



Ricardo Pedro Luís Vieira

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Projeto do chassi de um veículo todo-o-terreno de competição

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, Professor
Auxiliar, DEMI FCT-UNL

Coorientador: Doutor António José Freire Mourão, Professor Associado, DEMI
FCT-UNL

Júri:

Presidente: Doutor António Manuel Flores Romão de Azevedo Gonçalves
Coelho, Professor Catedrático, DEMI FCT-UNL

Vogais: Doutora Marta Isabel Pimenta Verdete da Silva Carvalho,
Professora Auxiliar Convidada, DEMI FCT-UNL

Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, Professor
Auxiliar, DEMI FCT-UNL



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Março, 2016

Projeto do chassi de um veículo todo-o-terreno de competição

**COPYRIGHT © Ricardo Pedro Luís Vieira, Faculdade de Ciências e Tecnologia,
Universidade Nova de Lisboa.**

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, agradeço ao Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, por durante estes meses ter tido disponibilidade e prestabilidade de orientação, em especial pelas correções, motivação, imaginação e bons conselhos que tanto auxiliaram na realização desta dissertação.

Ao coorientador Professor Doutor António José Freire Mourão agradeço a motivação, experiências relatadas, e avisos que tanto me auxiliaram ao longo do curso, e em particular durante a dissertação.

Ao Sr. Eurico Jorge Ribeiro Mendes Ferreira, agradeço os trabalhos realizados no veículo de desmontagem e montagem de todos os componentes para o ensaio experimental. O conhecimento prático transmitido para a realização de um veículo foram e são imprescindíveis para a concretização do projeto, assim como a perceção para detetar defeitos e recomendar melhorias num projeto de competição.

Ao Professor Doutor João Mário Burguete Botelho Cardoso, agradeço a disponibilidade e recomendações de correção para os ensaios numéricos no programa *ANSYS*.

Ao Sr. Mário Carlos Dias agradeço a disponibilidade de usar o veículo Polaris RZR XP 1000 para ensaios experimentais e pela confiança depositada na realização destes.

Ao Sr. João Manuel Vicente Dias (piloto) e Sr. João Filipe Ferreira Miranda (copiloto) agradeço a disponibilidade para medições e recomendações para a remodelação do habitáculo.

A todos os colegas da faculdade, que ao longo destes anos partilharam bons momentos deixo o agradecimento pela amizade e consideração.

À oficina “Eurico Ferreira Mecânica Automóvel” agradeço a cedência do espaço, equipamento e material para a realização do ensaio experimental, assim como a disponibilidade e colaboração de todos os intervenientes desta.

Por fim, mas não menos importantes, quero deixar o agradecimento a toda a família, em especial ao pai, mãe, irmão e namorada, pelo apoio, carinho, atenção, motivação, disponibilidade, educação e sacrifícios que fizeram.

Resumo

Esta dissertação foi realizada com o intuito de projetar o chassi de um veículo todo-o-terreno de competição, para inicialmente atuar no campeonato português pela categoria UTV/Buggy, mas com vista a competir em campeonatos internacionais dessa mesma categoria.

Devido à reduzida fiabilidade dos veículos atualmente em competição, pretende-se projetar um chassi de elevada resistência torcional, com massa reduzida e de dimensões adaptadas a acomodar confortavelmente um piloto e um copiloto.

Esta categoria de veículos de competição tem crescido de ano para a ano, e para melhorar as prestações dos concorrentes pretende-se desenvolver um veículo fiável de acordo com as normas dos regulamentos internacionais.

A solução passa por criar um banco de torção que permita realizar o ensaio experimental de determinação da rigidez torcional do chassi do veículo Polaris RZR XP 1000 atualmente em competição, replicar o ensaio numérico pela modelação do chassi e simulação pelo método de elementos finitos, comparar resultados dos ensaios realizados por forma a validar o método de projeto e projetar um chassi com correção de defeitos identificados e aplicar melhorias que permitam aumentar a sua resistência torcional e fiabilidade geral do veículo, recorrendo sempre que possível a material existente no mercado reduzindo ao máximo os custos de produção.

Palavras-chave: chassi; rigidez torcional; competição; todo-o-terreno; veículo leve

Abstract

This dissertation was made to project a competition chassis of an off-road vehicle, which in the beginning will compete in the Portuguese championship for the UTV/Buggy category, but planning to race in international championships from the same category.

Because of the reduced reliability in those vehicles currently competing, is intended to design a high torcional stiffness chassis with low weight and planned dimensions to comfortably accommodate a pilot and a co-pilot.

This race vehicles category has grown from year to year and to improve the competitors performance, is intended to develop a reliable vehicle in accordance with the standards of international regulations.

The solution is to create a structure that allows performing the experimental test to determine the torsional stiffness of the Polaris RZR XP 1000 chassis, currently in competition, replicate the numerical analysis by modelling the chassis and simulate it by finite element analysis, compare the tested results in order to validate the design method and design a chassis with correction of identified defects and implement improvements that increase its torsional stiffness and overall reliability of the vehicle, using as much as possible aftermarket parts, minimizing the production costs.

Keywords: chassis; torsional stiffness; competition; cross-country; light weight vehicle

Índice de Matérias

1.	INTRODUÇÃO.....	1
1.1.	MOTIVAÇÃO	1
1.2.	OBJETIVOS.....	2
1.3.	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	3
2.	ENQUADRAMENTO	5
2.1.	HISTÓRICO	5
2.2.	REGULAMENTOS.....	6
2.3.	CONCORRÊNCIA.....	7
2.4.	TEORIA DO CHASSI.....	10
2.4.1.	<i>Tipos de chassis.....</i>	<i>11</i>
2.4.2.	<i>Ensaio a chassis.....</i>	<i>15</i>
2.4.3.	<i>Material.....</i>	<i>17</i>
2.4.4.	<i>Construção.....</i>	<i>20</i>
2.5.	MODIFICAÇÕES NO CHASSI REFERÊNCIA	21
3.	CHASSI DO POLARIS RZR XP 1000	25
3.1.	ENSAIO EXPERIMENTAL	26
3.1.1.	<i>Equipamento.....</i>	<i>27</i>
3.1.2.	<i>Metodologia.....</i>	<i>33</i>
3.1.3.	<i>Resultados.....</i>	<i>34</i>
3.1.4.	<i>Análise de resultados</i>	<i>36</i>
3.2.	SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	37
3.2.1.	<i>Metodologia.....</i>	<i>38</i>
3.2.2.	<i>Resultados.....</i>	<i>43</i>
3.2.3.	<i>Análise de resultados</i>	<i>45</i>
3.2.4.	<i>Validação da simulação numérica</i>	<i>46</i>
4.	PROJETO DE UM NOVO CHASSI PARA COMPETIÇÃO	47

4.1.	ANÁLISE AO CHASSI.....	51
4.2.	RESULTADOS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	55
4.3.	ALGUNS CONSTRANGIMENTOS À GEOMETRIA DO VEÍCULO	58
5.	CONCLUSÕES	65
6.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	67
7.	ANEXOS	71

Índice de Figuras

FIGURA 2.1 – PRIMEIRO VEÍCULO A MOTOR PATENTEADO POR KARL BENZ (DAIMLER).....	5
FIGURA 2.2 – TUBOS A CINZENTO REFERENCIAM O ARCO DE SEGURANÇA (FIA, ARTICLE 283, 2015).....	6
FIGURA 2.3 – BUGGY EM CONSTRUÇÃO EM PORTUGAL PELA JBRACING (JBRACING, 2015).....	7
FIGURA 2.4 – BUGGY CONSTRUÍDO EM FRANÇA PELA BOOXT (BOOXT, 2015).....	7
FIGURA 2.5 – BUGGY CONSTRUÍDO EM INGLATERRA PELA RAGE MOTORSPORT (RAGEMOTORSPORT, S.D.).....	8
FIGURA 2.6 – CHASSIS DE COMPETIÇÃO FABRICADOS PELA COGNITO (COGNITO, 2014).....	8
FIGURA 2.7 – VEÍCULO DE COMPETIÇÃO AUSTRALIANO DA SMURACING (SMURACING, S.D.).....	9
FIGURA 2.8 – MONOLUGAR EM ALUMÍNIO FABRICADO PELA MARSHALL MOTOART (JON, 2015).....	9
FIGURA 2.9 – CHASSI DO ALFA ROMEO 4C EM ALUMÍNIO E FIBRA DE CARBONO (SERIOUSWHEELS).....	10
FIGURA 2.10 – CHASSI EM FORMA DE ESCADA (KOGYO).....	11
FIGURA 2.11 – CHASSI TUBULAR DO VW RACE-TOUAREG PARTICIPANTE NO DAKAR (SAM, 2003).....	12
FIGURA 2.12 – CHASSI MONOCOQUE DO JAGUAR XE (INDIANAUTOSBLOG).....	13
FIGURA 2.13 – CHASSI COMBINADO DO MINI PARTICIPANTE NO WRC (VASILASH, 2011).....	13
FIGURA 2.14 – ENSAIO DE RIGIDEZ TORCIONAL AO CHASSI DO VEÍCULO SYLVA RIOT (KUZAN, 2009).....	15
FIGURA 2.15 – EXEMPLO DO ENSAIO DE TORÇÃO AO CHASSI DE UM VEÍCULO (SAE, 2002).....	16
FIGURA 2.16 – EFEITO DA CARGA VERTICAL APLICADA AO CENTRO DO ENTRE EIXOS (SAE, 2002).....	16
FIGURA 2.17 – COMPARATIVO DOS TUBOS EM ENSAIO (SSAB KNOWLEDGE SERVICE CENTER, 2010).....	17
FIGURA 2.18 – REPRESENTAÇÃO DO GABARITO DO CHASSI DE UM FORMULA CAR (JLUDEMANN, 2011).....	20
FIGURA 2.19 – EXEMPLO DE BANCADA ROTATIVA NA CONSTRUÇÃO DE UM CHASSI (MIG-WELDING).....	20
FIGURA 2.20 – LIGAÇÕES APARAFUSADAS ENTRE PARTES DO CHASSI E ARCO DE SEGURANÇA (POLARIS, 2014).....	21
FIGURA 2.21 – ZONAS DE TUBOS ESTRUTURAIS DO CHASSI COM RASGOS.....	22
FIGURA 2.22 – LIGAÇÃO APARAFUSADA NA ZONA S3 ENTRE O ARCO DE SEGURANÇA E A TRASEIRA.....	22
FIGURA 2.23 – POSICIONAMENTO DOS BANCOS NO POLARIS RZR XP 1000 EM COMPETIÇÃO ATUALMENTE.....	23
FIGURA 2.24 – ESPAÇO RESERVADO AO POSICIONAMENTO DOS PÉS DO PILOTO.....	23
FIGURA 2.25 – LATERAL DO POLARIS RZR XP 1000 (POLARIS, 2014).....	24
FIGURA 3.1 – ENSAIO EXPERIMENTAL DE TORÇÃO AO CHASSI ORIGINAL.....	26
FIGURA 3.2 – ESQUEMA DO BANCO DE TORÇÃO.....	27
FIGURA 3.3 – VERIFICAÇÃO DO NIVELAMENTO DO CHASSI.....	28
FIGURA 3.4 – MACACO HIDRÁULICO UTILIZADO PARA APLICAR CARREGAMENTOS NO BANCO DE TORÇÃO.....	29
FIGURA 3.5 – REPRESENTAÇÃO EM CORTE DE UM MACACO HIDRÁULICO IDÊNTICO AO USADO (WINGATE, S.D.).....	30
FIGURA 3.6 – REPRESENTAÇÃO DAS FORÇAS APLICADAS NO ÊMBOLO DE UM MACACO HIDRÁULICO.....	30
FIGURA 3.7 – MANÓMETRO MONTADO NO MACACO HIDRÁULICO.....	31
FIGURA 3.8 – LOCALIZAÇÃO DE UM DOS COMPARADORES.....	32
FIGURA 3.9 – REPRESENTAÇÃO DA VIGA FRONTAL EM TORÇÃO.....	32

FIGURA 3.10 – ESQUEMA DA MONTAGEM EXPERIMENTAL.....	33
FIGURA 3.11 – RESULTADOS DO ENSAIO EXPERIMENTAL AO CHASSI ORIGINAL	34
FIGURA 3.12 – ENSAIO EXPERIMENTAL DE TORÇÃO AO CHASSI ORIGINAL MODIFICADO.....	35
FIGURA 3.13 – SECÇÃO DE TUBO DO CHASSI COM DIÂMETRO DE 50 MM E ESPESSURA DE 2 MM	38
FIGURA 3.14 – CHASSI ORIGINAL COM INDICAÇÃO DOS QUATRO APOIOS DE SUSPENSÃO.....	39
FIGURA 3.15 – PROCEDIMENTO DE EXPORTAÇÃO DO FICHEIRO <i>SOLIDWORKS 2014</i> PARA <i>ANSYS</i>	39
FIGURA 3.16 – SIMULAÇÃO PRONTA A SER REALIZADA	40
FIGURA 3.17 – MALHA DO ENSAIO NUMÉRICO AO CHASSI ORIGINAL.....	41
FIGURA 3.18 – IDENTIFICAÇÃO DOS PONTOS DE REFERÊNCIA NA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	42
FIGURA 3.19 – DESLOCAMENTO VERTICAL (MM) DOS APOIOS DE SUSPENSÃO FRONTAIS NO CHASSI ORIGINAL.....	43
FIGURA 3.20 – DESLOCAMENTO VERTICAL (MM) DOS APOIOS DE SUSPENSÃO FRONTAIS NO CHASSI ORIGINAL MODIFICADO	44
FIGURA 4.1 – ESTRUTURA PRINCIPAL DO CHASSI E ARCO DE SEGURANÇA	48
FIGURA 4.2 – REFORÇOS DO CHASSI	48
FIGURA 4.3 – ELEMENTOS ESSENCIAIS AO FUNCIONAMENTO DO VEÍCULO	49
FIGURA 4.4 – TENSÃO EQUIVALENTE SEGUNDO <i>VON-MISES</i> PARA A SIMULAÇÃO SEM CHAPAS DE REFORÇO	51
FIGURA 4.5 – LIGAÇÕES E CHAPAS DE REFORÇO ENTRE TUBOS DA FRENTE DO CHASSI	52
FIGURA 4.6 – TENSÃO EQUIVALENTE SEGUNDO <i>VON-MISES</i> PARA A SIMULAÇÃO COM CHAPAS DE REFORÇO	52
FIGURA 4.7 – VISTA GERAL DA TENSÃO EQUIVALENTE SEGUNDO <i>VON-MISES</i>	53
FIGURA 4.8 – VISTA GERAL DA TENSÃO PRINCIPAL MÁXIMA.....	53
FIGURA 4.9 – DESLOCAMENTO VERTICAL (MM) DOS APOIOS DE SUSPENSÃO FRONTAIS NO CHASSI DE COMPETIÇÃO.....	54
FIGURA 4.10 – CENTRO DE MASSA E DIMENSÕES GERAIS DO CHASSI DE COMPETIÇÃO PROJETADO	55
FIGURA 4.11 – VISTA DE FRENTE	56
FIGURA 4.12 – VISTA DE TOPO.....	56
FIGURA 4.13 – VISTA LATERAL ESQUERDA	57
FIGURA 4.14 – ÂNGULO ENTRE TUBOS DOS SUPORTES DOS TRIÂNGULOS FRONTAIS.....	58
FIGURA 4.15 – CONVERGÊNCIA DAS RODAS FRONTAIS E ALTURA DO CHASSI AO SOLO.....	59
FIGURA 4.16 – VISTA DA FRENTE DO VEÍCULO À ESQUERDA, E DA TRASEIRA À DIREITA.....	60
FIGURA 4.17 – POSICIONAMENTO DOS BANCOS NA TOTALIDADE DO INTERIOR DO HABITÁCULO	61
FIGURA 4.18 – SISTEMA DE TRAVAGEM DA RODA FRONTAL DIREITA.....	62
FIGURA 4.19 – VISTA DA LATERAL DO VEÍCULO PROJETADO	63
FIGURA 4.20 – VISTA DO TOPO DO VEÍCULO PROJETADO.....	63
FIGURA 4.21 – VISTA DA FRENTE DO VEÍCULO PROJETADO	64

Índice de Tabelas

TABELA 2.1 – PRINCIPAIS EMPRESAS PRODUTORAS DE CHASSIS FORA DA EUROPA.....	8
TABELA 2.2 – RESUMO DE VANTAGENS E DESVANTAGENS PARA OS DIFERENTES CHASSIS (PETROLSMELL, 2010) ..	14
TABELA 2.3 – CARACTERÍSTICAS DO AÇO 25CrMo4 (CHASSIS PARTS).....	18
TABELA 2.4 – MATERIAIS DE ADIÇÃO COMPATÍVEIS COM 25CrMo4 (CHASSIS PARTS)	18
TABELA 2.5 – CARACTERÍSTICAS DO AÇO DOCOL TUBE R8 (SSAB, 2013).....	19
TABELA 2.6 – MATERIAIS DE ADIÇÃO COMPATÍVEIS COM DOCOL TUBE R8 (SSAB, 2013)	19
TABELA 3.1 – DADOS E RESULTADOS DO ENSAIO EXPERIMENTAL PARA O CHASSI ORIGINAL	34
TABELA 3.2 – CARACTERÍSTICAS GERAIS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA	41
TABELA 3.3 – CARACTERÍSTICAS DA MALHA OBTIDA NA SIMULAÇÃO NUMÉRICA AO CHASSI ORIGINAL	43
TABELA 3.4 – CARACTERÍSTICAS DA MALHA OBTIDA NA SIMULAÇÃO NUMÉRICA AO CHASSI ORIGINAL MODIFICADO.	44
TABELA 3.5 – DADOS FINAIS OBTIDOS	45
TABELA 4.1 – RESULTADOS OBTIDOS NA MODELAÇÃO 3D.....	55
TABELA 4.2 – CARACTERÍSTICAS DA MALHA OBTIDA NA SIMULAÇÃO AO CHASSI DE COMPETIÇÃO	55

Lista de Siglas

3D	Tridimensional
AWS	<i>American Welding Society</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CNTT	Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno
FIA	<i>Fédération Internationale de l'Automobile</i>
FIM	<i>Fédération Internationale de Motocyclisme</i>
FMP	Federação de Motociclismo de Portugal
MAG	<i>Metal Active Gas</i>
MIG	<i>Metal Inert Gas</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>
UTV	<i>Utility Task Vehicle</i>

Lista de Variáveis

δ_1	Diferença de deslocamento vertical entre apoios das suspensões frontais
σ_{adm}	Tensão admissível
$\sigma_{lim\ elast}$	Tensão limite de elasticidade
A	Área do êmbolo na secção perpendicular à linha de eixo
F	Força aplicada à viga frontal pelo macaco hidráulico
F_1	Força do fluido hidráulico sobre o êmbolo
F_2	Força de atrito entre o vedante e o êmbolo
F_3	Força exercida no macaco hidráulico
K	Rigidez torcional
M	Momento de torção aplicado no chassi
n	Fator de segurança
P	Pressão do fluido hidráulico no macaco hidráulico
α	Ângulo de rotação da frente em relação à traseira do chassi
ϕ	Diâmetro do êmbolo de carga do macaco hidráulico

1. Introdução

1.1. Motivação

No ano de 2009 inaugurou-se a categoria UTV/Buggy no Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno (CNTT), organizado pela Federação de Motociclismo de Portugal (FMP) com o acordo dos códigos e regulamentos da Federação Internacional de Motociclismo (FIM). Desde então que se tem revelado uma categoria em ascensão, com o número de participantes a aumentar, assim como a qualidade dos veículos que nela participam.

Em 2013 o autor deste trabalho teve o privilégio de integrar uma equipa com um piloto a correr nesta categoria. Esta experiência proporcionou a possibilidade de aplicar os conhecimentos de Engenharia Mecânica na produção de um conjunto de triângulos de suspensão para o veículo Polaris RZR XP 900. O conjunto desenvolvido pelo autor apresenta melhor desempenho que a versão original e que outros construídos por outras equipas, tendo-se revelado um enorme sucesso por aumentar a fiabilidade do conjunto de suspensão.

A participação nas competições da categoria UTV/Buggy permitiu identificar defeitos e falta de fiabilidade em alguns componentes do veículo do piloto que o autor acompanha e outros veículos da mesma categoria. Uma observação atenta das limitações e das falhas que ocorrem nos veículos, combinada com a vontade de melhorar levou à criação de uma lista de dados com melhorias a introduzir no veículo atualmente em competição, o Polaris RZR XP 1000.

Identificadas as diversas limitações do veículo, considerou-se a possibilidade de projetar um chassis com os benefícios do veículo atual, corrigindo as limitações e implementando melhorias. Proporcionou-se condições para a criação desta dissertação.

1.2. Objetivos

O objetivo desta dissertação é composto por 4 etapas que pretendem culminar com a criação de um chassi para competição preparado para correr na categoria UTV/Buggy do Campeonato Nacional de Todo-o-Terreno, e como tal, tem de respeitar as regras impostas pela Federação de Motociclismo de Portugal (FMP), que atualmente rege o Campeonato.

A primeira etapa consiste no ensaio experimental da rigidez torcional do chassi do veículo Polaris RZR XP 1000, pertencente à classe UTV/Buggy sobre o qual pretende-se melhorar. O ensaio do chassi realiza-se num banco de torção projetado e desenvolvido no âmbito deste trabalho. Para facilidade de comparação de resultados opta-se por determinar a rigidez torcional com todos os componentes desmontados do chassi.

Para a segunda etapa, pretende-se através da modelação *CAD* com o programa *SolidWorks 2014*, modelar o chassi original do veículo e simular o ensaio experimental através do programa de elementos finitos *ANSYS*.

Idêntica à anterior, pretende-se na terceira etapa utilizar o ficheiro *CAD* do chassi original do veículo e inserir as alterações realizadas no veículo atualmente em competição, visto que de origem não respeita algumas das normas de segurança. Proceder-se de seguida à simulação através do programa de elementos finitos referido anteriormente.

Na quarta e última etapa, pretende-se modelar com o mesmo programa *CAD* o chassi de competição com as alterações que na opinião do autor e da equipa que apoia e prepara o veículo do piloto consideram necessárias, sendo posteriormente realizada a simulação com o programa de elementos finitos referido anteriormente.

Para finalizar, pretende-se tirar conclusões sobre o ensaio experimental quando comparado com o ensaio numérico e analisar as diferenças entre o chassi original, o chassi original com as modificações aplicadas para a competição, e o futuro chassi de competição a construir.

Considerando os objetivos, a dissertação será organizada pela seguinte estrutura.

1.3. Estrutura da dissertação

A dissertação será organizada por cinco capítulos, sendo 1. Introdução, 2. Enquadramento, 3. Chassi do Polaris RZR XP 1000, 4. Projeto de um novo chassi para competição e 5. Conclusões. Nos parágrafos seguintes são feitas abordagens gerais dos assuntos de cada capítulo.

O primeiro capítulo, correspondente à Introdução, apresenta a motivação, os objetivos e a estrutura da dissertação.

No segundo capítulo, correspondente ao Enquadramento, faz-se os enquadramentos da história desta categoria de automóveis, dos regulamentos aplicados na competição em questão, da concorrência existente, da teoria aplicada na construção do chassi de veículos e da proposta de modificações ao chassi de referência.

O terceiro capítulo, correspondente ao Chassi do Polaris RZR XP 1000, divide-se em duas secções onde são realizados dois estudos diferentes. O primeiro estudo é referente ao ensaio experimental, onde se aborda o equipamento, a metodologia, os resultados e a análise destes. O segundo estudo é referente à simulação numérica do ensaio experimental onde se aborda a metodologia, os resultados, as análises de resultados e a validação deste método de simulação. Em cada tipo de estudo são feitas análises ao chassi do veículo referido no seu estado original e no estado modificado segundo os regulamentos da competição em que se insere.

No quarto capítulo, correspondente ao Projeto de um novo chassi para competição, desenvolve-se um chassi novo que não apresente as limitações encontradas no chassi do Polaris RZR XP 1000. Desenvolve-se um modelo tridimensional cujo comportamento será avaliado recorrendo a elementos finitos. São também registados os resultados finais obtidos da simulação, e finalizado com alguns constrangimentos à geometria do veículo.

No quinto capítulo, correspondente às Conclusões, resume-se o trabalho efetuado, averigua-se os objetivos propostos, comenta-se as modificações regulamentadas, os resultados obtidos, os ensaios numéricos, e conclui-se sobre as melhorias aplicadas ao chassi projetado fazendo comparação com os veículos existentes.

