

ANÁLISE DE UM VEÍCULO TODO O TERRENO DO TIPO
KARTCROSS

Jorge Miguel Silva Ramos

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

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



Novembro de 2013

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

Candidato: Jorge Ramos, N° 1080840, 1080840@isep.ipp.pt
Orientação Científica: Engenheiro Fernando Jose Ferreira , fjf@isep.ipp.pt
Co-Orientação Científica: Engenheiro Jorge Fonseca Justo , jfj@isep.ipp.pt

Empresa: Semog Lda
Supervisão: Engenheiro Francisco Ramilo Gomes

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

Instituto Superior de Engenharia do Porto



Novembro de 2013

Dedico este trabalho aos meus pais, irmão e namorada.

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais todo o investimento feito na minha formação acadêmica, bem como toda a compreensão e paciência em todos os momentos difíceis. Ao meu irmão pela distração nos momentos de maior tensão que me permitiram voltar ao trabalho com energias renovadas. A minha namorada por toda a ajuda, disponibilidade e força durante a realização deste trabalho.

Ao Engenheiro Fernando Ferreira por toda a ajuda, dedicação, esforço, paciência e acima de tudo pela excelente orientação deste trabalho. Ao Engenheiro Jorge Justo pela ajuda no *software* de escrita deste trabalho.

Ao João, mecânico do laboratório automóvel, pela ajuda no desmontar/montar do veículo.

Ao Engenheiro Francisco Ramilo Gomes por me ter facultado o veículo que permitiu a realização deste trabalho.

Resumo

O presente trabalho descreve a análise feita a um veículo de todo o terreno. O kartcross/buggy em estudo é usado em provas do tipo Baja, sendo estas provas longas e com traçados sinuosos. O veículo, já construído, foi testado através de *softwares*, a nível estrutural e ciclístico, pretendendo-se assim efetuar engenharia inversa sobre o mesmo.

No decorrer da sua utilização normal o kartcross/buggy sofre vários tipos de solicitações, como sejam aceleração, travagem e força centrípeta em curva. Portanto, o veículo deve ser capaz de suportar estes esforços e ter uma boa fiabilidade. Além dos testes em uso corrente foi analisada também a rigidez torsional do quadro do veículo e do veículo completo, podendo-se assim melhorar estes valores.

A nível ciclístico foram analisados os parâmetros das suspensões como o *camber*, convergência/divergência, *caster*, entre outros. Da análise destes parâmetros é possível fazerem-se melhorias de forma a que o veículo tenha um melhor desempenho.

Para validar os testes computacionais efetuados foi reproduzido experimentalmente o teste da rigidez torsional. No final, compararam-se os valores numéricos com os experimentais e aferir se o modelo se encontra bem representado.

Palavras-chave : Análise, kartcross/buggy, Baja, Engenharia Inversa, Ciclístico, Suspensões, Computacionais, Rigidez, Métodos Experimentais, Calculo estrutural . . .

Abstract

The present work describes the analysis performed in a all terrain vehicle. The kartcross / buggy study in this work runs on Baja, these type of race are long and sinuous paths. The vehicle was already constructed, and now he will be tested through software at the structural and cycling, intending thus perform reverse engineering on it.

During normal use the kartcross / buggy suffer various types of loads such as acceleration, braking and cornering centripetal force. So the vehicle should be able to support these efforts and have a good durability. In addition to the tests in current use was also analyzed torsional stiffness of the vehicle chassis and whole vehicle, intending to improve these values.

In cycling were analyzed parameters of the suspensions, such as camber, convergence / divergence, caster and others. Examine of these parameters is possible to make improvements to the vehicle in order to improve performance.

To validate the computational tests performed, the experimental torsional stiffness test was made and compare the numerical values with experimental values, in order to validated the model.

Keywords: Analyze, kartcross / buggy, Baja, Reverse Engineering, cycling, Suspensions, Computational, Stiffness, Experimental...

Conteúdo

| | |
|---|----------|
| Resumo | i |
| Abstract | iii |
| Nomenclatura | xv |
| 1 Introdução | 1 |
| 1.1 Motivação | 1 |
| 1.2 Objetivos do presente trabalho | 1 |
| 1.3 Conteúdo da tese | 2 |
| 2 Revisão bibliográfica | 3 |
| 2.1 Dinâmica de veículos | 3 |
| 2.2 Sistema de coordenadas do veículo | 4 |
| 2.3 Transferência de carga | 4 |
| 2.3.1 Massa não suspensa | 4 |
| 2.3.2 Massa suspensa | 5 |
| 2.4 Movimentos do veículo | 5 |
| 2.4.1 <i>Roll</i> ou rolamento da carroçaria | 6 |
| 2.4.2 <i>Pitch</i> ou mergulho da carroçaria | 6 |
| 2.4.3 <i>Heave</i> | 7 |
| 2.4.4 <i>Warp</i> ou cruzamento de eixos | 7 |
| 2.5 Subviragem, Sobreviragem e Comportamento Neutro | 8 |
| 2.6 Descrição dos sistemas do veículo | 9 |
| 2.6.1 Quadro do veículo | 9 |
| 2.7 Suspensão | 11 |
| 2.8 Centro de gravidade | 11 |
| 2.8.1 Cálculo do centro de gravidade do veículo | 12 |
| 2.9 Centro instantâneo de rotação | 14 |
| 2.10 <i>Roll center</i> | 15 |
| 2.11 Dive, squat e lift | 16 |
| 2.12 Parâmetros da suspensão | 19 |
| 2.13 Testes estruturais | 25 |
| 2.13.1 Testes estáticos Fia | 35 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 3 | Descrição e modelação do veículo | 37 |
| 3.1 | Descrição do veículo | 37 |
| 3.2 | Modelação do veículo | 39 |
| 4 | Validação experimental do modelo | 45 |
| 4.1 | Definição dos ensaios | 47 |
| 4.2 | Análise das simulações | 47 |
| 4.2.1 | Tensões instaladas no ensaio da rigidez do quadro | 51 |
| 4.2.2 | Tensões instaladas no ensaio da rigidez do conjunto | 55 |
| 4.3 | Preparação dos ensaios e instrumentação do veículo | 58 |
| 4.4 | Ensaio experimentais | 64 |
| 4.4.1 | Procedimentos experimental | 64 |
| 4.4.2 | Ensaio da rigidez torcional do quadro | 64 |
| 4.4.3 | Ensaio da rigidez torsional do conjunto | 65 |
| 4.5 | Análise dos valores obtidos | 66 |
| 4.5.1 | Ensaio da rigidez do quadro valores de tensão instalada | 66 |
| 4.5.2 | Ensaio da rigidez do conjunto valores de tensão instalada | 69 |
| 4.5.3 | Ensaio da rigidez do quadro valores de deslocamento encontrados | 71 |
| 4.5.4 | Ensaio da rigidez do conjunto valores de deslocamento encontrados | 72 |
| 4.6 | Comparação dos resultados experimentais e numéricos | 73 |
| 4.6.1 | Simulação do ensaio da torção do quadro | 73 |
| 4.6.2 | Simulação do ensaio da torção do conjunto | 74 |
| 5 | Análise do veiculo | 77 |
| 5.1 | Cálculo do centro de gravidade do veículo | 77 |
| 5.2 | Análise das suspensões | 79 |
| 5.2.1 | Análise do <i>bump/rebound</i> (lomba/depressão) | 80 |
| 5.2.2 | Análise da direção do veículo <i>steer</i> | 83 |
| 5.2.3 | <i>Roll center</i> | 84 |
| 5.2.4 | Anti-dive | 85 |
| 5.2.5 | <i>Anti-squat</i> | 85 |
| 5.2.6 | Melhoria no sistema de suspensão | 85 |
| 5.3 | Análise estrutural | 86 |
| 5.3.1 | Teste de aceleração | 90 |
| 5.3.2 | Teste de curva | 92 |
| 5.3.3 | Teste de travagem | 94 |
| 5.3.4 | Teste de salto | 96 |
| 5.3.5 | Teste de rigidez | 98 |
| 6 | Conclusões e proposta de trabalhos futuros | 111 |
| 6.1 | Conclusões | 111 |
| 6.2 | Proposta de trabalhos futuros | 113 |

Lista de Tabelas

| | | |
|-----|---|-----|
| 3.1 | Propriedades do aço de construção do veículo | 39 |
| 4.1 | Resumo dos resultados do ensaio do quadro | 68 |
| 4.2 | Resumo dos resultados do ensaio do conjunto | 71 |
| 4.3 | Comparação entre os valores de tensão experimentais e numéricos (quadro) | 73 |
| 4.4 | Comparação entre a rigidez torsional experimental e numérica do quadro . | 73 |
| 4.5 | Comparação entre os valores de tensão experimentais e numéricos (conjunto) | 74 |
| 4.6 | Comparação entre a rigidez torsional experimental e numérica do conjunto | 74 |
| 5.1 | Valores medidos para determinar a posição do centro de gravidade | 78 |
| 5.2 | Valores calculados para determinar a posição do centro de gravidade | 79 |
| 5.3 | <i>Input</i> de dados para o software de análise de suspensões | 80 |
| 5.4 | Tabela resumo com os valores de rigidez do quadro | 104 |
| 5.5 | Tabela resumo com os valores de rigidez do veículo | 105 |
| 5.6 | Quadro resumo da melhoria da rigidez do quadro | 108 |

Lista de Figuras

| | | |
|------|--|----|
| 2.1 | Sistema de coordenadas do veículo, Fonte:[6] | 4 |
| 2.2 | Eixos de movimentação do veículo, Fonte:[25] | 5 |
| 2.3 | Movimento de <i>roll</i> do veículo, Fonte:[9][12] | 6 |
| 2.4 | Movimento de <i>pitch</i> do veículo, Fonte:[34][12] | 6 |
| 2.5 | Movimento de <i>heave</i> do veículo, Fonte:[14][12] | 7 |
| 2.6 | Movimento de <i>warp</i> do veículo, Fonte:[16] [12] | 8 |
| 2.7 | <i>Slip angle</i> , Fonte:[6] | 8 |
| 2.8 | Sobreviragem e Subviragem, Fonte:[4] | 8 |
| 2.9 | Relação entre <i>slip angle</i> e o comportamento do veículo, Fonte:[7] | 9 |
| 2.10 | Tipos de quadros de veículos | 10 |
| 2.11 | Quadro do veículo em estudo | 10 |
| 2.12 | Exemplo de suspensão de triângulos sobrepostos, Fonte:[29] | 11 |
| 2.13 | Variáveis utilizadas para determinar o centro de gravidade do veículo, Fonte:[1] | 12 |
| 2.14 | Posição transversal do centro de gravidade, Fonte:[1] | 13 |
| 2.15 | Variáveis no cálculo da altura do centro de gravidade, Fonte:[1] | 14 |
| 2.16 | Centro instantâneo de rotação, Fonte:[25] | 15 |
| 2.17 | <i>Roll center</i> do veículo para configuração de suspensão em triângulos sobrepostos, Fonte:[31] | 15 |
| 2.18 | Eixo de rolamento do veículo, Fonte:[21] | 16 |
| 2.19 | Movimento de <i>dive</i> , <i>squat</i> e <i>lift</i> , Fonte:[5] | 17 |
| 2.20 | Diagrama de corpo livre do veículo na travagem, Fonte:[25] | 18 |
| 2.21 | Variáveis no cálculo do <i>anti-dive</i> , Fonte:[25] | 18 |
| 2.22 | Variáveis no cálculo do <i>anti-squat</i> , Fonte:[25] | 18 |
| 2.23 | Divergência e convergência, Fonte:[17] | 20 |
| 2.24 | <i>Camber</i> negativo e positivo, Fonte:[22] | 21 |
| 2.25 | Forças e momentos aplicados a uma roda com <i>camber</i> , Fonte:[7] | 21 |
| 2.26 | Ângulo do pino mestre, Fonte:[10] | 22 |
| 2.27 | Ângulo do <i>caster</i> positivo e negativo, Fonte:[23] | 23 |
| 2.28 | Ângulo do <i>caster</i> e <i>offset</i> de <i>caster</i> , Fonte:[19] | 23 |
| 2.29 | Geometria de <i>Ackermann</i> , Fonte:[7] | 24 |
| 2.30 | Exemplo de um quadro revestido/reforçado com chapas | 26 |
| 2.31 | Estrutura inicial | 26 |

| | | |
|------|--|----|
| 2.32 | Deslocamento total na estrutura testada (escala 15 vezes aumentada) | 27 |
| 2.33 | Deslocamento total na estrutura reforçada (escala 15 vezes aumentada) | 27 |
| 2.34 | Deslocamentos total na estrutura reforçada com chapa (escala 15 vezes aumentada) | 28 |
| 2.35 | Exemplo de medição da rigidez, Fonte:[25] | 29 |
| 2.36 | Configuração do ensaio da rigidez com veículo isostático | 30 |
| 2.37 | Ensaio da rigidez torsional encastrando a traseira e aplicando um momento torçor na frente com auxilio de uma viga, Fonte:[15] | 31 |
| 2.38 | Ensaio da rigidez torsional encastrando as rodas traseira e aplicando um momento torçor com auxilio de uma viga que encastra as rodas frontais, Fonte:[18] | 32 |
| 2.39 | Coefficiente de fricção dos pneus em varias condições, Fonte:[29] | 33 |
| 2.40 | Configuração travagem, Fonte:[2] | 33 |
| 2.41 | Configuração em curva, Fonte:[8] | 34 |
| 2.42 | Configuração na aceleração, Fonte:[25] | 34 |
| 2.43 | Veículo num salto, Fonte:[20] | 35 |
| 2.44 | Configuração do veículo no salto | 35 |
| 2.45 | Exemplo de simulação ao arco principal do veículo | 36 |
| 3.1 | <i>Kartcross</i> Semog 600cm ³ , Fonte:[20] | 37 |
| 3.2 | <i>Buggy Semog</i> em estudo | 38 |
| 3.3 | Veículo em estudo | 40 |
| 3.4 | Quadro do veículo modelado | 41 |
| 3.5 | Modelação dos triângulos de suspensão dianteiros direitos | 41 |
| 3.6 | Modelação dos cubos dianteiro e traseiro | 42 |
| 3.7 | Modelação do motor e diferencial | 42 |
| 3.8 | Modelação do sistema de direção | 43 |
| 3.9 | Exemplo de peça em modelação | 43 |
| 3.10 | Modelo total com todas as peças montadas | 44 |
| 4.1 | Aplicação da carga ao quadro do veículo | 46 |
| 4.2 | Aplicação da carga aos cubos de roda do veículo | 46 |
| 4.3 | Configuração da simulação do ensaio da rigidez do quadro | 48 |
| 4.4 | Distribuição das tensões equivalentes Von Mises no ensaio da rigidez do quadro, valor max. 16 MPa | 48 |
| 4.5 | Configuração da simulação do ensaio da rigidez do conjunto | 49 |
| 4.6 | Tensões equivalentes de Von Mises instaladas no ensaio da rigidez do conjunto, valor max 90 MPa | 49 |
| 4.7 | Ponto 1 escolhido para a colocação da roseta e no lado oposto foi colocado um extensómetro unidirecional | 50 |
| 4.8 | Ponto 2 escolhido para a colocação da roseta e no lado oposto foi colocado um extensómetro unidirecional | 50 |
| 4.9 | Ponto 3 escolhido para a colocação da roseta | 50 |

| | | |
|------|--|----|
| 4.10 | Ponto 4 escolhido para a colocação da roseta | 51 |
| 4.11 | Localização dos pontos instrumentados | 51 |
| 4.12 | Tensão equivalente no ponto 1, simulação numérica do quadro | 52 |
| 4.13 | Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 1, simulação numérica do quadro | 52 |
| 4.14 | Tensão equivalente no ponto 2, simulação numérica do quadro | 53 |
| 4.15 | Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 2, simulação numérica do quadro | 53 |
| 4.16 | Tensão equivalente no ponto 3, simulação numérica do quadro | 54 |
| 4.17 | Tensão equivalente no ponto 4, simulação numérica do quadro | 54 |
| 4.18 | Deformação no ensaio da rigidez do quadro, valor no ponto de aplicação da carga 0.42 mm | 55 |
| 4.19 | Tensão equivalente no ponto 1, simulação numérica do conjunto | 55 |
| 4.20 | Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 1, simulação numérica do conjunto | 56 |
| 4.21 | Tensão equivalente no ponto 2, simulação numérica do conjunto | 56 |
| 4.22 | Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 2, simulação numérica do conjunto | 56 |
| 4.23 | Tensão equivalente no ponto 3, simulação numérica do conjunto | 57 |
| 4.24 | Tensão equivalente no ponto 4, simulação numérica do conjunto | 57 |
| 4.25 | Deformação no ensaio da rigidez do conjunto, deslocamento máximo no ponto de aplicação da carga 10.81 mm e no apoio oposto 1.16 mm | 58 |
| 4.26 | Veículo ensaiado | 58 |
| 4.27 | Alguns componentes desmontados do veículo | 59 |
| 4.28 | Extensómetros unidirecionais | 60 |
| 4.29 | Roseta de extensómetros | 60 |
| 4.30 | Preparação e colocação dos extensómetros | 61 |
| 4.31 | Equipamento P-3 Vishay | 62 |
| 4.32 | Exemplo de ligação dos extensómetros ao equipamento de leitura. | 62 |
| 4.33 | Equipamentos de leitura dos extensómetros | 63 |
| 4.34 | Comparadores usados nos ensaios | 63 |
| 4.35 | Pesos em chumbo usados nos ensaios experimentais | 64 |
| 4.36 | Condições de apoio do quadro | 65 |
| 4.37 | Condições de apoio do conjunto | 65 |
| 4.38 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 1 (quadro) | 66 |
| 4.39 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 2 (quadro) | 67 |
| 4.40 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 3 (quadro) | 67 |
| 4.41 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 4 (quadro) | 67 |
| 4.42 | Gráfico tensão na direção do extensómetro ponto 1 (quadro) | 68 |
| 4.43 | Gráfico tensão na direção do extensómetro ponto 2 (quadro) | 68 |
| 4.44 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 1 (conjunto) | 69 |
| 4.45 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 2 (conjunto) | 69 |
| 4.46 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 3 (conjunto) | 70 |

| | | |
|------|--|-----|
| 4.47 | Gráfico da tensão equivalente no ponto 4 (conjunto) | 70 |
| 4.48 | Gráfico tensão na direção do extensômetro ponto 1 (conjunto) | 70 |
| 4.49 | Gráfico tensão na direção do extensômetro ponto 2 (conjunto) | 71 |
| 4.50 | Rigidez do quadro | 72 |
| 4.51 | Rigidez do conjunto | 72 |
| 5.1 | Pesagem do eixo traseiro do veículo | 77 |
| 5.2 | Pesagem do eixo traseiro do veículo levantando este com um ângulo superior a 20° | 78 |
| 5.3 | Modelo do veículo para análise das suspensões. | 79 |
| 5.4 | Exemplo de <i>bump/rebound</i> | 80 |
| 5.5 | Gráfico da convergência/divergência na análise do <i>bump/rebound</i> | 81 |
| 5.6 | Gráfico do <i>camber</i> na análise do <i>bump/rebound</i> | 82 |
| 5.7 | Exemplo do movimento da direção (<i>steer</i>) | 83 |
| 5.8 | Gráfico do ângulo da roda direita na análise da direção. | 84 |
| 5.9 | Eixo de rolamento do veículo | 85 |
| 5.10 | Convergência/divergência no <i>bump/rebound</i> da suspensão, o gráfico da esquerda com parâmetros originais, gráfico da direita após melhoria | 86 |
| 5.11 | Teste FIA ao arco principal | 87 |
| 5.12 | Propriedades bilineares do material usado | 87 |
| 5.13 | Tensão instalada na simulação do arco principal | 88 |
| 5.14 | Deslocamento máximo arco principal (escala real) | 88 |
| 5.15 | Teste arco frontal | 89 |
| 5.16 | Tensão instalada na simulação do arco frontal | 90 |
| 5.17 | Deformação máxima arco Frontal (escala real) | 90 |
| 5.18 | Configuração do teste de aceleração | 91 |
| 5.19 | Tensão equivalente instalada no teste de aceleração, valor max. 30 MPa | 91 |
| 5.20 | Deslocamentos no teste de aceleração, valor max 0.77 mm | 92 |
| 5.21 | Configuração do teste de curva | 93 |
| 5.22 | Tensão equivalentes instaladas no teste de curva, valor max 50 MPa | 93 |
| 5.23 | Deslocamentos no teste de Curva, valor max 1.48 mm | 94 |
| 5.24 | Configuração do teste de travagem | 94 |
| 5.25 | Tensão equivalente instalada no teste de travagem, valor max 60 MPa | 95 |
| 5.26 | Deslocamentos no teste de travagem, valor max 4.52 mm | 95 |
| 5.27 | Configuração do teste de salto | 96 |
| 5.28 | Tensão equivalente instalada no teste de salto, valor max 40 MPa | 97 |
| 5.29 | Deslocamentos no teste de salto, valor max 1.34 mm | 97 |
| 5.30 | Exemplo do configuração do quadro encastrado para medição da rigidez | 98 |
| 5.31 | Configuração do quadro na simulação da rigidez (encastrado) | 99 |
| 5.32 | Deslocamentos do quadro na simulação da rigidez (encastrado) | 99 |
| 5.33 | Ilustração do cálculo da rigidez com momento aplicado ao quadro | 100 |
| 5.34 | Configuração da simulação da rigidez do quadro isostático | 100 |
| 5.35 | Deslocamentos do quadro na simulação da rigidez (isostático) | 101 |

| | | |
|------|---|-----|
| 5.36 | Ilustração do cálculo da rigidez com uma força aplicada ao quadro | 101 |
| 5.37 | Exemplo do configuração do veículo na simulação da rigidez com apoios triplos[3] | 102 |
| 5.38 | Configuração do veículo na simulação da rigidez com apoios triplos nas rodas traseiras | 102 |
| 5.39 | Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo com apoios triplos aplicados nas rodas traseiras | 103 |
| 5.40 | Configuração da simulação da rigidez do veículo isostático | 103 |
| 5.41 | Deslocamentos do veículo na simulação da rigidez (isostático) | 104 |
| 5.42 | Distribuição das tensões equivalentes instaladas na rigidez do quadro isostático | 106 |
| 5.43 | Reforços acrescentados para melhorar a rigidez do quadro | 106 |
| 5.44 | Distribuição da tensão instalada no quadro após este ser reforçado | 107 |
| 5.45 | Deslocamento no quadro após este ser reforçado | 107 |
| 5.46 | Triângulo inferior traseiro reforçado | 108 |
| 5.47 | Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo após ser reforçado | 109 |

