kg/mtr	6 mtr	€ 13,95
39133036	35x3,0	2,37 kg/mtr	6 mtr	€ 15,75
39133038	38x2,5	2,10 kg/mtr	6 mtr	€ 16,95
39133039	40x1,5	1,42 kg/mtr	6 mtr	€ 13,25
39133040	40x2,0	1,90 kg/mtr	6 mtr	€ 12,95
39133043	45x2,5	2,62 kg/mtr	7 mtr	€ 15,95
39133044	48x2,5	2,80 kg/mtr	7 mtr	€ 16,50
39133046	50x2,0	2,37 kg/mtr	7 mtr	€ 15,75
39133047	50x2,5	2,92 kg/mtr	7 mtr	€ 20,15
39133069	70x2,5	4,16 kg/mtr	7 mtr	€ 24,95



For certain applications you may require the certificate EN 10204-3.1. On request we will provide you this certificate together with the tubes.

2

3

4

5

6

7

8

9

10

11

12

13

14

15