2. Enquadramento

Neste capítulo faz-se os enquadramentos da história desta categoria de automóveis, dos regulamentos aplicados na competição em questão, da concorrência existente, da teoria aplicada na construção do chassi de veículos e da proposta de modificações ao chassi de referência.

2.1. Histórico

O primeiro registo histórico da criação do automóvel data de 1886, com a criação do primeiro motor a combustão interna (a Figura 2.1 representa esse veículo), pelas mãos de Karl Friedrich Benz. No entanto, no passado, outros homens já tinham idealizado a criação de veículos movidos por motor, mas fatores elevados como a massa e custo, assim como fatores baixos de potência e autonomia, não permitiam a conclusão dos projetos. (Cox, 2013)

Ao longo destes anos a humanidade foi evoluindo os veículos, e é essencialmente através da competição que há a evolução que se verifica. Com base na Fórmula 1, houve o maior desenvolvimento a nível de motor, ciclística e segurança, que permitiu transferir os conhecimentos e as tecnologias para os veículos em circulação. (Formula1, 2015)

No entanto, ao contrário da Fórmula 1 que se realiza em circuitos onde há uma maior previsibilidade de acontecimentos, este projeto consiste na utilização do veículo para todo o tipo de terrenos, e portanto, tem de ser desenvolvido com margens superiores, que permitam superar os obstáculos imprevisíveis e as maiores adversidades.



Figura 2.1 – Primeiro veículo a motor patenteado por Karl Benz (Daimler)

2.2. Regulamentos

O chassi a projetar para competir no campeonato português de todo-o-terreno, obriga a respeitar o regulamento desse campeonato (FMP, 2015). No entanto, com vista a participar em competições fora de Portugal, é necessário respeitar os regulamentos internacionais que são definidos pela *Fédération Internationale de l'Automobile* (FIA), entidade reguladora do automobilismo internacional.

Foi a 26 de Junho de 2010, que a FIA criou uma categoria dedicada a veículos leves como o do veículo em estudo. Essa categoria denominada por grupo T1.2 passou a integrar o *Article 286* do *Appendix J* com a criação do *Article 10* dedicado exclusivamente a veículos leves (ATVilustrated, 2010). Mais tarde, a 11 de Novembro do mesmo ano, houve uma correção no grupo, e este passou a ser denominado por Grupo T3.2. Ao longo dos anos houve correções no regulamento, e a 14 de Dezembro de 2015 foi publicada a última atualização deste, sendo portanto o que atualmente serve de referência para a categoria em questão. (FIA, Article 286, 2015)

Tendo em conta os referidos e atuais regulamentos, resumidamente tem-se de respeitar as seguintes normas na construção do chassi:

- Chassis tubulares apenas de ligas baseadas em ferro e sem costura;
- A espessura dos tubos do chassi não deve ser inferior a 1,5 mm;
- Os tubos de referência do arco de segurança definidos na Figura 2.2 têm de ter no mínimo secção circular de $\phi 50 \times 2$ mm ou $\phi 45 \times 2,5$ mm;
- A largura máxima permitida pela FMP é de 1915 mm, e pela FIA até 2100 mm sem espelhos retrovisores;
- Deve haver uma estrutura atrás do banco do condutor que seja mais larga que os ombros e que se estenda por cima deste quando sentado normalmente com o cinto de segurança apertado.



Figura 2.2 – Tubos a cinzento referenciam o arco de segurança (FIA, Article 283, 2015)

2.3. Concorrência

A nível nacional, a concorrência de produtores de chassis é única, e limita-se a um fabricante de arcos de segurança para os veículos em competição que se dá pelo nome de *Jbracing*. Esse fabricante tira proveito da maquinaria que possui para construir a maioria dos arcos de segurança em competição, visto que é uma obrigação segundo o regulamento. Tem no seu historial de produção, dois chassis nos últimos dois anos, estando em fase de conclusão o terceiro veículo que se encontra na Figura 2.3. (Jbracing, 2015)



Figura 2.3 – Buggy em construção em Portugal pela Jbracing (Jbracing, 2015)

Na Europa, a produção de raiz de veículos de competição para a categoria UTV/Buggy está principalmente localizada em França devido ao competitivo campeonato todo-o-terreno que possui, e no Reino Unido devido à facilidade de exportação destes. Os principais produtores de veículos são a *Rage Motorsport* (Reino Unido), *Booxt* (França) e *Team RM Sport* (França).



Figura 2.4 – Buggy construído em França pela Booxt (Booxt, 2015)



Figura 2.5 – Buggy construído em Inglaterra pela RAGE Motorsport (Ragemotorsport, s.d.)

Em termos de concorrência mundial os mercados mais fortes são o Norte-americano e o Australiano. Na Tabela 2.1 apresentam-se empresas que desenvolvem chassis para competição.

As Figuras 2.6 e 2.7 demonstram chassis desenvolvidos para competição todo-o-terreno.

Tabela 2.1 – Principais empresas produtoras de chassis fora da Europa

<i>Cognito Motorsports</i> (EUA)	<i>Long Travel Industries</i> (EUA)	<i>Madigan Motorsports</i> (EUA)
<i>Racertech</i> (EUA)	<i>Magnum Offroad</i> (EUA)	<i>SMU Racing</i> (Austrália)
<i>Lone Star Racing</i> (EUA)	<i>Concept Distributing</i> (Canadá)	
<i>Marshall Motoart</i> (EUA)	<i>UTV Inc</i> (EUA)	



Figura 2.6 – Chassis de competição fabricados pela Cognito (Cognito, 2014)

Nos Estados Unidos e na Austrália, é comum fazerem chassis compridos e com grandes cursos de suspensão, ao contrário dos europeus que constroem chassis mais pequenos com cursos de suspensão muito curtos também.



Figura 2.7 – Veículo de competição australiano da SMURacing (SMURacing, s.d.)

Esta diferença deve-se essencialmente ao tipo de competição em que as viaturas competem, onde normalmente na Europa é em circuito fechado com percursos delineados, enquanto na América do Norte e Austrália os percursos têm um início e fim determinados, o qual deve ser percorrido o mais rapidamente possível, passando por determinados pontos de controlo. A diversidade de terrenos durante o percurso é a grande dificuldade dos veículos e portanto, estes têm de estar preparados para muitas imprevisibilidades.

Um dos maiores mercados nos Estados Unidos e na Austrália é a subida de dunas nos desertos, onde se pretende construir veículos leves e com potências elevadas. Exemplo disso é o veículo da Figura 2.8 que representa a cópia do chassis do Polaris RZR XP 1000, feito totalmente em alumínio e com um grande desenvolvimento na potência do motor.



Figura 2.8 – Monolugar em alumínio fabricado pela Marshall Motoart (Jon, 2015)

2.4. Teoria do chassi

Todos os veículos têm uma estrutura principal, denominado chassi, onde se monta todos os sistemas funcionais do veículo, como os triângulos de suspensão, amortecedores, bancos, direção, motor, etc. (Singh, 2010).

De modo a que o veículo tenha um bom desempenho sem comprometer o funcionamento dos restantes sistemas e mantenha a segurança dos ocupantes é necessário que o chassi seja rígido suficiente para ser aproximado a uma estrutura rígida. Quando este flete é mais suscetível de falhar por fadiga, por isso, procura-se criar o chassi com rigidez elevada, mas mantendo a massa e o custo baixos. (Abrams, 2008)

No entanto, o chassi não pode ser completamente rígido, pois isso iria torna-lo frágil, começando a aparecer pontos fracos que acabariam por ceder através do ponto mais fraco. (PetrolSmell, 2010)

Existem diversos tipos de chassis que foram evoluindo ao longo dos anos, tendo cada um as suas vantagens e desvantagens, exemplo disso é o chassi do Alfa Romeo 4C que é composto na sua base por materiais metálicos e compósitos, como se verifica na Figura 2.9.



Figura 2.9 – Chassi do Alfa Romeo 4C em alumínio e fibra de carbono (Seriouswheels)

Nos capítulos seguintes são feitas descrições sobre os principais tipos de chassis existentes, os ensaios que permitem avaliar o desempenho destes, a escolha do material para o projeto e o método de construção

2.4.1. Tipos de chassis

Os principais tipos de chassis são em forma de escada (*ladder frame chassis*), tubular (*space frame chassis*), monocoque (*monocoque*) e combinação de ambas as configurações.

Estes tipos de chassis foram evoluindo ao longo dos anos, e apesar de atualmente haver técnicas de construção bastante evoluídas, é possível encontrar ambos os tipos de chassis em veículos novos.

- Chassi em forma de escada

Este tipo de chassi foi dos primeiros a ser concebido, e o seu nome deriva do facto deste se assemelhar com uma escada, pois possui dois tubos longitudinais interligados por tubos e chapas laterais e transversais. (PetrolSmell, 2010)

Possui grande capacidade de porte, sendo por isso utilizado atualmente em veículos de transporte ou com uma estrutura pesada. (PetrolSmell, 2010)

A Figura 2.10 representa um chassi em forma de escada disponível para venda atualmente.



Figura 2.10 – Chassi em forma de escada (Kogyo)

- **Chassi tubular**

Evoluído do tipo de chassi anteriormente referido, este utiliza tubos de variadas secções para criar um chassi 3D. Os tubos são posicionados em várias direcções para lidar com forças que precisam de resistir. (PetrolSmell, 2010)

Normalmente, aplica-se este tipo de chassis a pequena série de veículos, nomeadamente desportivo. (PetrolSmell, 2010)

A Figura 2.11 representa um chassi tubular de competição usado no Dakar.

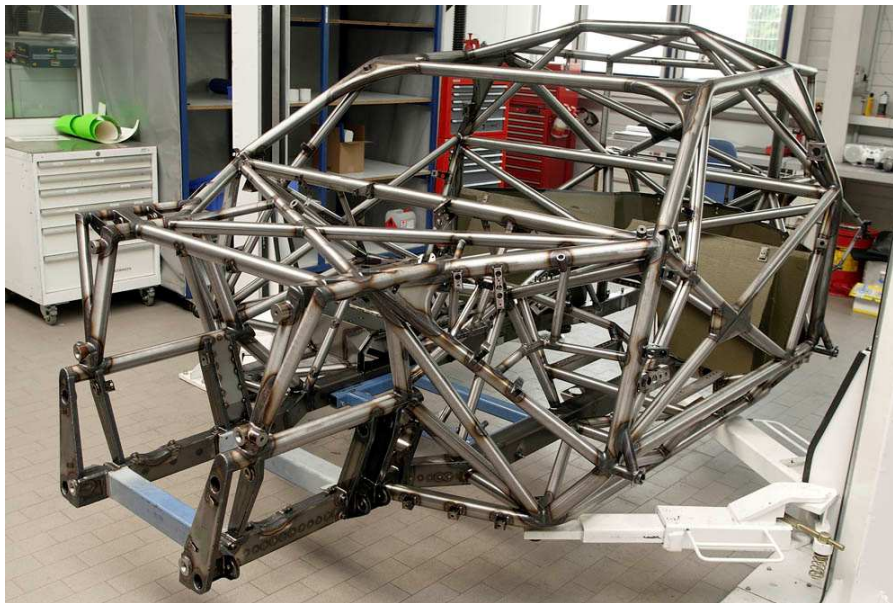


Figura 2.11 – Chassi tubular do VW Race-Touareg participante no Dakar (Sam, 2003)

- **Monocoque**

O tipo de chassi monocoque é feito essencialmente por chapa estampada que é soldada ou rebitada a outras chapas e tubos por forma a produzir o chassi. (PetrolSmell, 2010)

Este chassi é utilizado na maioria dos veículos em circulação nas estradas, por serem fabricados em linha de montagem, permitindo produzir segundo um processo rápido e de grandes quantidades. (PetrolSmell, 2010)

A quantidade de material necessária implica uma massa elevada, no entanto, atualmente recorre-se a ligas de alumínio (e fibra de carbono nos superdesportivos) por forma a baixar a massa e que permite manter uma estrutura resistente. (PetrolSmell, 2010)

A Figura 2.12 representa um chassi monocoque de um veículo atualmente em produção.



Figura 2.12 – Chassi monocoque do Jaguar XE (IndianAutosBlog)

- Chassi combinado

O chassi combinado é na estrutura inferior baseado no chassi monocoque, a estrutura superior de segurança recorre a uma armação tubular, e o restante habitáculo é produzido com recurso a materiais compósitos como fibras de vidro/carbono. (PetrolSmell, 2010)

Este tipo de chassi é utilizado essencialmente em veículos desportivos de competição onde é requerido um chassi base no formato monocoque com produção mínima anual de 1000 unidades. (FIA, Article 285, 2015)

A Figura 2.13 representa a combinação de um chassi monocoque com arco de segurança interior, participante no WRC atualmente.



Figura 2.13 – Chassi combinado do Mini participante no WRC (Vasilash, 2011)

- **Resumo dos tipos de chassis**

A Tabela 2.2 pretende resumir as vantagens e desvantagens, da análise realizada aos chassis dos veículos desta categoria.

Tabela 2.2 – Resumo de vantagens e desvantagens para os diferentes chassis (PetrolSmell, 2010)

Tipos de chassi	Vantagens	Desvantagens
Forma de Escada	Baixo custo de produção manual; Capacidade de grandes cargas;	Rigidez torcional baixa devido à sua configuração essencialmente plana;
Tubular	Alta rigidez torcional; Versatilidade na escolha do material dependendo da aplicação;	Custo de produção elevado devido à mão-de-obra que necessita;
Monocoque	Eficiência do espaço; Utilizado para séries de grandes produções que permite custo unitário bastante reduzido;	Muito mais pesado que outros tipos de chassis; Baixa rigidez comparativamente com chassis tubulares; Impossível de produzir a pequena escala;
Combinado	Elevada rigidez torcional e segurança;	Elevado custo de produção; Destinado a competições;

Tendo em conta as características de cada tipo de chassi assim como o tipo usado nos veículos desta competição, o chassi adequado para este projeto é do tipo tubular, essencialmente devido à alta rigidez torcional que possui e por ser aplicável a pequena série de produção.

Por forma a avaliar a viabilidade dos chassis recorre-se a ensaios que são abordados no capítulo seguinte.

2.4.2. Ensaio a chassis

Os principais métodos de análise da fiabilidade e desempenho de um chassi são identificados com recurso a ensaios de torção. A rigidez torcional é geralmente a característica mais importante do chassi, porque a tração total lateral é função da transferência de peso lateral. (SAE, 2002)

Comparativamente com o ensaio de torção, existe o ensaio de deformação central vertical (ensaio de flexão), pois é um fator constante sempre que o veículo está parado ou em deslocamento, no entanto é menos significativo. (Abrams, 2008)

O ensaio de rigidez torcional do chassi permite obter o momento suportado por grau de rotação (equação 1). No geral, oscila desde 4000 a 16000 Nm/grau para carros de corrida pequenos, e mais para carros de Fórmula 1. (Abrams, 2008)

$$K = M/\alpha \quad (1)$$

K – Rigidez torcional

M – Momento de torção aplicado no chassi

α – Ângulo de rotação da frente em relação à traseira do chassi

A Figura 2.14 representa um ensaio experimental de torção, requerido em alguns Estados Australianos para registo em estrada de veículos que tenham sido modificados na estrutura base ou construídos artesanalmente.



Figura 2.14 – Ensaio de rigidez torcional ao chassi do veículo Sylva Riot (Kuzan, 2009)

No ensaio de rigidez torcional do chassi, começa-se por fixar os apoios da suspensão do eixo traseiro e aplica-se um carregamento vertical em uma das extremidades dos apoios da suspensão frontal ou dois carregamentos verticais de igual intensidade mas sentidos opostos em cada um dos apoios da suspensão frontal. (SAE, 2002) A Figura 2.15 representa simplifcadamente esse ensaio de torção.

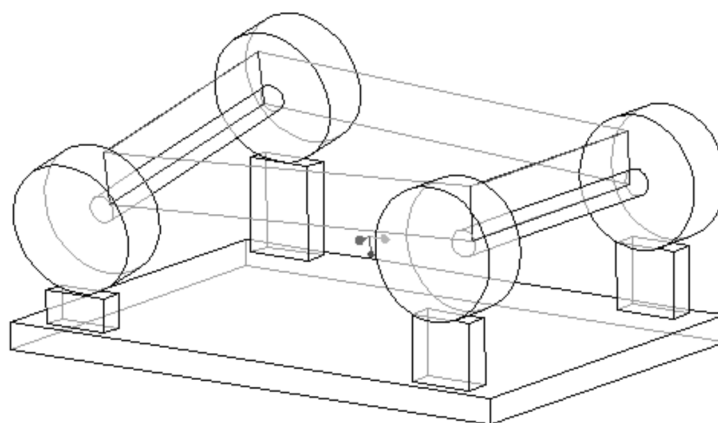


Figura 2.15 – Exemplo do ensaio de torção ao chassi de um veículo (SAE, 2002)

O ensaio de deformação vertical central pretende simular a carga aplicada no chassi devido ao efeito da gravidade da massa do motor, caixa de velocidades, passageiros, depósito de combustível, entre outros (SAE, 2002). Consiste em fixar os quatro apoios da suspensão de cada uma das rodas, e aplicar uma carga vertical central entre eixos do chassi como se verifica na Figura 2.16. Analisando a deformação, consegue-se prever a capacidade para cargas que tenha de suportar (Singh, 2010).

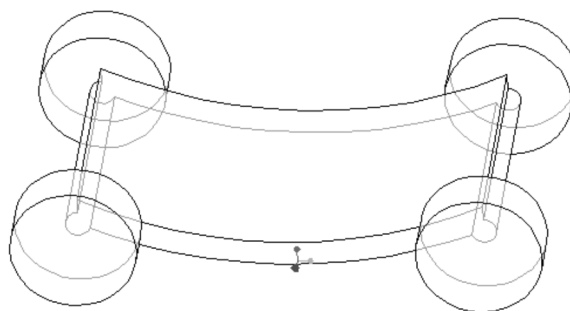


Figura 2.16 – Efeito da carga vertical aplicada ao centro do entre eixos (SAE, 2002)

2.4.3. Material

Além de todos os fatores que influenciam a construção de um chassi, é de extrema importância escolher o material adequado aos objetivos que se pretende, e portanto, se o que se pretende é um produto com ótimas características e de massa reduzida, deve-se proceder à construção deste com os materiais adequados. (Abrams, 2008)

Para a construção do chassi, é obrigatório que o tubo seja de aço carbono não de liga estirado a frio sem costura (FMP, 2015), e como tal, recorrendo a fornecedores nacionais como o Chagas, Ramada e SSAB, os aços de construção disponíveis são St37 (S235), St44 (S275), St52 (S335) e *Docol R8*. Recorrendo também a fornecedores europeus, encontra-se uma empresa inteiramente dedicada a produtos para construção de chassis, onde o material dos tubos vendidos é o *25CrMo4* (AISI 4130), conhecido como *Chromoly*, sendo amplamente utilizado na competição automóvel para o fabrico de arcos de segurança e chassis. (AEDMotorsport, 2015)

Analisando os fornecedores nacionais, os aços de construção St32, St44 e St52 são de qualidade inferior quando comparado com os outros dois, e portanto, não se considera o uso de qualquer um desses. (Chagas, s.d.)

Comparando *Docol R8* com *25CrMo4*, segundo a Figura 2.17 o material dos tubos são muito idênticos, no entanto o tubo *Docol R8* possui a tensão limite elástica inferior mas a tensão limite plástica é superior, e em termos de alongamento, o *Docol R8* é superior. (SSAB Knowledge Service Center, 2010)

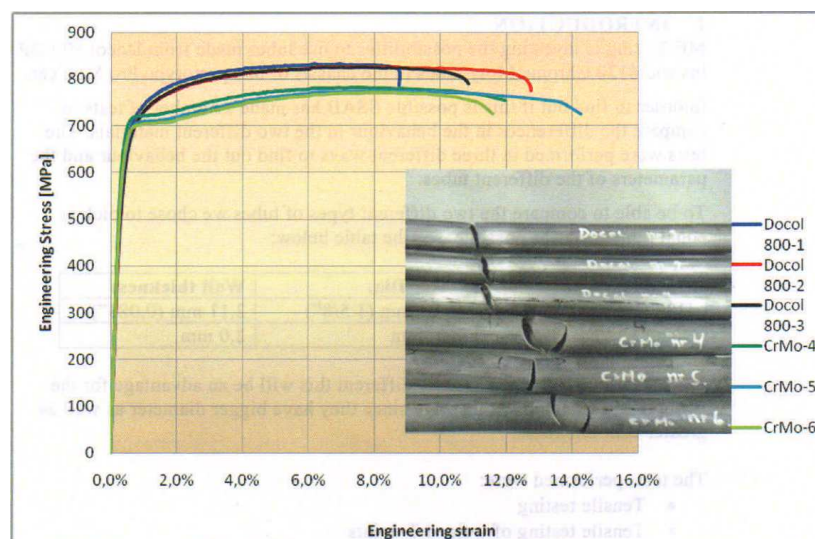


Figura 2.17 – Comparativo dos tubos em ensaio (SSAB Knowledge Service Center, 2010)

Um aspeto que deve ser tido em conta na escolha do material é a sua soldabilidade, ou seja, a capacidade de um material ser soldado nas condições de fabricação impostas por uma estrutura específica, projetada de forma adequada e de se comportar adequadamente em serviço. (AWS, 1996)

Com recurso a dados do fornecedor do respetivo material, é indicado que ambos os materiais dos tubos têm boas capacidades de ligação quer por processos de MIG/MAG, quer pelo processo TIG, no entanto, o material de adição deve ser de acordo com os recomendados pelo fabricante. (SSAB Knowledge Service Center, 2010)

Para o material *25CrMo4*, são estas as suas características:

Tabela 2.3 – Características do aço 25CrMo4 (Chassis Parts)

Material	25CrMo4 / 25Cd4S
Marca	Chassis Parts
Norma	UNI6403 / DIN 2391
Tensão limite elasticidade	700 MPa
Tensão máxima	750 - 800 MPa

Segundo a *Chassis Parts* (vendedor de *25CrMo4*), apresentam-se na Tabela 2.4 os materiais de adição que devem ser utilizados na soldadura.

Tabela 2.4 – Materiais de adição compatíveis com 25CrMo4 (Chassis Parts)

AWS A 5.18: ER 70S-6
AWS A 5.28: ER 80S-B2

Para o material *Docol Tube R8*, são estas as suas características:

Tabela 2.5 – Características do aço Docol Tube R8 (SSAB, 2013)

Material	Docol Tube R8
Marca	SSAB
Norma	3.1 EN 10204
Tensão limite elasticidade	700 MPa
Tensão máxima	800 - 850 MPa

Segundo a SSAB (fabricante do *Docol Tube R8*), apresentam-se na Tabela 2.5 os materiais de adição que devem ser utilizados na soldadura.

Tabela 2.6 – Materiais de adição compatíveis com Docol Tube R8 (SSAB, 2013)

AWS A5.28 ER80X-X
AWS A5.28 ER110X-X

Resumindo, visto que os materiais *Docol Tube R8* e *25CrMo4* são muito idênticos, o fator que diferencia a escolha destes é o preço. Recorrendo ao representante nacional da SSAB (localizado em Santarém), para as mesmas secções de tubo, os preços são mais elevados e a encomenda teria de ser no mínimo de 25 000 kg de material, e portanto, a escolha recai sobre o aço *25CrMo4* comercializado pela *Chassis Parts* que possui certificação pela FIA e a encomenda de tubos é apenas das quantidades necessárias.

Tendo em conta o material escolhido, é necessário definir a tensão admissível de serviço, e para tal, aplica-se o fator de segurança (n) à tensão limite de elasticidade. Para este ensaio experimental, o fator de segurança adequável é $n = 2$. (Andrade, 2002)

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{lim\ elast}}{n} = \frac{700\ MPa}{2} = 350\ MPa \quad (2)$$

2.4.4. Construção

Escolhido o material adequado para a estrutura tubular, assim como recorrido ao material de soldadura indicado, é de extrema importância construir e montar o chassi num gabarito com o máximo de precisão especificamente construído para o efeito. A Figura 2.18 demonstra o gabarito construído para a montagem de um *Formula car*.