Nomenclatura

Caracteres Romanos

| | |
|-------------|--|
| a_x | aceleração segundo o eixo do x |
| C | carbono |
| Cu | cobre |
| d | braço da força aplicada no teste da rigidez torsional |
| d_y | deslocamento na direção y |
| F_1 | Força exercida sobre a célula de carga da roda esquerda do eixo frontal |
| F_2 | Força exercida sobre a célula de carga da roda direita do eixo frontal |
| F_3 | Força exercida sobre a célula de carga da roda esquerda do eixo traseiro |
| F_4 | Força exercida sobre a célula de carga da roda direita do eixo traseiro |
| F | carga aplicada no teste da rigidez torsional |
| g | aceleração gravítica |
| h_0 | altura do centro de gravidade |
| H | altura de elevação do veículo na medição do cg |
| K | rigidez torsional |
| L_1 | distância entre eixos |
| l_1 | distância do eixo frontal ao centro de gravidade |
| l_2 | distância do eixo traseiro ao centro de gravidade |
| Mn | manganês |
| Mt | momento torçor no teste da rigidez torsional |
| N | Azoto |
| P_1 | Peso da roda esquerda do eixo frontal |
| P_2 | Peso da roda direita do eixo frontal |
| P_3 | Peso da roda esquerda do eixo traseiro |
| P_4 | Peso da roda direita do eixo traseiro |
| P | fósforo |
| P_{total} | Peso total do veículo |
| r | raio da roda do veículo |
| S | Enxofre |
| T | largura de via |
| T_1 | largura de via do eixo frontal |
| T_2 | largura de via do eixo traseiro |

Caracteres Gregos

| | |
|---------------------|--|
| α | ângulo do veículo com o chão na medição do cg |
| θ_F | ângulo de torção no teste da rigidez torsional |
| θ_F | ângulo entre o braço que passa no ponto de contacto do pneu frontal e ic com a horizontal |
| θ_R | ângulo entre o braço que passa no ponto de contacto do pneu traseiro e ic com a horizontal |
| δ_{inner} | ângulo de viragem da roda interior a curva |
| δ_{outer} | ângulo de viragem da roda exterior a curva |
| $\delta_{A.Mouter}$ | ângulo de <i>Ackermann</i> |

Abreviaturas

| | |
|------|--|
| 3D | <i>Três dimensões</i> |
| CAE | <i>Computer-aided engineering</i> |
| CG | <i>Centro de gravidade</i> |
| FIA | <i>Federation Internationale de l'Automobile</i> |
| FPAK | <i>Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting</i> |
| IC | <i>Instante centrer ou centro instantâneo de rotação</i> |

Capítulo 1

Introdução

1.1 Motivação

Os veículos hoje em dia assumem diversas formas e funções. Os veículos estão continuamente a ser desenvolvidos. Há sempre alguém que quer quebrar os limites, ser mais rápido e melhor que todos os outros. Isso força a tecnologia a evoluir. Os veículos de todo o terreno não fogem á regra, sendo que a estes é requerida uma resistência e fiabilidade extra para navegar por troços sinuosos. O facto de poder analisar e fazer engenharia inversa sobre um veículo já construído, permite encontrar soluções que possam ser mais vantajosas. Com os códigos, como um grande aliado no desenvolvimento de um produto poupam-se tempo de construção e rapidamente obtém-se os resultados. Trabalhar com códigos de elementos finitos e poder aplicar o conhecimento académico adquirido, para desenvolver soluções e testar as mesmas, é algo do meu interesse. Todo este trabalho obrigou-me a pesquisar e muitas vezes a aprender conceitos com os quais ainda não estava familiarizado. Completou, no fundo, um pouco mais o meu conhecimento nesta área científica.

1.2 Objetivos do presente trabalho

O objetivo deste trabalho consiste na análise do veículo de forma a aplicar engenharia inversa e identificar os seus aspetos positivos e negativos.

A nível da ciclística:

- Determinação dos parâmetros de direção e suspensão e avaliação dos mesmos.

A nível estrutural:

- Avaliação numérica da resistência do quadro
 - Testes de segurança, regulamento FIA
 - Testes de uso normal, aceleração, travagem, curva e salto

- Avaliação numérica da rigidez do quadro e do veículo
- Teste experimental da rigidez do quadro e do veículo para validação da modelação efetuada.

1.3 Conteúdo da tese

A presente tese está dividida em 6 capítulos, incluindo o presente Capítulo de introdução, e um apêndice. No capítulo 2 são apresentados conceitos teóricos que ajudam a compreender melhor os assuntos expostos nesta tese. Segue-se o capítulo 3 onde é feita uma descrição da empresa que disponibilizou o veículo, assim como as principais características deste. A modelação do veículo é também explicada em detalhe neste capítulo. No capítulo 4 são expostos os resultados dos ensaios experimentais da rigidez. É também neste capítulo feita a comparação dos valores numéricos com experimentais para verificar a validade da modelação efetuada. O capítulo 5 está dividido em duas secções. Uma secção onde são analisados os parâmetros de suspensão e outra onde o veículo é analisado a nível estrutural. Por último no capítulo 6 são apresentadas as principais conclusões do trabalho efetuado.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

Para a compreensão dos assuntos abordados nesta tese é necessário um enquadramento teórico, com os fundamentos e conceitos apropriados para a análise do veículo em estudo. Serão apresentados um a um todos os parâmetros utilizados na definição e análise da suspensão, bem como os utilizados na análise do quadro do veículo.

2.1 Dinâmica de veículos

Um veículo é a junção de um complexo agregado de peças, tendo algumas funções estruturais, outras função estética, aerodinâmica, de propulsão, etc. Muitas vezes separa-se estes conjuntos de peças em subsistemas.

Na dinâmica de um veículo todas as interações entre os seus componentes são importantes, sendo o seu funcionamento crucial para um adequado comportamento do veículo.

De forma a medir a aptidão dinâmica de um veículo é muitas vezes usado o termo “*handling*” (manobrabilidade). Este termo está ligado à capacidade de um veículo efetuar manobras de curva, aceleração e travagem, sem grande esforço ou perícia do condutor. Ou seja é a *performance* do veículo na resposta às forças impostas por tais manobras. Na verdade o termo *handling* é um pouco mais complexo, pois não só representa o comportamento dinâmico do veículo, como também a capacidade do veículo transmitir esse comportamento para o piloto, facilitando assim a tarefa deste.

O termo *handling* junta a *performance* do veículo com a do piloto, sendo que deve haver um total sintonia entre os ajustes no veículo e a capacidade do piloto.

Na competição automóvel as leis da física são levadas ao limite. O pretendido é sempre fazer a prova no menor tempo possível sendo, para isso, necessário um bom veículo e uma equipa capaz, qualificada e instruída. Um veículo é uma máquina complexa que joga com inúmeros parâmetros. Alguns destes podem ser personalizados, outros nascem com o veículo, sendo difícil posteriormente a sua modificação. O piloto, durante a condução do veículo, é como se fosse parte integrante deste, é ele que o comanda ao longo da pista, e o veículo responde, de melhor ou pior forma, formando todas estas interações o *handling* do veículo.

2.2 Sistema de coordenadas do veículo

Caracterizar um veículo implica descrever os seus movimentos, não só o movimento de todo o veículo em relação ao solo, como também por vezes o movimento das suas suspensões. Desta forma, é necessário ter um referencial que permita uma coerente comparação entre os movimentos.

Como tal, no veículo podemos definir três diferentes massas que estarão associadas aos seus devidos sistemas. Massa suspensa, massa não suspensa e massa total do veículo. [6]

Para análises mais simples o veículo move-se como um conjunto. Por exemplo no caso de uma travagem/aceleração todo o veículo acelera/desacelera. Desta forma, é possível usar a massa total do veículo aplicada no seu centro de gravidade (CG), tendo o devido cuidado para que esta seja representativa dos respetivos momentos de inércia de todo o veículo.

Como tal, o sistema de coordenadas mais simples do veículo é aplicar o referencial no seu centro de gravidade tal como a figura 2.1 descreve.

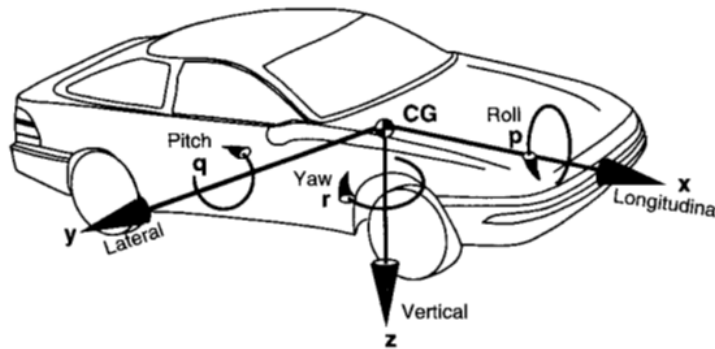


Figura 2.1: Sistema de coordenadas do veículo, Fonte:[6]

Conforme a imagem podem ser definidas as seguintes translações.

- X – orientado longitudinalmente ao longo do veículo e com sentido para a frente.
- Y – orientado transversalmente ao veículo e com sentido da direita para a esquerda.
- Z – orientado verticalmente com o veículo e com sentido para o solo.

2.3 Transferência de carga

2.3.1 Massa não suspensa

A massa não suspensa é a porção de massa do veículo que está relacionada com tudo o que não está a ser suportado pelas molas da suspensão. Isto inclui pneu, jante, cubo, porta cubos, travões (*outboard*), assim como 50% do peso dos componentes que estão, de alguma

forma, ligados à massa suspensa, ou seja, braços de suspensão, conjunto mola/amortecedor (*outboard*) e veios de transmissão.

Na presença de uma lomba a massa não suspensa deve contornar as irregularidades do solo, sofrendo grandes acelerações, e esta deve ser controlada pelo amortecedor. Como tal, quanto menor esta for mais eficaz será o resultado esperado. [31]

2.3.2 Massa suspensa

A massa suspensa é toda a restante massa não incluída na definição apresentada anteriormente. Como tal a massa suspensa é toda a massa suportada pelas molas da suspensão. Tipicamente esta massa é largamente superior a massa não suspensa e contem o quadro do veículo, motor, caixa de velocidades, condutor, combustível e muitos outros equipamentos e peças necessárias ao funcionamento do veículo. [31]

2.4 Movimentos do veículo

Durante a movimentação de um veículo, este em função das condições impostas pelo solo, descreve movimentos importantes. Desta forma é necessário medir esses mesmos movimentos de forma a caracterizá-los quer sejam acelerações, velocidades angulares ou lineares.

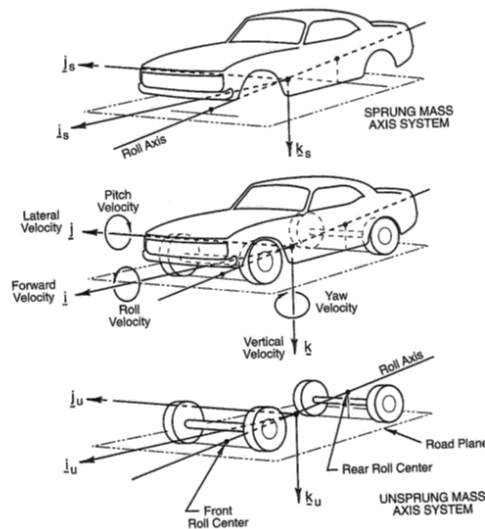


Figura 2.2: Eixos de movimentação do veículo, Fonte:[25]

O sistema de coordenadas do veículo mantém-se. Apenas as variáveis segundo os seus eixos mudam de nome e tomam um significado específico que caracteriza o movimento. É usual medir as perturbações sofridas pelo veículo em relação ao referencial fixo na terra.

2.4.1 *Roll* ou rolamento da carroçaria

O movimento de *roll* da carroçaria é caracterizado pela rotação em torno do eixo longitudinal (eixo x), como consequência do funcionamento da suspensão. Neste movimento os conjuntos dos pares de rodas esquerdas e direitas movem-se em relação à massa suspensa. Para provocar o movimento de *roll* um par desloca-se no sentido ascendente enquanto o outro no sentido descendente. Isto provoca uma inclinação da massa suspensa em relação à vertical.

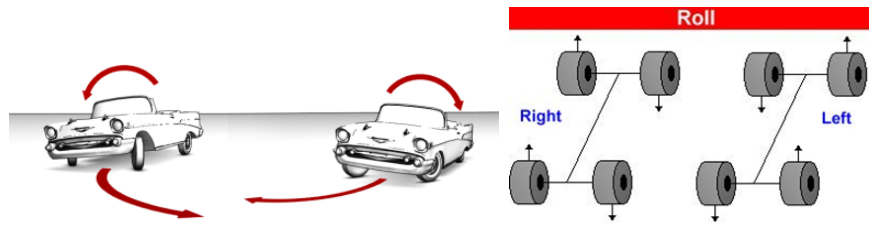


Figura 2.3: Movimento de *roll* do veículo, Fonte:[9][12]

O movimento de *roll* pode ser causado pela superfície da estrada ou por uma resposta ao estímulo do condutor em curva. Isto acontece porque a aderência dos pneus desenvolve forças laterais que tendem a deslocar a massa suspensa. O *roll* da massa suspensa influencia o *handling* do veículo. O ângulo que a massa suspensa descreve altera o *camber* (ver 2.24) dinâmico das rodas e, desta forma, altera a aderência que os pneus vão ter com o solo. Uma forma de controlar este fenómeno é combinar o ângulo de *roll* da massa suspensa com o ângulo de *camber* dinâmico das rodas, de modo a anular os problemas do *roll* do veículo. [29]

2.4.2 *Pitch* ou mergulho da carroçaria

O movimento de *pitch* é caracterizado pelo movimento sincronizado de subida/descida dos pares de rodas da frente e traseira, em sentidos opostos.



Figura 2.4: Movimento de *pitch* do veículo, Fonte:[34][12]

Este movimento pode ser provocado por alterações no pavimento ou em travagens/acelerações. A desaceleração/aceleração provoca uma transferência de massa que faz com que o veículo se incline sobre o plano horizontal.

O *pitch* é importante pois, em demasia, pode diminuir significativamente a distância ao solo do veículo e, em alguns tipos de suspensão, o *camber* é também alterado. Este movimento provoca ainda uma alteração no ângulo de *caster* (ou avanço) do veículo. Esta alteração é importante pois pretende-se um bom desempenho deste na travagem, aceleração e dirigibilidades do mesmo. Ângulos excessivos de *camber* comprometem a aderência do pneu tornando ineficaz a aceleração/travagem e conseqüentemente a estabilidade do veículo.[29]

2.4.3 *Heave*

O movimento de *Heave* é caracterizado pelo movimento sincronizado de todas as rodas do veículo no sentido vertical, seja ascendente ou descendente. Este movimento é normalmente causado por um perfil de estrada que leva a acelerações verticais ou por influencia aerodinâmica do veículo.

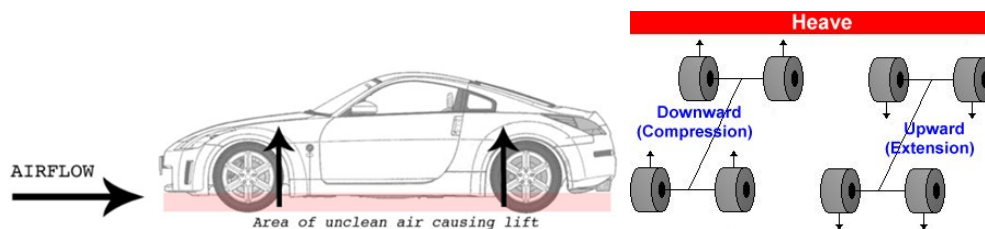


Figura 2.5: Movimento de *heave* do veículo, Fonte:[14][12]

Sendo que a massa suspensa se pode deslocar verticalmente em relação ao solo, este movimento é importante para determinar a altura do veículo ao solo. Com o deslocar do veículo, a altura estática deste em relação ao solo pode alterar-se e desconfigurar o *setup* das suspensões, perdendo-se assim a eficácia de tais ajustes.[29]

2.4.4 *Warp* ou cruzamento de eixos

O movimento de *warp* é o mais comum quando o veículo se desloca por estradas sinuosas ou em *offroad*. Este caracteriza-se pelo deslocamento dos pares diagonais de rodas em sentidos opostos. Basta existirem depressões, lombas, buracos e, sendo que, normalmente o perfil de uma estrada nunca é completamente plano, facilmente o veículo descreve o movimento de *warp*.

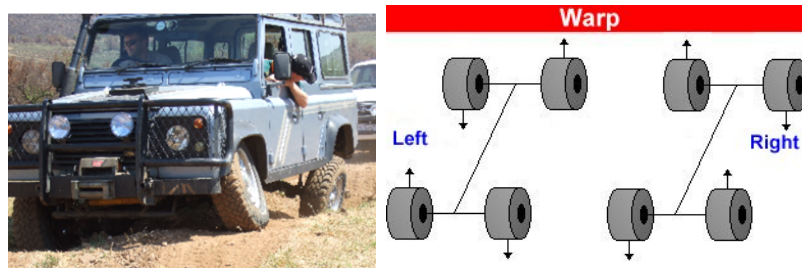


Figura 2.6: Movimento de *warp* do veículo, Fonte:[16] [12]

Neste movimento é crucial que a suspensão seja macia para que esta possa ultrapassar os obstáculos do pavimento sem provocar grandes movimentos da massa suspensa.[29]

2.5 Subviragem, Sobreviragem e Comportamento Neutro

Os pneus dos veículos não são completamente rígidos, como tal, na presença de força estes podem deformar-se em todas as direções. Em curva e com a presença da força lateral os pneus deformam-se. Essa deformação medida em relação à jante chama-se *slip angle*. O *slip angle* é o ângulo que o pneu forma com a jante, como descreve a seguinte imagem.

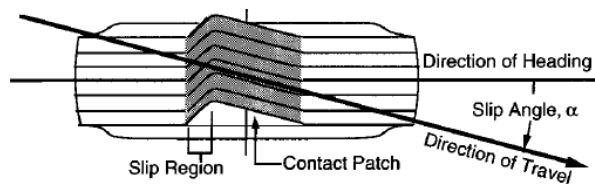


Figura 2.7: *Slip angle*, Fonte:[6]

É devido a este fenómeno que os veículos quando entram em curva podem apresentar sobreviragem (*oversteer*) ou subviragem (*understeer*). A subviragem caracteriza-se pela saída do veículo de traseira e a sobreviragem saída do veículo de frente.

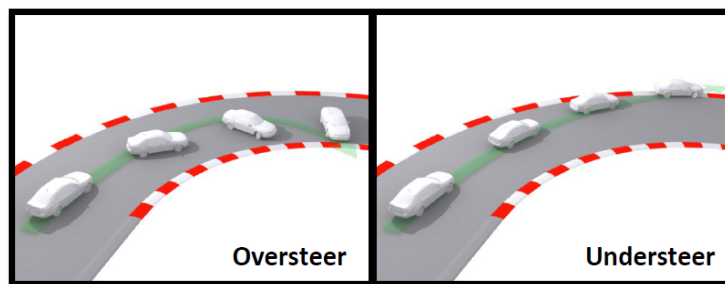


Figura 2.8: Sobreviragem e Subviragem, Fonte:[4]

Como é de esperar o melhor comportamento é um comportamento neutro ou subvirador, mais manobrável e previsível, tornando a tarefa do piloto/condutor mais fácil.

O *slip angle* de uns pneus em relação aos outros é que, em boa parte, ditam o comportamento do veículo. Assim para um comportamento ideal e neutro ambos os pneus, traseiros e frontais, devem apresentar o mesmo *slip angle*. Este ângulo está relacionado com o coeficiente de rigidez lateral do pneu, entre outros fatores. [7]

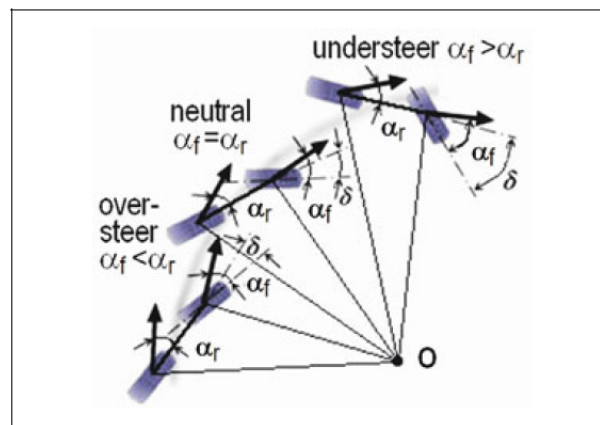


Figura 2.9: Relação entre *slip angle* e o comportamento do veículo, Fonte:[7]

2.6 Descrição dos sistemas do veículo

O veículo em estudo trata-se de um todo terreno. Conforme a finalidade dos veículos estes apresentam sistemas mais adequados para o uso em questão. A escolha destes sistemas podem interferir na manobrabilidade, durabilidade, fiabilidade, conforto, entre muitos outros parâmetros. Como tal, há uma preocupação em adequar ao máximo os sistemas a implementar no veículo de forma a obter os melhores resultados.

2.6.1 Quadro do veículo

O quadro de um veículo é o seu “esqueleto”. Tal como no corpo humano é a estrutura óssea que serve de suporte a todos os sistemas que nos constituem também no veículo é o quadro que suporta uma enorme quantidade de mecanismos necessários ao funcionamento do mesmo.

Com o desenvolvimento dos veículos os quadros foram-se adequando ao propósito destes. Hoje em dia, existe uma grande diversidade de quadros sendo os mais usados em veículos de grande produção, os do tipo monoblocos.

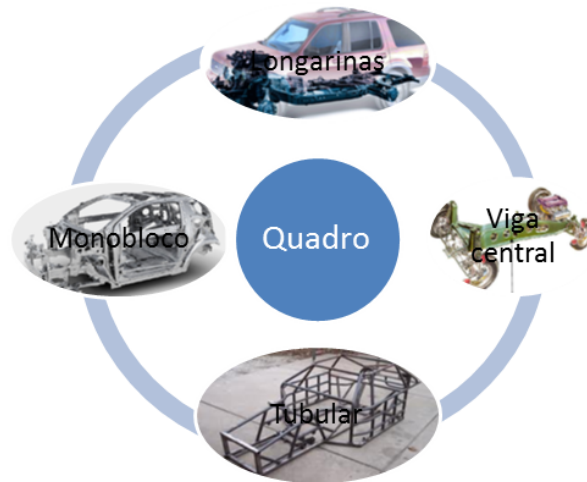


Figura 2.10: Tipos de quadros de veículos

Os quadros de longarinas são majoritariamente usados em veículos que suportam grandes cargas, como por exemplo os caminhões e carrinhas. Neste caso, o quadro é separado da carroçaria e caracteriza-se pela simplicidade de construção e pela sua resistência.

Os quadros em forma de viga central foram construídos pela Lotus e esta solução conferia uma boa rigidez ao veículo. Permitia também reduzir significativamente o ruído e as vibrações do veículo.

O monobloco é uma solução em que o quadro engloba a parte estrutural e a parte estética. Este tipo de construção é muito usado hoje em dia e permite uma grande automatização do processo de construção.

O quadro do veículo em estudo é do tipo tubular. Estes quadros são usados majoritariamente em carros de competição. O seu custo de construção em grande série é elevado pois requer elevada mão de obra e não permite grande automatização, no entanto é adequado para pequenas séries. Os quadros tubulares existem com muitas configurações, ou seja, estes são aplicados em muitos veículos, desde carros de pista até veículos de todo o terreno.

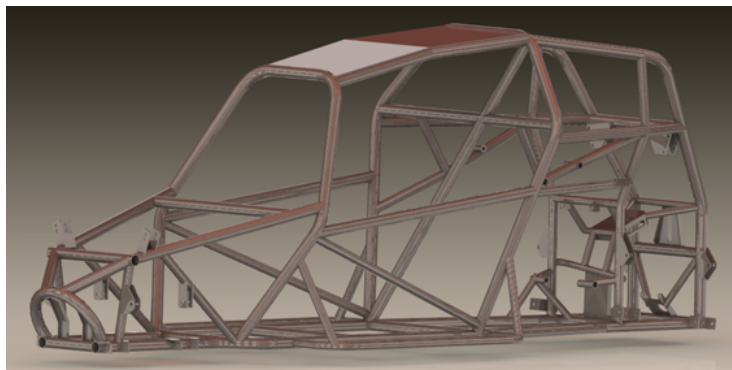


Figura 2.11: Quadro do veículo em estudo

Este tipo de quadro caracteriza-se pela sua leveza e elevada rigidez. Estes são construídos através de vários tubos soldados entre si de forma a obter uma estrutura reticulada tridimensional. Nestes quadros são muitas vezes incorporadas chapas ou painéis de forma a forrar e a reforçar, o que confere maior rigidez. Neste pretende-se assim atingir uma estrutura reticulada e bem triangulada que submeta a maioria dos seus elementos a um esforço de tração/compressão, podendo-se desta forma tirar mais partido da sua resistência.[33]

2.7 Suspensão

As suspensões dos veículos são uma parte complexa e diversificada. Hoje em dia, existem muitos tipos de sistemas de suspensão. Cada tipo adequa-se melhor numa aplicação específica, normalmente dependente do uso e tipo de veículo em questão.

O veículo em estudo usa uma suspensão independente de triângulos sobrepostos a frente e atrás.

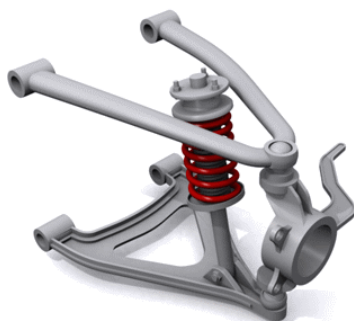


Figura 2.12: Exemplo de suspensão de triângulos sobrepostos, Fonte:[29]

Uma suspensão tem como objetivo permitir a movimentação das rodas do veículo, que neste caso se podem mover independentemente, garantir que este movimento seja o suficiente para absorver as irregularidades do piso e manter uma determinada distância do solo, e servir de suporte para a roda, cubo, discos de travão e restantes componentes. Em veículos construídos especificamente para desporto automóvel é importante que seja possível afinar parâmetros que influenciam o comportamento do veículo.[31]

2.8 Centro de gravidade

O centro de gravidade de qualquer corpo, por definição, é o ponto onde pode ser considerada toda a massa concentrada. Se o veículo for suspenso pelo cg este não apresenta nenhuma translação nem rotação, ou seja, mantém o seu natural equilíbrio. No caso do centro de gravidade de um veículo as acelerações podem ser consideradas como atuantes neste ponto.[31]

Dependendo do problema em questão e do que se pretende analisar, o centro de gravidade tem uma grande importância na determinação de fatores que influenciam o veículo em geral.

- Distância entre eixos L_1
- Distância do CG ao eixo frontal l_1
- Altura do centro de gravidade h_0

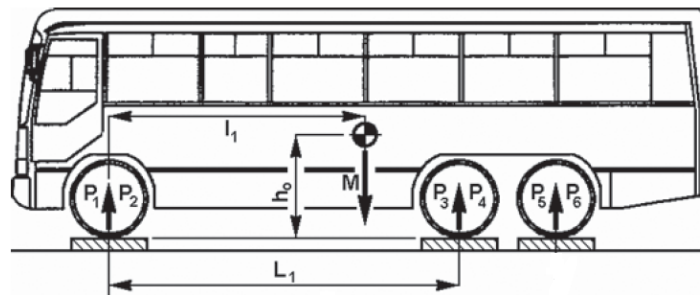


Figura 2.13: Variáveis utilizadas para determinar o centro de gravidade do veículo, Fonte:[1]

O centro de gravidade do veículo não é estático, isto é, ele altera-se conforme a carga colocada no veículo. Quer seja o número de pessoas que se encontram dentro do veículo quer seja o nível de combustível, bem como a bagagem, fazem o centro de gravidade variar na vertical (h_0), longitudinal (l_1) e ainda na transversal. Centros de gravidade baixos são geralmente apetecíveis pois resultam em melhor comportamento do veículo. Mas nem sempre, por imposições de projeto, se consegue manter este tão baixo quanto desejável. Como tal, é necessário fazer um estudo e usar todas as variáveis já abordadas como um todo com vista a atingir um objetivo, que terá de ser um compromisso entre imposições do projeto e comportamento do veículo. [28]

2.8.1 Cálculo do centro de gravidade do veículo

Na fase de construção do veículo é complicado e muito trabalhoso estimar, com rigor, a posição do centro de gravidade. Isso só é possível recorrendo a *softwares* CAE e desenhando todos os componentes que constituem o veículo.

Uma forma experimental e, bem mais fácil de o fazer é recorrendo à pesagem do veículo com balanças que são colocadas debaixo de cada eixo. Este método experimental tem a desvantagem de apenas ser possível de executar em veículos já construídos.

Distância do centro de gravidade longitudinalmente.

Para determinar a posição longitudinal do centro de gravidade o veículo deve ser elevado do chão permanecendo nivelado. Debaxo de cada eixo deve ser colocada uma balança.

Usando a equação 2.1 é possível, então, chegar ao peso total do veículo. O peso de eixo frontal ($F_1 + F_2$) e o peso do eixo traseiro ($F_3 + F_4$) somados darão o peso total do veículo (P_{total}).

$$P_{total} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 (kg) \quad (2.1)$$

Sabendo a distância entre eixos do veículo (L_1) e com a diferença entre $F_3 + F_4$ e $F_1 + F_2$ é possível, então, saber a distância do centro de gravidade ao eixo frontal l_f ou ao eixo traseiro l_r com a seguinte fórmula.

$$l_1 = \frac{F_3 + F_4}{P_{total}} \times L_1; l_2 = \frac{F_1 + F_2}{P_{total}} \times L_1 \quad (2.2)$$

Distância do centro de gravidade Transversalmente

Para avaliar o desvio do centro de gravidade em relação ao eixo transversal do veículo é necessário conhecer a largura de via (T), sendo T_1 a largura de via do eixo frontal e T_2 a largura de via do eixo traseiro. Colocando uma balança debaixo de cada roda do veículo e mantendo este nivelado é possível retirar os respectivos pesos de cada roda. [1]

- P_1 = Peso da roda frontal esquerda
- P_2 = Peso da roda frontal direita
- P_4 = Peso da roda traseira esquerda
- P_5 = Peso da roda traseira direita

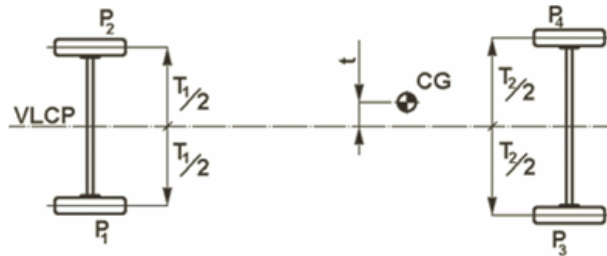


Figura 2.14: Posição transversal do centro de gravidade, Fonte:[1]

$$t = \left[(P_1 - P_2) \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \frac{T_2}{2} \right] \times \frac{1}{P_{total}} \quad (2.3)$$

Altura do centro de gravidade

Medir a altura do centro de gravidade é um pouco mais trabalhoso do que as restantes coordenadas. Para este ultimo é necessário recorrer a um engenho (grua, ponte, estrutura) de forma a elevar um dos eixos do veículo. As balanças são introduzidas debaixo de cada roda e os pesos tirados com o veículo elevado. O veículo deve ser elevado numa altura mínima H para produzir uma leitura precisa.

$$\alpha = \arcsin \frac{H}{L_1} \quad (2.4)$$

Sendo que α terá de ser superior a 20° para produzir uma leitura precisa.

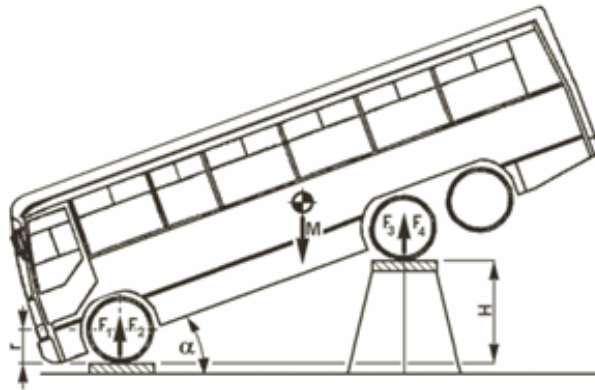


Figura 2.15: Variáveis no cálculo da altura do centro de gravidade, Fonte:[1]

$$h_0 = r + \left(\frac{1}{\tan \alpha} \right) \times \left(l_1 - L_1 \times \frac{F_3 + F_4}{P_{total}} \right) \quad (2.5)$$

Sendo F_3 e F_4 as forças medidas nas balanças colocadas no eixo traseiro do veículo e r o raio da roda.

2.9 Centro instantâneo de rotação

O centro instantâneo de rotação da suspensão é importante pois vários parâmetros desta são determinados com recurso a este centro. Em inglês *instante center (IC)* pode ser definido como a ligação dos componentes da suspensão naquele instante, enquanto que, a palavra centro define o lugar geométrico projetado onde se encontra o pivô de todo o sistema de suspensão.

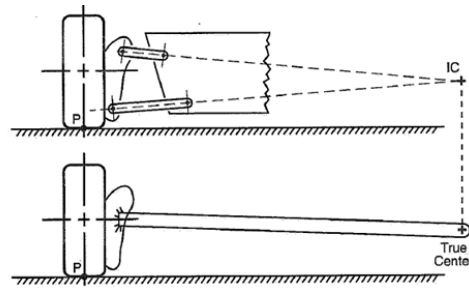


Figura 2.16: Centro instantâneo de rotação, Fonte:[25]

A figura acima apresenta dois sistemas diferentes, mostrando o conceito de centro instantâneo de rotação da suspensão. Mostra que este pode ser encontrado para qualquer tipo de sistema de suspensão. O centro instantâneo de rotação da suspensão altera-se com o movimento desta, pois à medida que a suspensão se desloca a sua geometria vai variando e conseqüentemente varia também o seu centro instantâneo de rotação. Por isso, o projeto de uma geometria adequada permite controlar a velocidade e direção que este irá tomar com o curso da suspensão. [25]

2.10 *Roll center*

Como já foi anunciado o *roll* do veículo (movimento de rolamento da carroçaria) vem das forças centrífugas aplicadas ao veículo em curva. Na presença destas forças a massa suspensa tende a rodar em torno de um centro. Este é chamado o centro de rolamento. É neste ponto que as forças laterais geradas pelos pneus são aplicadas ao quadro do veículo. O centro de rolamento pode ser diferente no eixo frontal e no eixo traseiro. Unindo os centro de rolamento frontal com o traseiro é então possível achar o eixo de rolamento. [31]

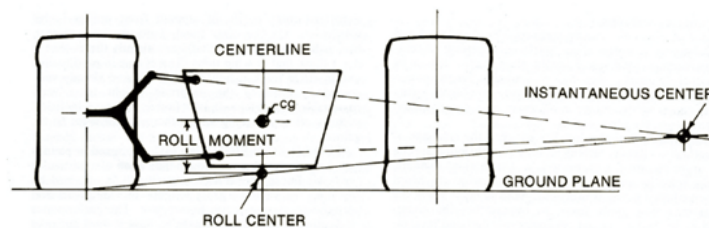


Figura 2.17: *Roll center* do veículo para configuração de suspensão em triângulos sobrepostos, Fonte:[31]

A imagem 2.17 apresenta a forma gráfica usada para determinar o centro de rolamento para uma suspensão de duplo braço independente. Para achar o centro de rolamento prolonga-se uma linha de cada um dos braços da suspensão, até que estas se intersectem. Esse ponto de intersecção é chamado o centro instantâneo de rotação. Após isso uma linha

é traçada do meio do pneu (no ponto de contacto com o solo) ate ao *IC*. O centro de rolamento encontra-se então na intersecção desta última linha com a linha vertical que passa pelo centro de gravidade do veículo. A altura do centro de rolamento é então medida em milímetros em relação ao solo.

Fazendo este processo para o eixo frontal e para o eixo traseiro é então possível achar o eixo de rolamento pelo traçar de um linha que passe por estes dois centros.

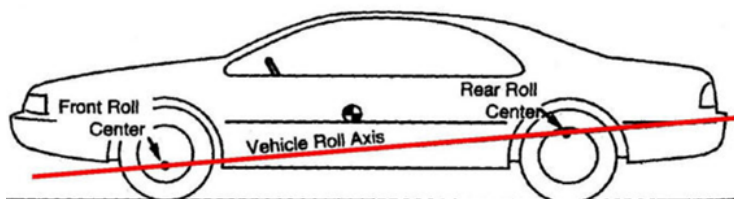


Figura 2.18: Eixo de rolamento do veículo, Fonte:[21]

Sendo o eixo de rolamento o local de pivotagem da suspensão no rolamento do quadro este possui importantes características, pois é através deste que as forças laterais da massa suspensa são transmitidas à massa não suspensa.

Um centro de rolamento muito alto resulta num menor rolamento da massa suspensa devido a uma menor distância entre o centro de rolamento e o centro de gravidade. A situação contraria, ou seja, um centro de rolamento ao nível do solo ou até abaixo deste reduz as alterações no *camber* e na largura de via durante o movimento da suspensão.

Os valores típicos de altura do centro de rolamento a partir da posição estática, para veículo de grande série, devem situar-se de 80 a 250mm no eixo traseira e de 0 a 130mm no eixo frontal.

Os valores típicos do eixo de rolamento nunca devem ser superiores a 6° de inclinação para a frente, ainda que fontes mais recentes recomendam que este valor se aproxime o máximo de 0.

A inclinação do eixo de rolamento tem influência na distribuição da rigidez na suspensão frontal e traseira. Um centro de rolamento elevado na traseira resulta numa melhor estabilização do rolamento no eixo traseiro, mas faz com que a diferença de carga dinâmica esquerda/direita seja mais notável, fazendo com que o veículo tenda a fugir de traseira (*oversteer*).[7]

2.11 Dive, squat e lift

Os movimento descritos a seguir estão relacionados com o movimento de *pitch* do veículo. Este movimento acontece maioritariamente na aceleração/travagem e tende a modificar a forma como as suspensões se comportam durante tais manobras.

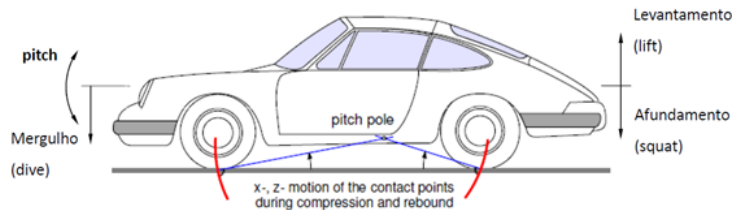


Figura 2.19: Movimento de *dive*, *squat* e *lift*, Fonte:[5]

Como a imagem 2.19 descreve:

- *Dive* – o movimento de *dive* (mergulho) caracteriza-se pelo movimento descendente da frente do veículo, causado por exemplo na travagem.
- *Lift* – o movimento de *lift* (levantamento) caracteriza-se pelo movimento ascendente da traseira do veículo.
- *Squat* – o movimento de *squat* (afundamento) caracteriza-se pelo movimento descendente da traseira do veículo. [5]

Normalmente o pretendido é anular parcialmente estes movimentos e, para isso, são definidos os efeitos de *anti-dive*, *anti-lift*, *anti-squat*.

Os efeitos “anti” na suspensão é um termo que descreve o acoplamento entre a força longitudinal para vertical entre a massa suspensa e a massa não suspensa. A carga longitudinal total transferida numa aceleração/travagem é função da largura de vias (T), altura do centro de gravidade (h_0), e força de travagem/aceleração.[25]

Anti Dive, Anti lift, anti squat

Os movimentos de “anti” não alteram a transferência de carga do veículo no estado estacionário. O que estes movimentos fazem é mudar a quantidade de carga que está presente nas molas da suspensão e a altura do *pitch* do veículo quando este se movimenta.

Assim a carga nas rodas em função dos parâmetros já descritos pode ser determinada por a seguinte expressão:

$$\Delta Load = P_{total} \times \left(\frac{a_x}{g} \right) \times \frac{h_0}{T} \quad (2.6)$$

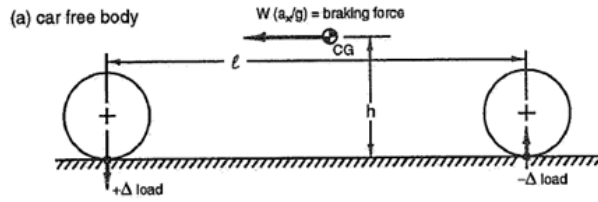


Figura 2.20: Diagrama de corpo livre do veículo na travagem, Fonte:[25]

Usando a percentagem de travagem (ou balanço de travagem) é possível determinar a fração da força total longitudinal que produz uma percentagem de *anti-dive* na frente do veículo.

$$\% \text{ anti - dive frente} = \frac{P_{total} \left(\frac{a_x}{g} \right) (\% \text{ travagem frente}) \frac{svsa - height}{svsa - leght}}{P_{total} \left(\frac{a_x}{g} \right) \times \left(\frac{h_0}{L_1} \right)} \quad (2.7)$$

$$= (\% \text{ travagem frente}) \times (\tan \theta_F) \times \left(\frac{L_1}{h_0} \right) \quad (2.8)$$

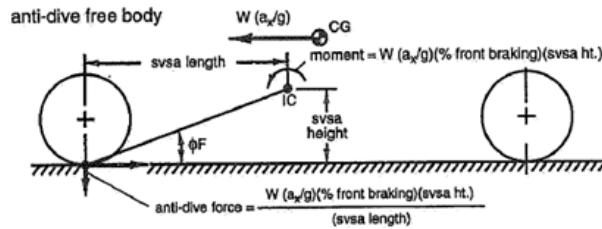


Figura 2.21: Variáveis no cálculo do *anti-dive*, Fonte:[25]

A expressão apresentada é para o cálculo do *anti-dive* no caso de o veículo ter travões nas rodas (*outboard brakes*). Para calcular o *anti-lift* da traseira do veículo basta substituir na expressão, $\tan \theta_R$ e a % travagem traseira.

A seguinte figura apresenta a forma de determinar o *anti-squat* no caso de aceleração, com tração posterior e suspensão independente.

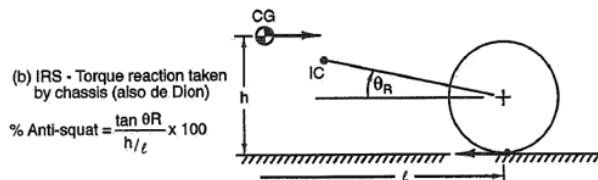


Figura 2.22: Variáveis no cálculo do *anti-squat*, Fonte:[25]

$$= \% \text{ Anti - squat} = \left(\frac{\tan \theta_R}{\frac{h_0}{L_1}} \right) \times 100 \quad (2.9)$$

Os efeitos “anti” trabalham de forma a reduzir o *pitch* do veículo e estes só atuam quando há uma força longitudinal aplicada ao veículo. Visto estes conceitos estarem relacionados com centro instantâneo (*IC*) as coordenadas deste variam com o movimento da suspensão. Desta forma também os efeitos “anti” se modificam com a alteração deste último.

Alguns dos efeitos destas características apresentadas:

- O efeito *anti-dive* na geometria frontal reduz a deflexão desta numa travagem quando o veículo se desloca para a frente.
- O efeito de *anti-lift* na geometria da suspensão traseira reduz o movimento ascendente da carroçaria numa travagem quando o veículo se desloca para a frente
- O efeito *anti-squat* reduz o movimento descendente da carroçaria traseira numa aceleração nos veículos de tração traseira.

2.12 Parâmetros da suspensão

As suspensões são construídas por forma a garantirem um funcionamento que favoreça o *handling* do veículo. É normal encontrar-se uma grande variedade de geometrias de suspensão pois cada veículo tem um propósito

Atendendo ao tipo de veículo e ao uso que este terá, desenvolvem-se geometrias de suspensão por forma a garantirem um conjunto de parâmetros. Em alguns tipos de geometria estes parâmetros podem ser fixos, ou pouco variáveis, e em alguns tipos de geometria existe a possibilidade de afinação destes parâmetros.

A afinação destes parâmetros depende largamente do tipo de piso, condições climatéricas, preferências do piloto, entre outras variantes. A afinação destes parâmetros não é fácil pois muitos deles interagem entre si, ou seja, a modificação de um deles pode significar também a mudança de outros como consequência. Com a afinação destes parâmetros procura-se uma melhor aderência do veículo bem como uma melhor manobrabilidade deste.

Divergência e convergência

O ângulo convergência é definido como o ângulo que o plano vertical das rodas faz com o plano vertical do carro.

As rodas são convergentes quando a distância entre as rodas de um mesmo eixo é maior atrás do centro da roda do que a frente. As rodas são divergentes quando o contrário acontece.