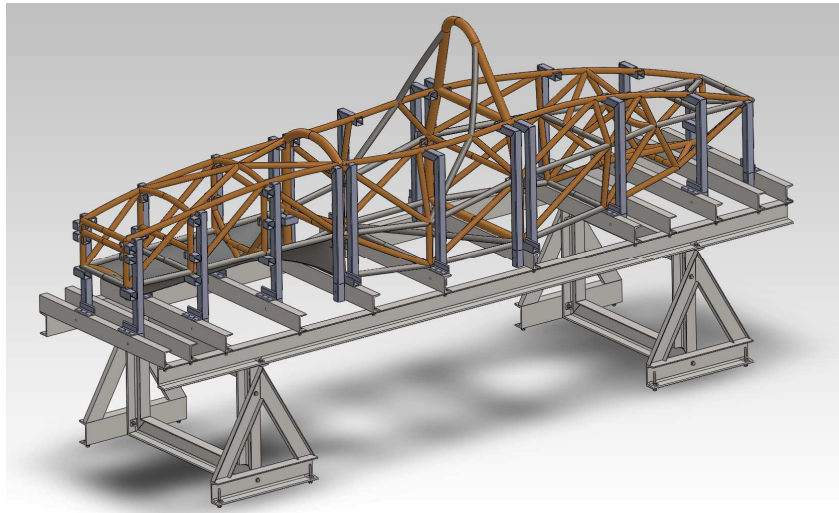


Figura 2.18 – Representação do gabarito do chassi de um *Formula car* (Jjludemann, 2011)

Um procedimento útil durante a soldadura do chassi é que a estrutura de suporte deste permita rotação, como demonstra a Figura 2.19, pois permite ao soldador realizar a tarefa com maior conforto e ter facilidade nos acessos, contrariamente a uma posição estática.



Figura 2.19 – Exemplo de bancada rotativa na construção de um chassi (MIG-Welding)

2.5. Modificações no chassi referência

Existem várias razões para o projeto de um novo chassi para uso exclusivo em competição, mas a principal é obter fiabilidade, não se obtendo satisfação suficiente com o chassi original do Polaris RZR XP 1000, que é comercializado essencialmente para passeios.

Um dos pontos fracos identificado nesse chassi é as ligações aparafusadas entre duas partes que se ligam na frente dos suportes dos bancos frontais. Essas ligações retiram rigidez ao chassi e é onde ocorre possibilidade de quebra.

Possivelmente esta opção de construção é favorecida pelo facto de existirem duas versões deste veículo, uma com dois e outra com quatro lugares, nas quais as partes frontais do chassi são iguais. Desta forma o fabricante constrói os chassis em partes mais pequenas conseguindo disponibilizar duas versões do veículo com apenas três partes distintas do chassis, uma frontal e as outras duas da parte de trás do veículo. Naturalmente, o comprimento da parte de trás do chassi que equipa a versão de quatro lugares é maior que o correspondente à versão de dois lugares.

Para complementar o chassi tubular, igualmente com ligações aparafusadas, está o arco de segurança, com dimensões de acordo com o número de lugares da versão a fabricar.

Para competição pretende-se uma estrutura sólida, resistente e sem pontos suscetíveis de falha, não se alcançando isso com uma estrutura que é desmontável em partes. A Figura 2.20 demonstra as 12 zonas com ligações aparafusadas do chassi, das quais 6 entre a frente e a traseira do chassi (iniciadas pela letra P), e 6 entre o chassi e o arco de segurança (iniciadas pela letra S).

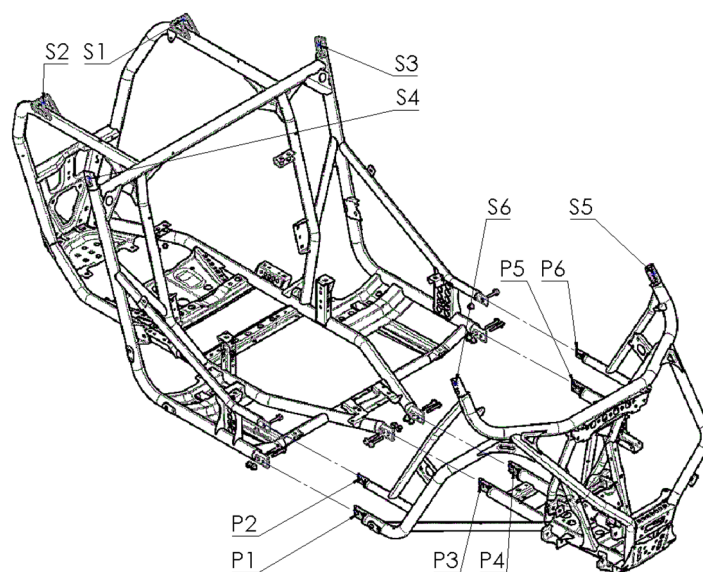


Figura 2.20 – Ligações aparafusadas entre partes do chassi e arco de segurança (Polaris, 2014)

Na Figura 2.21 identificam-se pontos fracos do chassi por rasgos em determinados tubos estruturais. Estes pontos ficam sujeitos a fadiga e tendem a ceder, pois em competição, os veículos percorrem terrenos de muita irregularidade a velocidades elevadas, sendo o chassi bastante afetado.

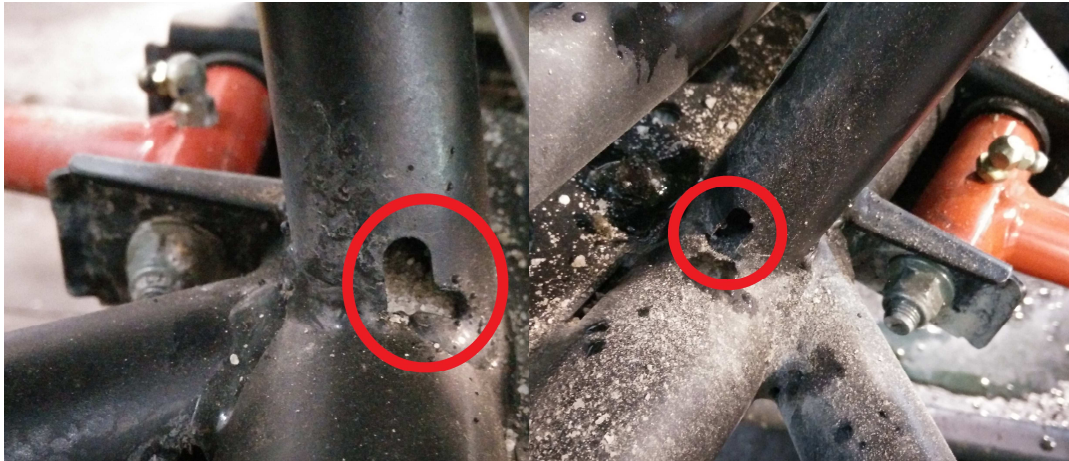


Figura 2.21 – Zonas de tubos estruturais do chassi com rasgos

Assim como a construção do chassi possui problemas, há que ter em conta também a sua montagem, e quanto a isso, existem empenos verificados nas zonas aparafusadas, como demonstra a Figura 2.22. Estes empenos implicam tensões residuais na estrutura quando apertada.



Figura 2.22 – Ligação aparafusada na zona S3 entre o arco de segurança e a traseira

Quanto à alteração das dimensões do habitáculo, pretende-se aumentar a largura deste porque o espaço ocupado pelos atuais bancos é limitado, havendo sobreposição entre estes lateralmente como demonstra a Figura 2.23, o que não permite movimentar o banco do copiloto para uma posição mais recuada (banco esquerdo na Figura 2.23).



Figura 2.23 – Posicionamento dos bancos no Polaris RZR XP 1000 em competição atualmente

O comprimento do habitáculo é também muito reduzido, provocando algum desconforto no posicionamento dos pés do piloto como demonstra a Figura 2.24, assim como nos pés do copiloto que vê o seu espaço reduzido devido ao avançado posicionamento do banco.

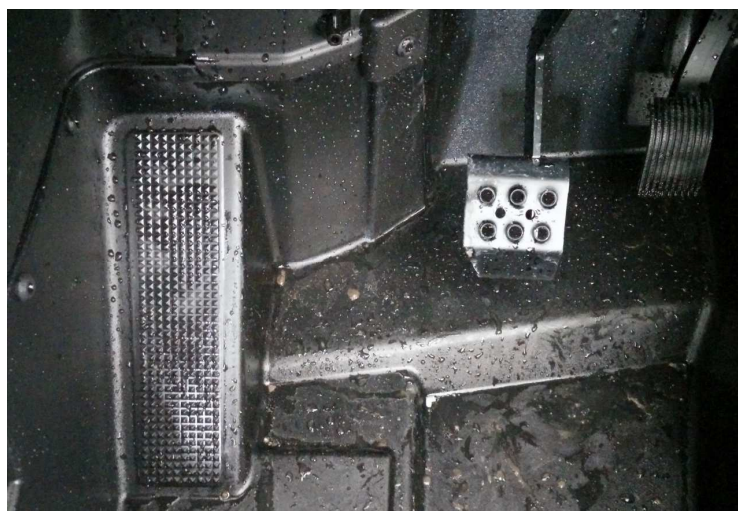


Figura 2.24 – Espaço reservado ao posicionamento dos pés do piloto

A altura do arco de segurança requer a existência de uma folga mínima de 50 mm entre o tejadilho e a superfície superior do capacete do ocupante mais alto. Sendo o piloto do veículo de altura 1,94 m, este na posição sentada com os cintos apertados possui uma folga de 140 mm, o que permite reduzir a altura do arco de segurança no máximo em 90 mm.

Para finalizar as propostas de modificações no chassi referência, pretende-se aumentar o comprimento da frente do chassi essencialmente por estética. Na Figura 2.25, apesar de pouco evidente, a frente da roda frontal está avançada em relação à frente do chassi, e procura-se obter o oposto, ou seja, uma frente sobressaída em relação às rodas. Além da estética, esta alteração facilita o acesso aos componentes montados na frente como o diferencial e caixa de direção.



Figura 2.25 – Lateral do Polaris RZR XP 1000 (Polaris, 2014)

O capítulo seguinte é referente à análise do chassi deste veículo (Figura 2.25), que permite fazer a avaliação do seu desempenho e do método de análise proposto a usar na projeção do novo chassi de competição.

3. Chassi do Polaris RZR XP 1000

Este capítulo divide-se em duas secções onde são realizados dois estudos diferentes. O primeiro estudo é referente ao ensaio experimental, onde se aborda o equipamento, a metodologia, os resultados e a análise destes. O segundo estudo é referente à simulação numérica do ensaio experimental onde se aborda a metodologia, os resultados, as análises de resultados e a validação deste método de simulação.

Para cada tipo de estudo são feitas análises ao chassi do veículo Polaris RZR XP 1000 no seu estado original como vem de fábrica, e no estado modificado segundo os regulamentos da competição em que se insere.

Ambos os tipos de ensaios aos dois chassis considerados permitem avaliar a eficiência das modificações aplicadas, assim como realizar uma análise comparativa da viabilidade de construção de um chassi de raiz.

3.1. Ensaio Experimental

Neste capítulo é descrito detalhadamente o equipamento utilizado no ensaio experimental, a metodologia do ensaio, os resultados obtidos e a análise desses.

A disponibilidade do veículo para ensaios experimentais é limitada temporariamente, e no momento de decisão do tema desta dissertação não havia conhecimentos por parte do autor na realização de ensaios de torção a chassis de veículos, tendo sido construído um banco de torção experimental para avaliar a viabilidade do ensaio.

O primeiro ensaio experimental foi bem-sucedido e logo se decidiu fazer medições, por forma a verificar a gama de valores que resultam do ensaio ao chassi original do veículo Polaris RZR XP 1000, tendo sido registado fotograficamente como demonstra a Figura 3.1.

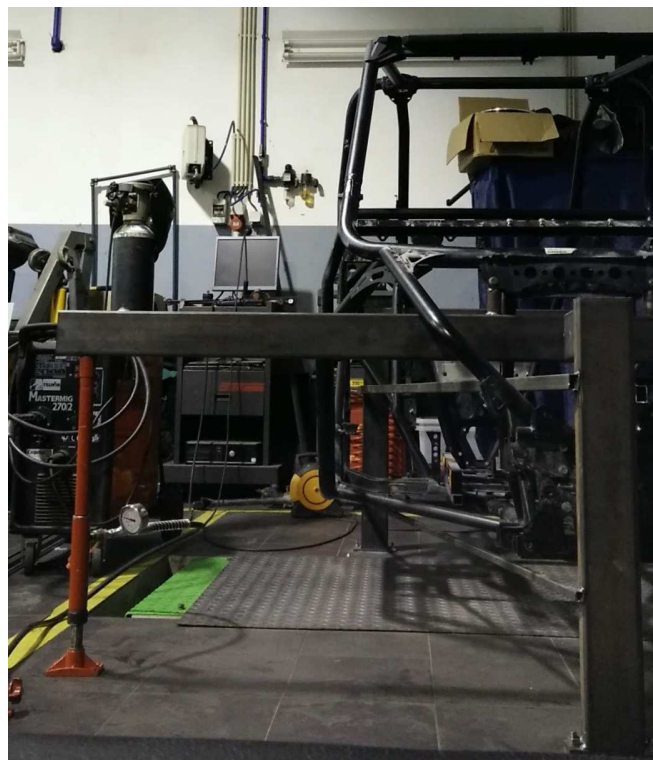


Figura 3.1 – Ensaio experimental de torção ao chassi original

O procedimento experimental foi melhorado com recurso a aparelhos de medição mais precisos aplicados nos locais de torção do chassi, permitindo reduzir a margem de erro do ensaio experimental. Os equipamentos usados nesse ensaio são descritos no próximo capítulo.

3.1.1. Equipamento

Os equipamentos usados no ensaio experimental são o banco de torção, o macaco hidráulico e dois comparadores. Nos parágrafos seguintes vai-se descrever cada um deles.

- Banco de torção

O banco de torção para avaliar a rigidez torcional do chassi original do veículo Polaris RZR XP 1000 é composto por duas estruturas, uma frontal e outra traseira. Recorre-se à Figura 3.2 para melhor expressar o funcionamento do banco de torção com indicação dos pontos de ligação.

A estrutura frontal é composta pela viga frontal que suporta os apoios dos amortecedores frontais do chassi onde se admite rigidamente ligado nos pontos FD e FE, e que suporta o carregamento aplicado pelo macaco hidráulico no ponto B. De modo a suportar a viga frontal que suporta o chassi e o carregamento vertical, criou-se o suporte frontal que se admite encastrado ao chão pela face A e articulado em R, coincidindo com o plano de simetria do chassi.

Quanto à estrutura traseira do banco de torção, corresponde ao suporte traseiro que liga rigidamente os apoios TD e TE aos apoios dos amortecedores traseiros no chassi. Admite-se também que a estrutura traseira está encastrada ao chão em A.

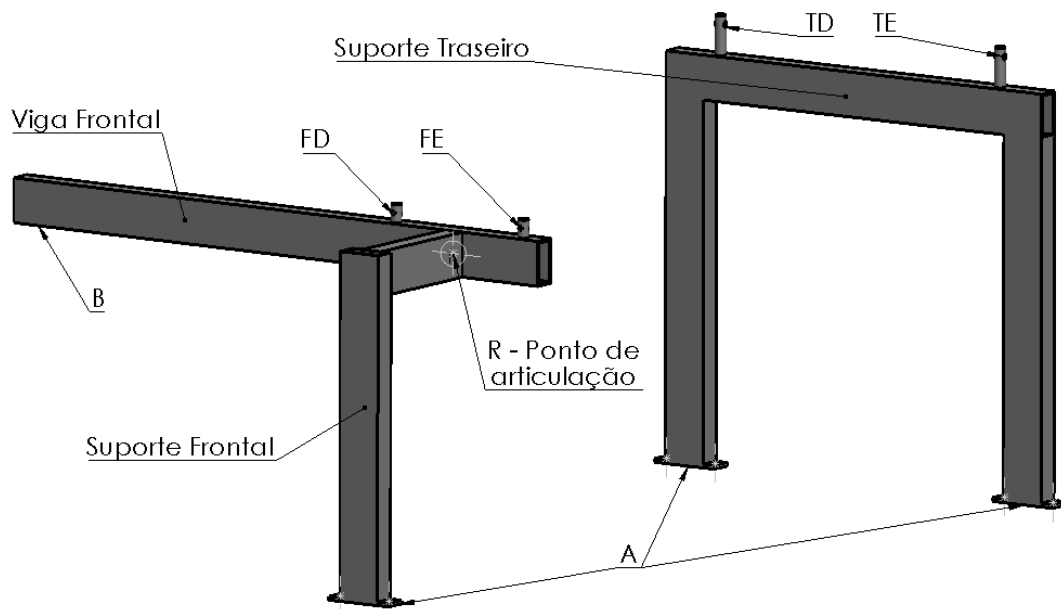


Figura 3.2 – Esquema do banco de torção

Deste modo, com o chassi fixo na traseira e com liberdade de rotação transversal na frente, estão garantidas condições para ocorrer torção no chassi quando aplicado um momento de torção.

O momento registado na Figura 3.3 corresponde ao primeiro ensaio experimental realizado. Nessa figura visualiza-se a medição vertical numa das extremidades da viga, por forma a verificar o equilíbrio entre o banco de torção e o chassi. É um procedimento inicial importante porque nessa posição, pretende-se que o plano de referência das medições esteja paralelo com o solo, sendo nesse momento que se faz o zero ao comparador. Caso essa condição esteja verificada, garante-se que o chassi não está em torção antes de se aplicar o momento de torção.

Por forma a minimizar a influência do posicionamento do chassi em relação ao banco de torção e ao chão, construiu-se o banco de torção com o chassi no formato original montado sob preguissas com rosca. Esse método permitiu nivelar na horizontal o plano inferior do chassi e a criar um plano de referência paralelo com o chão.

Nessa mesma figura visualiza-se um comparador montado no apoio FD. Foi neste momento que se sentiu necessidade de introduzir mais um comparador no apoio FE por forma a medir a rotação do chassi e o deslocamento vertical que ocorre na viga devido à carga vertical.

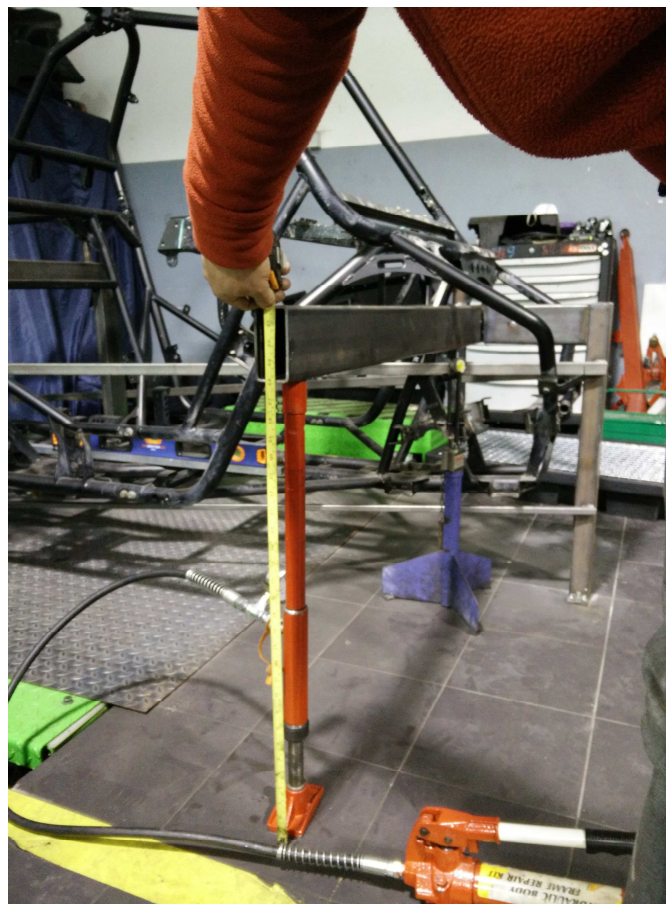


Figura 3.3 – Verificação do nivelamento do chassi

- **Macaco hidráulico**

Por forma a aplicar o momento de torção no chassi, aplicou-se uma força neste com recurso ao macaco hidráulico com um manómetro para medir a pressão do fluido hidráulico, representado na Figura 3.4. Considerando o diâmetro do êmbolo hidráulico ($\phi = 30 \text{ mm}$) e a pressão obtida pelo manómetro determina-se a força exercida pelo macaco.

$$P = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Sendo:

F – Força aplicada à viga frontal pelo macaco hidráulico

P – Pressão do fluido hidráulico no macaco hidráulico

A – Área do êmbolo na secção perpendicular à linha de eixo

ϕ – Diâmetro do êmbolo de carga do macaco hidráulico

Tendo em conta as características do macaco hidráulico, simplifica-se a força exercida por:

$$F \cong P \times 70,686 \text{ m}^2 \quad (4)$$



Figura 3.4 – Macaco hidráulico utilizado para aplicar carregamentos no banco de torção

Este produto possibilita aplicar carregamentos elevados em zonas específicas graças às suas reduzidas dimensões, mas há que ter em conta a sua eficiência, e por isso será analisado internamente nos próximos parágrafos.

Na Figura 3.5 pode-se observar o esquema de um macaco hidráulico semelhante ao utilizado, onde é possível analisar o funcionamento interno deste. A eficiência deste mecanismo está dependente das zonas onde pode existir passagem de óleo, que são na *check valve 2* e no vedante do *Piston B*, o que provoca redução da pressão do fluido hidráulico no reservatório, reduzindo assim o carregamento aplicado pelo êmbolo (*Piston B*). Este efeito é mais notório, à medida que a pressão do fluido hidráulico aumenta, já que as perdas aumentam.

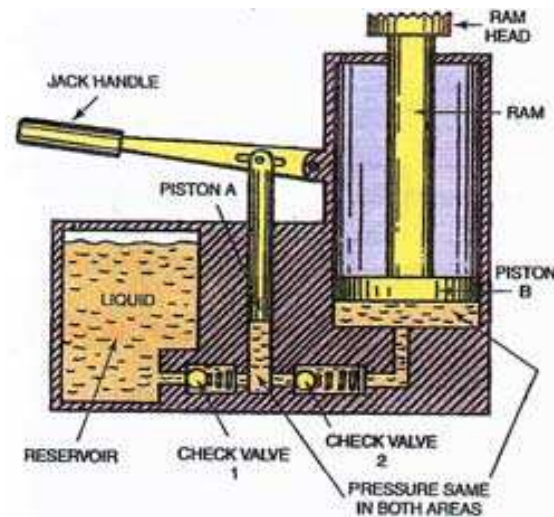


Figura 3.5 – Representação em corte de um macaco hidráulico idêntico ao usado (WINGATE, s.d.)

A Figura 3.6 pretende demonstrar esquematicamente, qual o efeito das perdas pelo vedante do êmbolo para a obtenção do carregamento.

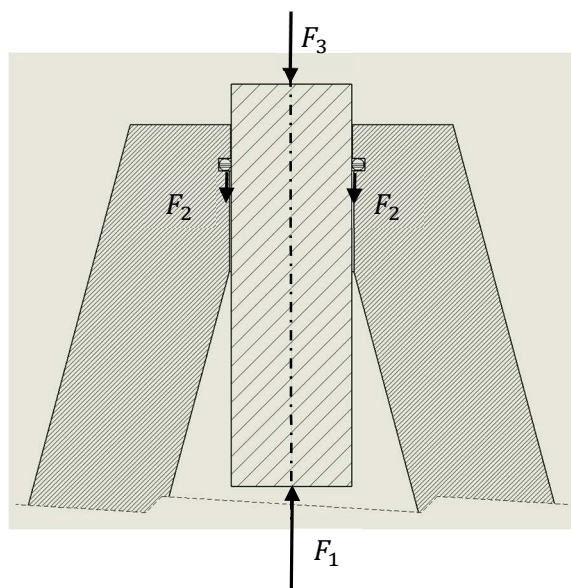


Figura 3.6 – Representação das forças aplicadas no êmbolo de um macaco hidráulico

Tendo em conta a Figura 3.6, obtém-se as seguintes equações:

$$F_3 = F \quad (5)$$

$$F_1 = 2 \times F_2 + F_3 \quad (6)$$

Sendo:

F_1 – Força do fluido hidráulico sobre o êmbolo

F_2 – Força de atrito entre o vedante e o êmbolo

F_3 – Força exercida no macaco hidráulico

Estas equações permitem demonstrar que existem perdas no macaco hidráulico, e que é um ponto a ter atenção no cálculo da rigidez torcional, pois a eficiência do hidráulico não é 100%, contudo vamos desprezar o fator de atrito e perdas ocorridas no macaco hidráulico.