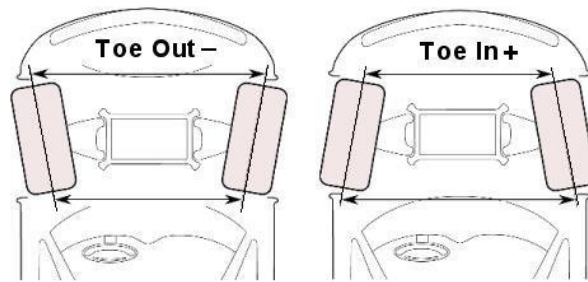


Figura 2.23: Divergência e convergência, Fonte:[17]

O veículo na sua posição estática pode apresentar ângulo de convergência/divergência ou, este pode ser conseguido dinamicamente com o movimento da suspensão. Este parâmetro tem maior influência em curva devido à transferência de carga. Ao colocar mais carga nas rodas e tendo esta convergência/divergência, a manobrabilidade fica condicionada. Este parâmetro pode ajudar na estabilidade do veículo se for convenientemente afinado.

Os pneus e os sistemas de suspensão têm sempre uma elasticidade associadas. Esta elasticidade em curva e, devido às forças laterais, tende a deformar o pneu e os sistemas de suspensão. Na entrada em curva a carga é transferida para as rodas opostas ao centro da curva. Com a afinação da convergência/divergência é possível dar alguma dirigibilidade aos eixos permitindo corrigir essas deformações impostas em curva.[28]

Quando as rodas estão paralelas a sua resistência ao rolamento é muito inferior do que quando estas estão convergentes ou divergentes. Se estiverem divergentes o desgaste do pneu será maior na zona interior. Quando a afinação é contrária o desgaste será na zona exterior do pneu. Qualquer uma destas afinações leva a um aumento da resistência ao rolamento e ao desgaste assimétrico do pneu, produzindo menor aderência quando se circula em linha reta.

Estes ângulos só devem ser afinados para compensar a deformação elástica do conjunto suspensão/pneu.

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

Estes são valores usuais de convergência/divergência usados em veículos de grande série.[7]

Camber

Este parâmetro é ajustado de forma a obter uma maior pegada do pneu com o solo, produzindo assim melhor aderência e permitindo curvar a maiores velocidades. O *camber* é o ângulo formado entre o eixo vertical da roda e o eixo vertical do veículo quando visto de frente.

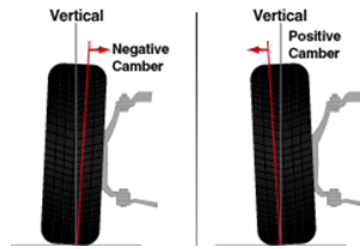


Figura 2.24: *Camber* negativo e positivo, Fonte:[22]

O ângulo de *camber* pode ser positivo ou negativo. Este é positivo quando o eixo de roda se inclina para fora do veículo e negativo quando a situação contrária acontece.

O *camber* resulta numa inclinação da roda mudando, assim, a pegada do pneu no solo. Este quando afinado para grandes ângulos e, não estando o veículo em curva, resulta em perda de aderência e um desgaste não uniforme do pneu.

Quando o carro viaja em linha reta o ângulo de *camber* deve ser positivo para suprimir o vibrar da direção, mas deve manter-se o mais pequeno possível para não aumentar em muito o desgaste do pneu.[7]

É usual encontra-se ângulos de $+2^\circ$ a -2° na posição estática do veículo.

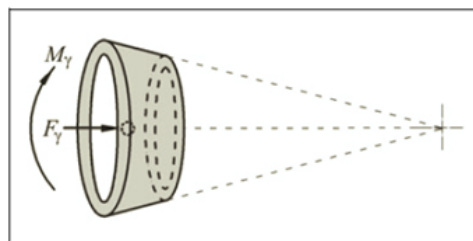


Figura 2.25: Forças e momentos aplicados a uma roda com *camber*, Fonte:[7]

A figura 2.25 apresenta o fenómeno que provoca as forças e momentos na roda quando esta apresenta *camber*. Como mostra a figura a roda é obrigada a rolar como um cone, sendo a ponta do cone formada pelo eixo de rolamento da roda e pelo plano da superfície da estrada. Isto obriga a roda a fazer uma trajetória em arco em torno do centro.

Quando o *camber* é afinado para valores negativos este ajuda no comportamento em curva pois tende a atenuar o *roll* da carroçaria e a manter o pneu o mais paralelo em relação ao solo. [7]

Um forma simples de saber como afinar o *camber* numa determinada pista é através da medição da temperatura dos pneus. Pretende-se que a temperatura seja igual em toda a largura do pneu, pois isso significa que o pneu está a usar toda a sua largura com o solo produzindo assim a máxima aderência. [27]

Ângulo de Kingpin (pino mestre ou cavilhão)

O ângulo de pino mestre é um parâmetro importante na geometria da direção pois é em torno do eixo do pino mestre que a roda gira quando se vira a direção.

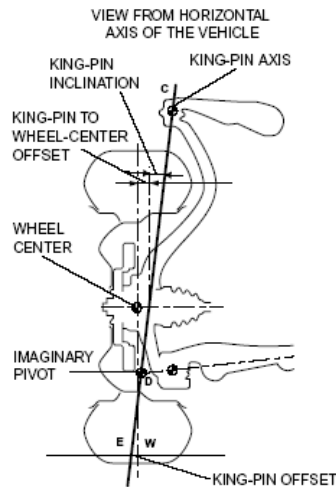


Figura 2.26: Ângulo do pino mestre, Fonte:[10]

O ângulo de *kingpin* pode ser medido usando o eixo da direção, ou seja, o eixo sobre o qual as rodas giram quando a direção vira e um eixo perpendicular ao solo. O ângulo do pino mestre é positivo quando a parte superior do eixo está mais perto da linha central do veículo e negativo quando a parte inferior do eixo se aproxima da linha central do veículo.

A inclinação do eixo de *kingpin* afeta vários parâmetros tais como o *scrub*, o ângulo de *caster* e *offset de caster*. Normalmente este eixo encontra-se inclinado para o interior do veículo e para trás.

O ângulo de *kingpin* também controla o *camber* que as rodas sofrem com o virar da direção.[7]

Tipicamente os ângulos do pino mestre variam da seguinte forma:

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

Ângulo caster ou ângulo de avanço

O ângulo de *caster* é medido entre o eixo do pino mestre e um eixo vertical que passe no centro da roda, quando visto o veículo de lado. Este ângulo é positivo quando o eixo do *kingpin* se inclina para a traseira do veículo e negativo quando o contrário acontece.

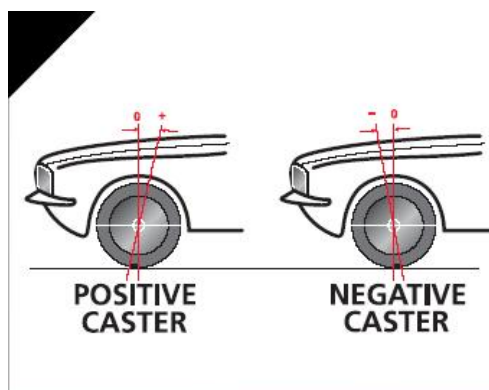


Figura 2.27: Ângulo do *caster* positivo e negativo, Fonte:[23]

Os ângulos de *caster* usados rondam (na posição estática)[7]:

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

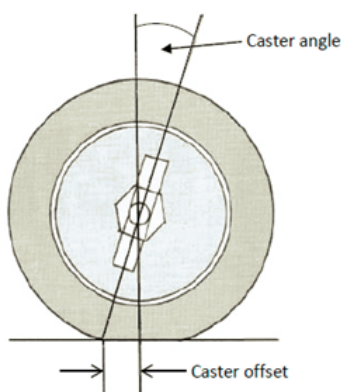


Figura 2.28: Ângulo do *caster* e *offset* de *caster*, Fonte:[19]

Além do ângulo de *caster* é normal definir-se também o rasto de *caster* ou *offset caster*. Este parâmetro é a medida do centro do pneu à intersecção do eixo de *kingpin* com o solo.

Valores típicos para o rasto de *caster* variam dependendo do sistema de direcção, se caixa de direcção $0mm$, se a direcção for assistida ou hidráulica 10 a $40mm$

Estes parâmetros são especialmente influentes na geometria da direcção. Quando a direcção é virada é normal que o carro suba ligeiramente. Isto é devido ao ângulo de *caster*. O facto de o veículo subir ajuda a manobrabilidade do veículo, pois quando o condutor solta o volante, através do peso do veículo, este volta a sua posição neutra.

Se o ângulo de *caster* for positivo quando a direção é virada, esta cria *camber* negativo na roda permitindo assim uma maior transferência de carga lateral e por consequente uma maior aderência.

O rasto de *caster* é um aspeto também importante no comportamento da direção, ou seja fazendo variar este parâmetro é possível ter uma direção mais estável ou uma direção mais nervosa. Quando o ângulo de *caster* é positivo isto cria um rasto de *caster* na frente do pneu fazendo com que o veículo fique mais estável e fácil de conduzir. Com um pequeno *offset de caster* a direção fica mais nervosa e tem uma resposta mais rápida.[7]

Geometria de Ackermann

Chama-se geometria de *Ackermann* ao facto de quando um veículo descreve uma curva, a roda que viaja no interior da curva ter de apresentar um maior ângulo de viragem que a roda exterior à curva. Quando um veículo efetua uma curva a baixa velocidade, ou seja, sem ação de força lateral nem de ângulo de deslizamento do pneu (*slip angle*), o raio da roda externa a curva é maior que o raio da roda interna. Logo, a roda interior da curva deve virar mais que a roda exterior para a mesma rotação na direção. [7]

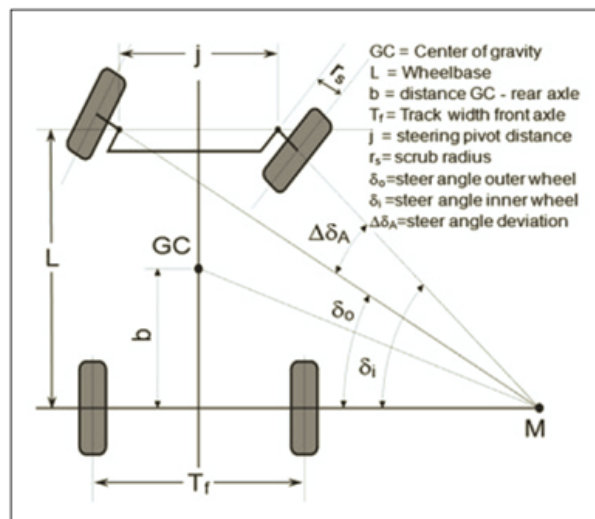


Figura 2.29: Geometria de *Ackermann*, Fonte:[7]

Normalmente é aceitável 10% de *Ackermann* e esta proporção pode ser calculada através da seguinte fórmula:

$$\frac{\delta_{inner} - \delta_{outer}}{\delta_{inner} - \delta_{A.M.outer}} \times 100 \quad (2.10)$$

O facto de uma roda virar mais que outra faz com que os parâmetros que variam com o viajar da direção e não sejam iguais nas duas rodas. A roda interior à curva que, apresenta um maior ângulo, suporta mais carga que a roda exterior.[7]

2.13 Testes estruturais

Rigidez do quadro do veículo

A forma mais comum de medir a *performance* de um quadro do veículo é a sua rigidez torsional. O quadro deve ser suficientemente rígido para aguentar todas as ações dos sistemas de suspensão e, suficiente deformável para em caso de acidente este absorver a energia do impacto. Uma forma de conseguir estes dois pontos é criar o quadro suficientemente rígido e montar/incluir neste sistemas de absorção de energia (para impacto). O quadro é o esqueleto de um veículo e, como tal, este deve criar uma boa interface entre todos os equipamentos montados no mesmo.

Como já foi descrito nesta tese, a geometria das suspensões é cautelosamente projetada. Esta deve manter a sua integridade para que os seus parâmetros predefinidos não se alterem em nenhuma ocasião. Para que tal não aconteça, o quadro deve garantir que sobre as cargas impostas da suspensão os pontos de amarração destas não mudem. Tal facto pode acontecer mas apenas em casos de choque. No funcionamento normal do veículo o quadro deve ser mais rígido que as suspensões mantendo, assim, todo o veículo alinhado e com os parâmetros corretos para que este tenha a melhor *performance*.

Os quadros dos veículos de competição são, normalmente, formados por um conjunto de tubos soldados que produzem a sua forma e permitem a montagem dos equipamentos necessários. Havendo um cuidado estudo da rigidez torsional é possível maximizar esta, minimizando o peso do veículo. O local onde são colocados os tubos, e onde são feitos os reforços deve ser estudado para que estes possibilitem uma maior rigidez, mantendo um peso baixo e mantendo também o centro de gravidade baixo.

Posicionando estrategicamente os elementos estruturais o quadro pode ser até três vezes mais rígido, tendo apenas um aumento de cerca de 20kg [24]

Elementos constituintes do quadro que influenciam na rigidez

Todos os elementos que estejam soldados ao quadro aumentam a sua rigidez dependendo, claro, da rigidez própria desses elementos. A estrutura (*frame*) constituída pelos tubos soldados é a principal estrutura rígida.

O motor, por sua vez, que está ligado ao quadro pelos seus pontos de amarração também contribui para a rigidez do quadro, visto este ser um grande bloco em alumínio. Para um correto funcionamento do motor este não deve ser submetido a grandes solicitações vindas do quadro, pois tais esforços podem alterar a geometria do mesmo provocando desgaste prematuro ou mesmo perda de funcionalidade. No entanto, em alguns veículos encontra-se soluções em que o motor e a caixa de velocidades servem de suporte estrutural para amarração das suspensões entre outros componentes.

Nos quadros dos veículos encontram-se muitas vezes chapas. Por vezes estas servem para reforçar as uniões entre os tubos. Estes elementos conferem grande rigidez quando são soldados a outros elementos estruturais.



Figura 2.30: Exemplo de um quadro revestido/reforçado com chapas

Para ilustrar a influência dos diferentes reforços estruturais foi feita uma simulação simples com várias configurações mantendo as mesmas condições fronteiras e caso de carga em todos os exemplos, usando o *software* calculo *Solidworks*[®]

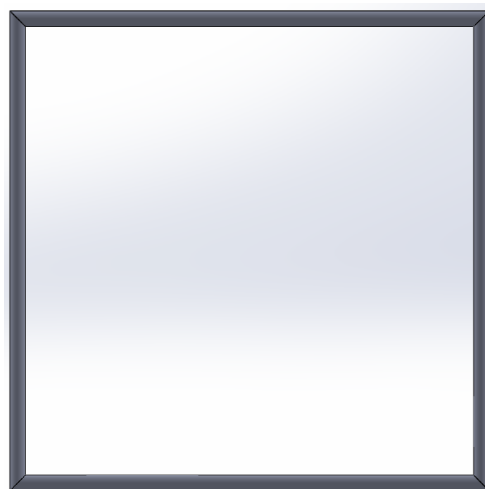


Figura 2.31: Estrutura inicial

Na imagem seguinte é apresentado a deformação do quadro formado por quatro tubos. Estes não se encontram triangulados nem reforçados de forma nenhuma, sendo assim bastante suscetíveis de deformarem. Este quadro tem uma massa de 11.50 *kg*.

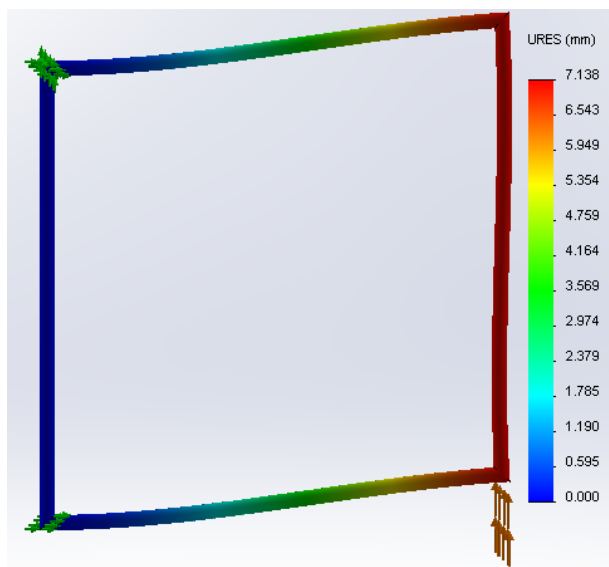


Figura 2.32: Deslocamento total na estrutura testada (escala 15 vezes aumentada)

De seguida o mesmo quadro foi triangulado colocando um tubo na diagonal. Com a colocação deste tubo a massa aumentou para 15.41 kg mas o deslocamento total da estrutura, sobre as mesmas ações que a estrutura anterior, foi de 0.763 mm . A massa da estrutura aumentou 34% enquanto que a sua rigidez aumentou em larga escala.

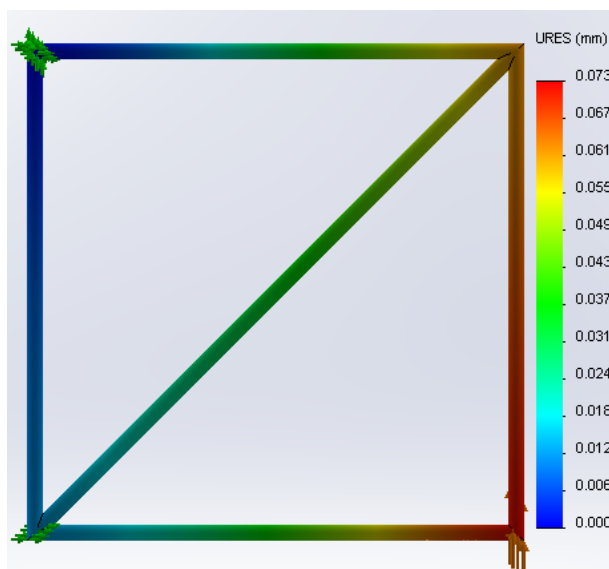


Figura 2.33: Deslocamento total na estrutura reforçada (escala 15 vezes aumentada)

No caso seguinte, foi colocado uma chapa dentro da estrutura mostrada na figura 2.31. Com a colocação da chapa houve um maior ganho de rigidez. A massa em relação ao quadro da primeira imagem aumentou 3% mas, em contrapartida, registou-se um aumento

da rigidez da estrutura, ou seja, o uso de chapas é bastante benéfico em termos de rácio massa e rigidez, desde que estas sejam colocadas para que trabalhem ao corte. Em veículos com quadros que incorporam na sua construção chapas estas, não só ajudam na rigidez, como também fornecem proteção contra intrusões exteriores.

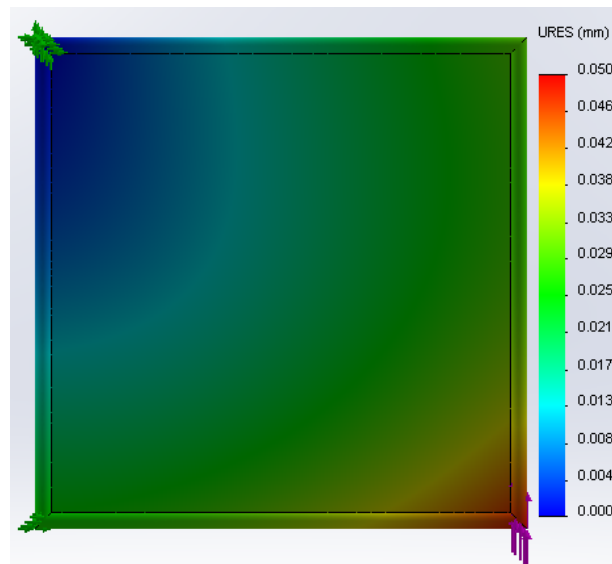


Figura 2.34: Deslocamentos total na estrutura reforçada com chapa (escala 15 vezes aumentada)

Cálculo da rigidez torsional de um veículo

A rigidez do quadro de um veículo é uma medida de *performance* deste usada como termo de comparação. Assim, os veículos devem ser rígidos. Mas o quanto rígidos devem ser? Depende do tipo de utilização a que estes vão ser sujeitos. Um carro de corridas deve ser o mais rígido possível, pois isso garante que o sistema de suspensão trabalhe corretamente e conseqüentemente este tenha um melhor desempenho. Já um veículo familiar e para uma utilização corrente não necessita de ser super rígido, pois atendem-se mais ao conforto e versatilidade do que à *performance* em estrada. Segundo “milliken” [25] a rigidez dos veículos deve situar-se entre 3000 até 10000 $lb - ft/deg$ (aprox 4000 a 14000 $Nm/^\circ$) para veículos monobloco.

Assim a rigidez torsional de um veículo deve ser avaliada. Para medir esta pode-se dispor de um equipamento como o mostrado na figura seguinte, ou montar um dispositivo experimental.

Então para medir a rigidez torsional de um veículo este pode ser configurado como a figura seguinte.

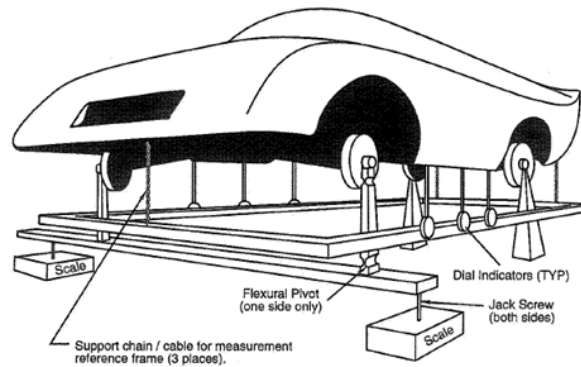


Figura 2.35: Exemplo de medição da rigidez, Fonte:[25]

Neste exemplo de "Milliken" as cargas são aplicadas diretamente abaixo do local dos eixos. As rodas traseiras estão firmemente ligadas ao chão e as rodas frontais são presas a uma viga que contém dois macacos mecânicos e duas balanças para medição da carga aplicada. Tanto a suspensão da frente como a suspensão de trás são travadas com hastes rígidas que substituem os amortecedores. [25]

A aplicação da carga provoca um momento torsor (Mt) na estrutura. Este é caracterizado pela carga (F) e o braço (d)

$$Mt = F \times d \quad (2.11)$$

O ângulo de torção é caracterizado pelo deslocamento (dy) que a estrutura tem na direção de aplicação da carga e a distância ao ponto onde a viga que segura as rodas frontais pivota. Normalmente essa distância é igual ao braço da força (d)

$$\theta = \tan^{-1} \frac{dy}{d} \quad (2.12)$$

No caso da figura 2.35 se ocorrer um deslocamento de $0.050in$ e a distância (d) entre o ponto de medição e de pivotagem for $45in$, o ângulo de torção é $\frac{0.050}{45} \times 57.3$ ou $\tan^{-1} \frac{0.050}{45}$.

A rigidez torsional do veículo (K) é então:

$$K = \frac{Mt}{\theta} \quad (2.13)$$

Algo que pode ser discutível, neste ponto, é em que situações de circulação acontece este tipo de caso de carga. O movimento de *wrap* ou cruzamento entre eixos é a situação que provoca a torção do quadro. O facto de as rodas traseiras serem firmemente ligadas ao chão (encastradas e não permitindo a rotação destas), no ensaio da rigidez torsional, pode não corresponder à real situação pela qual o veículo passa na sua circulação, pois os pneus transmitem a carga ao veículo mas estes deformam-se, permitindo deslocamentos e rotações da estrutura, nesse processo. Ou seja estes não estão fixos ao chão. Podendo-se assim concluir que talvez esta forma de cálculo pode induzir uma rigidez superior a

verificada na realidade. Se as rodas traseiras estão fixamente presas estas não se deslocam uma em relação a outra, em nenhum sentido. Isso pode significar que a estrutura do veículo, perto desses locais, também não se possa deformar adquirindo uma rigidez superior.

Uma outra forma de calcular a rigidez torsional será testada, quer a nível do quadro do veículo, quer do veículo todo. De forma a corresponder à realidade o veículo será amarrado de forma isostática, ou seja, deixar este estável mas deformável em todos os sentidos, não restringindo este por forma à sua rigidez ser superior. A configuração deve ser conforme a figura seguinte.

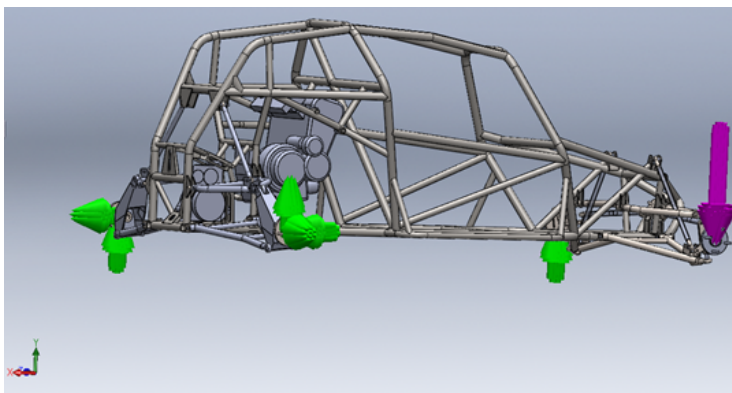


Figura 2.36: Configuração do ensaio da rigidez com veículo isostático

- Roda traseira direita: restrita nos 3 eixos (x, y, z) deixando livres as suas rotações
- Roda traseira esquerda: restrita em 2 eixos (y, x) deixando livres as rotações e permitindo que todo o quadro trabalhe na direção z
- Roda da frente esquerda: restrita apenas em 1 eixo (y) , deixando as rotações livres e permitindo que o quadro se deforme em z e x
- Roda da frente direita: carga aplicada na direção y

A configuração é apenas ilustrativa. Esta pode ser mudada desde que se mantenha a condição isostática. Com esta configuração o veículo é livre de deformar em todas as direções. Esta situação pretende corresponder melhor à realidade pois o pneu do veículo deforma-se e permite que a estrutura do veículo se deforme em todas as direções.

É muito difícil encontrar dados concretos de valores de rigidez de quadros de veículos de uso desportivo na literatura. Talvez por serem valores sensíveis sobre os quais os fabricantes pretendem manter sigilo.

A pouca informação que se encontra disponível é apenas para o valor da rigidez torsional do quadro, porem os locais onde se encontra esta informação não mostram a forma como esta foi medida. Em alguma literatura apenas se analisa a rigidez do quadro do veículo, e muitas vezes este é encastrado na traseira e na frente é aplicado um binário com o auxílio de uma viga que pivota num eixo fixo, como é mostrado na seguinte figura.



Figura 2.37: Ensaio da rigidez torsional encastrando a traseira e aplicando um momento torçor na frente com auxílio de uma viga, Fonte:[15]

O ensaio efetuado como demonstrado na imagem 2.37 incorre em dois grandes erros:

1. O encastrar da parte traseira impede que esta se deforme e inclusive que se deforme fora do plano conferindo ao sistema uma rigidez suplementar que pode ser muitas vezes superior a verificada noutras condições.
2. Se o ponto de pivotagem da viga frontal pela qual se obriga o quadro a torcer não coincidir com o eixo neutro da estrutura (quadro do veículo), para além de torção aplicar-se-á um esforço de corte.

Alguns valores de rigidez de quadros tubulares encontrados:

- Junno SS2: 22000 $Nm/^\circ$ [13]
- Tese de desenvolvimento de uma estrutura tubular: 17000 $Nm/^\circ$ [26]
- Winston Cup Chassis: 13500 $Nm/^\circ$ [24]

Numa utilização normal do veículo, os esforços chegam ao quadro deste através dos elementos de suspensão, ou seja, triângulos de suspensão, amortecedores e molas. Os pontos do quadro onde estes elementos estão montados devem estar preparados para receber as solicitações transmitidas por estes. Ter um quadro globalmente muito rígido mas com um ponto de amarração das suspensões muito flexível compromete o desempenho do veículo, o que não é de todo desejável.

Assim o ensaio mais adequado é como descrito por "Milliken", onde o veículo é ensaiado contendo os elementos de suspensão. Trabalhos e literatura mais recente aconselham a medir a rigidez do veículo usando os elementos de suspensão. Ainda assim, normalmente as rodas traseiras são encastras e a carga é aplicada através de uma viga onde as rodas da frente também são encastradas. A seguinte figura ilustra como normalmente é medida a rigidez torsional de um veículo completo.



Figura 2.38: Ensaio da rigidez torsional encastrando as rodas traseira e aplicando um momento torçor com auxilio de uma viga que encastra as rodas frontais, Fonte:[18]

Este tipo de condições fronteiras aplicadas ao veículo comete os mesmos dois erros já explicados anteriormente. Apenas neste caso obtemos os valores de rigidez de todo o conjunto, mas este continua apoiado de forma a garantir uma rigidez que será superior em comparação com outras formas de apoiar o veículo.

Alguns valores de rigidez torcional do veículo completo com este tipo de condições fronteira:

- Subaru STI: $18500 \text{ Nm}/^\circ$ [11]
- Formula SAE: $1537 \text{ Nm}/^\circ$ [3]

Os valores de quadros tubulares são escassos. Os veículos com quadro tipo monobloco são normalmente muito rígidos. Os fabricantes ou as empresas que constroem quadros tubulares raramente divulgam os valores de rigidez e a forma como a calcularam.

Para ter uma comparação os dois ensaios irão ser feitos, só o quadro do veículo e ao quadro mais suspensões. As condições fronteiras destes ensaios serão isostáticas para o quadro/veículo se possa deformar em todas as direções. Como será possível verificar a discrepância dos valores é bem notória.

Simulações provenientes de uso normal

Além do teste da rigidez há outros testes que podem ser feitos para garantir a integridade do veículo e o seu bom funcionamento. No normal uso dos veículos ocorrem diversas solicitações a cada momento. O veículo deve estar preparado para receber essas solicitações sem que haja dano no mesmo. Os pneus dos veículos são os que transmitem as solicitações, estes transmitem as solicitações provenientes do solo, conforme a sua

aderência, isto é, transmitem uma certa magnitude até ao limite da sua aderência. A partir do momento que pneu perde a aderência este não consegue aumentar a transmissão de solicitações.[2]

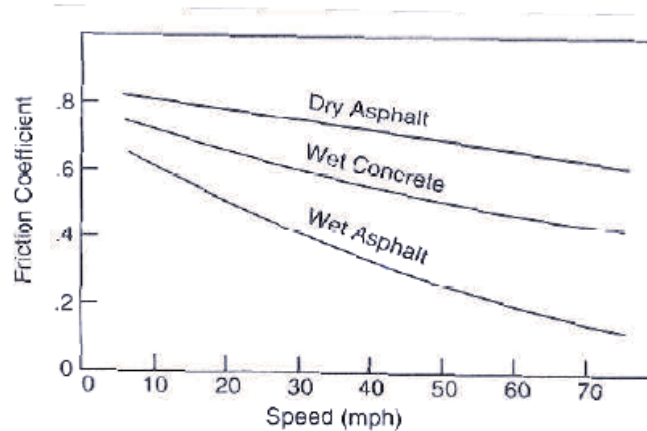


Figura 2.39: Coeficiente de fricção dos pneus em varias condições, Fonte:[29]

O veículo em causa é um *kartcross/buggy*. Este tipo de veículos maioritariamente anda em piso de terra e bastante irregular. São apontados valores de aceleração/ desaceleração de cerca de $1g$ até $1.5g$ para veículos correntes ou veículos de pista. [32]

Do uso normal do veículo pode-se separar as solicitações em três tipos de testes:

- Travagem

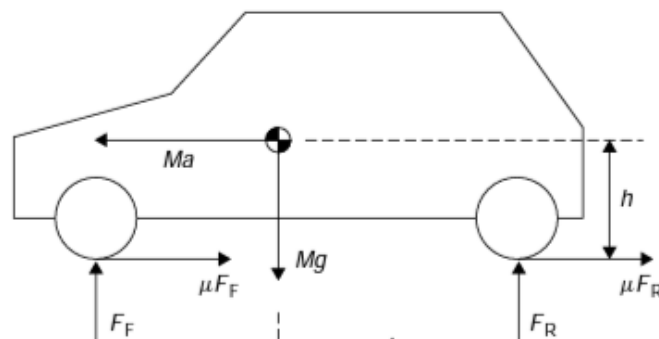


Figura 2.40: Configuração travagem, Fonte:[2]

Por forma a simplificar a simulação e considerando o pior caso, a força de travagem foi colocada toda nas rodas frontais. O teste foi feito admitindo que o veículo trava a $1g$. Na maioria dos veículos estes possuem uma maior potência de travagem nas rodas frontais, logo estas serão as mais solicitadas.

- Curva

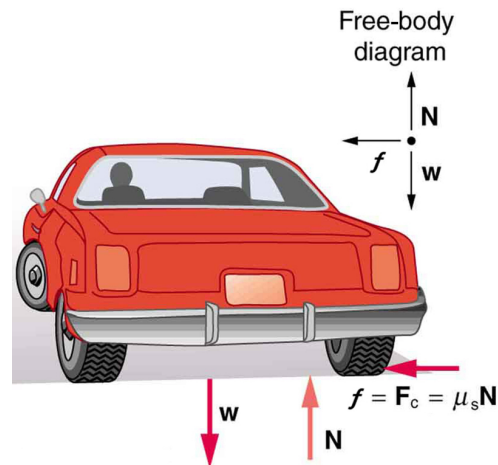


Figura 2.41: Configuração em curva, Fonte:[8]

Para simplificar e, sendo que normalmente as rodas exteriores a curva são as que estão sobre maior ação das forças, apenas se considerou estas nas rodas exteriores com o veículo a fazer uma curva a $1g$.

- Aceleração

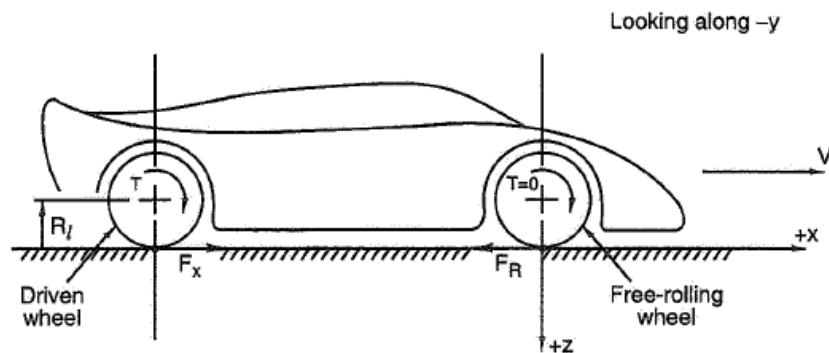


Figura 2.42: Configuração na aceleração, Fonte:[25]

Na aceleração, as forças foram consideradas nas rodas traseiras devido ao veículo ser de tração traseira. Devido à roda girar livremente no cubo e estar aplicado a esta um momento torsor vindo do diferencial a força é considerada no centro do cubo. A aceleração foi considerada a $1g$.

- Salto



Figura 2.43: Veículo num salto, Fonte:[20]

Sendo o veículo em estudo um veículo de todo o terreno, este tem de estar preparado para resistir a saltos. Como tal o veículo foi analisado numa situação de salto com uma força de 2 vezes o seu peso. Foi configurado como a imagem a seguir mostra.

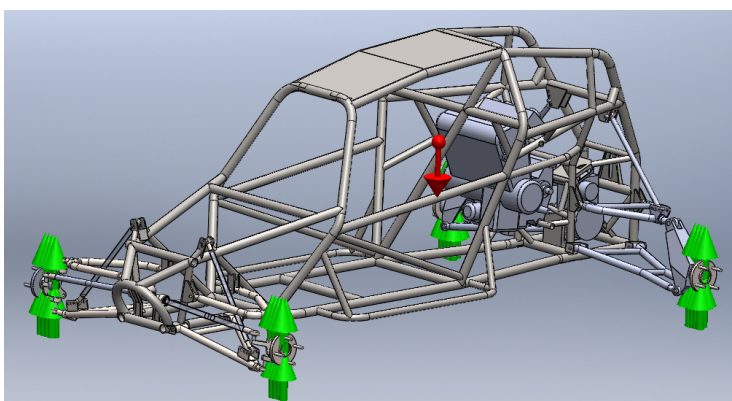


Figura 2.44: Configuração do veículo no salto

Como mostra a figura 2.44 o veículo foi apoiado nos 4 cubos em y e a força aplicada de 2 vezes o valor do peso de todos os componentes do veículo.

2.13.1 Testes estáticos Fia

A competição é sempre um campo exigente. E exigente a todos os níveis. Cada vez mais todos os meios incluídos na competição são levados ao limite. No entanto, a segurança deve ser um parâmetro que deve garantir que as pessoas envolvidas não sofrem danos graves.

A FIA (federação internacional do automóvel) é uma organização sem fins lucrativos que engloba mais de 230 desportos automóveis e tem membros e organizações desportivas

pertencentes a mais de 135 países. A FIA também é o órgão de desporto automóvel mundial. Ela implementa as regras e regulamentos para todo o desporto motorizado. Desta forma, a organização possui alguns regulamentos que garantem testes aos veículos para garantir a segurança dos mesmos.

O veículo em estudo não é regulamentado por esta organização. O tipo de provas onde este se insere está fora do âmbito da FIA. De qualquer modo, será usado um regulamento para um tipo de veículo idêntico por forma a testar a estrutura com base num documento oficial.

Regulamento

O regulamento seguido foi o 277. Este refere-se a veículos de competição monolugar.

Neste regulamento é possível encontrar testes com cargas estáticas com as quais os arcos de segurança do veículo devem ser testados.

Neste caso, não se está a atender completamente à regulamentação. Apenas interessa seguir os testes apresentados no regulamento, de forma a verificar a segurança do veículo.

Este tipo de veículos é regulamentado pela FPAK e como condição de segurança apenas apresenta um diâmetro mínimo e espessura para os tubos de construção do quadro, os quais o veículo cumpre. (artigo 251 anexo J)

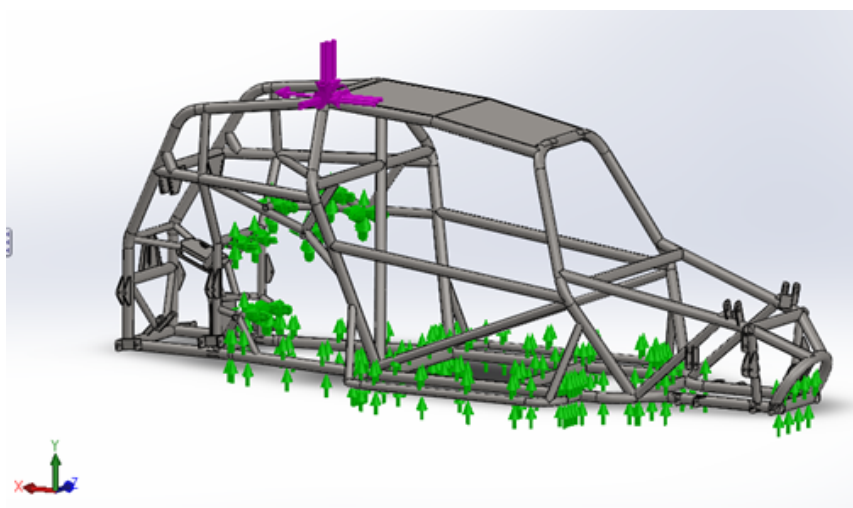


Figura 2.45: Exemplo de simulação ao arco principal do veículo

Capítulo 3

Descrição e modelação do veículo

3.1 Descrição do veículo

A empresa Semog é conhecida a nível internacional pela produção de *Kartcross*. Esta exporta uma grande parte dos veículos construídos e tem veículos a correr em vários campeonatos nacionais e internacionais. Além dos *kartcross* a empresa vende diverso material para veículos de laser e competição. A SEMOG, foi fundada no final dos anos 80, por Francisco Ramilo Gomes e Pedro Ramilo Gomes, que iniciaram o fabrico de veículos bem como a participação em diversas competições desportivas.

A SEMOG, desenvolve a sua actividade em duas grandes áreas: a importação e comercialização de acessórios para motos, motos 4, quads, ATV, karts e kartcross e simultaneamente, o estudo, desenvolvimento e construção de karts, quads de todo o terreno, quads, superquads e kartcross com diferentes motorizações (desde 24HP a 180HP), seja para lazer, aluguer ou competição. [20] A produção forte da empresa é um *Kartcross* de 600cm^3 para correr em pistas próprias para este tipo de veículos. No site da empresa (www.semog.com) é possível consultar toda a lista de produtos, bem como, os diversos prémios arrecadados com veículos desta marca.



Figura 3.1: *Kartcross* Semog 600cm^3 , Fonte:[20]

A empresa aproveitou a experiência em construir este tipo de veículo e decidiu criar um *kartcross/buggy* para provas do tipo baja. Este tem de ser bem maior que o 600cm^3 e ter uma autonomia superior. Os traçados de bajas normalmente são mais agressivos, com troços em que as irregularidades do piso são bem notadas. Portanto, o veículo deve garantir também uma boa distância ao solo.



Figura 3.2: *Buggy Semog* em estudo

- Construtor: Semog
- Tipo de quadro: Tubular
- Material de construção: Aço S235 (st37)
- Tipo: *Buggy/Kartcross*
- Nº de ocupantes: 1
- Motor:
 - Construtor: Suzuki
 - Modelo: Hayabusa GSX1300
 - Cilindrada: 1300 cm^3
 - Tipo de motor: 4 cilindros em linha, 4 tempos DOHC 16v
 - Potencia: 197cv a 9.500 rpm
- Caixa de velocidades: 6 velocidades + marcha atrás
- Transmissão: Por corrente do motor para o diferencial.

- Tração: Rodas traseiras com diferencial
- Suspensão: Independente de triângulos sobrepostos a frente e atrás
- Travões: Disco as 4 rodas com repartidor de travagem afinável.
- Pneumáticos: 225/65 R14
- Distância entre eixos: 2400 *mm*
- Largura de vias: 1700 *mm*
- Peso total: 630 *kg*

Propriedades do aço:

| Composição Química (análise produto, teores máximos) | | | | | |
|--|------|-------|-------|--|------|
| C%: | Mn%: | P%: | S%: | N%: | CU%: |
| 0,19 | 1,50 | 0,045 | 0,045 | 0,014 | 0,60 |
| Propriedades Mecânicas | | | | | |
| Tensão de cedência superior: | | | | $R_{eh} \geq 235 \text{ N/mm}^2$ | |
| Tensão de rotura: | | | | $R_m = 360-510 \text{ N/mm}^2$ (espessura nominal <3mm) | |
| Extensão mínima ($L_0=80 \text{ mm}$): | | | | A = 20% | |

Tabela 3.1: Propriedades do aço de construção do veículo

3.2 Modelação do veículo

Com o desenvolvimento de programas de elementos finitos é possível simular estruturas e prever com bastante precisão o seu comportamento. Ou seja, é possível prever o que esperar de uma determinada estrutura com testes computacionais. Todos os programas de elementos finitos necessitam da forma geométrica do elemento em estudo pois, será a partir desta forma, que o programa criará ficheiros que permitam efetuar as simulações requeridas.

A modelação em 3D é uma das principais partes deste trabalho. Esta é a base para grande parte do trabalho desenvolvido.

Na modelação um conjunto de decisões têm de ser tomadas no sentido de equacionar o que será modelado e as simplificações que serão feitas para tornar o problema mais simples e de menor dimensão. Hoje em dia, existem ao dispor de qualquer pessoa uma boa capacidade computacional. De qualquer forma, este tipo de programas de elementos finitos consome um elevado número de recursos computacionais tornando o tempo de resolução

muito elevados. É essencial ponderar o tempo estimado para a obtenção da solução aos estudos necessários.

O programa usado para modelar o veículo foi o Solidworks®. Este é um poderoso programa de modelação permitindo efetuar um grande número de operações, de forma a obter a geometria pretendida.



Figura 3.3: Veículo em estudo

Como é possível ver na imagem 3.3 o objeto de estudo é composto por um grande conjunto de peças ligadas entre si. Além disso, muitas das peças são de geometria complexa.

Na modelação do veículo colocou-se ainda uma dificuldade acrescida, que foi o facto de este se encontrar montado. Em muitas das peças não foi possível obter uma medida exata e em outras estas foram simplificadas de forma a tornar a dimensão do problema menor.

As análises efetuadas assentam essencialmente na parte estrutural do veículo e, como tal, tudo o que sejam carenagens, farolins, tablier e quadrante, por exemplo, não foram modeladas pois não têm função estrutural.

Assim sendo, a metodologia usada foi efetuar um levantamento das dimensões com os seguintes instrumentos, fita métrica, paquímetro, suta, transferidor, e transpor as formas das peças para o programa 3D.

Foram desenhadas peça a peça e, no final, foi feita a montagem de todos os componentes para que estes funcionassem conforme a realidade, ou seja foram respeitados todos os tipos de ligações (rotulas, casquilhos, etc.) que o veículo realmente possui.