A precisão da escala do manómetro é outro fator a ter em conta, pois neste manómetro a escala está dividida em divisões de 10 bar ($\approx 700 N$), e portanto, uma leitura menos correta implica erros nos cálculos finais. No entanto, existe possibilidade de se considerar metade da menor divisão da escala, que é 5 bar ($\approx 350 N$).

Na Figura 3.7 visualiza-se a escala do manómetro, esta como evolui linearmente permite aferir que para menos de 10 bar a quantidade de óleo que passa no manómetro é tão reduzida que o ponteiro não mexe, por isso considerou-se que a escala começa em 10 bar assim que o ponteiro iniciar a rotação.



Figura 3.7 – Manómetro montado no macaco hidráulico

- Comparadores

O momento de torção aplicado ao chassi provoca rotação da viga frontal, causando rotação dos apoios frontais dos amortecedores (FD e FE na Figura 3.2). Com recurso a um comparador por apoio é possível medir o diferencial de deslocamento vertical que ocorre nesses apoios do chassi. A Figura 3.8 pretende demonstrar o posicionamento do comparador no apoio FD.

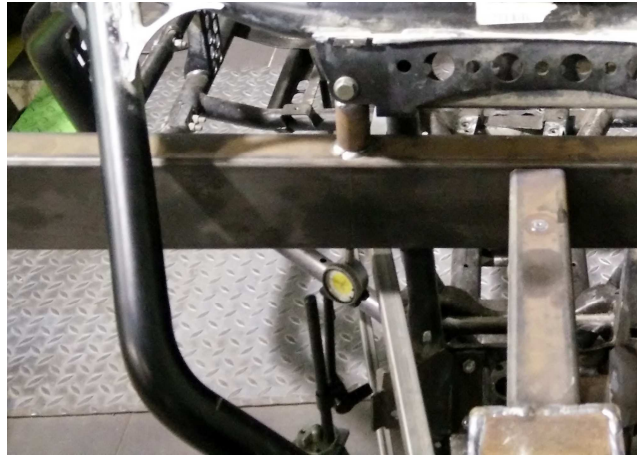


Figura 3.8 – Localização de um dos comparadores

A Figura 3.9 mostra a posição dos comparadores relativamente ao plano de simetria do chassi, que permite pelos resultados obtidos medir o ângulo α que o chassi torce durante o ensaio.

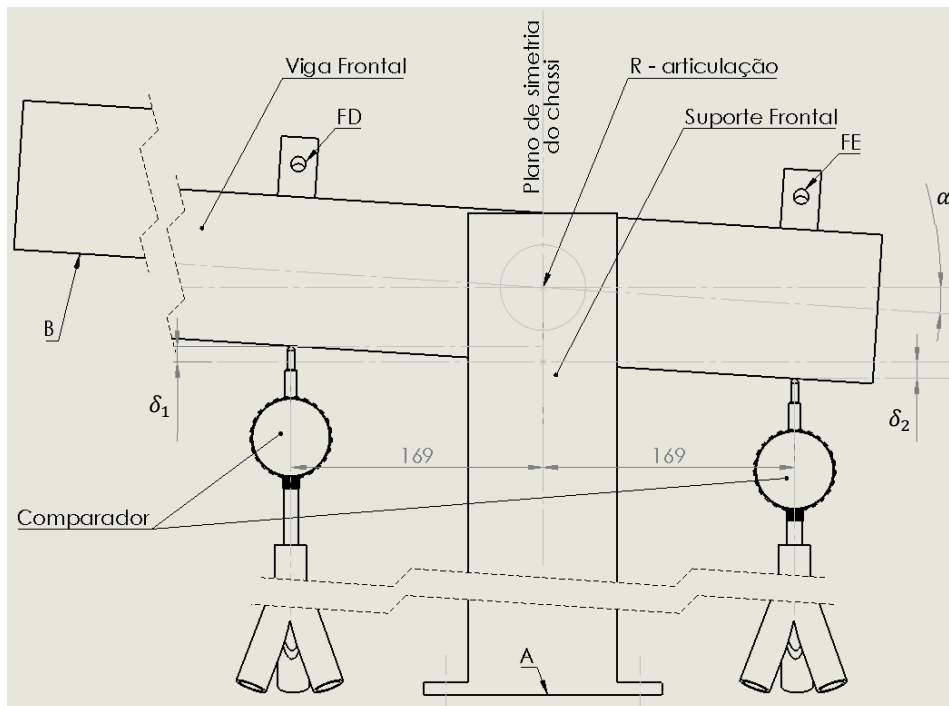


Figura 3.9 – Representação da viga frontal em torção

3.1.2. Metodologia

Tendo em conta os equipamentos descritos no capítulo 3.1.1, para a execução do ensaio de torção experimental procedeu-se à montagem do chassi no banco de torção, e aplicou-se vários carregamentos com o macaco hidráulico, tendo em conta as dimensões referidas na Figura 3.10. A torção que ocorre no chassi provoca rotação da viga frontal, sendo o deslocamento nos dois apoios FD e FE medido com recurso a dois comparadores. A

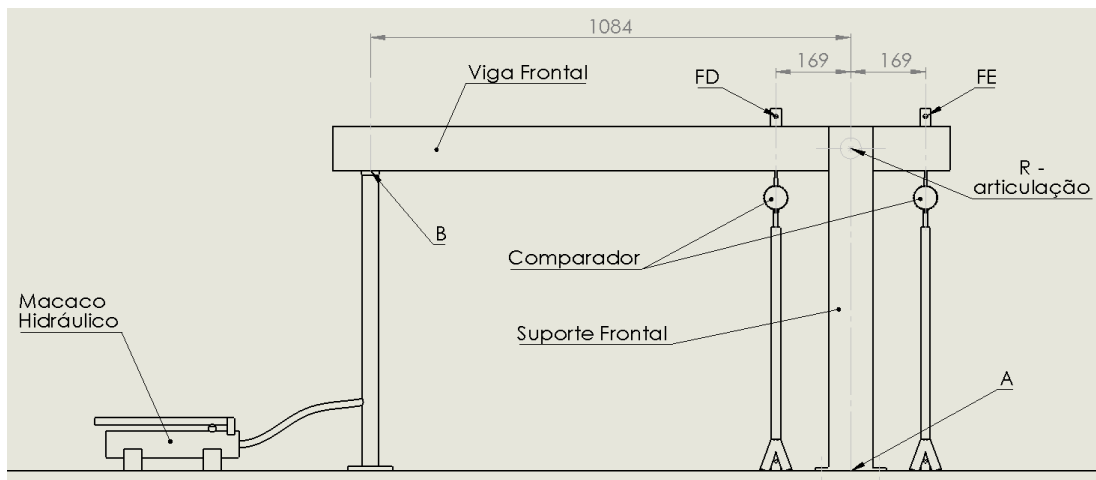


Figura 3.10 – Esquema da montagem experimental

Com recurso à função arco-tangente, obtém-se uma aproximação do ângulo descrito pelos apoios da suspensão frontais referenciados em relação à posição inicial horizontal.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2 \times 169 \text{ mm}}\right) \quad (7)$$

Tendo em conta o carregamento aplicado, multiplicando pela distância do ponto central do carregamento ao plano de simetria do chassi, obtém-se o momento de torção, ou seja:

$$M = F \times 1,084 \text{ m} \quad (8)$$

Sabendo o momento de torção (M) aplicado, para o respetivo ângulo (α) calculado, aplica-se a equação 1 e obtém-se o valor da rigidez torcional do chassi.

No capítulo seguinte são descritos os resultados obtidos deste ensaio experimental.

3.1.3. Resultados

Os resultados obtidos no ensaio experimental aos chassis original e original modificado para a competição são apresentados detalhadamente nos próximos parágrafos.

- Chassi original

Para o cálculo experimental da rigidez torcional realizou-se a metodologia proposta, e registou-se na Tabela 3.1 os dados obtidos em cada ensaio. Complementou-se a tabela com os resultados das equações 7 e 8, por serem parâmetros necessários para se calcular a rigidez torcional do chassi.

Tabela 3.1 – Dados e resultados do ensaio experimental para o chassi original

Registo	Pressão P (bar)	Deslocamento δ_1 (mm)	Deslocamento δ_2 (mm)	Momento M (Nm)	Ângulo α (graus)	Rigidez Torcional K (Nm/grau)
1	40	3,6	0,2	3065	0,576	5318
2	55	5,0	0,4	4214	0,780	5405
3	70	6,3	0,7	5364	0,949	5651
4	80	7,2	0,9	6130	1,068	5741
5	90	8,1	0,9	6896	1,220	5651
6	100	9,0	1,0	7662	1,356	5651

Com os dados da Tabela 3.1, registou-se no gráfico da Figura 3.11 os valores do momento de torção aplicado e do ângulo de torção medido, para se obter a regressão linear correspondente.

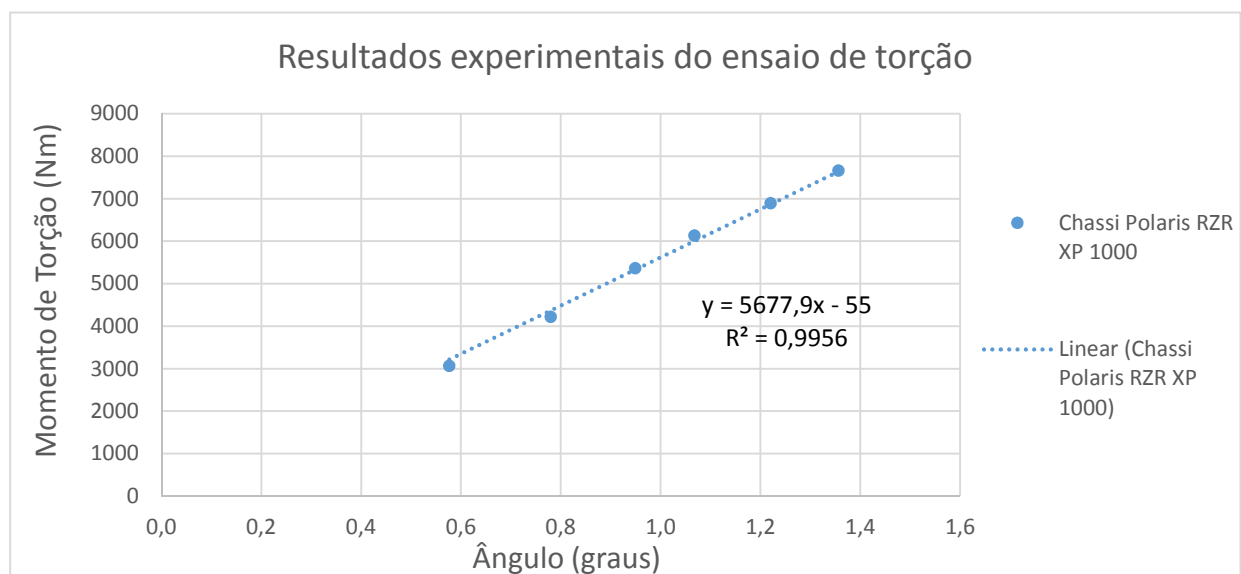


Figura 3.11 – Resultados do ensaio experimental ao chassi original

- Chassi original modificado

Realizou-se várias alterações ao chassi do veículo para que este pudesse participar de acordo com o regulamento do campeonato em que compete (FMP, 2015). Essas alterações que têm influência na rigidez torcional foram a troca do arco de segurança, criação de uma estrutura de suporte dos bancos (visto que se alterou o depósito de combustível para um de capacidade superior) e montagem de duas portas em tubo, por forma a resguardar os ocupantes.

A primeira tentativa de concretização deste ensaio experimental não foi bem-sucedida porque ao aplicar-se o carregamento máximo (de igual intensidade ao máximo aplicado no ensaio experimental do chassi original), a estrutura frontal do banco de torção (Figura 3.2) cedeu no suporte encastrado ao chão (A) e não foi possível continuar nem concluir este ensaio.

O banco de torção partiu no suporte frontal porque devido ao reforço do chassi, este tornou-se mais rígido, logo ocorre menos torção, o que para o carregamento máximo aplicado causou a libertação total do apoio encastrado ao chão.



Figura 3.12 – Ensaio experimental de torção ao chassi original modificado

Na Figura 3.12 visualiza-se o nivelamento do banco de torção, de seguida procede-se ao acerto nos comparadores para depois se iniciar o ensaio experimental com os planos de referência devidamente alinhados.

No capítulo seguinte são analisados os resultados obtidos do ensaio experimental.

3.1.4. Análise de resultados

Analisando os vários registos do ensaio de torção na Figura 3.11, estes adequam-se por uma regressão linear e coincidente com a origem, pois é de esperar que o material do chassi não entre em deformação plástica, mantendo-se apenas no domínio elástico, e recuperando à posição inicial e estável que ocupava antes de se iniciar o ensaio. O declive da reta indica o valor da rigidez torcional, pois esse é calculado pela divisão do momento de torção pelo respetivo ângulo. Para o ensaio experimental ao chassi original, obteve-se assim uma rigidez torcional de aproximadamente 5678 Nm/grau.

Durante o ensaio experimental verificou-se dificuldades em manter a face A da estrutura frontal do banco de torção fixa ao chão (visualizar Figura 3.2), pois a separação com o chão aumentava à medida que o carregamento aplicado na viga frontal do banco de torção aumentava, tendo ocorrido total separação no ensaio experimental ao chassi original modificado. Este acontecimento causa mudança do plano de fixação do banco de torção (plano de referência nas medições), ocorrendo assim um deslocamento superior ao ideal, causando assim redução na rigidez torcional medida.

Como os carregamentos aplicados pelo macaco hidráulico durante o ensaio experimental não ultrapassaram a pressão de 100 bar, seria conveniente usar um manómetro com escala máxima desse limite ocorrido e de preferência com divisões unitárias, por forma a registar valores com maior precisão visto que não há necessidade de aplicar carregamentos tão elevados.

O alinhamento da viga frontal permite verificar que no início do ensaio experimental, antes de aplicado qualquer carregamento, ocorre uma ligeira torção do chassi. Essa torção inicial de sentido oposto ao aplicado no ensaio é provocada pelo peso da viga frontal e constante ao longo de todo o ensaio, pois o centro de massa da viga frontal não coincide com o plano de simetria do chassi, ocorrendo por isso um momento de torção de sentido oposto ao pretendido para o ensaio experimental. Como o valor desse momento de torção é tão reduzido, é desprezável para os resultados finais.

O valor de rigidez torcional obtido experimentalmente serve de referência para as análises numéricas que se apresentam no próximo capítulo.

3.2. Simulação numérica

Como vimos, pretende-se desenvolver um chassi novo que não apresente as limitações encontradas em 2.5. Para identificar as tensões e as deformações nesse novo chassi vai-se criar um modelo tridimensional cujo comportamento será avaliado numericamente pelo processo de elementos finitos.

A simulação é um processo de projeto do modelo computacional de um sistema real. Neste modelo realiza-se experiências com o propósito de entender o seu comportamento e/ou avaliar estratégias para o seu funcionamento. (Pegden, 1990)

Este método de análise realiza-se por diversos propósitos, entre os quais:

- Experiências que não podemos realizar;
- Problemas sem solução analítica;
- Sistemas complexos (não-lineares, fenómenos críticos, etc.);
- Prever o comportamento futuro do modelo.

Trata-se de uma área multidisciplinar na qual investigadores, matemáticos e engenheiros desenvolvem algoritmos de elementos finitos para aproximar com modelos matemáticos que retratam fenómenos físicos, de modo a tirar conclusões adequadas. (Devloo, 2005)

Este método permite que novos produtos sejam desenvolvidos em ambiente virtual, diminuindo o seu tempo de desenvolvimento, pois o produto quando entra em produção requer menos verificações, um exemplo deste impacto é a indústria automóvel onde o tempo entre projeto e produção foi reduzido em aproximadamente 50%, conseguindo assim introduzir as inovações tecnológicas mais rapidamente no mercado. (Devloo, 2005)

Nos capítulos seguintes será descrito detalhadamente a metodologia usada para modelação e análise dos ensaios experimentais em ambiente virtual, registo dos resultados obtidos numericamente, análise dos resultados obtidos e validação do método de análise considerado.

3.2.1. Metodologia

O processo de simulação numérica do ensaio experimental inicia-se com a modelação 3D do chassi que se pretende analisar. Recorrendo ao programa de *CAD SolidWorks 2014* é possível fazer uma ótima modelação do produto, apenas está dependente da excelência das medições realizadas.

Para desenhar o chassi, recomenda-se seguir o seguinte procedimento:

1. Definir planos de referência;
2. Realizar medições no chassi;
3. Desenhar as linhas de eixo correspondentes à estrutura tubular;
4. Definir a secção de tubo (Figura 3.13) correspondente a cada linha de eixo, através da ferramenta *Structural Member*;
5. Afinar as uniões entre tubos, através da ferramenta *Trim*;
6. Desenhar as chapas de apoios, reforços, etc. com auxílio de ferramentas como o *Extruded Boss/Base*, *Extruded Thin*, *Sweep* e *Cut Extrude*.

Este procedimento é adequado para a criação de uma estrutura tubular, pois é a forma como o programa de elementos finitos reconhece tubos. Outras peças como chapas de reforço e apoios, são consideradas como chapas/peças maquinadas.

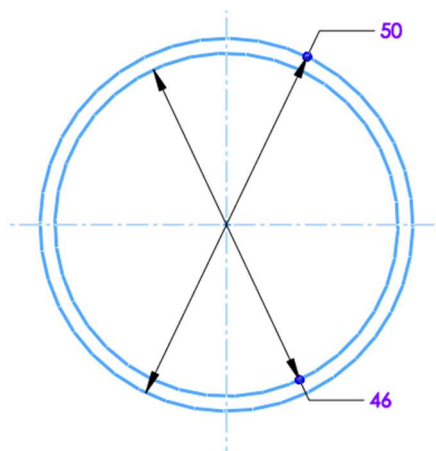


Figura 3.13 – Secção de tubo do chassi com diâmetro de 50 mm e espessura de 2 mm

De seguida procede-se à montagem do chassi da Figura 3.14 no banco de torção da Figura 3.2 e faz-se ligações de coincidência entre os respetivos pontos FE, FD, TE e TD, correspondente aos quatro apoios da suspensão.

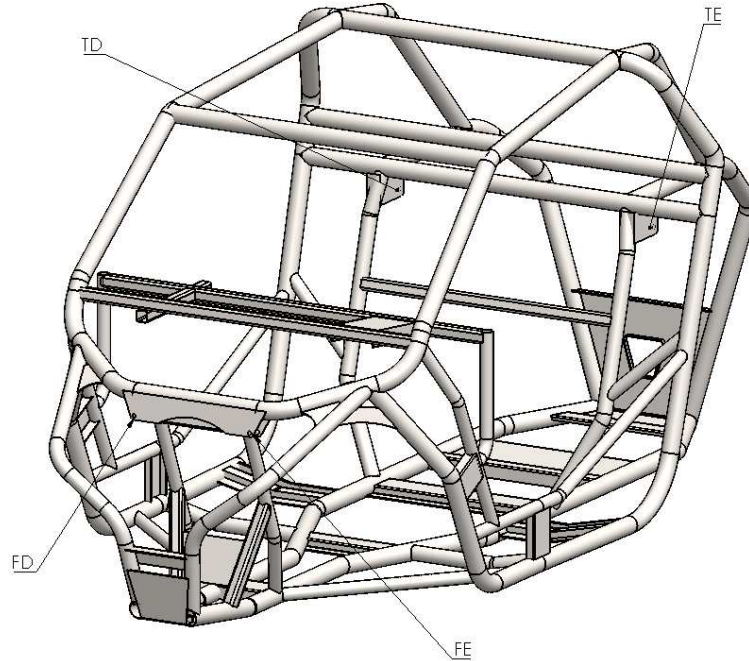


Figura 3.14 – Chassi original com indicação dos quatro apoios de suspensão

Terminado o processo de montagem de todos os componentes, procede-se à exportação do conjunto para o programa de simulação *ANSYS*, recorrendo à funcionalidade incorporada no *SolidWorks 2014*, demonstrada na Figura 3.15.

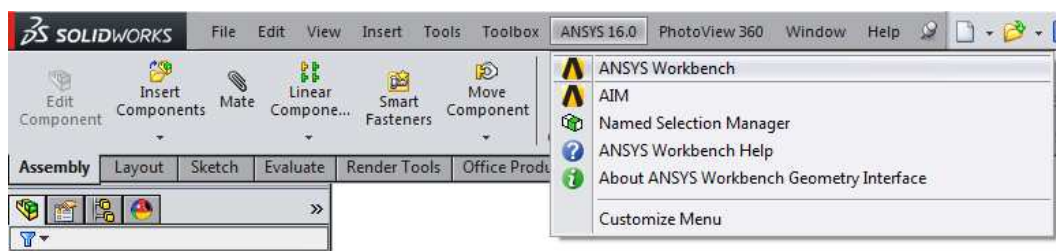


Figura 3.15 – Procedimento de exportação do ficheiro *SolidWorks 2014* para *ANSYS*

Os dados exportados do programa de modelação incluem além das peças projetadas, as propriedades dos materiais e as relações definidas entre peças, não sendo necessário realizar qualquer configuração de montagem.

Na interface *Workbench* do *ANSYS* escolhe-se o tipo de análise que se pretende simular que é a análise Estrutural Estática (*Static Structural*) e aplica-se à geometria exportada.

No passo seguinte acede-se ao Modelo que nos abre a interface *Mechanical* que permite identificar suportes e aplicar carregamentos. Estes são identificados por letras na Figura 3.16.

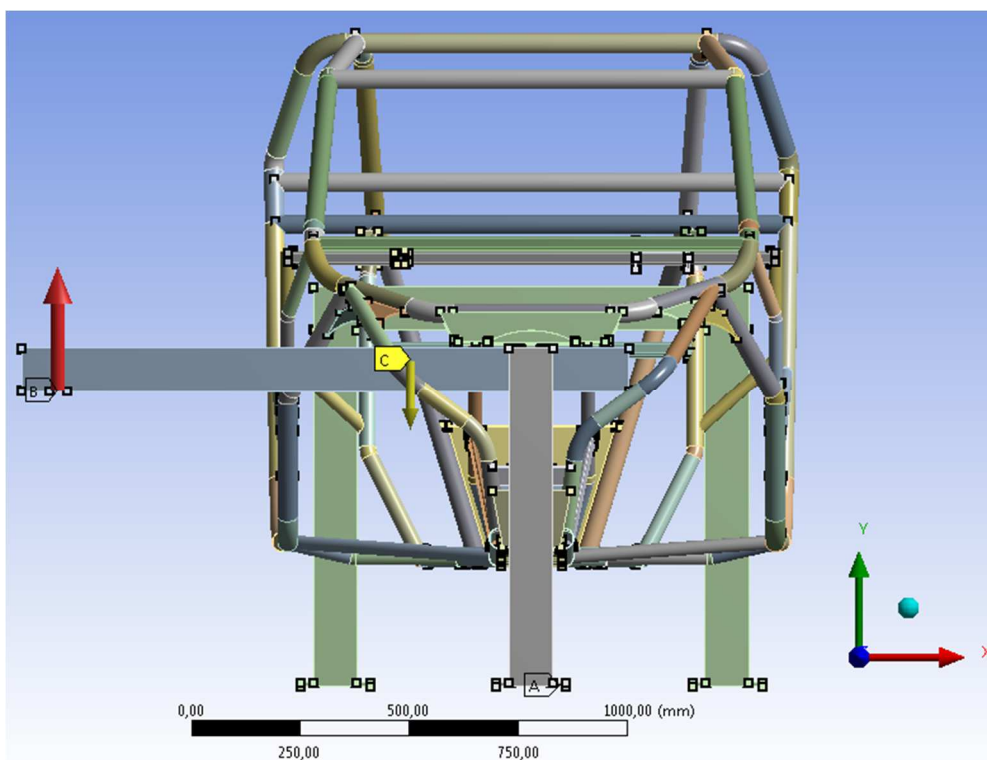


Figura 3.16 – Simulação pronta a ser realizada

Pela letra A (como na Figura 3.2), estão identificadas as três faces do banco de torção que assentam no chão. Essas faces consideram-se encastradas pois coincidem com o plano de referência inferior e são os pontos de sustento dos suportes frontal e traseiro.