Alguns exemplos de peças modeladas:

- Quadro do veículo

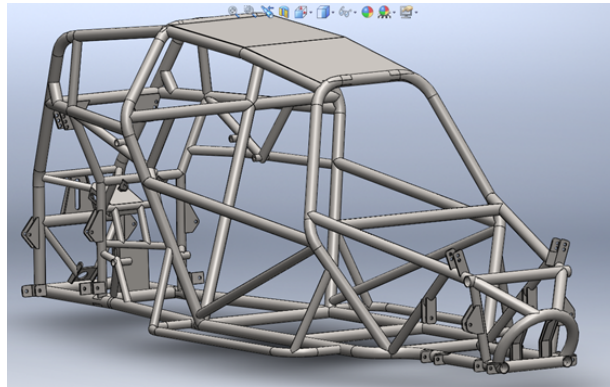


Figura 3.4: Quadro do veículo modelado

O quadro foi modelado tendo em atenção todos os diâmetros e espessuras dos diferentes tubos que o compõem, os apoios do motor e das suspensões e as chapas que estavam soldadas a este. É uma estrutura complexa, pois é constituída por um grande conjunto de tubos que se unem formando uma estrutura tridimensional.

- Triângulos de suspensão

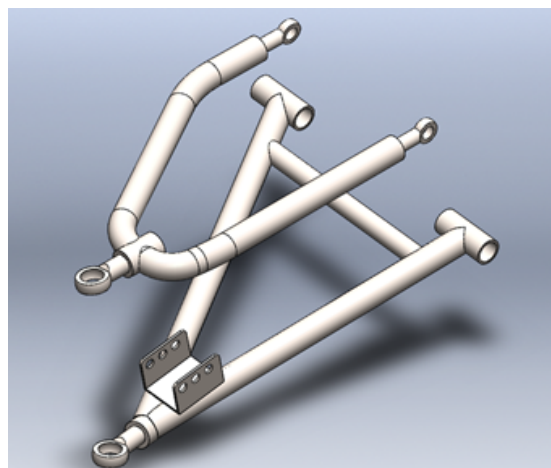


Figura 3.5: Modelação dos triângulos de suspensão dianteiros direitos

Nos triângulos de suspensão foi tido em atenção toda a sua geometria, bem como os apoios dos amortecedores e as respectivas rótulas/casquilhos de ligação ao quadro do veículo. Foram simplificados alguns chanfros, bem como roscas e as porcas que fazem a fixação das rótulas.

- Cubos

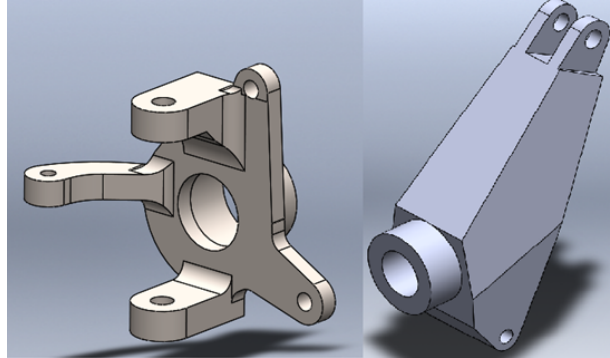


Figura 3.6: Modelação dos cubos dianteiro e traseiro

Os cubos, normalmente, são peças de geometria muito complexa. O facto de a geometria não corresponder 100% à realidade não causa um erro significativo nas simulações e, visto não estarmos interessados na distribuição de tensões nestas peças. Como tal, tentou-se representar a geometria tendo em consideração as espessuras, o diâmetro dos furos e a forma geral da peça.

- Motor e diferencial

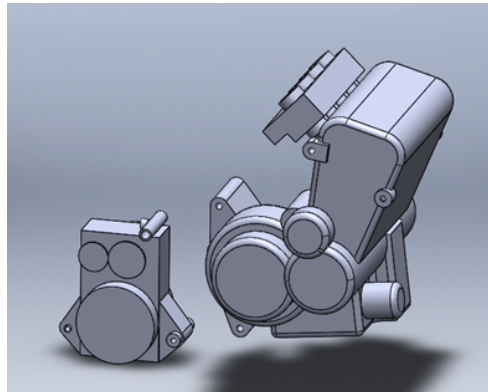


Figura 3.7: Modelação do motor e diferencial

A modelação do motor foi descarregada da internet e confirmadas as suas medidas. Para o diferencial foi feito o levantamento das formas gerais e dos locais de apoio deste. Como não interessa estudar a resistência do motor nem do diferencial e, assume-se que estes são muito rígidos, apenas interessa para o estudo em questão as formas gerais. Ambas as peças foram modeladas como uma casca fina de $5mm$ de espessura para não acrescentarem rigidez a mais ao modelo. Como é de esperar pistões, veios e rodas dentadas, bem como outros pormenores não relevantes não foram modelados.

- Caixa de direção e tirantes de direção

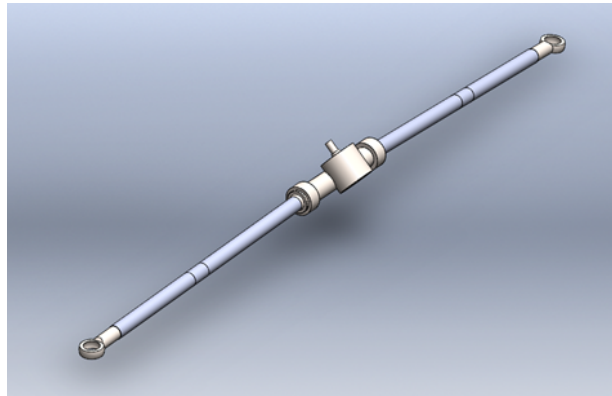


Figura 3.8: Modelação do sistema de direção

O sistema de direção foi modelado de forma a representar a sua contribuição para a rigidez do veículo e claro este é um importante órgão que segura as rodas e as mantém na direção pretendida. Pormenores como interior da caixa de direção foram ignorados.

Estes são alguns dos componentes que fazem parte da modelação usada para construir a montagem de todo o veículo. Tentou-se que o levantamento das medidas e formas fosse feito com a maior precisão possível, mas o facto de o veículo se encontrar totalmente montado causou uma grande dificuldade e prejudicou a precisão do modelo.



Figura 3.9: Exemplo de peça em modelação

No programa Solidworks[®] foram então montados todos os componentes modelados de forma a obter o modelo de todo o veículo em questão.

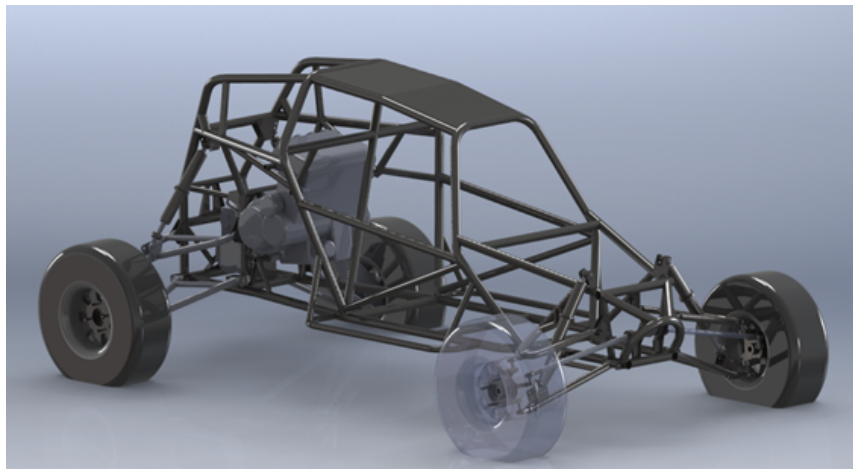


Figura 3.10: Modelo total com todas as peças montadas

O modelo acima apresentado, além de todas as formas geométricas e medidas relevantes, dispõe também de todos os graus de liberdade e tipo de ligações usadas na realidade. Isto torna a modelação mais próxima da realidade permitindo, assim, obter melhores resultados. Como já foi referido, tudo o que não foi considerado importante não foi modelado, para não causar grandes tempos de simulação

Com a modelação total do veículo é possível, então, fazer todas as simulações necessárias nos softwares. Além disso, tem ainda a mais valia de ser possível testar varias soluções antes de ser necessário construção física destas. Há assim uma poupança em materiais e recursos. É possível, também, experimentar vários *designs*, bem como verificar medidas para saber se os componentes projetados encaixam no modelo.

Capítulo 4

Validação experimental do modelo

Os *softwares* de elementos finitos recorrem a modelação e a um conjunto de condições para resolver o modelo numérico de um caso real. A precisão desta resolução depende, em larga escala da precisão com que o modelo é construído, nível de detalhe, condições fronteira e cargas corretamente aplicadas, entre outras, de forma a corresponder o mais fielmente possível ao caso real. Sendo que existe um enorme número de variáveis e muitas vezes simplificações é natural que os resultados numéricos defiram dos experimentais. Os *softwares* de elementos finitos estão desenvolvidos e certificados para que, se o modelo numérico corresponder ao real e as condições aplicadas a este também, a diferença será diminuta.

Para a validação experimental escolheu-se verificar o caso de carga da rigidez torsional. Esta escolha baseou-se no facto de ser um caso de carga em regime linear elástico e não danificar o veículo, para além de ser de fácil execução. Foram verificados experimentalmente dois casos de carga:

- Torção do quadro apenas, isto é, aplicando as cargas diretamente no quadro conforme figura abaixo.



Figura 4.1: Aplicação da carga ao quadro do veículo

- Torção do conjunto aplicando a carga nos cubos de roda conforme figura seguinte



Figura 4.2: Aplicação da carga aos cubos de roda do veículo

O veículo foi instrumentado por forma a ser possível retirar alguns resultados e comparar estes com o modelo numérico. Os ensaios reproduzidos foram o da rigidez e para esta verificação experimental foram adquiridos valores de deformação em 6 pontos distintos e valores de deslocamentos nos pontos de carga e apoios.

4.1 Definição dos ensaios

O ensaio da rigidez é o mais viável de ser feito pois não requer equipamentos complexos e é fácil de efetuar. É também um ensaio que, caso seja bem efetuado, não danifica o veículo nem nenhum dos seus componentes.

A metodologia usada para efetuar os ensaios foi a seguinte:

- 1 Análise das simulações
- 2 Preparação do veículo
- 3 Instrumentação do veículo
- 4 Ensaio da rigidez do quadro
- 5 Ensaio da rigidez do conjunto
- 6 Análise dos valores experimentais
- 7 Comparação destes com os numéricos

Foi por esta ordem que se efetuou os ensaios de forma a validar a modelação do veículo

4.2 Análise das simulações

A análise das simulações é um dos passos de maior importância. Foi a partir da análise cuidada das simulações que foi possível definir como fazer os ensaios. Nos ensaios em questão, é necessário saber como apoiar o veículo, locais e quantidade de carga a aplicar, assim como, onde colocar os equipamentos de medida de forma a retirar resultados significativos. Foram feitas duas simulações distintas mas que representam o mesmo tipo de ensaio, ou seja, uma simulação para a rigidez do quadro e outra simulação para a rigidez do conjunto.

As simulações foram estudadas e pensadas para que os testes apresentados fizessem sentido e fossem os mais ajustados possíveis à realidade.

- Ensaio da rigidez do quadro

A imagem seguinte mostra as condições de apoio usadas, bem como o local e magnitude da carga usada no ensaio da rigidez do quadro.

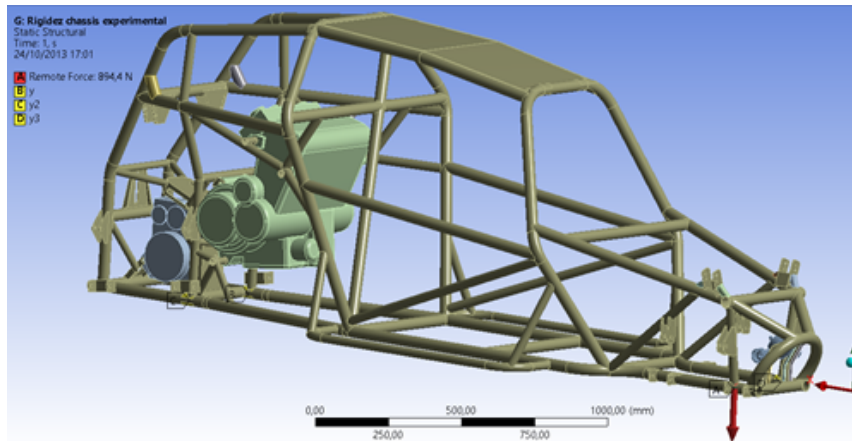


Figura 4.3: Configuração da simulação do ensaio da rigidez do quadro

A determinação da carga é um passo importante pois não se pretende danificar o veículo nem nenhum dos seus componentes, como tal, as tensões e deformações não podem ultrapassar a cedência do material. Ao mesmo tempo, a carga aplicada deve provocar tensões e deslocamentos consideráveis. Com a análise da distribuição das tensões equivalentes foram identificados os pontos de maiores tensões instaladas, pontos estes que foram instrumentados com extensometria elétrica. Na imagem que se segue, é possível ver a cor vermelha os locais onde as tensões são máximas para a carga escolhida.

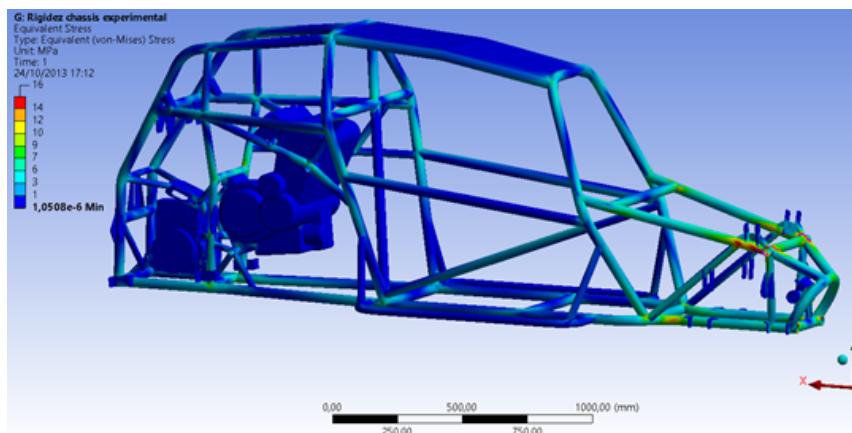


Figura 4.4: Distribuição das tensões equivalentes Von Mises no ensaio da rigidez do quadro, valor max. 16 MPa

- Ensaio da rigidez do conjunto

O ensaio da rigidez do conjunto é em tudo semelhante ao ensaio da rigidez do quadro, apenas muda o local onde são colocados os apoios e a força, mas sempre com uma fixação do tipo isostática. A imagem que se segue mostra a configuração usada na simulação deste ensaio.

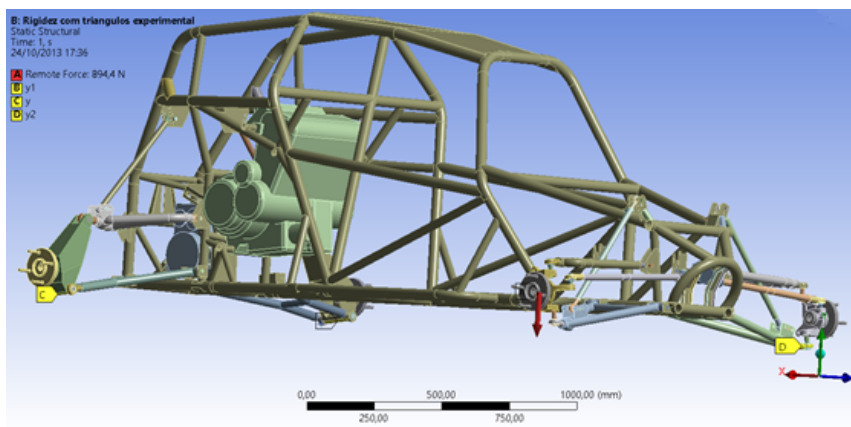


Figura 4.5: Configuração da simulação do ensaio da rigidez do conjunto

No ensaio da rigidez do conjunto foi usada a mesma carga que no ensaio da rigidez do quadro. Não houve necessidade de baixar ou aumentar esta carga, pois produz resultados mensuráveis para os equipamentos de medição a usar. Na imagem que se segue encontra-se a distribuição das tensões instaladas no veículo para o ensaio da rigidez do conjunto.

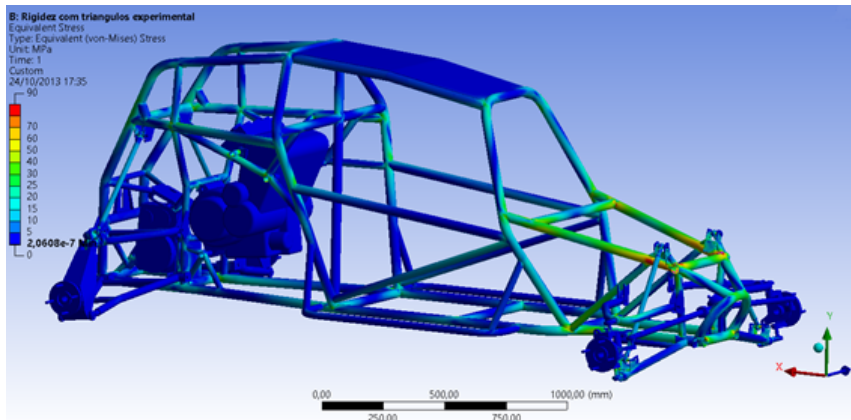


Figura 4.6: Tensões equivalentes de Von Mises instaladas no ensaio da rigidez do conjunto, valor max 90 MPa

Estando os ensaios definidos e sabendo pela análise das simulações que os valores são mensuráveis e que não há dano quer no veículo, quer nos restantes componentes deste, passou-se à fase seguinte de escolher os locais onde instrumentar o veículo.

Com a análise da distribuição das tensões equivalentes de ambos os ensaios fixou-se 6 pontos onde as tensões fossem altas e onde fosse possível colar os extensómetros. Foram coladas 4 rosetas de extensómetros e 2 extensómetros unidireccionais. Em resumo, são apresentados a seguir os 6 pontos instrumentados.

- Ponto 1

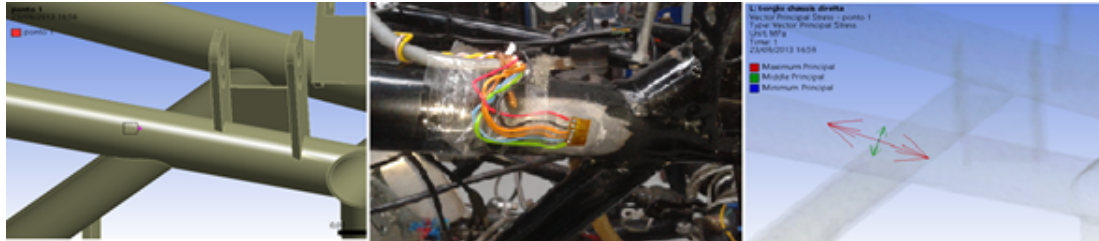


Figura 4.7: Ponto 1 escolhido para a colocação da roseta e no lado oposto foi colocado um extensómetro unidirecional

No lado oposto à roseta foi colocado um extensómetro unidirecional. Tanto a roseta como o extensómetro tentou-se alinhar segundo a direção principal de maior tensão.

- Ponto 2



Figura 4.8: Ponto 2 escolhido para a colocação da roseta e no lado oposto foi colocado um extensómetro unidirecional

No lado oposto à roseta foi colado um extensómetro unidirecional. Neste caso o procedimento foi o mesmo, ou seja alinhar a roseta e o extensómetro unidirecional segundo a direção principal de maior tensão.

- Ponto 3



Figura 4.9: Ponto 3 escolhido para a colocação da roseta

No ponto 3 apenas foi colado uma roseta.

- Ponto 4



Figura 4.10: Ponto 4 escolhido para a colocação da roseta

No ponto 4 apenas foi colocado uma roseta.

Os extensómetros permitem obter as tensões instaladas nos pontos apresentados. Efetuou-se também o *plot* das direções principais de tensão em cada localização onde foram colados os extensómetros para saber como orientar estes nos locais de colagem.

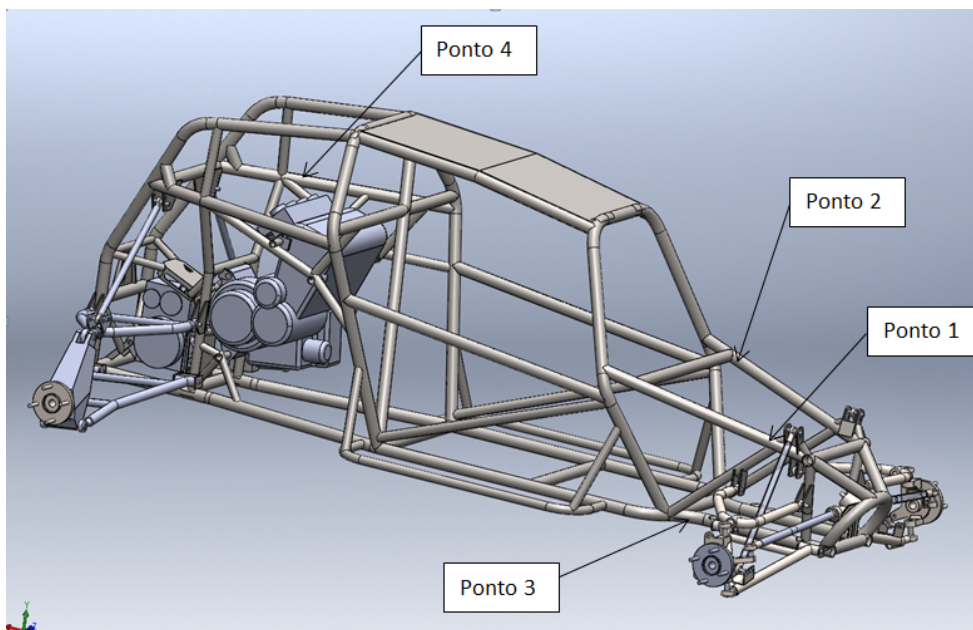


Figura 4.11: Localização dos pontos instrumentados

4.2.1 Tensões instaladas no ensaio da rigidez do quadro

Neste ponto são mostradas as tensões instaladas e o deslocamento que o quadro sofre no ensaio da rigidez.

- Ponto 1

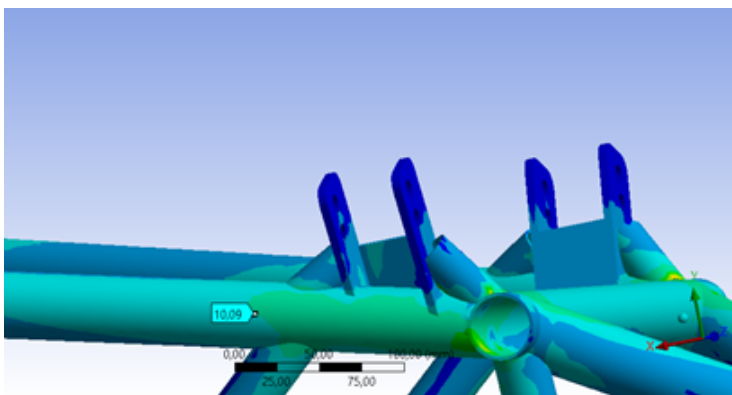


Figura 4.12: Tensão equivalente no ponto 1, simulação numérica do quadro

No ponto 1 a tensão equivalente encontrada é de 10.09 MPa

No lado oposto a roseta colocada no ponto 1, foi colado um extensómetro unidirecional. Este tentou-se alinhar com a máxima tensão principal. O valor da tensão máxima na direção do extensómetro é mostrado na seguinte figura.

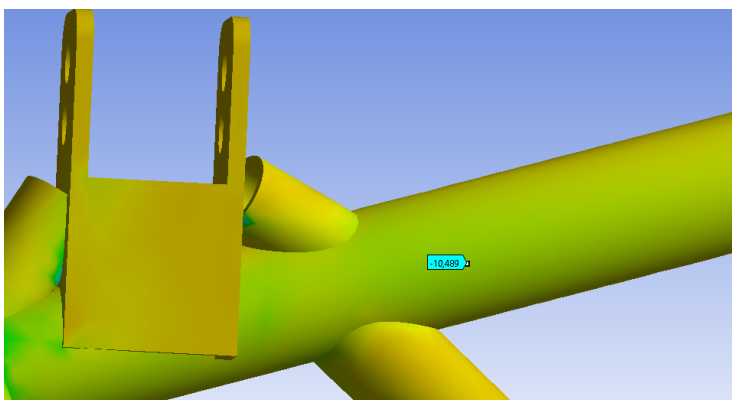


Figura 4.13: Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 1, simulação numérica do quadro

- Ponto 2

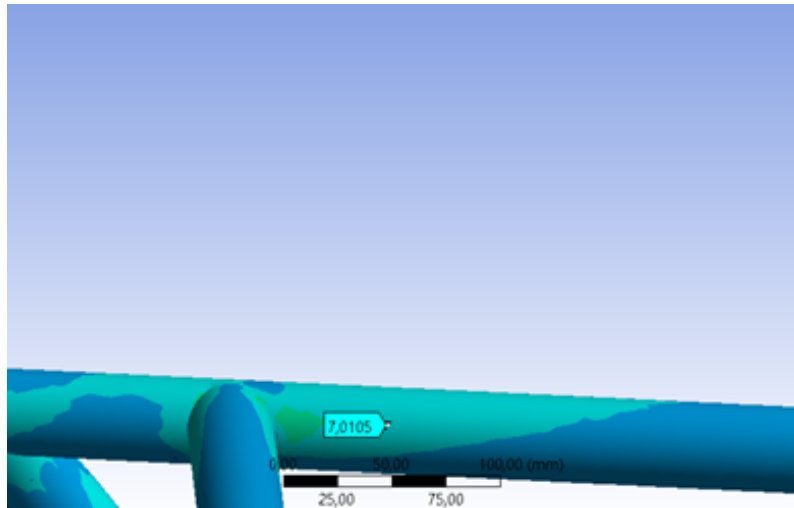


Figura 4.14: Tensão equivalente no ponto 2, simulação numérica do quadro

No ponto 2 a tensão equivalente encontrada é de 7.01 MPa

No lado oposto a roseta colocada no ponto 1, foi colado um extensómetro unidirecional. Este tentou-se alinhar com a máxima tensão principal. O valor da tensão máxima na direção do extensómetro é mostrado na seguinte figura.

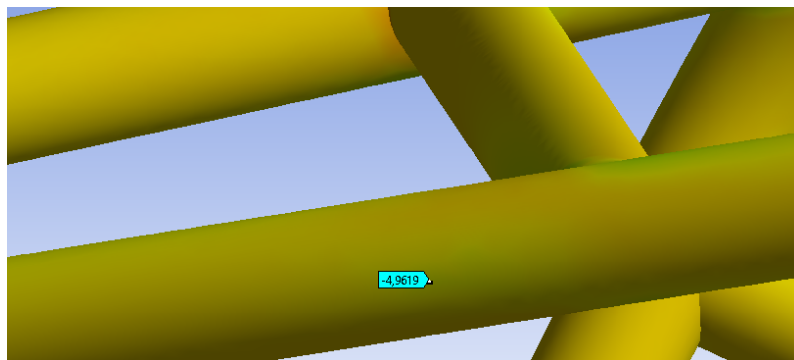


Figura 4.15: Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 2, simulação numérica do quadro

- Ponto 3

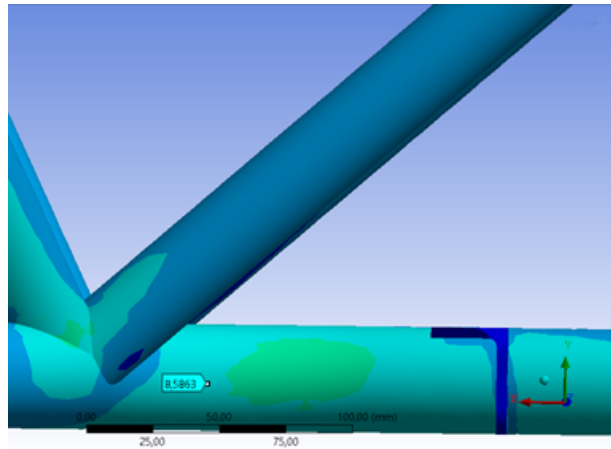


Figura 4.16: Tensão equivalente no ponto 3, simulação numérica do quadro

No ponto 3 a tensão equivalente encontrada é de 8.59 *MPa*

- Ponto 4

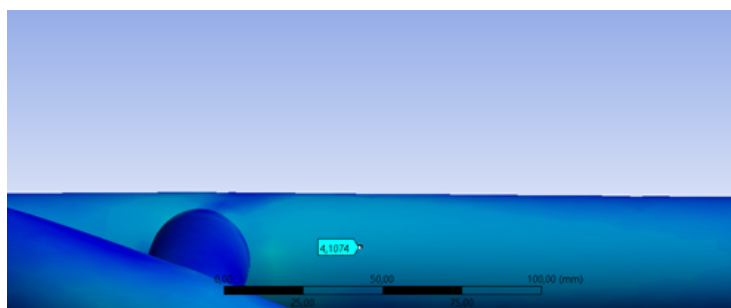


Figura 4.17: Tensão equivalente no ponto 4, simulação numérica do quadro

No ponto 4 a tensão equivalente encontrada é de 4.11 *MPa*

Além das tensões equivalentes instaladas, outra distribuição importante é a dos deslocamentos. O ponto de interesse para os deslocamentos é o ponto de aplicação da carga. A imagem que se segue mostra a deformação que o quadro sofre no ensaio da rigidez do quadro.

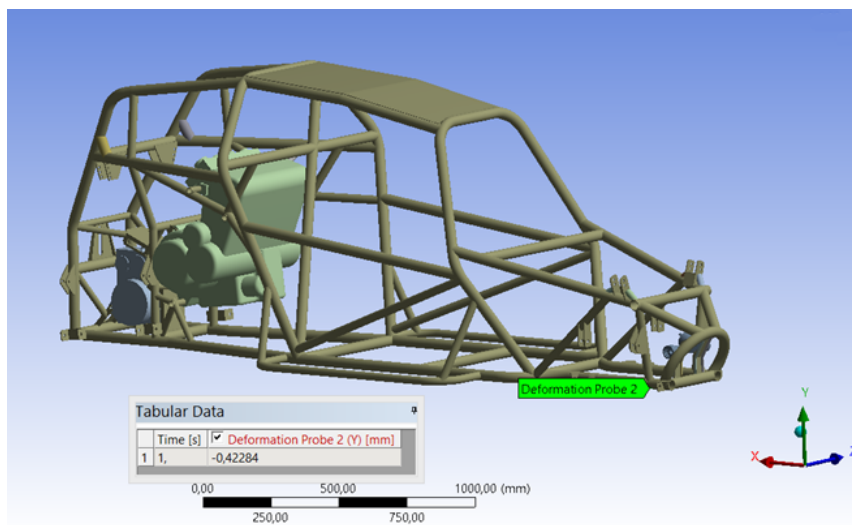


Figura 4.18: Deformação no ensaio da rigidez do quadro, valor no ponto de aplicação da carga 0.42 mm

4.2.2 Tensões instaladas no ensaio da rigidez do conjunto

Neste ponto são mostradas as tensões instaladas e o deslocamento que o veículo completo sofre no ensaio da rigidez.

- Ponto 1

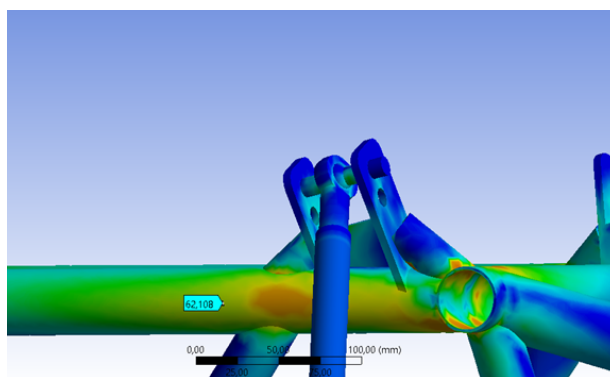


Figura 4.19: Tensão equivalente no ponto 1, simulação numérica do conjunto

A tensão equivalente encontrada no ponto 1 é de 62.11 MPa

No lado oposto a roseta colocada no ponto 1, foi colado um extensómetro unidirecional. Este tentou-se alinhar com a máxima tensão principal. O valor da tensão máxima na direção do extensómetro é mostrado na seguinte figura.

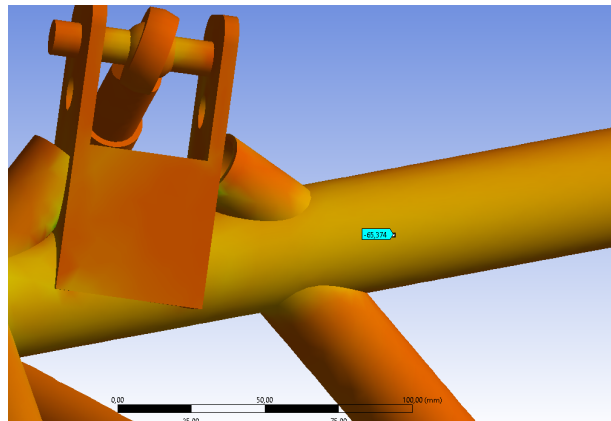


Figura 4.20: Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 1, simulação numérica do conjunto

- Ponto 2

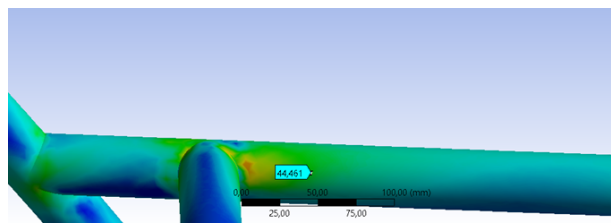


Figura 4.21: Tensão equivalente no ponto 2, simulação numérica do conjunto

A tensão equivalente encontrada no ponto 2 é de 44.46 MPa

No lado oposto a roseta colocada no ponto 2, foi colado um extensómetro unidirecional. Este tentou-se alinhar com a máxima tensão principal. O valor da tensão máxima na direção do extensómetro é mostrado na seguinte figura.

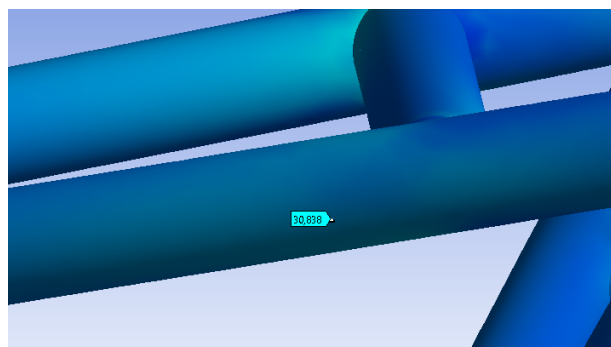


Figura 4.22: Tensão na direção do extensómetro colado no lado oposto da roseta do ponto 2, simulação numérica do conjunto

- Ponto 3

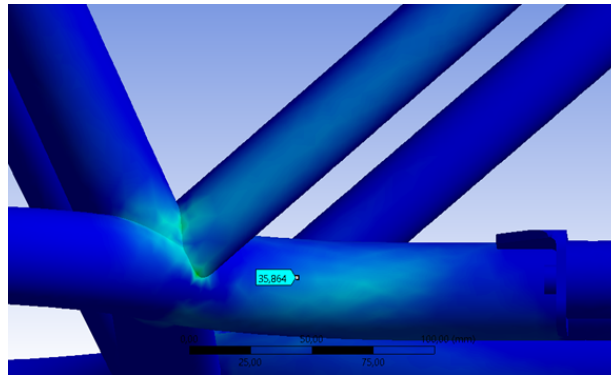


Figura 4.23: Tensão equivalente no ponto 3, simulação numérica do conjunto

A tensão equivalente encontrada no ponto 3 é de 35.86 *MPa*

- Ponto 4

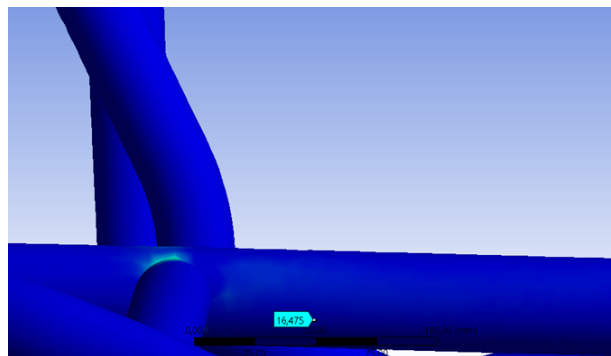


Figura 4.24: Tensão equivalente no ponto 4, simulação numérica do conjunto

A tensão equivalente encontrada no ponto 4 é de 16.48 *MPa*

Além das tensões equivalentes instaladas, outra distribuição importante é a dos deslocamentos. O ponto de interesse para os deslocamentos é o ponto de aplicação da carga e, neste caso, o apoio do lado oposto à aplicação da carga, visto este ter um deslocamento considerável. A imagem que se segue mostra a deformação que todo o veículo sofre no ensaio da rigidez do conjunto.

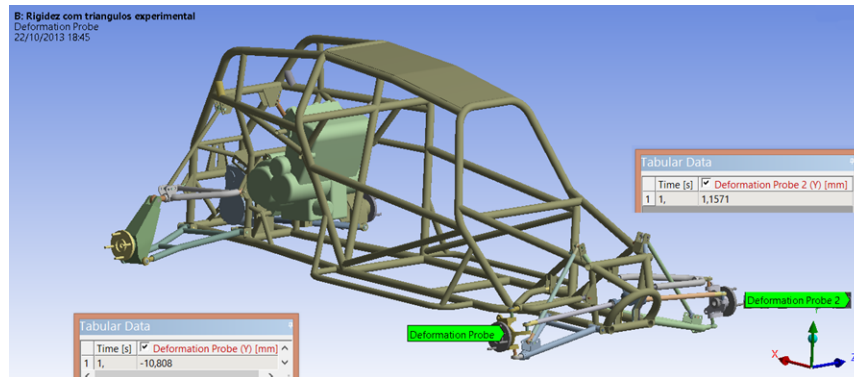


Figura 4.25: Deformação no ensaio da rigidez do conjunto, deslocamento máximo no ponto de aplicação da carga 10.81 mm e no apoio oposto 1.16 mm

Depois de retirar toda a informação importante das simulações e após ter os ensaios definidos podemos passar a fase dos ensaios experimentais. Todas as condições foram mantidas para corresponder às simulações efetuadas. No final, será possível comparar os valores obtidos e verificar se a modelação feita é validada.

4.3 Preparação dos ensaios e instrumentação do veículo

O veículo usado nos ensaios experimentais é um protótipo em fase de testes, como tal, uma das preocupações prende-se com efetuar os ensaios sem danificar o veículo e componentes. Na imagem seguinte encontra-se o veículo testado.



Figura 4.26: Veículo ensaiado

Tal como é possível ver na imagem o veículo encontra-se totalmente montado. Com carenagens, amortecedores, rodas, banco entre outros componentes. Por razões já apresentadas, a modelação não contém este nível de pormenor. Então, a primeira preparação foi desmontar todos os componentes que foram possíveis e, que não foram modelados, de forma a diminuir as diferenças entre o modelo real e o numérico. Os amortecedores foram também substituídos por elementos rígidos (tubos) de forma à suspensão não poder trabalhar.

Os componentes que foram desapertados/desmontados:

- Radiadores
- Rodas
- Carenagens
- Amortecedores
- Banco
- Chapa de proteção do fundo
- Chapas de proteção laterais
- Proteções laterais



Figura 4.27: Alguns componentes desmontados do veículo

Já com os pontos definidos onde colocar os extensómetros procedeu-se, então, à colagem dos mesmos.

Descrição dos extensómetros usados:

- Extensómetros unidireccionais
 - Marca: HBM
 - Resistência: $350\Omega \pm 0.30\%$
 - Fator sonda: $2.04 \pm 1.0\%$
 - Específico para aço.
 - Tipo: 6/350 LY41



Figura 4.28: Extensómetros unidireccionais

- Roseta de extensómetros
 - Marca: HBM
 - Resistência: $120\Omega \pm 0.30\%$
 - Fator sonda: $1.98 \pm 1.0\%$
 - Específico para aço.
 - Tipo: 3/120RY81

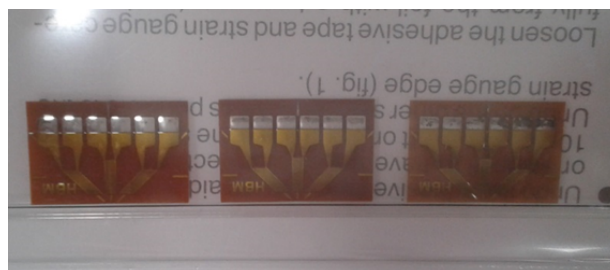


Figura 4.29: Roseta de extensómetros

As superfícies onde os extensômetros são colados devem ser cuidadosamente preparadas para que estes adiram ao material. A tinta do local foi retirada assim com a superfície lixada com uma lixa de granometria apropriada. Seguidamente, estas superfícies devem ser limpas cuidadosamente com acetona até não restar qualquer sinal de sujeira.



Figura 4.30: Preparação e colocação dos extensômetros

Os extensômetros são equipamentos sensíveis, por isso, têm de ser manuseados com cuidado. Estes são colados à superfície dos tubos com cola apropriada. Após estarem colados, têm de ser soldados os cabos aos terminais dos extensômetros.

Após todo o trabalho atrás descrito realizado, é efetuada uma inspeção visual com recurso a lupa e são medidos os valores de resistência dos extensômetros e destes com o quadro do veículo (resistência de isolamento). Isto despista qualquer problema que seja resultante da instrumentação com este equipamento.

O equipamento de leitura usado para este propósito foi o P-3 da Vishay. Este é um equipamento usado em medições efetuadas em campo, simples e de fácil utilização. Este possui 4 canais de leitura e incorpora um software que faz o balanço automático da ponte de *wheatstone*. Este equipamento permite a ligação em quarto de ponte, meia ponte e ponte completa. A imagem seguinte mostra o equipamento usado.

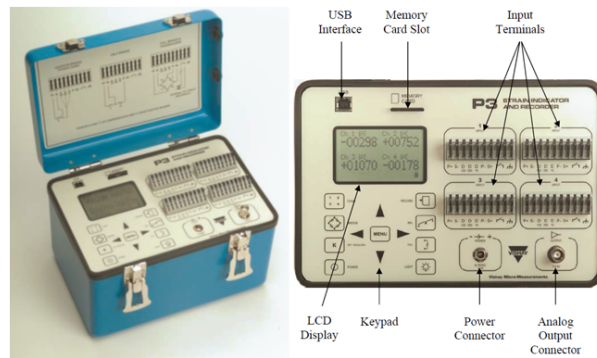


Figura 4.31: Equipamento P-3 Vishay

Para ligar os extensómetros ao equipamento foi usada a ligação em quarto de ponte por 2 fios, visto os cabos terem um comprimento inferior a 2 m e os ensaios serem feitos em ambiente controlado e de curta duração. Manteve-se o maior cuidado para não tracionar os cabos, de forma a não introduzir imprecisão na leitura. A seguinte imagem mostra o equipamento ligado a uma roseta (canal 2,3,4) e a um extensómetro unidirecional (canal 1).

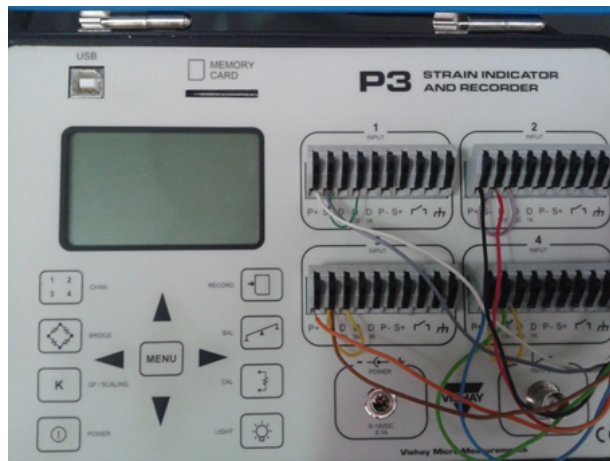


Figura 4.32: Exemplo de ligação dos extensómetros ao equipamento de leitura.

Ao todo foram colados 4 rosetas e dois extensómetros unidirecionais. Para cada roseta são necessários 3 canais e para um extensómetro unidirecional 1 canal. Assim sendo, para ler todos os extensómetros colados no veículo são necessários 14 canais. Como só dispomos de 3 equipamentos de leitura apenas havia disponível 12 canais, portanto, durante uma série de carregamentos uma roseta foi desligada voltando-se a realizar a série de carregamento para obter valores da roseta desligada.



Figura 4.33: Equipamentos de leitura dos extensômetros

O veículo foi também instrumentado com comparadores. Os comparadores foram colocados junto aos locais onde foram colocados os apoios e junto aos locais onde foram colocadas as cargas. Ao todo foi usado um conjunto de 4 comparadores.