Referenciado pela letra B (como na Figura 3.2), numa seta vermelha, identifica-se a face onde é aplicado o carregamento que provoca a torção do chassi. Indica-se a direção como sendo perpendicular à face, define-se o sentido de baixo para cima, e indica-se quantitativamente o carregamento a considerar para o ensaio.

Por fim, identificado pela letra C numa seta amarela, está identificada a aceleração gravítica, que neste caso ocorre segundo o sentido negativo do eixo Y.

Definidos os parâmetros necessários para a simulação numérica, procede-se à criação da malha. Optou-se pela criação da malha predefinida pelo programa por uma questão de referência.

A malha obtida para o ensaio ao chassi original está representada na Figura 3.17, e as principais características desta simulação estão referidas na Tabela 3.2. As propriedades da malha obtida são posteriormente alvo de análise por forma a avaliar a viabilidade da simulação predefinida.

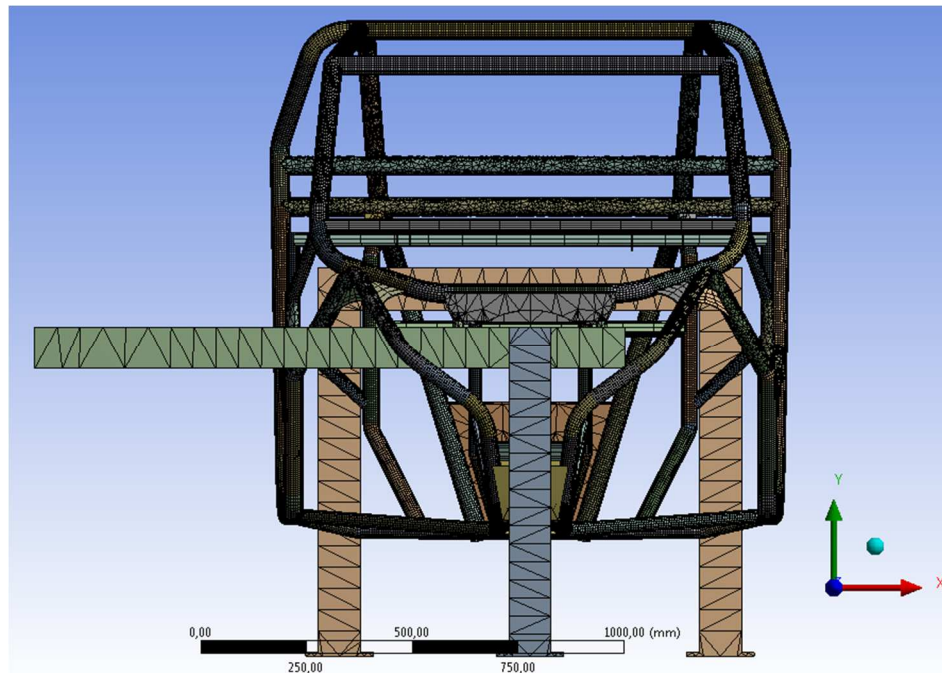


Figura 3.17 – Malha do ensaio numérico ao chassi original

Tabela 3.2 – Características gerais da simulação numérica

Dimensionalidade do problema	3D
Graus de liberdade	U_x , U_y e U_z
Tipo de análise	Estática (curso estável)
Temperatura (K)	273,15
Matriz globalmente montada	Simétrica
Tipo de material	Isotrópico

A análise predefinida possui todos os parâmetros previstos como a dimensionalidade do problema, número de graus de liberdade, tipo de material, etc., no entanto, verifica-se que a malha possui muitos elementos e nós (que serão quantificados nos resultados da análise a cada tipo de chassi). Procedendo a ajustes na malha detetou-se que a malha predefinida possui o número de elementos mais grosseiro, e por isso não é possível reduzir o número de elementos e nós para perfis mais simples.

No procedimento seguinte define-se as soluções de análise que permitem obter os resultados para avaliação do desempenho dos chassis projetados.

Para os chassis considerados, como se pretende obter apenas o valor da rigidez torcional para comparar com os resultados dos ensaios experimentais, define-se o deslocamento na direção Y dos parafusos dos apoios de suspensão da frente, identificados a vermelho na Figura 3.18 e equivalente a δ_1 na Figura 3.9.

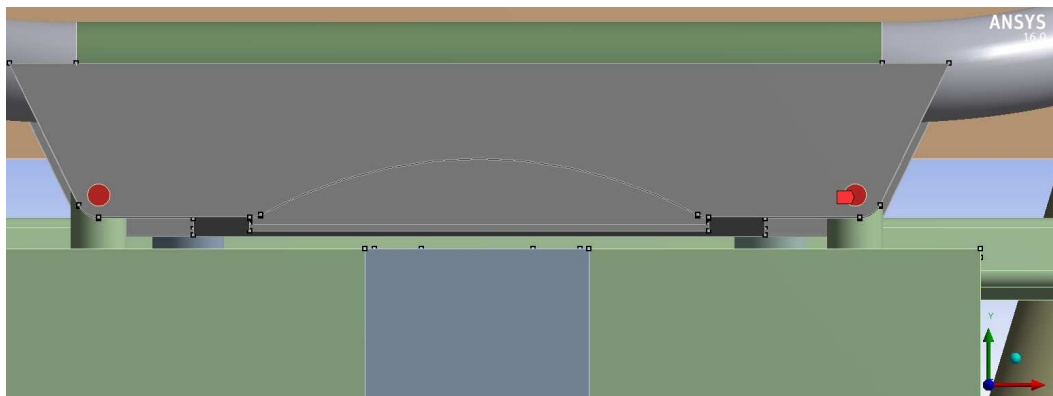


Figura 3.18 – Identificação dos pontos de referência na simulação numérica

Para o futuro chassi de competição pretende-se também analisar o deslocamento na direção Y dos parafusos de apoio da suspensão da frente (FD e FE), e obter as tensões principais máximas e equivalentes (segundo *Von-Mises*) em todo o chassi durante o carregamento máximo de torção.

Esses resultados da análise às tensões permitem identificar os tubos críticos do chassi, ou seja, tendo por base a tensão admissível do material usado no chassi, verificando a tensão a que os diversos tubos estão sujeitos, determina-se a necessidade de aumentar/diminuir a seção destes consoante seja necessário/dispensável para aumentar a rigidez torcional e diminuir a massa do chassi.

Os resultados obtidos numericamente são discriminados de seguida e permitem retirar algumas conclusões sobre a validade deste método de simulação.

3.2.2. Resultados

Os resultados obtidos na simulação numérica ao chassi original e ao chassi original modificado para a competição são descritos detalhadamente nos próximos parágrafos.

- Chassi original

A modelação do chassi permite recolher dados que não seriam possíveis determinar com tamanha precisão caso não existissem ferramentas como o *SolidWorks*. Não havendo balança com capacidade para medir a massa do chassi, usa-se a obtida na modelação, 80,86 kg.

Na análise por elementos finitos do ensaio de torção a este chassi, determinou-se que para um carregamento de 707 N (equivalente a 10 bar no macaco hidráulico do ensaio experimental), aplicado como na Figura 3.10, resulta num deslocamento vertical dos apoios de suspensão frontal de $\delta_1 - \delta_2 = 0,76305$ mm, correspondendo à diferença entre deslocamentos máximo e mínimo na Figura 3.19. Aplicando as equações 7, 8 e 1, obtém-se a rigidez torcional de 5925 Nm/grau.

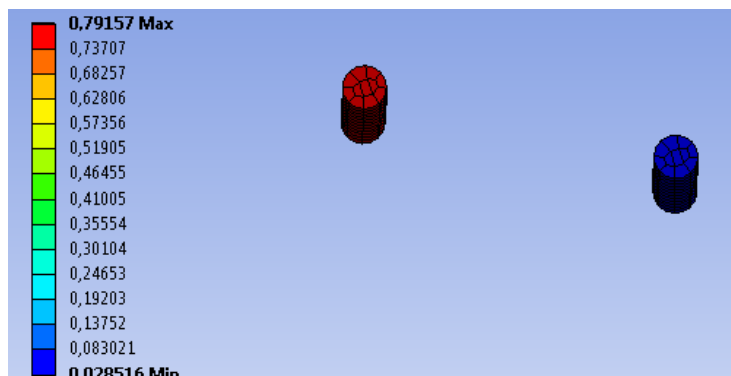


Figura 3.19 – Deslocamento vertical (mm) dos apoios de suspensão frontais no chassi original

Relativamente aos resultados da malha na simulação numérica, obteve-se o seguinte:

Tabela 3.3 – Características da malha obtida na simulação numérica ao chassi original

Total de nós	907719
Elementos de contacto	212856
Elementos sólidos	197808
Total de elementos	410664
Tempo computacional malha (segundos)	198
Tempo computacional total (segundos)	435

- Chassi original modificado

Apesar de não haver resultados do ensaio experimental de torção ao chassi original modificado, decidiu-se realizar a simulação numérica por forma a analisar a viabilidade e rigidez torcional que o veículo adquire, tendo em conta as alterações regulamentadas. Segundo a modelação 3D, a massa obtida para este chassi é de 108,2 kg.

Quanto à análise por elementos finitos do ensaio de torção ao chassi original modificado, determinou-se que para as mesmas condições da simulação anterior, resulta num deslocamento vertical dos apoios de suspensão frontais de $\delta_1 - \delta_2 = 0,63965$ mm, correspondendo à diferença entre deslocamentos máximo e mínimo na Figura 3.20. Aplicando as equações 7, 8 e 1, obtém-se a rigidez torcional de 7068 Nm/grau.

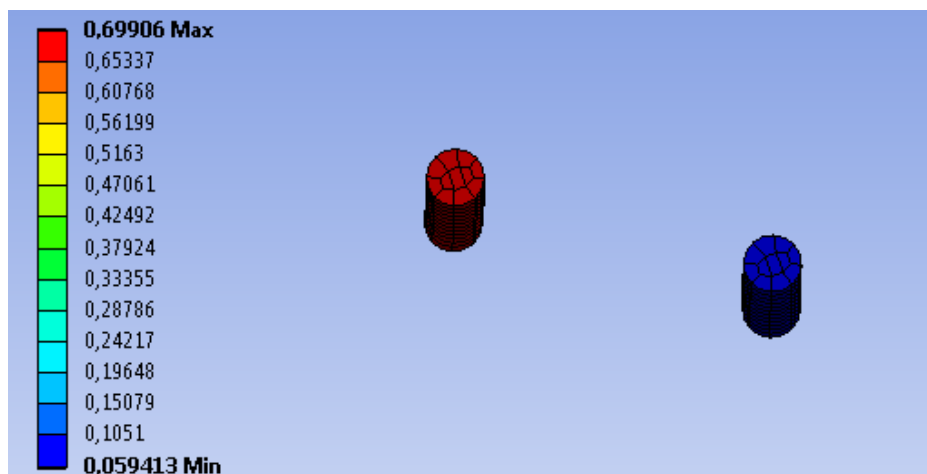


Figura 3.20 – Deslocamento vertical (mm) dos apoios de suspensão frontais no chassi original modificado

Relativamente aos resultados da malha na simulação numérica, obteve-se o seguinte:

Tabela 3.4 – Características da malha obtida na simulação numérica ao chassi original modificado

Total de nós	996690
Elementos de contacto	174728
Elementos sólidos	196297
Total de elementos	371025
Tempo computacional (segundos)	226
Tempo computacional total (segundos)	502

O capítulo seguinte será dedicado à análise dos resultados obtidos na simulação numérica.

3.2.3. Análise de resultados

Na Tabela 3.5 estão registados a massa e o valor da rigidez torcional obtidos para cada chassi analisado numericamente.

Tabela 3.5 – Dados finais obtidos

Chassi	Massa (kg)	Rigidez Torcional (Nm/grau)
Original	80,9	5925
Original Modificado	108,2	7068

A oscilação máxima ocorrida é de ± 1 Nm/grau e depende das casas decimais do carregamento aplicado, sendo desprezável para a ordem de grandeza dos resultados.

Comparando as análises a ambos os chassis, verifica-se que o chassi original modificado incorre num aumento de aproximadamente 19% na rigidez torcional, no entanto a massa aumenta em quase 34%. São alterações consideradas prejudiciais do ponto de vista da eficiência porque o que se pretende é aumentar a rigidez sem aumentar consideravelmente a massa, o que não se reflete neste caso, onde o aumento da massa é superior ao aumento da rigidez.

Do ponto de vista do regulamento, verifica-se a validade das modificações por aumentarem a segurança dos ocupantes. O aumento da rigidez torcional do chassi permite que para um igual carregamento aplicado, ocorra menos deformação no chassi com rigidez torcional superior, ou seja, no chassi modificado para competir. Essas modificações são menos dispendiosas e requerem menos qualificação para as realizar do que a construção de um chassi de raiz, mas o desempenho deste é inferior.

O chassi do veículo Polaris RZR XP 1000 tem um arco de segurança mais alto que o aplicado para competição, não possui portas com estrutura metálica, nem uma estrutura do depósito de combustível reforçada, e por essas razões possui o seu centro de massa mais alto 22 mm e mais afastado na direção longitudinal e sentido de frente para trás de 4 mm. Relativamente ao plano de simetria, ambos os chassis estão coincidentes com esse plano.

O próximo capítulo compara a simulação numérica com a análise experimental, que permite concluir a validade do método de simulação numérica considerado.

3.2.4. Validação da simulação numérica

Para a avaliação do trabalho realizado recorre-se aos resultados obtidos no ensaio experimental e toma-se como referência de comparação para com os obtidos numericamente, permitindo concluir a validade deste método de simulação.

O modelo *CAD* do chassi original apesar de muito pormenorizado deve possuir ligeiras diferenças nas curvas dos tubos quando comparado com o modelo real. Devido a não haver uma ferramenta que permita medir com exatidão o raio de curvatura nesses tubos, estes foram medidos com as ferramentas possíveis, podendo haver imprecisões. Essas curvas nos modelos numéricos possuem secção circular com espessura constante, enquanto no caso real a superfície fica ligeiramente espalmada e sofre alteração na espessura.

Os resultados da simulação numérica são considerados sob condições ótimas, e por isso é natural que ocorram algumas diferenças comparativamente ao ensaio experimental equivalente. Por exemplo, no ensaio experimental de torção pode haver ligeiras diferenças de comportamento entre as laterais do chassi (supostamente simétricas), onde a soldadura ou a condição do material num dos lados pode ter capacidades diferentes. Na simulação numérica o material definido tem igual comportamento e as soldaduras são sempre iguais.

Estes são os principais fatores diferenciadores entre um chassi real e um chassi modelado numericamente. O ideal seria ter outros chassis disponíveis para ensaio de torção nas mesmas condições e comparar resultados.

Comparando os resultados da análise experimental (3.1.3) e da simulação numérica (3.2.2) ao chassi original, verifica-se que ocorre uma diferença de 4,4% no valor de rigidez torcional obtido. Visto que a percentagem de erro é tão reduzida (inferior a 5%), considera-se que o método de simulação numérico é válido.

Estando este método de análise validado, no capítulo seguinte aborda-se a criação do novo chassi para competição todo-o-terreno, com as alterações que o autor da dissertação e a equipa que prepara o veículo do piloto para a competição em questão, consideram necessários para aumentar o desempenho nas competições, recorrendo ao método de simulação numérica descrito anteriormente.

4. Projeto de um novo chassi para competição

Neste capítulo desenvolve-se um chassi novo que não apresente as limitações encontradas no chassi do Polaris RZR XP 1000. Desenvolve-se um modelo tridimensional cujo comportamento é avaliado recorrendo à análise por elementos finitos. São também registados os resultados finais obtidos da simulação, e finalizado com alguns constrangimentos à geometria do veículo.

Para a criação do chassi de competição tomou-se como referência o chassi do veículo Polaris RZR XP 1000, e procurando melhorar a fiabilidade, desempenho e comodidade deste veículo em provas de competição todo-o-terreno, aplicou-se as seguintes alterações:

- Aumentar o habitáculo em largura e comprimento;
- Diminuir a altura do habitáculo;
- Aumentar o comprimento da frente;
- Substituir as ligações aparafusadas no chassi pela continuidade dos tubos;
- Não fazer rasgos nos tubos do chassi;
- Limite máximo de +20% na massa do chassi (97 kg).

Começou-se por criar uma estrutura principal com base no chassi de referência, mas com dimensões aproximadas ao pretendido, de acordo com os regulamentos e sem ligações aparafusadas.

Segundo os regulamentos (2.2), o perfil de tubo do arco de segurança e da base do chassi deve ser de secção circular com $\phi 50 \times 2$ mm ou $\phi 45 \times 2,5$ mm. Nesta fase inicial não há possibilidade de medir a rigidez torcional do chassi, mas a avaliando a massa destes perfis, obtém-se menos 10% com a secção de $\phi 50 \times 2$ mm, por isso a escolha inicial recaiu sobre esse perfil.

Na Figura 4.1 visualiza-se a estrutura principal com o arco de segurança incorporado. Este chassi depois de soldado é integral, não havendo possibilidade de o desmontar em partes. Optou-se pela recomendação 253-3 mostrada na Figura 2.2 para a construção do arco de segurança.

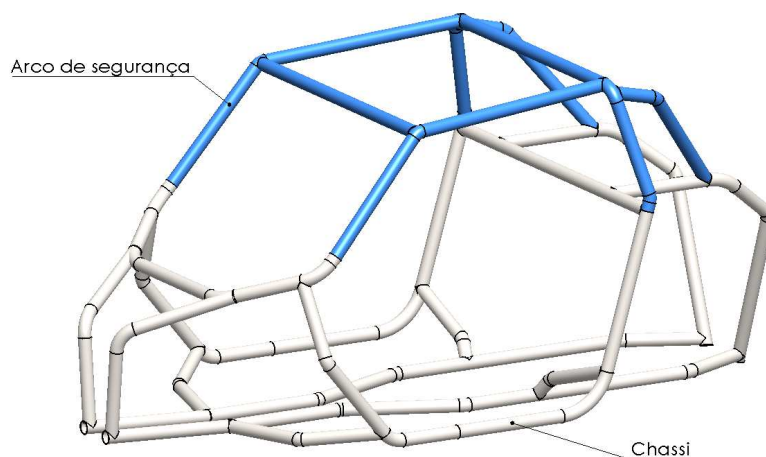


Figura 4.1 – Estrutura principal do chassi e arco de segurança

Segundo o regulamento 286 da FIA (FIA, Article 286, 2015), o chassi está de acordo com todas as obrigações para competir na categoria T3, contudo por opção do autor desta dissertação consulta-se o regulamento 283 da FIA (FIA, Article 283, 2015) sobre equipamento de segurança para veículos todo-o-terreno, onde é possível seguir recomendações de reforço ao arco de segurança e chassi que permitem aumentar a segurança dos ocupantes e a rigidez torcional do veículo.

As recomendações apresentadas no regulamento de equipamento de segurança são o(s) membro(s) na traseira dos bancos, o(s) membro(s) das portas, o membro frontal transverso e o reforço do tejadilho.

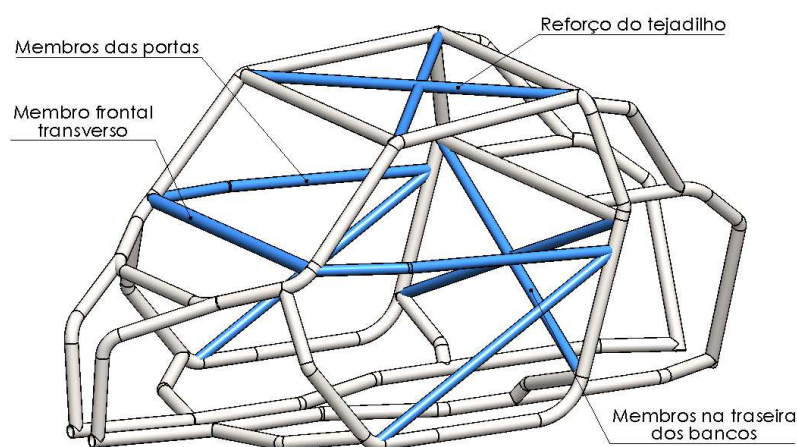


Figura 4.2 – Reforços do chassi

Na Figura 4.2 representam-se os reforços opcionais considerados, onde para os membros na traseira dos bancos optou-se pelo cruzamento de tubos, para os membros das portas optou-se por um tubo a meia altura (entre a cintura e a cabeça) que permite proteger e possibilitar o acesso dos ocupantes, e também por um tubo a cruzar a frente com a meia altura do chassi, colocou-se o membro frontal transverso, e no reforço do tejadilho optou-se pela ligação de tubos cruzada.

Optou-se por nestes tubos de reforço considerar o perfil circular $\phi 40$ mm, porque são reforços opcionais logo não necessitam de ser tubos tão resistentes como os da estrutura principal, e espessura de 1,5 mm porque é a mínima permitida. Estas considerações iniciais servem para avançar o projeto, pois o modelo final será alvo de ensaios de torção para verificar a aplicabilidade das considerações feitas.

De seguida procede-se à finalização do chassi com os elementos essenciais ao seu funcionamento, ou seja, criação de apoios para as quatro suspensões, tubos dos triângulos de suspensão frontais e chapas de apoio inferiores do chassi (motor, caixa de transferência, diferencial frente, veio de transmissão e depósito de combustível). A Figura 4.3 demonstra esses elementos montados no chassi.

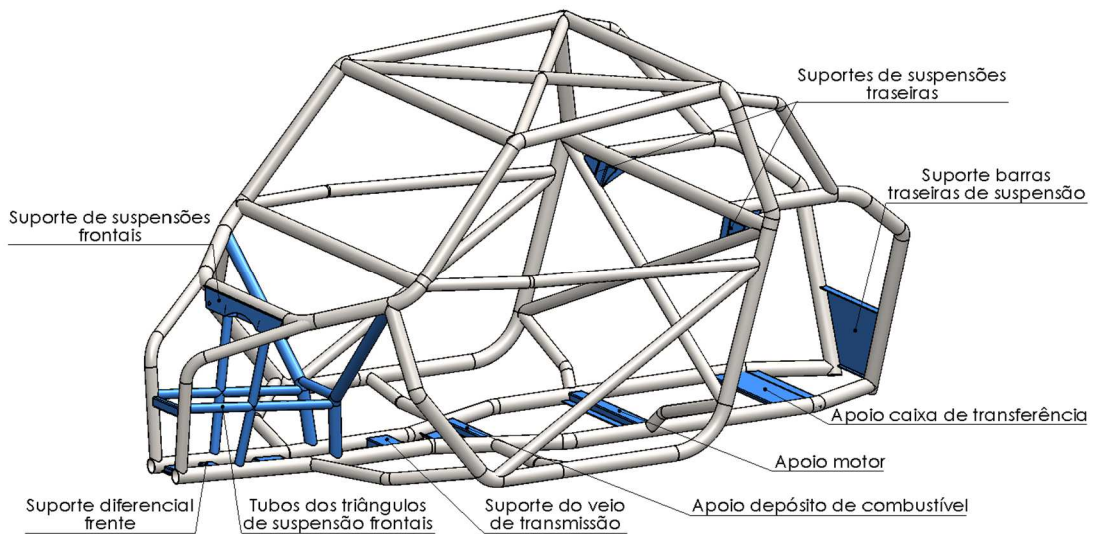


Figura 4.3 – Elementos essenciais ao funcionamento do veículo

O estado atual do projeto permite a realização de ensaios de torção para avaliar a qualidade do chassi produzido, podendo haver necessidade de alterar a secção de alguns tubos e de adicionar novos tubos ou chapas para reforço, contudo, a massa deste chassi projetado é de 96,1 kg, estando muito próximo do limite imposto (97 kg).

As alterações possíveis de realizar resultantes da análise aos ensaios de torção podem acrescentar massa, mas terá de haver compensação com a remoção de massa em zonas menos solicitadas, porque a margem para acrescentar massa é quase nula.

No veículo de referência no seu estado original, o motor é de refrigeração líquida com circuito de 5 litros de líquido de refrigeração, um radiador de grandes dimensões, tubagens e ventoinha, possui caixa de velocidades independente do motor, sendo feita a transmissão de potência com recurso a dois variadores e correia de transmissão. (Polaris, 2014)

Esse motor requer muita manutenção, os consumos são elevados (em provas do campeonato a média verificada pela equipa de apoio ao piloto, e de outras equipas com veículos iguais é de aproximadamente 35 litros/100 km) e a fiabilidade tem sido posta em causa devido aos elevados regimes de rotação a que o motor está sujeito constantemente. A desmultiplicação de rotação do motor para os veios de transmissão é automática produzida por uma caixa de transferência ligada por dois variadores (um variador para o motor e outro para a caixa de transferência ligados por uma correia de transmissão) originando o motor estar frequentemente acima das 6000 rpm.

A motorização escolhida para o veículo neste projeto é da mota BMW R1200. Este não é necessariamente mais leve pois é de um construtor diferente, no entanto, possui refrigeração a ar, caixa de velocidades manual integrada no motor, tem uma construção muito simples, faz consumos médios de 6 litros/100 km, e é muito fiável. Prova da sua fiabilidade é a quantidade de quilometragem que se verifica nestas motas, sendo utilizadas maioritariamente para viagens longas (Motoclube, 2009). A desmultiplicação de rotação com este motor passa a estar dependente da engrenagem engrenada na caixa de velocidades, permitindo assim ter um parâmetro de gestão. Na opinião do autor desta dissertação, é de esperar que comparativamente à utilização deste motor numa mota ou num veículo de 4 rodas, os consumos sejam mais elevados no veículo de 4 rodas devido à massa superior do conjunto geral do veículo e aos altos regimes de rotação que ocorre no motor durante as provas de competição, mas espera-se que estes sejam muito inferiores aos consumos do motor do Polaris RZR XP 1000.

A não utilização de um circuito com líquido de refrigeração permite redução na massa total do veículo a projetar de aproximadamente 10kg. Além do aumento das dimensões gerais do chassi que aumenta a massa do veículo, esta é outra das razões para se considerar a possibilidade de aumentar ligeiramente a massa do chassi para beneficiar o aumento da rigidez torcional.

No capítulo seguinte são feitas análises de torção ao chassi que permitirá definir quais as zonas que requerem alterações para beneficiar o desempenho geral do veículo.

4.1. Análise ao chassi

A análise ao chassi desenvolvido pretende verificar as tensões que ocorrem no chassi resultantes do ensaio de torção simulado numericamente. Essas tensões quando inferiores à tensão admissível do material escolhido permitem verificar que o chassi resista ao momento de torção aplicado e mantenha-se no domínio elástico do material considerado.

Os parágrafos seguintes apresentam os principais resultados das análises efetuadas.

A Figura 4.4 demonstra as tensões ocorridas no chassi quando aplicado o momento de torção máximo equivalente ao aplicado no ensaio experimental, pois foi nessa situação que o chassi sofreu maior sollicitação.

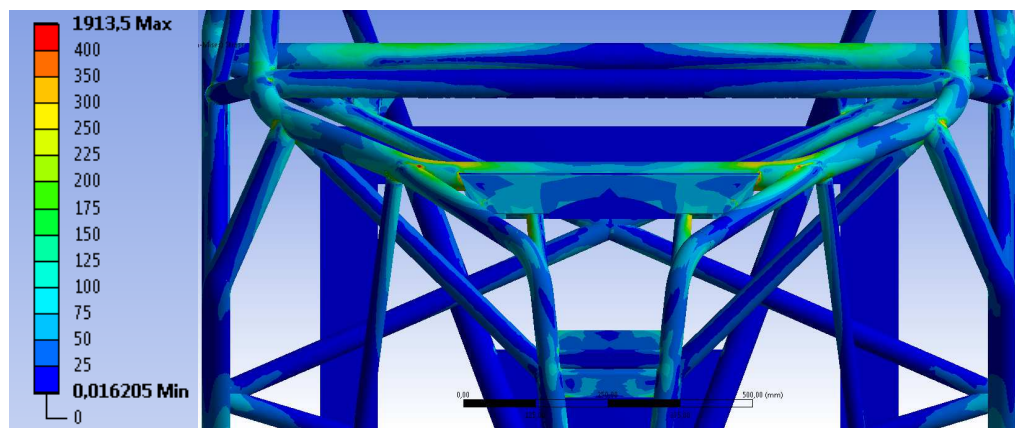


Figura 4.4 – Tensão equivalente segundo *Von-Mises* para a simulação sem chapas de reforço

Nessa figura visualiza-se que a cor correspondente à tensão máxima ocorrida no chassi é o laranja claro, que corresponde a um intervalo de valores de tensão entre 300 e 350 MPa. O máximo desse intervalo é igual à tensão máxima admissível do material escolhido na construção do chassi, e por isso verifica-se que o dimensionamento do chassi está dentro dos parâmetros de segurança admissíveis.

Nas ligações entre diferentes tubos verificam-se ocorrências de tensões superiores do que na restante estrutura destes. Para reduzir a concentração de tensões nessas zonas, aplicam-se chapas de reforço que são analisadas nos próximos parágrafos.

As chapas de reforço aplicadas são recomendações dos regulamentos internacionais para esta categoria de veículos, contudo, existem determinadas categorias de veículos de competição que obrigam a aplicação destes reforços nas uniões entre tubos.

Na Figura 4.5 visualiza-se numa vista de corte, algumas ligações entre tubos com chapas de reforço.

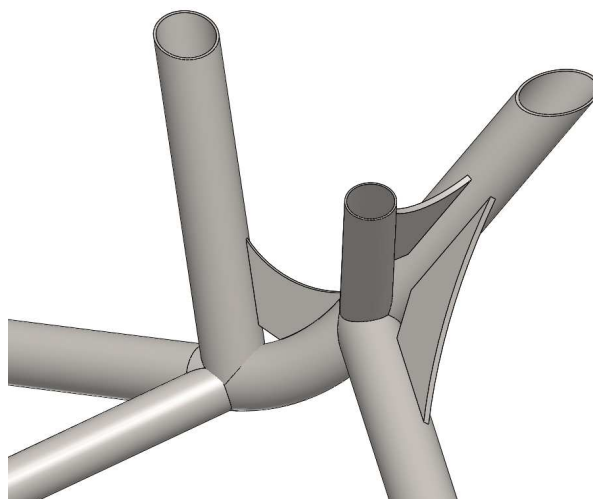


Figura 4.5 – Ligações e chapas de reforço entre tubos da frente do chassi

Montadas as chapas de reforço, avaliou-se as tensões pelo método de análise de tensão equivalente segundo Von-Mises para um ensaio de torção equivalente ao previamente referido.

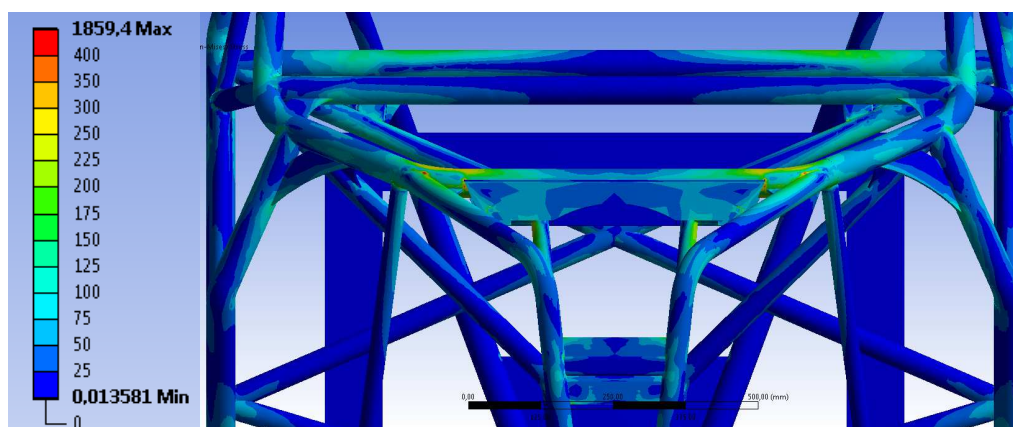


Figura 4.6 – Tensão equivalente segundo *Von-Mises* para a simulação com chapas de reforço

Comparando a Figura 4.4 com a Figura 4.6, observa-se a importância das chapas de reforço nas uniões de tubos, pois permitem diminuir a concentração de tensões nas ligações entre estes. Verifica-se que a concentração de tensões é inferior quando as chapas de reforço são maiores.

O processo de criação do chassi passou por diversas iterações no posicionamento dos tubos e aplicação de chapas de reforço. Terminada essa fase inicial, pode-se proceder à alteração da secção dos tubos proposta por forma a obter-se o chassi com as melhores características de desempenho e fiabilidade, cumprindo com todos os objetivos propostos e com os regulamentos da categoria em que se insere o veículo projetado.

As duas figuras seguintes representam os resultados das tensões ocorridas no chassi consequente do ensaio de torção. Essas análises permitem avaliar cada tubo do chassi que pode, na opinião do autor desta dissertação, sofrer alteração de secção.

Na Figura 4.7 é possível visualizar as tensões equivalentes segundo *Von-Mises* que ocorrem no chassi para um momento de torção de 7662 Nm.

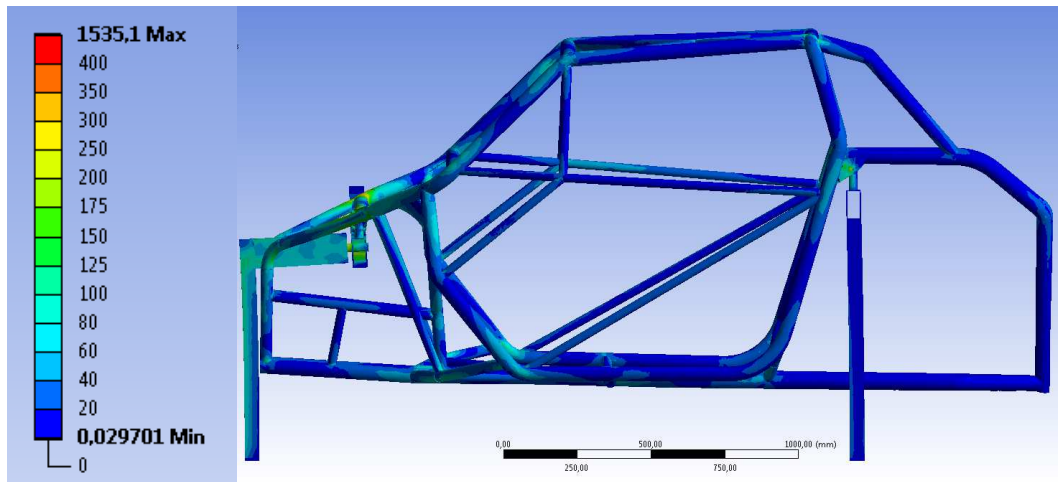


Figura 4.7 – Vista geral da tensão equivalente segundo *Von-Mises*

Na Figura 4.8 é possível visualizar o resultado da análise às tensões principais máximas do chassi nas mesmas condições da analisada na Figura 4.7.

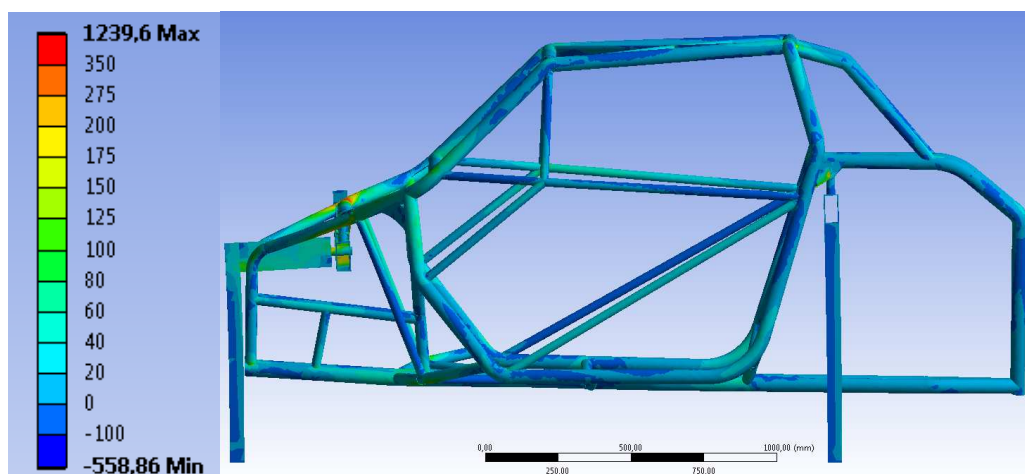


Figura 4.8 – Vista geral da tensão principal máxima

Analisando a Figura 4.7 e a Figura 4.8, verifica-se que as tensões ocorridas no chassi para a solicitação de torção máxima estão distribuídas por valores desde 0 até 100 MPa, sendo valores que estão seguramente dentro dos limites admissíveis para o material escolhido.

Identificam-se no chassi situações pontuais onde ocorrem picos de tensão elevadas (superiores à tensão limite elástica do material como se verifica pela escala), mas estas ocorrências correspondem a imperfeições do modelo numérico que não acontecem na realidade fruto da soldadura. São tensões que resultam normalmente da imperfeição nas uniões entre tubos.

Na análise por elementos finitos do ensaio de torção que permite obter o deslocamento vertical dos apoios de suspensão da frente, com o objetivo de calcular a rigidez torcional do chassi, verificou-se que para um carregamento de 707 N, o deslocamento vertical ocorrido nos apoios de suspensão frontais é $\delta_1 - \delta_2 = 0,58927$ mm, correspondendo à diferença entre deslocamentos máximo e mínimo na Figura 4.9.

Neste novo chassi, os apoios de suspensão mudaram de posição, e em vez de estarem distanciados do plano de simetria do chassi de 169 mm como demonstra a Figura 3.10, passaram a estar distanciados 215 mm desse plano. Aplicando-se as equações 9, 8 e 1, obtém-se a rigidez torcional de 9761 Nm/grau.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2 \times 215 \text{ mm}}\right) \quad (9)$$

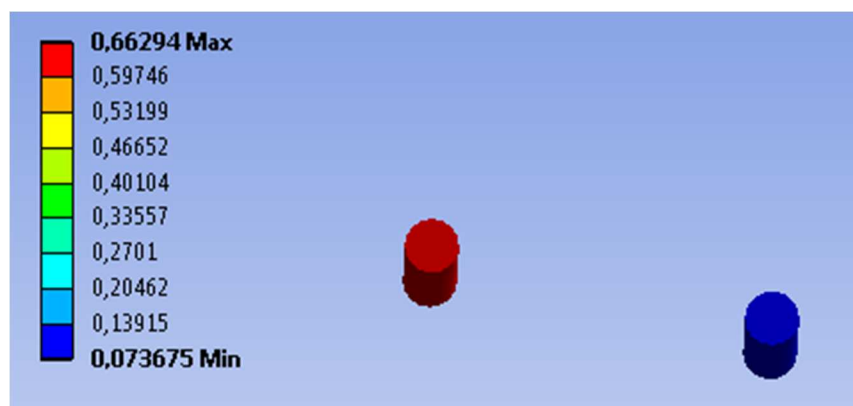


Figura 4.9 – Deslocamento vertical (mm) dos apoios de suspensão frontais no chassi de competição

Os resultados finais obtidos para o chassi projetado são apresentados no capítulo seguinte e demonstram a melhor iteração que cumpre com todos os objetivos inicialmente definidos e com os regulamentos definidos pelas federações portuguesa e internacional.

4.2. Resultados da simulação numérica

Os resultados obtidos na simulação numérica ao chassi de competição projetado são apresentados detalhadamente nos próximos parágrafos.

Tabela 4.1 – Resultados obtidos na modelação 3D

Massa	95,1 kg
Área superficial total	13,1 m ²

A área superficial total apresentada na Tabela 4.1 permite fazer uma aproximação da quantidade de tinta necessária para a pintura do chassi. Essa área inclui também o interior dos tubos do chassi, contudo estes não necessitam de ser pintados porque alguns são inacessíveis.

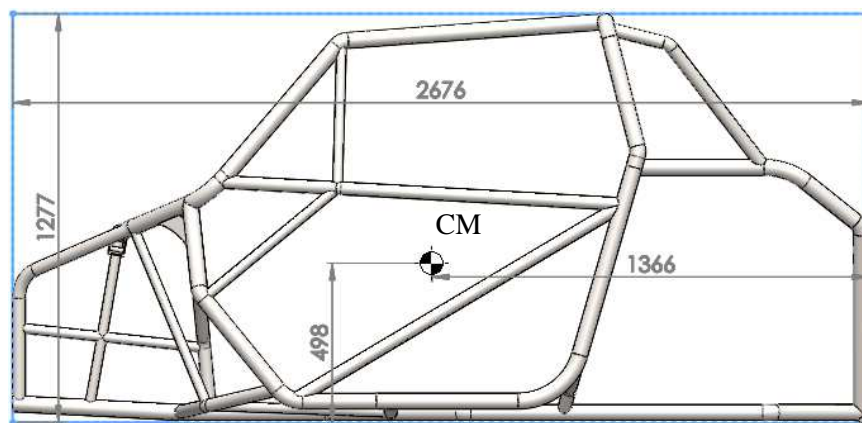


Figura 4.10 – Centro de massa e dimensões gerais do chassi de competição projetado

A Figura 4.10 representa as dimensões gerais e do centro de massa do chassi final. O plano de simetria deste coincide com o centro de massa e a largura é de 1410 mm.

Relativamente aos resultados da malha na simulação numérica, obteve-se o seguinte:

Tabela 4.2 – Características da malha obtida na simulação ao chassi de competição

Total de nós	792411
Elementos de contacto	130496
Elementos sólidos	392336
Total de elementos	522832
Tempo computacional malha (segundos)	134
Tempo computacional total (segundos)	245

Comparando o chassi original com o chassi projetado, a massa destes é de 80,9 kg e 95,1 kg respectivamente, ocorrendo num aumento inferior a 18% mas a rigidez torcional destes é de 5925 Nm/grau e 9761 Nm/grau respectivamente, ocorrendo num aumento de aproximadamente 65%. Quando comparado o chassi modificado que está atualmente em competição com o novo chassi projetado, este primeiro possui 108,2 kg de massa e 7069 Nm/grau de rigidez torcional, ou seja, quase 14% de massa a mais e 38% de rigidez torcional a menos. Este novo chassi projetado possui grandes melhorias em termos de rigidez torcional e de massa quando comparado com os chassis ensaiados, e consegue acomodar mais espaço no habitáculo como era requerido.

Nas três figuras seguintes representa-se o comparativo entre o chassi original (pintado de vermelho), e o novo chassi de competição projetado no estado final (pintado de branco), com referência às alterações nas dimensões gerais.

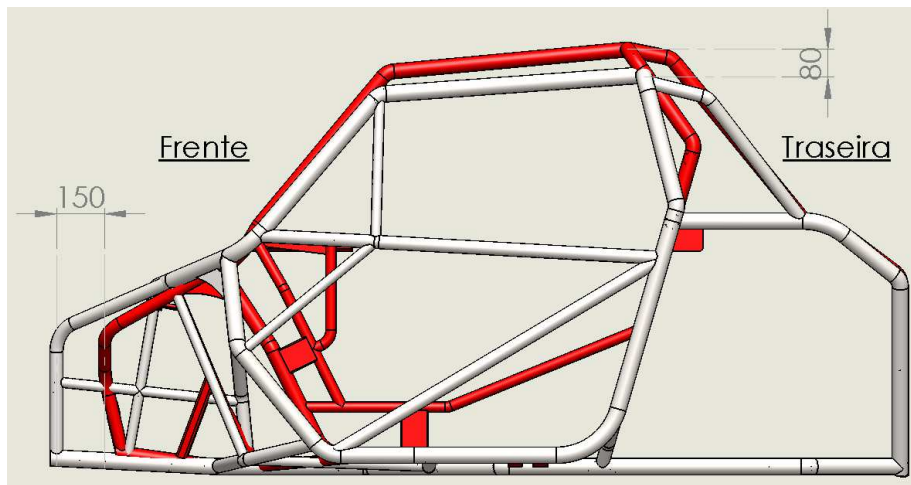


Figura 4.11 – Vista de frente

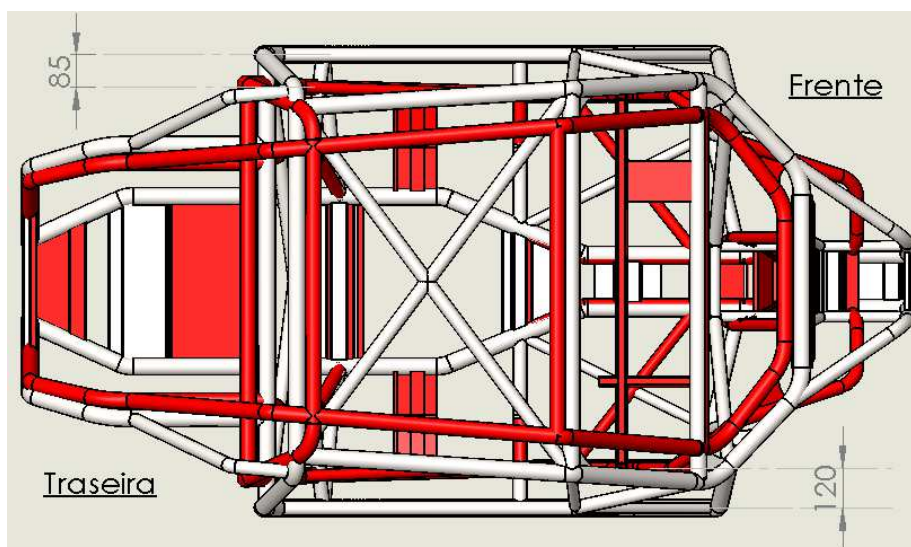


Figura 4.12 – Vista de topo

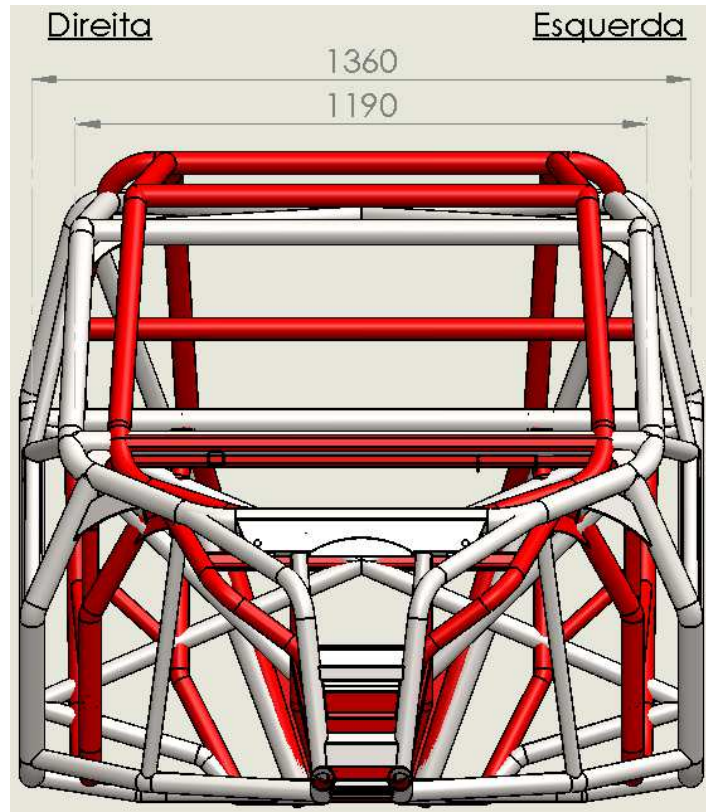


Figura 4.13 – Vista lateral esquerda

Podia-se aumentar um pouco mais a massa deste chassi (2 kg) e ficar com o limite máximo definido nos objetivos (97 kg), mas verificou-se que as alterações propostas não aumentavam significativamente a rigidez deste, e por isso o autor desta dissertação decidiu manter a massa em 95,1 kg.

Para além do chassi que é a estrutura principal a ser fabricada, é necessário determinar os componentes comerciáveis para o funcionamento do veículo, como o motor, bancos, rodas, amortecedores, entre outros. Estes depois de escolhidos e dimensionados são montados na modelação do veículo e adaptados por elementos que têm de ser projetados para o bom funcionamento do veículo.

No capítulo seguinte apresenta-se uma descrição exaustiva da modelação e justificação de escolha de alguns desses elementos.

4.3. Alguns constrangimentos à geometria do veículo

Para o bom funcionamento do conjunto de suspensão, é preciso garantir o alinhamento das rodas em todas as situações, mas sendo um veículo de competição, é extremamente importante que o seu desempenho seja pleno em condições limite.

Alguns desses componentes ao serem criados requerem concordância com o chassi, porque são a base do seu funcionamento, exemplo disso são os suportes dos triângulos de suspensão da frente como mostra a Figura 4.14.

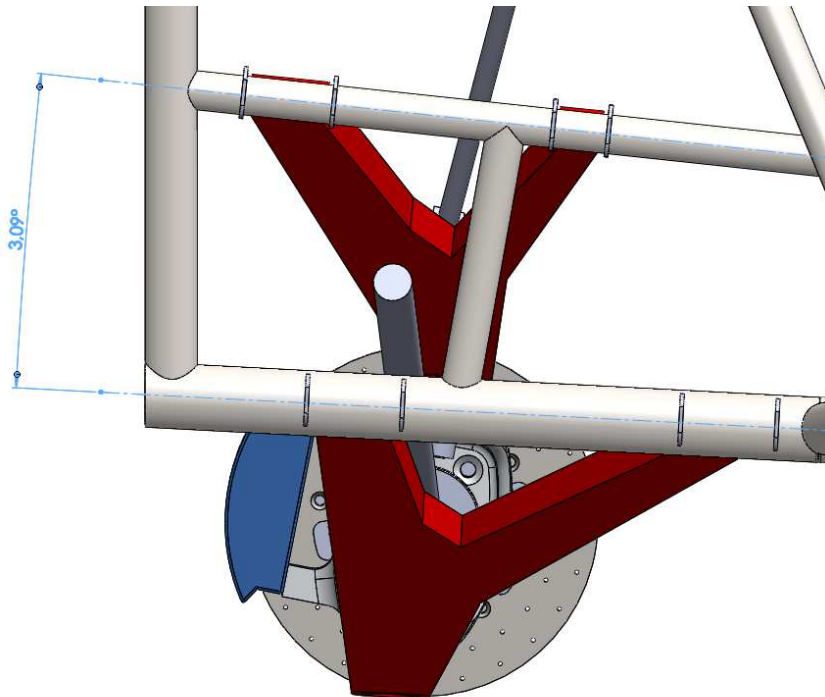


Figura 4.14 – Ângulo entre tubos dos suportes dos triângulos frontais

Estes suportes são ligados a tubos da frente do chassi e deve ter geometrias bem definidas porque fazem a ligação com os triângulos de suspensão, que têm ligação à manga de eixo, que por sua vez liga à roda. Há ângulos da roda que podem ser corrigidos com a alteração da geometria dos triângulos de suspensão, no entanto, o ângulo que estes suportes fazem com o plano horizontal do chassi é determinado pelo posicionamento desses tubos, e esse ângulo influencia na geometria da roda, principalmente em viragem.

A convergência das rodas revela o desempenho do veículo em movimento retilíneo, e o desejado é que seja sempre o mais próximo de zero independentemente do posicionamento dos amortecedores.

Com a escolha do ângulo nos tubos da frente do chassi (Figura 4.14), para o curso de amortecedores de 130 mm, foi possível manter a convergência de roda a oscilar no mínimo em $-0,22$ graus para a extensão máxima do amortecedor, e no máximo de $0,37$ graus para a situação de compressão máxima do amortecedor.

Verifica-se que durante esse curso máximo de suspensão, a oscilação da convergência das rodas é mínima, o que permite ter a direção sempre alinhada, consoante os amortecedores estejam em compressão ou extensão.

Estas situações extremas são analisadas para verificar o desempenho do veículo em situações de saltos, onde se pretende que na aterragem do veículo, a estabilidade esteja garantida.

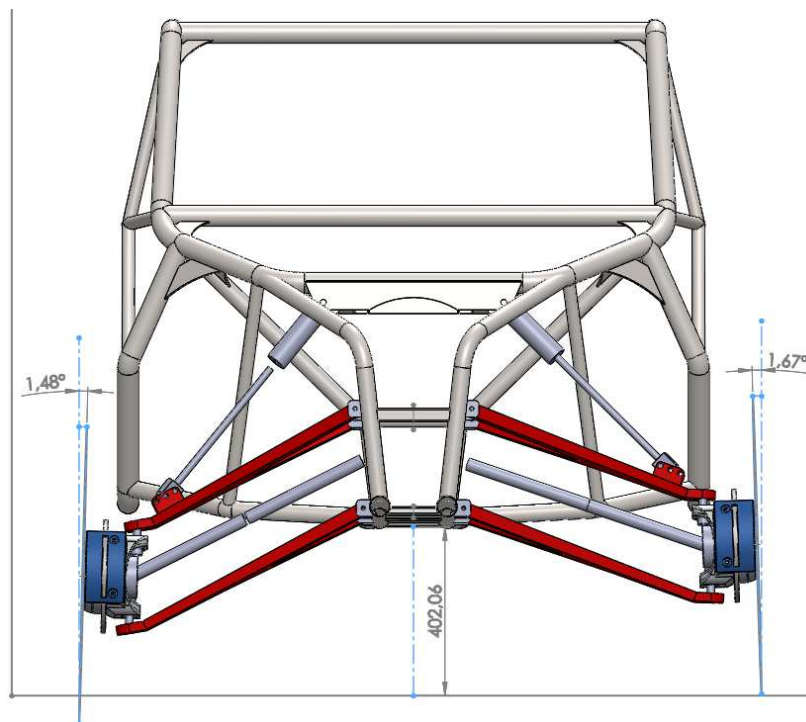


Figura 4.15 – Convergência das rodas frontais e altura do chassi ao solo

O comprimento dos triângulos frontais define a largura máxima do veículo e pela escolha apropriada dos comprimentos destes pode-se controlar o camber das rodas frontais. Pretende-se um veículo com camber negativo constante nas 4 rodas com valores entre $-1,5$ e -2 graus, e que a largura máxima não ultrapasse o máximo permitido no regulamento português, 1915 mm.

Avaliando o desempenho dos triângulos de suspensão projetados, representados na Figura 4.15, obtém-se para a extensão máxima dos amortecedores camber das rodas frontais de $-1,48$ graus, para a compressão máxima dos amortecedores o camber é de $-1,88$ graus e para a posição estável de serviço, o camber é de $-1,67$ graus.

Em termos de afinação das rodas frontais, o dimensionamento deste conjunto está em valores pretendidos, resultando na altura do chassi ao chão de aproximadamente 402 mm, quando o pretendido era de 400 mm, mas este valor é regulável pela pré-carga aplicada na primeira mola dos amortecedores.

Para a afinação das rodas traseiras, os apoios do chassi para o braço de suspensão estão posicionados como no veículo de referência, pois é um sistema de suspensão que funciona bem. Sendo assim, apenas é necessário construir o braço de suspensão e as barras de afinação lateral por forma a manter a geometria das rodas equivalente às da frente.

A Figura 4.16 demonstra o perfeito alinhamento entre as faces de encosto das rodas para a posição de funcionamento do veículo.

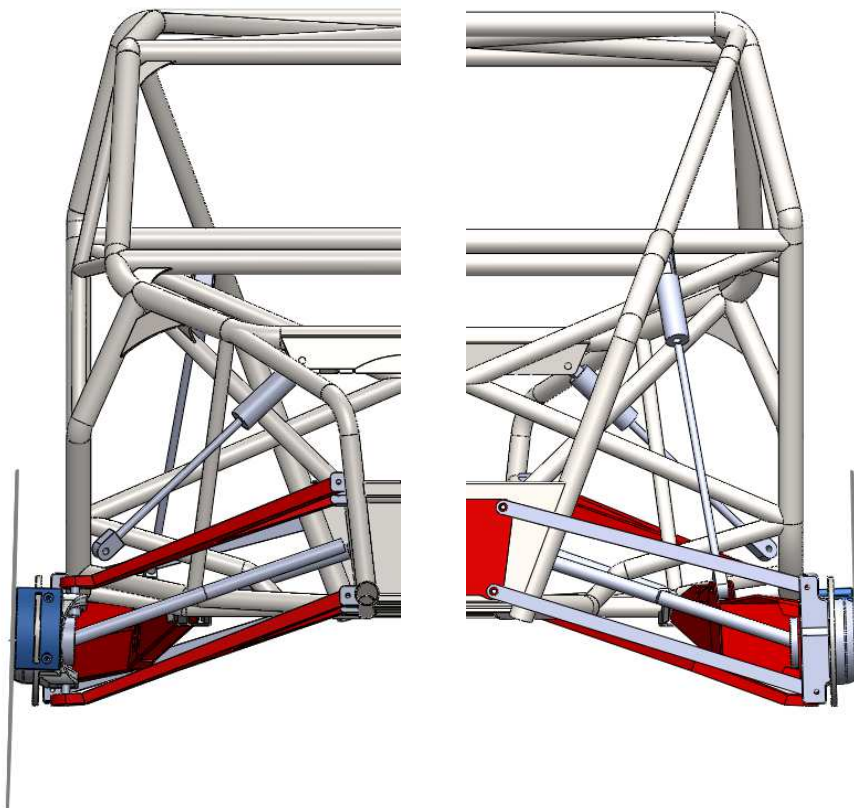


Figura 4.16 – Vista da frente do veículo à esquerda, e da traseira à direita

Este sistema de suspensão traseiro com barras laterais que ligam o chassi à manga de eixo, permite ajustar alguns parâmetros de afinação da roda como o camber e a convergência, pois as barras projetadas utilizam rótulas roscadas que permite aumentar ou diminuir o seu comprimento, ao contrário das barras originais do veículo Polaris RZR XP 1000 que não possuem qualquer parâmetro de afinação.

O alargamento do habitáculo permite acomodar dois bancos que funcionam sem constrangimento e inclusos na totalidade do interior do habitáculo, protegendo os ocupantes eficazmente como demonstra a Figura 4.17. O suporte dos bancos criado permite regular em comprimento a sua posição e estando o depósito de combustível localizado por baixo deste, funciona também de suporte fixador ao chassi.

Como o habitáculo ficou mais largo, o depósito de combustível para manter a mesma capacidade também pode ser alargado e reduzido em altura, aliado à também redução de altura do habitáculo, permite diminuir o centro de gravidade do veículo proporcionando ganhos de estabilidade.

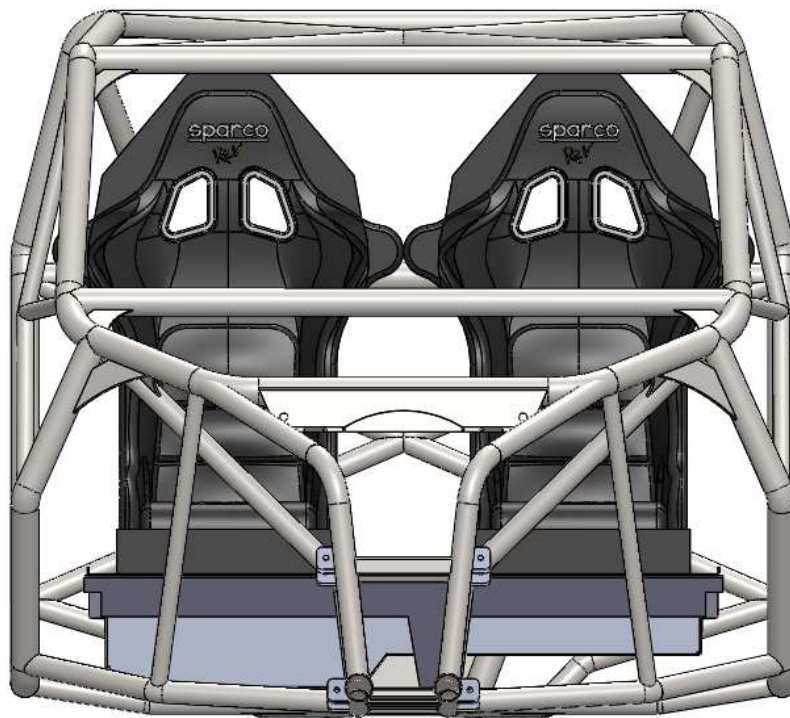


Figura 4.17 – Posicionamento dos bancos na totalidade do interior do habitáculo

A alteração do comprimento do habitáculo permite obter mais de 100 mm no espaço dedicado ao repouso dos pés, estando o restante habitáculo em posições idênticas ao veículo de referência, permite assim receber uma coluna de direção igual à do veículo referido.

Um dos pontos mais fracos do Polaris RZR XP 1000 é o sistema de travagem, que o autor desta dissertação decidiu alterar neste projeto recorrendo à marca *Willwood*, que produz bombas de travão para a competição automóvel, incluindo a competição todo-o-terreno.

A necessidade de criar uma manga de eixo inteiramente nova é devido ao modo como o suporte da bomba de travão é apertado nesta, que difere do Polaris, sendo por isso necessário criar mangas de eixo compatíveis com este sistema de travagem. As semelhanças entre as referidas mangas de eixo são a ligação aos triângulos de suspensão por duas rótulas e a ligação do cubo de roda por semieixos de transmissão.

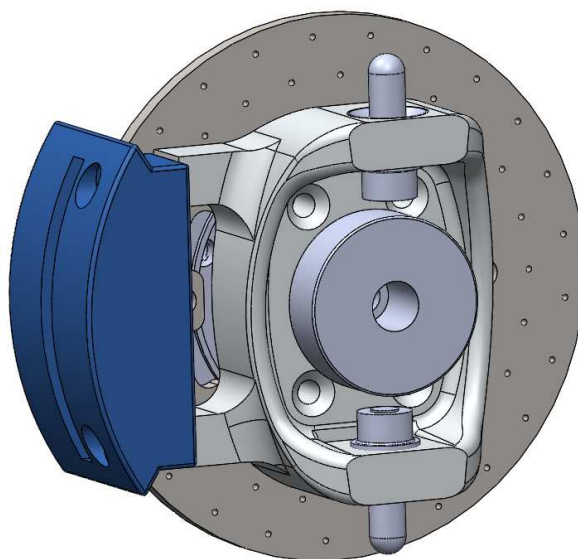


Figura 4.18 – Sistema de travagem da roda frontal direita

A Figura 4.18 representa a manga de eixo criada com a montagem de todos os componentes referidos no parágrafo seguinte.

Foi necessário criar o apoio adequado para o novo suporte da bomba de travão, a furação para receber um cubo de roda (com rolamento incluído) mais económico e fiável pertencente a diversos veículos do grupo Volkswagen, um prato de aperto do disco de travão compatível com a furação do cubo de roda e adaptar os apoios para as rótulas de suspensão do Mercedes ML por serem mais económicas e resistentes em todos os tipos de terrenos.

As três figuras seguintes pretendem demonstrar o estado do projeto do veículo todo-terreno de competição.

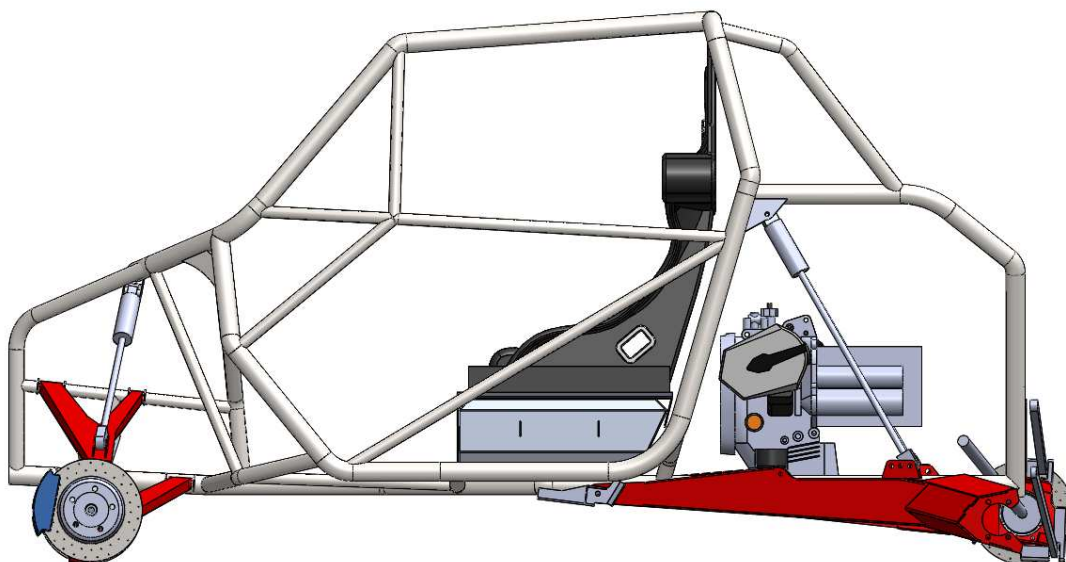


Figura 4.19 – Vista da lateral do veículo projetado

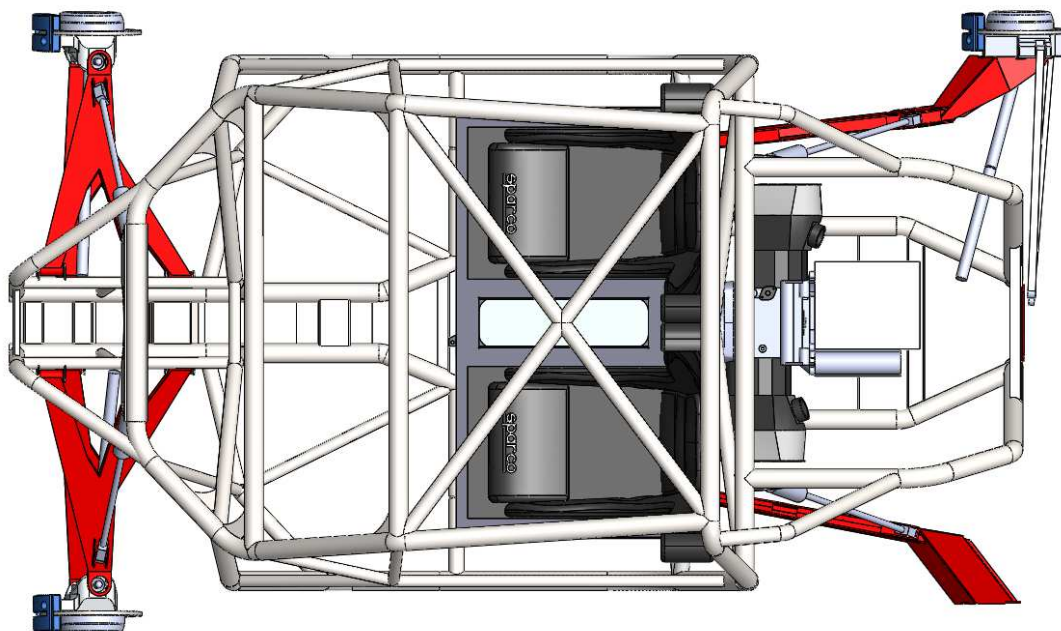


Figura 4.20 – Vista do topo do veículo projetado

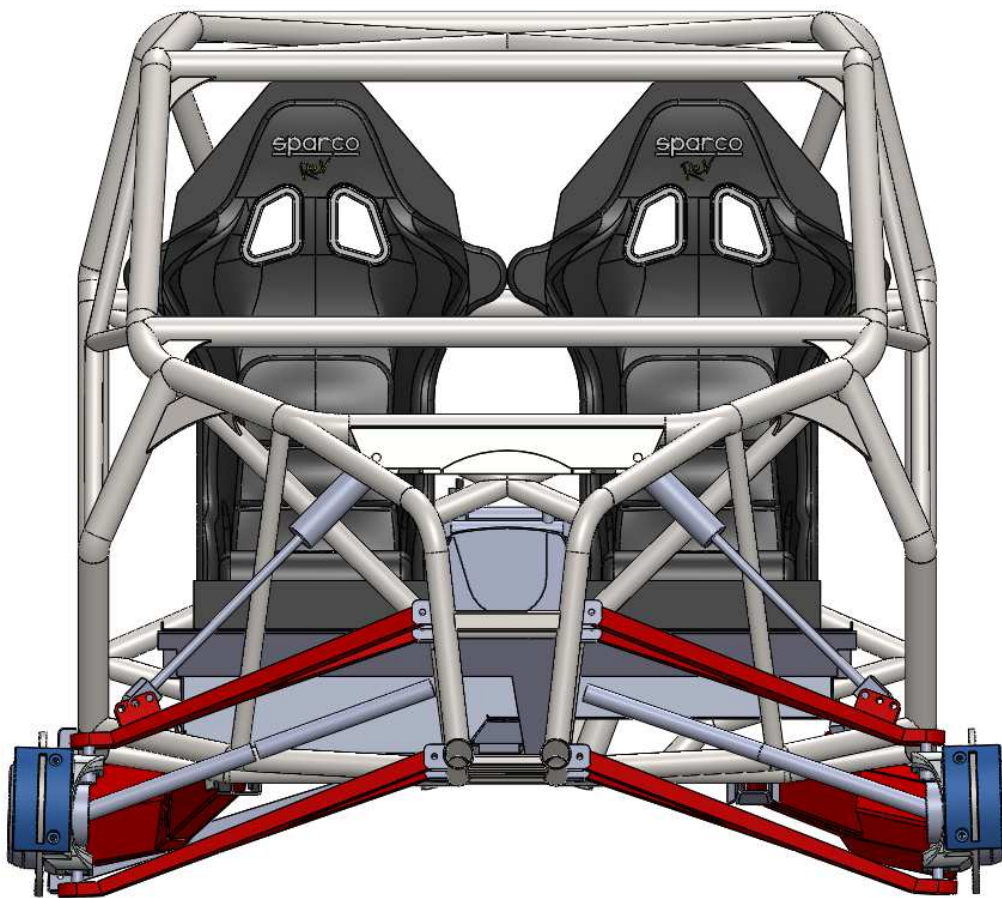


Figura 4.21 – Vista da frente do veículo projetado

Resumidamente está definido o chassi integral, o conjunto de suspensão, o sistema de travagem, a motorização, o depósito de combustível e os bancos.

Apesar de definido, faltam criar condições de adaptação da coluna de direção e dos mecanismos de transmissão de potência às rodas, pois estes serão iguais ao veículo de referência sendo necessário acrescentar em certas peças devido aumento geral das dimensões deste veículo.

Fica a faltar para o término deste projeto a decoração exterior, ligações elétricas de iluminação e motorização, criação de estrutura para bateria, aplicar uma bomba central de travões, escolha de pneus (fator variável, pois depende do tipo de terreno a percorrer nas provas), montagem de mecanismos de segura obrigatórios para competição (cintos de segurança, cortes de corrente e extintores) e caixa de transferência para acomodar as relações de transmissão de marcha atrás e direta adequada à rotação produzida pelo motor.

5. Conclusões

Neste trabalho abordaram-se dois métodos de análise do desempenho do chassi de veículos, os ensaios experimentais e as simulações numéricas de elementos finitos. Esse segundo método depois de validado pelo primeiro, permitiu projetar um novo chassi de um veículo todo-o-terreno de competição com grandes melhorias comparativamente com veículo analisado, o Polaris RZR XP 1000. Concluiu-se que o chassi de competição projetado possui as melhores características do veículo analisado com melhorias no que se demonstrou menos benéfico.

Os objetivos principais propostos foram cumpridos com sucesso uma vez que os métodos de ensaio escolhidos produziram resultados com margens de erro muito baixas. Os resultados experimentais poderiam ter sido melhorados caso houvesse disponibilidade para manter o veículo sob condições de ensaio. Essa disponibilidade permitiria adquirir um novo manómetro para registar valores de pressão exercida pelo macaco hidráulico com maior precisão, e reforçar os suportes de fixação do banco de torção ao chão para realizarem-se ensaios experimentais ao chassi modificado em uso na competição e registo das deformações medidas com maior precisão.

As modificações aplicadas ao chassi original para atuar na competição em Portugal não se revelam uma mais-valia na relação rigidez/massa do chassi, pois o incremento de massa é bastante superior ao incremento de rigidez torcional, contudo confirma-se a validade dessas modificações regulamentadas pois permitem aumentar a segurança do habitáculo.

Os resultados dos ensaios de torção experimental e numérico ao chassi do Polaris RZR XP 1000 no seu estado original como vem de fábrica são respetivamente de 5678 Nm/grau e de 5925 Nm/grau. Quanto ao chassi desse veículo no estado modificado para competir, verificou-se numericamente a rigidez torcional de 7068 Nm/grau. Para o novo chassi especificamente projetado para competição, verificou-se numericamente a rigidez torcional de 9761 Nm/grau. A diferença entre ensaios experimentais e simulações numéricas é inferior a 5%, o que não justifica o trabalho e tempo de desmontagem e montagem de todas as peças do veículo para realização de ensaios experimentais exclusivamente ao chassi.

Os ensaios numéricos realizados no programa de simulação de elementos finitos podem sofrer ajustamentos na malha, no entanto, as predefinições permitem uma análise bastante detalhada. Foram realizados diversos ensaios com o tipo de malha pré-definida (grosseira), e outras com uma malha média, esses últimos resultados, além de serem mais demorados e pesados para o computador, indicavam diferenças na ordem de milésimos de milímetros nos deslocamentos verticais dos apoios da suspensão da frente, resultando em diferenças no cálculo da rigidez torcional de décimas de Nm/grau que são desprezáveis para a ordem de valores em que se está a trabalhar (milhares de Nm/grau). Esses resultados obtidos numericamente demonstram muita proximidade com os experimentais, sendo por isso indicadores de sucesso e credibilidade nas ferramentas usadas.

Verifica-se que um veículo de competição deve possuir um chassi fabricado para o efeito, pois as características do chassi do Polaris RZR XP 1000 são inferiores às do chassi de competição projetado. Com a criação do projeto de raiz é possível cumprir os regulamentos sem introduzir posteriormente alterações à estrutura principal, facilita a adaptação de novas peças, e permite avaliar numericamente o seu desempenho antes de comprar produtos.

Historicamente o chassi tubular projetado tem características idênticas à dos veículos de competição todo-o-terreno atuais, sendo inovador na relação baixa de peso/rigidez. Comparativamente com a concorrência nacional é um chassi devidamente projetado com reforços estruturais nos locais corretos e nas dimensões corretas, assim como a qualidade do tubo é a melhor existente. Relativamente à concorrência europeia destaca-se a altura do veículo ao chão que permite ultrapassar a maioria dos grandes obstáculos, qualquer que seja o terreno. Quanto à concorrência mundial, distingue-se por ser um chassi de dimensões inferiores mas altamente resistente, permitindo baixar a relação peso/potência no caso de usar motorizações iguais.

Conclui-se que este projeto tem todas as condições para ser um sucesso em competições todo-o-terreno devido à superior rigidez torcional que possui para uma massa idêntica à de um veículo comum de competição nesta categoria.

6. Referências bibliográficas

- Abrams, R. (2008). *FORMULA SAE RACE CAR ANALYSIS: SIMULATION & TESTING OF THE ENGINE AS A STRUCTURAL MEMBER*. Ontario, Canada: The University of Western Ontario.
- AEDMotorsport. (Junho de 2015). *AEDMotorsport*. Obtido de DOCOL R8 TUBE FACTS: <http://www.aedmotorsport.com/catalog/product/docol-tube-r8>
- Andrade, A. S. (2002). *Disciplinas*. Obtido de Universidade Federal do Paraná: <http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT096%20-%20Aula%2002.pdf>
- ATVilustrated. (2010). *NEW International Auto Federation CATEGORY FOR RANGER RZR*. Obtido de ATVilustrated: <http://atvillustrated.com/content/new-international-auto-federation-category-ranger-rzr>
- AWS. (1996). *Welding Handbook*. American Welding Society.
- Booxt. (2015). *Booxt*. Obtido de Booxt Scorpik-1600: <http://www.booxt.com/index.php?quad=SCORPIK-1600>
- Chagas. (s.d.). *Manuais Técnicos*. Obtido de Chagas: <http://chagas.pt/ESW/Files/ManualTecnico/05.pdf>
- Chassis Parts. (s.d.). *Chrome Moly Tubes*. Obtido de ChassisParts: <http://chassisparts.com/tubes/chromemolytubes.html>
- Chassis Parts. (s.d.). *Welding*. Obtido de ChassisParts: <http://chassisparts.com/welding.html>
- Cognito. (20 de Junho de 2014). *Project "HELL RAISER XP1k" RZR 4 XP1000*. Obtido de Facebook: <https://www.facebook.com/COGNITO.MOTORSPORTS/photos/a.10152116792437029.1073741832.251802667028/10152218168027029/?type=3&theater>
- Cox, L. (2013). Who Invented the Car? *livescience*, <http://www.livescience.com/37538-who-invented-the-car.html>.
- Daimler. (s.d.). *The birth of the automobile*. Obtido de Daimler: <http://www.daimler.com/dccom/0-5-1322446-1-1323352-1-0-0-1322455-0-0-135-0-0-0-0-0-0-0-0.html>

Devloo, P. (4 de Maio de 2005). Obtido de Multiciencia: https://www.multiciencia.unicamp.br/artigos_04/a_06_.pdf

FIA. (14 de Dezembro de 2015). *Article 283*. Obtido de FIA Regulations: <http://www.fia.com/file/37720/download?token=RHtXHyy3>

FIA. (14 de Dezembro de 2015). *Article 285*. Obtido de FIA Regulations: <http://www.fia.com/file/37723/download?token=c0Hqp6wt>

FIA. (14 de Dezembro de 2015). *Article 286*. Obtido de FIA Regulations: <http://www.fia.com/file/37722/download?token=O12ugAe5>

FMP. (2015). *Regulamento CNTT*.

Formula1. (2015). *The F1 brand*. Obtido de Formula1: https://www.formula1.com/content/fom-website/en/championship/inside-f1/the-F1-brand/The_F1_brand_a_powerful_symbol_of_excellence.html

IndianAutosBlog. (s.d.). *Jaguar XE monocoque*. Obtido de IndianAutosBlog: <http://indianautosblog.com/2014/03/jaguar-xe-123246/jaguar-xe-monocoque-rear-three-quarter-press-shot>

Jbracing. (2015). *Carros*. Obtido de Jbracing: <http://jbracing.pt/carros.html>

Jludemann. (25 de Novembro de 2011). *Building the Chassis Jigs*. Obtido de <http://ludemannengineering.com/>: <http://ludemannengineering.com/tag/chassis-jig/>

Jon. (Abril de 2015). *Marshall Motoart Superleggera RZR*. Obtido de UTVGuide.net: <http://utvguide.net/utv-of-the-month-april2015.htm>

Kogyo, P. (s.d.). *Chassis Frame*. Obtido de Press Kogyo: <http://www.presskogyo.co.jp/en/products/chassis/>

Kuzan, P. (20 de Agosto de 2009). *Paul Kuzan's Sylva Blog*. Obtido de Paul Kuzan's Sylva Blog: <http://sylva-autokits.blogspot.pt/2009/08/good-news-from-our-friends-down-under.html>

MIG-Welding. (s.d.). *Making a Chassis Frame Alignment Jig*. Obtido de mig-welding: <http://www.mig-welding.co.uk/chassis-jig.htm>

Motoclube. (2009). *Moto Clube*. Obtido de <http://motoclube.com/artigos/top-20-melhores-motos>

Pegden, C. D. (1990). *Introduction to Simulation Using SIMAN*. McGraw-Hill.

PetrolSmell, A. . (4 de Fevereiro de 2010). *Car chassis construction*. Obtido de Petrol Smell: <http://petrolsmell.com/2010/02/04/car-chassis-construction/>

- Polaris. (2014). *Manual de Serviço*. Medina, MN 55340.
- Ragemotorsport. (s.d.). *Ragemotorsport*. Obtido de Rage Comet R: <http://www.ragemotorsport.com/shop/custom.asp?cpid=custom62>
- SAE, S. o. (2002). *Proceedings of the 2002 SAE Motorsports Engineering Conference and Exhibition (P-382)*. Warrendale, PA.
- Sam. (Outubro de 2003). *Racecar-engineering*. Obtido de Racecar-engineering: <http://www.racecar-engineering.com/articles/how-to-build-a-dakar-winner/>
- Seriouswheels. (s.d.). *Alfa Romeo 4C*. Obtido de Seriouswheels: <http://www.seriouswheels.com/cars/2014/top-2014-Alfa-Romeo-4C.html>
- Singh, R. P. (2010). STRUCTURAL PERFORMANCE ANALYSIS OF FORMULA SAE CAR. *Jurnal Mekanikal*, 46-48.
- SMURacing. (s.d.). *SMURacing*. Obtido de The Car: http://smuracing.com.au/?page_id=4
- SSAB. (2013). *Docol Tube R8 Production Ranges and Standard Dimensions*. Obtido de SSAB: http://www.ssab.com/Global/Docol/Brochures/en/861en-Docol%20Tube%20R8%20Production%20Ranges%20and%20Standard%20Dimensions%20V1-2013_web.pdf
- SSAB Knowledge Service Center. (2010). *Practical testing of Chro Moly 4130 tubes and Docol 800 DP-tubes*. Sweden: Joachim Larsson.
- Vasilash, G. S. (7 de Julho de 2011). *MINI Made Safer for WRC*. Obtido de Autofieldguide: <http://www.autofieldguide.com/blog/post/mini-made-safer-for-wrc>
- WINGATE. (s.d.). *Auto Fundamentals: Brakes*. Obtido de WinBrake: http://www.winbrake.com/training_autofundamentalsbrakes.html

7. Anexos

Anexo 1: Regulamento específico da categoria UTV/Buggy estabelecido pela FMP para o CNTT 2015.

ANEXO 2 – CLASSE / UTV-BUGGY

UTV-BUGGY é um veículo de todo-o-terreno com quatro rodas, uma em cada extremidade diagonal, consistido numa unidade integral completa com lugares para um ou dois pilotos sentados, dirigido por um volante. Terá que ter homologação do IMTT (Instituto da Mobilidade e Transportes Terrestres) como Quadriciclo.

UTV (Utility Task Vehicle) – Veículos produzidos por diversos fabricantes internacionais que utilizam motor de moto com caixa de velocidades automática.

BUGGY – Veículo de construção artesanal ou produzido em série essencialmente por fabricantes chineses.

Podem utilizar motores de auto ou de moto, com caixa integrada ou não e com comando manual ou automático.

Classe BUGGY

Pode alterar o motor desde que a sua cilindrada não ultrapasse os **2000cc** para motores com caixa de velocidades não integrada e com comando manual e 1400 cc para motores com caixa de velocidades integrada e com comando manual.

Classe UTV

Pode alterar o motor desde que a sua cilindrada não ultrapasse os 1100cc para motores com caixa de velocidades de comando automático.

O motor terá de estar colocado no local definido pelo construtor do chassis.

Não é permitido a utilização de motores turbo-comprimidos **salvo se fizer parte do veículo de série.**

Obrigatório a engrenagem de marcha trás accionada pelo piloto no interior do veículo.

Classe Promoção

Veículo livre

Todos os casos que possam suscitar dúvidas quanto à classe a que deva pertencer um veículo serão analisados pelo Júri da Prova, presentes nas verificações técnicas.

Características técnicas a preservar na classe UTV/BUGGY:

Os assentos devem ser ou terem sido homologados. No caso destes últimos devem estar em excelente estado de conservação.

As fixações devem ter no mínimo 4 pontos por assento, utilizando parafusos com o diâmetro mínimo de 8 mm.

As superfícies de contacto entre suporte, coque/chassis e contra placa serão no mínimo de 40 cm² para cada ponto de fixação.

A espessura mínima dos suportes e das contra placas será no mínimo de 3 mm para o aço e de 5 mm para os materiais em liga leve.

Uso obrigatório de redes laterais protetoras (na totalidade das laterais da cabine dos pilotos).

Uso obrigatório de cintos de 5 ou 6 pontos.

Pontos de fixação à carroçaria ou ao chassis ou à cabine ou à armadura de segurança: 2 para a faixa abdominal, 2 para as faixas dos ombros, 1 ou 2 para as faixas pélvicas.

Os Cintos devem ser ou ter sido homologados. No caso destes últimos devem estar em excelente estado de conservação.

Um corta-cintos deve encontrar-se permanentemente dentro da viatura e acessível ao piloto sentado e em posição de corrida (com cintos colocados)

É proibido fixar os cintos de segurança aos bancos ou aos seus suportes.

Os pontos de fixação devem ser instalados na carroçaria monobloco ou ao chassis ou á cabine, um independente para cada faixa, e o mais perto possível do eixo traseiro para as faixas dos ombros.

Um sistema de cintos não deve ser instalado com um banco sem apoio de cabeça ou com o apoio de cabeça integrado nas costas (sem abertura entre costas e apoio de cabeça).

É importante que os cintos não fiquem a roçar em arestas vivas.

As faixas dos ombros devem dirigir-se para trás e para baixo com um ângulo de 10º a 45º em relação á horizontal e desde o bordo superior do banco.

As faixas dos ombros também podem ser fixadas á armadura de segurança ou a uma barra transversal antiaproximação por uma volta de cinto.

Os cintos abdominais e entre pernas, não devem passar por cima dos lados do banco mas através dele.

Por cada ponto de fixação criado, devera ser usada uma placa em aço de reforço de pelo menos 3 mm de espessura e pelo menos 40 cm² de área.

Os veículos devem ter instalado um dispositivo de corta-circuitos.

O corta-circuitos geral deve cortar todos o circuitos eléctricos (bateria, alternador, ou dínamo, luzes, buzina, ignição, avisadores eléctricos, etc.) e deve igualmente parar o motor.

Este corta-circuito deve ser de modelo anti-deflagrante e deve poder ser accionado tanto do interior (pelo piloto ou co-piloto, enquanto tem os cintos apertados) como do exterior da viatura.

No interior, um interruptor principal deve estar indicado com off e on.

Os corta circuitos exteriores (2) devem ser colocados ao centro da face frontal da cabine, sob o para-brisas, um de cada lado, e ser facilmente acessível mesmo com viatura capotada.

Será claramente indicado por um relâmpago encarnado num triângulo azul.

Os corta-circuitos exteriores devem ser protegidos por material flexível (fixado no sentido de rolamento) que proteja o mesmo de contacto com elementos exteriores (pedras, ramos, etc.) que o possam activar sem necessidade.

As baterias devem ser colocadas fora do habitáculo e inseridas numa caixa estanque. Excepção para as baterias de gel.

Os Amortecedores são livres.

As bombas dos amortecedores não poderão ser fixadas próximo dos pilotos.

Largura máxima permitida é de 1915mm

EQUIPAMENTO LUMINOSO

Deve estar de acordo, em todos os pontos, com a convenção internacional sobre circulação em estrada.

As luzes de presença deverão estar constantemente acesas durante o desenrolar da prova.

Cada viatura deve dispor, no mínimo de:

- 2 faróis à frente
- 2 luzes de STOP

- 2 piscas indicadores de mudança de direcção

Devem ser colocados dois faróis de presença assim como dois farolins de STOP em duplicado na traseira da viatura.

Estas luzes devem estar nas duas extremidades traseiras nos ângulos superiores (Ponto mais alto na traseira).

Recomenda-se que estes farolins sejam de leds e com Ø de 100mm ou equivalente

EXTINTORES – SISTEMA DE EXTINÇÃO

Sistema automático:

Cada viatura deve estar equipada com um sistema de extinção automático de 4 kg.

Todo o sistema extintor deve ser à prova de fogo.

A botija extintor deve estar fixada horizontalmente e com pelo menos duas cintas metálicas e fora da cabine, embora dentro da estrutura do veículo.

O piloto e co piloto, normalmente sentados, com os cintos colocados devem poder disparar normalmente o sistema de extintores.

Dois dispositivos de disparo exterior deverão estar situados perto dos interruptores de corta circuitos e não combinados com eles, e deve ser identificado com um símbolo E vermelho dentro de um círculo branco.

Este sistema deve funcionar em qualquer posição da viatura.

Os tubos de repartição do produto extintor, devem ser apropriados aos produtos utilizados e não devem estar virados na direcção dos ocupantes.

Os dispositivos de disparo exteriores devem ser protegidos por material flexível (fixado no sentido de rolamento) que proteja o mesmo de contacto com elementos exteriores (pedras, ramos, etc.) que o possam activar sem necessidade.

Sistema manual:

Cada viatura deve estar equipada com um extintor de pelo menos 2 kg.

A cavilha dos extintores deverá ser retirada antes da partida para os sectores selectivos. (Este procedimento deverá ser verificado pelos comissários de partida)

Os ocupantes deste tipo de veículo devem estar protegidos por capacete, óculos e luvas, bem como fatos ignífugos. Não é permitida a condução com os membros a descoberto. O incumprimento implica a desclassificação.

ARMADURA DE SEGURANÇA

A montagem de uma armadura de segurança é obrigatória.

As armaduras de segurança não devem dificultar a entrada e saída dos pilotos.

Especificações dos materiais:

Aço carbono não de liga estirado a frio sem costura.

Dimensões mínima de 38 mm x 2.0.

(excepção para a classe TT Buggy)

A soldadura deverá ser feita em todo o perímetro de contacto dos tubos.

Ainda que uma boa aparência exterior não seja necessariamente uma garantia de qualidade das soldaduras, as soldaduras com mau aspecto nunca são sinal de um bom trabalho.

Nos locais onde o corpo dos ocupantes possa contactar com a armadura de segurança, devem ser colocadas protecções não inflamáveis.

Recomenda-se que a distância entre os capacetes dos pilotos e a armação de segurança no tejadilho seja no mínimo 5 cm. A parte de cima do tejadilho tem que ser fechada (Chapa, Fibra, Plástico) e com travamento, será obrigatório o travamento em asne na parte traseira (atrás das bacquets); Uma protecção eficaz devera ser colocada entre o motor e os assentos dos ocupantes para evitar a propagação directa das chamas em caso de incêndio.

O Depósito de Combustível terá de estar fixo ao chassi com material próprio e colocado dentro da zona de protecção do arco de segurança. As canalizações devem ser protegidas exteriormente contra todos os riscos de deterioração (pedras, corrosão, quebras mecânicas, etc.)

Corte automático de carburante:

E obrigatório que todas as canalizações de alimentação de carburante que abasteçam ou retornem do motor sejam equipadas com válvulas de corte automático situadas directamente junto ao reservatório desse carburante e que fechem automaticamente todas as canalizações de carburante sobre pressão, caso uma dela sofra uma rotura ou perda.

As canalizações de respiro devem também estar equipadas com uma válvula activada por gravidade, para o caso de capotamento.

Todas as bombas de carburante deveriam funcionar apenas quando o motor roda ou durante o arranque.

No caso de se utilizarem reservatórios de fabrico próprio, as canalizações de combustível devem ser trocadas por canalizações específicas para o efeito, sendo livre o seu percurso.

Os depósitos podem ser construídos em alumínio, 3 mm de espessura, ou em aço inox, 2 mm de espessura.

O orifício de enchimento e a sua entrada devem estar situados no exterior do veículo, o mais longe possível do sistema de escape.

O tubo de ventilação deve sair perto do tecto da viatura, ou dar uma volta o mais alto possível, e depois sair por baixo da viatura, do lado oposto á sua inserção no reservatório e do lado contrário do escape. Estes tubos devem terminar numa válvula auto-obturante.

As montagens de série podem ser mantidas.

Uso de pneus: livre (balão, rali) assim como a medida da jante a utilizar. No entanto estes têm que ser homologados.

Existe um passaporte técnico com as características técnicas. Será obrigatório a sua apresentação nas verificações técnicas de cada prova.

Anexo 2: Principais artigos das normas do *Article 286 - Appendix J*, do ano 2015, publicado pela FIA aplicado a veículos do grupo T3.2 (FIA, Article 286, 2015)

ART. 2 CHASSIS ET ARMATURE DE SECURITE	CHASSIS AND SAFETY CAGE
<p>Seuls les châssis tubulaires en alliages à base de fer sont autorisés.</p> <p>L'épaisseur des tubes constituant les parties structurelles du châssis ne doit pas être inférieure à 1.5 mm.</p> <p>Tous les tubes constituant l'armature de sécurité telle que définie à l'Article 283-8.3.1 (Dessins 253-1, 253-2, 253-3) doivent avoir les dimensions minimales suivantes : 50x2 mm (2.0"x0.083") ou 45x2.5 mm (1.75" x 0.095").</p> <p>L'arrière du tube d'arceau principal au niveau de son pied d'ancrage ne doit pas être à plus de 980 mm (1150 mm pour les 4 x 2) du centre de la roue arrière (voir Dessin 285-1).</p> <p>Pour les voitures construites avec une armature de sécurité comportant un deuxième arceau principal (voir Article 283-3.2.3 et Dessin 283-3), c'est le deuxième arceau principal qui doit être pris comme référence.</p> <p>Une zone de rembourrage de matériaux de 60-240 g/m², d'une épaisseur minimum de 40 mm, doit être positionnée sur le volant de direction sur une surface minimale de 20 000 mm² (200 cm²) pour protéger le visage du pilote.</p> <p>La voiture doit avoir une structure immédiatement derrière le siège du pilote, plus large et plus haute que les épaules lorsqu'il est assis normalement dans la voiture, attaché par sa ceinture.</p>	<p>Only tubular frame chassis in iron-based alloys are authorised.</p> <p>The thickness of the tubes forming the structural part of the chassis must not be less than 1.5 mm.</p> <p>All tubes of the safety cage defined in Article 283-8.3.1 (Drawings 253-1, 253-2, 253-3) must have a minimum section of 50x2 mm (2.0"x0.083") or 45x2.5 mm (1.75"x0.095").</p> <p>The back of the main rollbar tube at its anchorage foot level must not be positioned more than 980 mm (1150 mm for 4 x 2) from the centre of the rear wheel (see Drawing 285-1).</p> <p>For cars built with a safety cage having a second main rollbar (see Article 283-3.2.3 and Drawing 283-3), the second main rollbar must be considered as the reference.</p> <p>Padding in the form of 60-240 g/m² material, with a minimum thickness of 40 mm, must be fitted on the steering wheel over a minimum surface of 20 000 mm² (200 cm²) to protect the driver's face.</p> <p>The car must have a structure immediately behind the driver's seat that is wider than his shoulders and extends above them when he is seated normally in the car with his seat belt fastened.</p>
<p>ART. 10 VEHICULE LEGER</p> <p>Un véhicule léger comportant au moins une place est autorisé.</p> <p>Il doit correspondre en tout point aux articles du présent règlement (excepté pour les Articles 2 (surface de référence uniquement), 3.1, 3.2, 4.1, 5.1, 6.1, 6.2, 7.4, 7.5 et 7.6) et aux articles ci-après.</p> <p>La longueur hors-tout maximale est fixée à 3550 mm.</p> <p>La largeur maximale de la carrosserie est fixée à 2100 mm sans les rétroviseurs.</p> <p>10.1 Poids minimum</p> <p>Le poids minimum est fixé à 750 kg.</p> <p>10.2 Moteur et transmission</p> <p>L'emplacement du moteur est libre.</p> <p>La cylindrée maximum est fixée à 1050 cc, seuls les moteurs essence atmosphérique sont autorisés.</p> <p>L'ensemble moteur transmission incluant le pont avant doit provenir, dans son ensemble, d'un véhicule commercialisé.</p> <p>Un différentiel provenant d'un catalogue commercial de pièces de compétitions peut être utilisé pour un véhicule 4X2, ainsi qu'un système de marche arrière, à condition qu'ils soient régulièrement disponibles à la vente.</p> <p>Toutes les pièces doivent être disponibles, en pièces détachées, dans le réseau commercial du Constructeur.</p> <p>Seules les transmissions de type CVT ou manuelles sont autorisées.</p>	<p>LIGHT VEHICLE</p> <p>A light vehicle, with at least one seat is authorised.</p> <p>It must correspond to the articles of the present regulations in all respects (except for Articles 2 (reference surface only), 3.1, 3.2, 4.1, 5.1, 6.1, 6.2, 7.4, 7.5 and 7.6) and to the following articles.</p> <p>The maximum overall length is 3550 mm.</p> <p>The maximum width of the bodywork is 2100 mm without rear view mirrors.</p> <p>Minimum weight</p> <p>The minimum weight is set at 750 kg.</p> <p>Engine and transmission</p> <p>The location of the engine is free.</p> <p>The maximum cylinder capacity is set at 1050 cc; only normally aspirated petrol engines are authorised.</p> <p>The entire engine-transmission assembly, including the front axle, must come from a vehicle that is available for sale.</p> <p>A differential coming from a commercial catalogue of competition parts may be used for a 4X2 vehicle, as well as a reverse gear system, provided that they are regularly available for sale.</p> <p>All the parts must be available, as spare parts, through the Manufacturer's commercial network.</p> <p>Only CVT type or manual transmissions are authorised.</p>