- Comparadores
 - Marca: Mitutoyo
 - Gama: 0–13mm
 - Resolução: 0.01mm



Figura 4.34: Comparadores usados nos ensaios

4.4 Ensaios experimentais

Os ensaios experimentais foram realizados com a mesma carga, apenas variando os locais de apoio e o local de aplicação da carga

Foi utilizado um conjunto de pesos em chumbo que totalizam uma massa 91.17kg . Estes pesos foram aferidos individualmente. Desta forma, a carga máxima utilizada no ensaio experimental foi de $894,4\text{N}$, que é a mesma que foi usada nas simulações.

4.4.1 Procedimentos experimental

O carregamento do quadro foi efetuado em etapas. Cumulativamente foram aplicados 30.08kgf , 20.78kgf , 20.59kgf e 19.72kgf fazendo um total de 91.17kgf . De cada vez que o quadro era carregado/descarregado foram apontados os valores de cada comparador e de cada extensómetro. Usando este método o número de valores adquiridos é muito superior do que no caso de carregar/descarregar o quadro com os 91.17kgf de uma só vez. Desta forma é mais fácil detetar desvios de leitura.

Antes de começar uma série de carregamentos os valores dos comparadores eram levados a zero, bem como os extensómetros. Foram feitos uma série de 6 carregamentos no quadro e mais 6 carregamentos no conjunto.

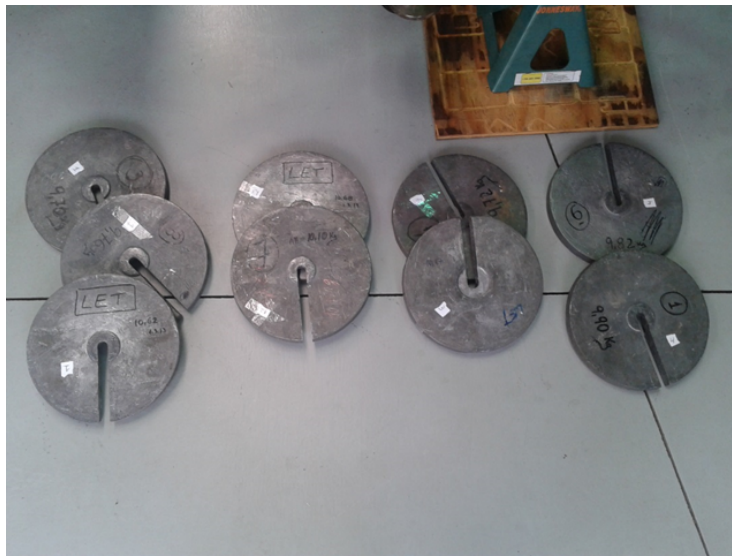


Figura 4.35: Pesos em chumbo usados nos ensaios experimentais

4.4.2 Ensaio da rigidez torcional do quadro

Para verificar a rigidez torsional do quadro experimentalmente este foi colocado em cima de 3 cavaletes, sendo que, perto de um deles este foi amarrado ao chão com uma cinta. O modo como o quadro foi amarrado foi pensado para que os apoios e amarrações

não conferissem rigidez extra. A imagem a seguir mostra o veículo apoiado nos cavaletes para o ensaio com apoios ao quadro.



Figura 4.36: Condições de apoio do quadro

Na imagem é possível ver os cavaletes de cor verde e a cinta cor-de-laranja. O local onde estão colocados os cavaletes é o mesmo onde foram colocadas as condições de apoio na simulação numérica. Na extremidade da frente direita foi colocado um porta pesos.

4.4.3 Ensaio da rigidez torsional do conjunto

Para o mesmo teste da rigidez torsional do conjunto a metodologia usado foi igual, mas desta vez aplicada aos cubos de roda do veículo como mostra a seguinte figura.

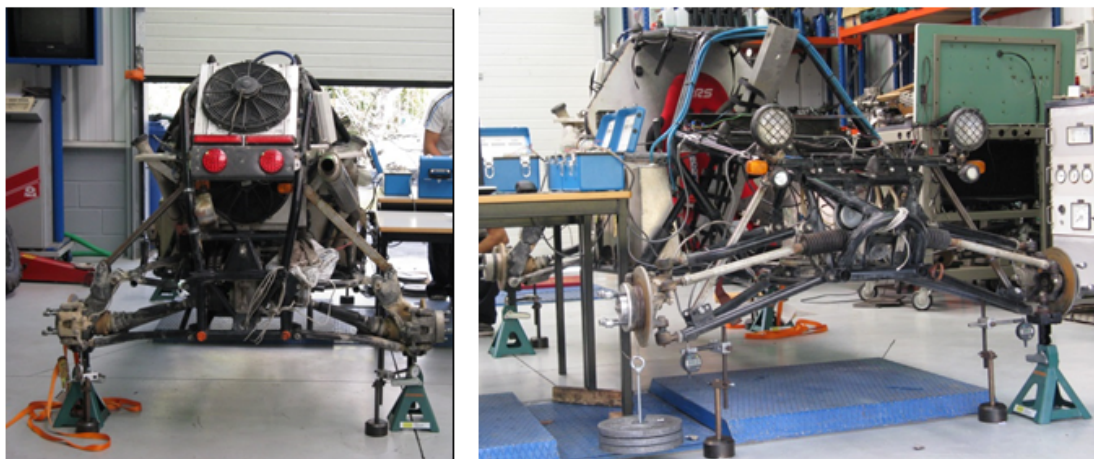


Figura 4.37: Condições de apoio do conjunto

Junto de cada apoio e junto ao porta pesos foram colocados comparadores por forma a medir o deslocamento do quadro/conjunto. Foram colocados 4 comparadores para eliminar

leituras errôneas provenientes de qualquer movimento de corpo rígido e movimento dos próprios apoios. Estes valores de deslocamento foram mais tarde usados para calcular a rigidez torsional.

4.5 Análise dos valores obtidos

Após todos os valores recolhidos, estes foram analisados e efetuados os cálculos necessários para obter valores comparáveis diretamente com as simulações efetuados. Os valores de deformação encontrados nos extensómetro foram passados a tensão e os valores obtidos nos comparadores usados para verificar a rigidez torsional. Todos os resultados foram colocados num gráfico e traçada uma linha de tendência linear e usada a equação desta para achar os valores de tensão máxima e de rigidez.

4.5.1 Ensaio da rigidez do quadro valores de tensão instalada

O quadro foi carregado não ultrapassando o regime linear elástico, e por esse facto, todos os valores retirados esperam-se lineares. Em todos os gráficos foi traçada a reta de regressão linear e obrigada esta a passar pelo ponto (0,0). O valor R^2 é mostrado em cada gráfico, bem como a equação que permite calcular a tensão equivalente para cada carregamento.

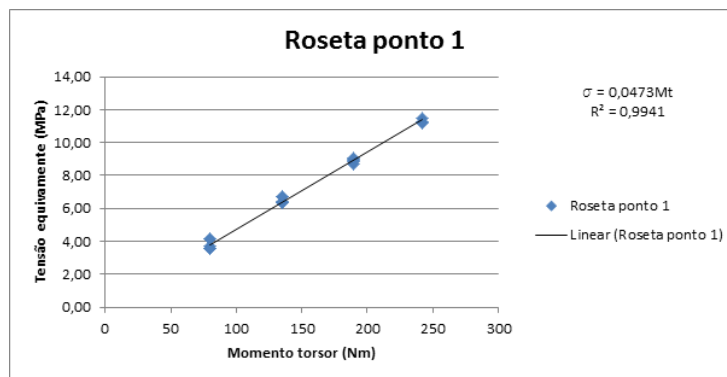


Figura 4.38: Gráfico da tensão equivalente no ponto 1 (quadro)

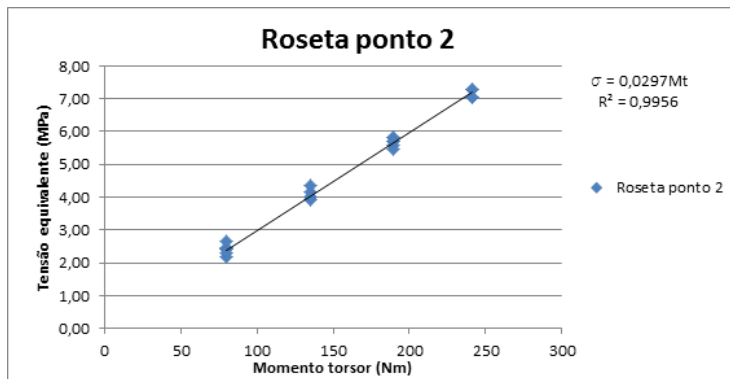


Figura 4.39: Gráfico da tensão equivalente no ponto 2 (quadro)

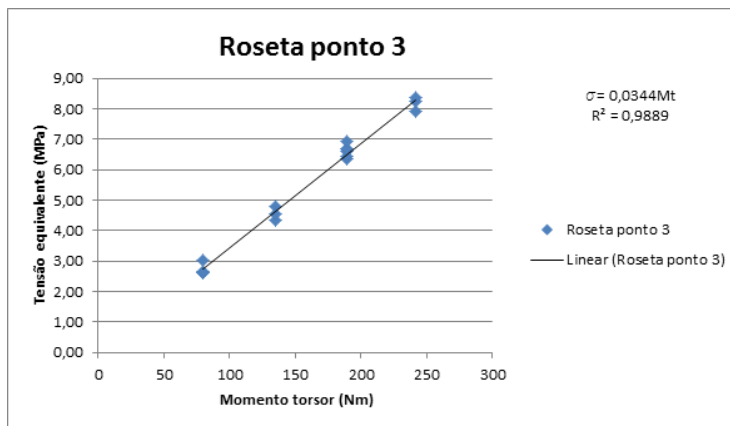


Figura 4.40: Gráfico da tensão equivalente no ponto 3 (quadro)

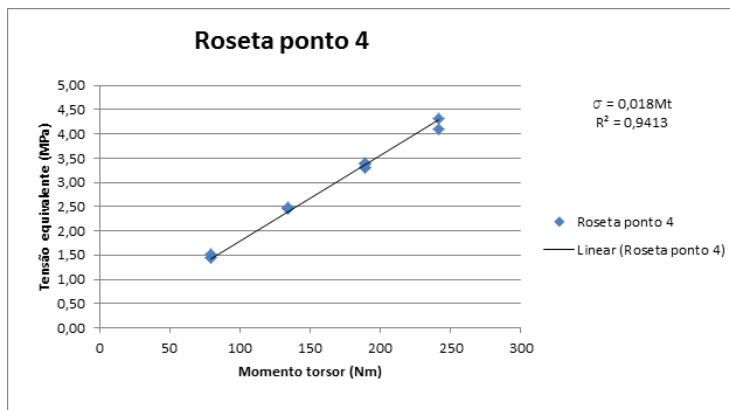


Figura 4.41: Gráfico da tensão equivalente no ponto 4 (quadro)

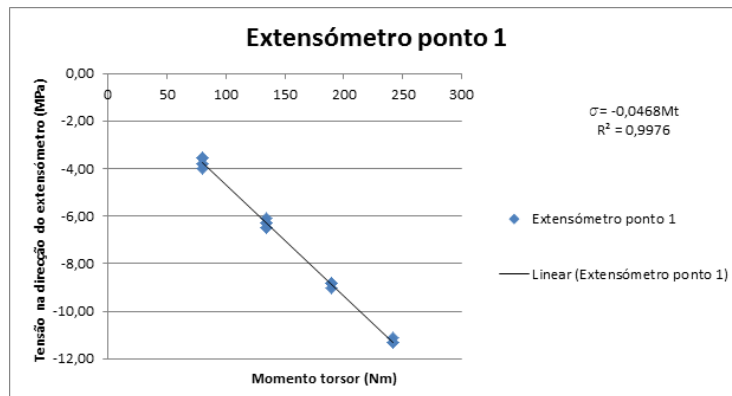


Figura 4.42: Gráfico tensão na direção do extensômetro ponto 1 (quadro)

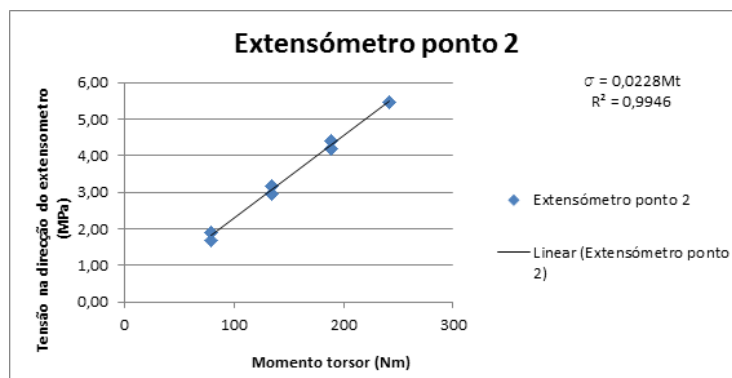


Figura 4.43: Gráfico tensão na direção do extensômetro ponto 2 (quadro)

A tabela que se segue mostra os valores máximos calculados através das equações dos gráficos apresentados.

| | | |
|---|--------|-------|
| Carregamento | 91,17 | (Kg) |
| Braço da força (d) | 0,27 | (m) |
| Momento torsor (Mt) | 241,48 | (Nm) |
| Tensão equivalente ponto 1 | 11,42 | (MPa) |
| Tensão na direção do extensômetro ponto 1 | -11,30 | (MPa) |
| Tensão equivalente ponto 2 | 7,17 | (MPa) |
| Tensão na direção do extensômetro ponto 2 | 5,51 | (MPa) |
| Tensão equivalente ponto 3 | 8,31 | (MPa) |
| Tensão equivalente ponto 4 | 4,35 | (MPa) |

Tabela 4.1: Resumo dos resultados do ensaio do quadro

4.5.2 Ensaio da rigidez do conjunto valores de tensão instalada

Foi usado o mesmo procedimento de análise de dados que no ensaio da rigidez do quadro, ou seja, os resultados todos foram traçados nos gráficos e usada um linha de tendência linear.

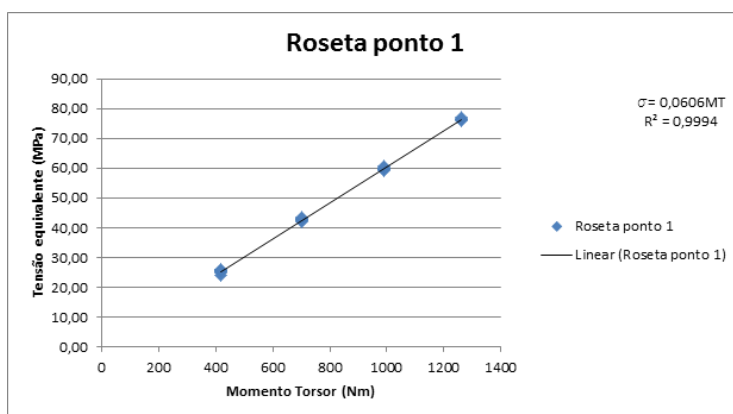


Figura 4.44: Gráfico da tensão equivalente no ponto 1 (conjunto)

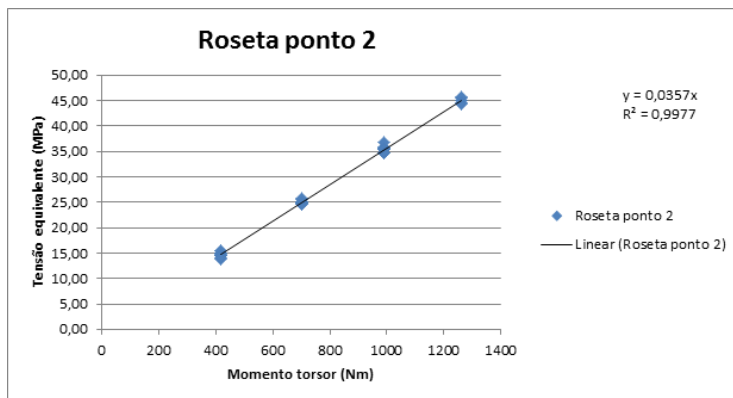


Figura 4.45: Gráfico da tensão equivalente no ponto 2 (conjunto)

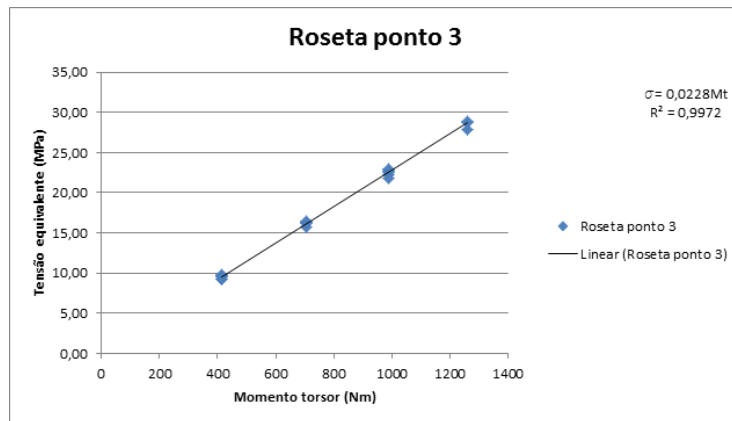


Figura 4.46: Gráfico da tensão equivalente no ponto 3 (conjunto)

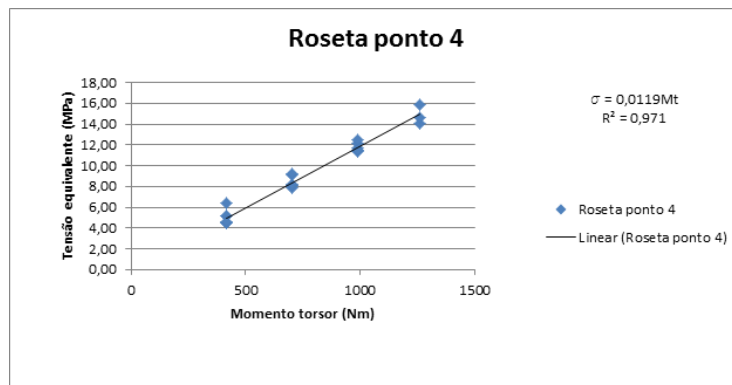


Figura 4.47: Gráfico da tensão equivalente no ponto 4 (conjunto)

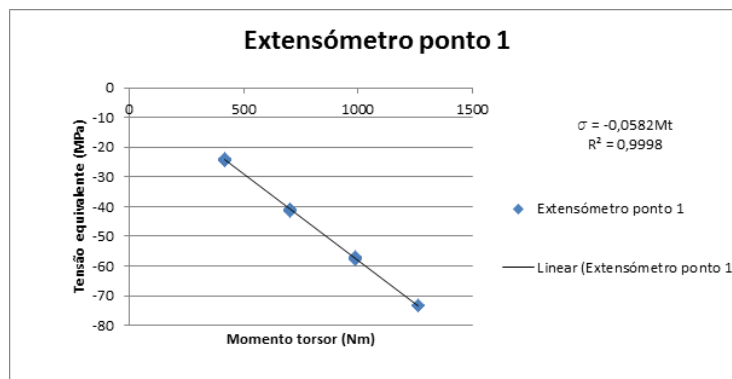


Figura 4.48: Gráfico tensão na direção do extensômetro ponto 1 (conjunto)

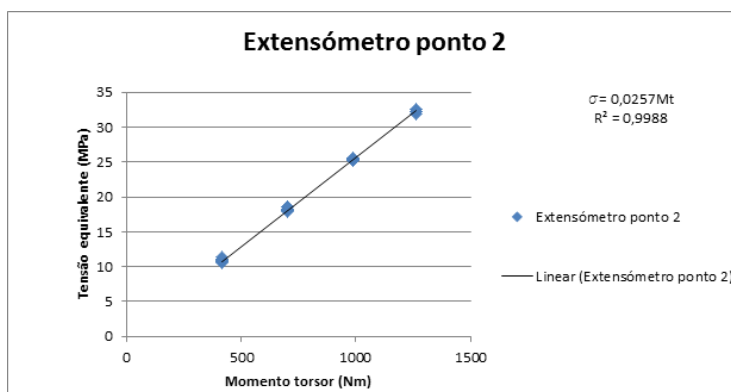


Figura 4.49: Gráfico tensão na direção do extensômetro ponto 2 (conjunto)

Na seguinte tabela, são resumidos os valores máximos encontrados no ensaio da rigidez torsional do conjunto.

| | | |
|---|---------|-------|
| Carregamento | 91,17 | (Kg) |
| Braço da força (d) | 1,41 | (m) |
| Momento torsor (Mt) | 1261,07 | (Nm) |
| Tensão equivalente ponto 1 | 76,42 | (MPa) |
| Tensão na direção do extensômetro ponto 1 | -73,39 | (MPa) |
| Tensão equivalente ponto 2 | 45,02 | (MPa) |
| Tensão na direção do extensômetro ponto 2 | 32,41 | (MPa) |
| Tensão equivalente ponto 3 | 28,75 | (MPa) |
| Tensão equivalente ponto 4 | 15,01 | (MPa) |

Tabela 4.2: Resumo dos resultados do ensaio do conjunto

4.5.3 Ensaio da rigidez do quadro valores de deslocamento encontrados

Foram registados também os valores de deslocamento obtidos através dos comparadores colocados na proximidade dos apoios e do porta pesos.

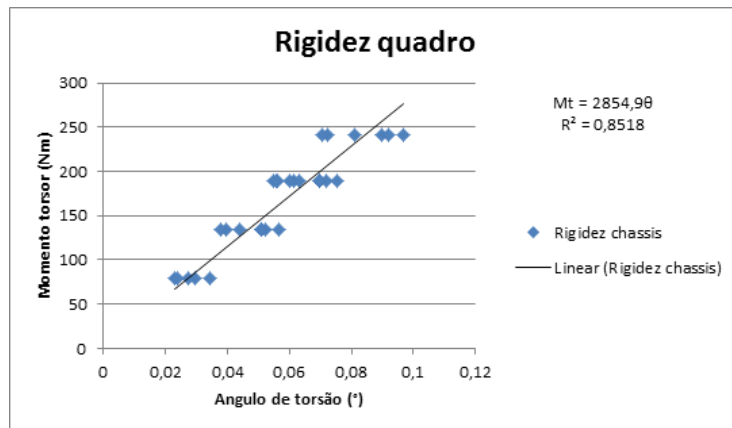


Figura 4.50: Rigidez do quadro

Neste ensaio verificou-se um forte dispersão dos valores registados, este fenómeno pode ser explicado pelo facto de os comparadores estarem a medir numa superfície curva (tubo), pelo facto de poder haver alguma histerese devido a muitos acessórios aparafusados e isto tudo agravado pelo facto de estarmos a medir pequenos deslocamentos.

4.5.4 Ensaio da rigidez do conjunto valores de deslocamento encontrados

Foram registados também os valores de deslocamento obtidos através dos comparadores colocados na proximidade dos apoios e do porta pesos.

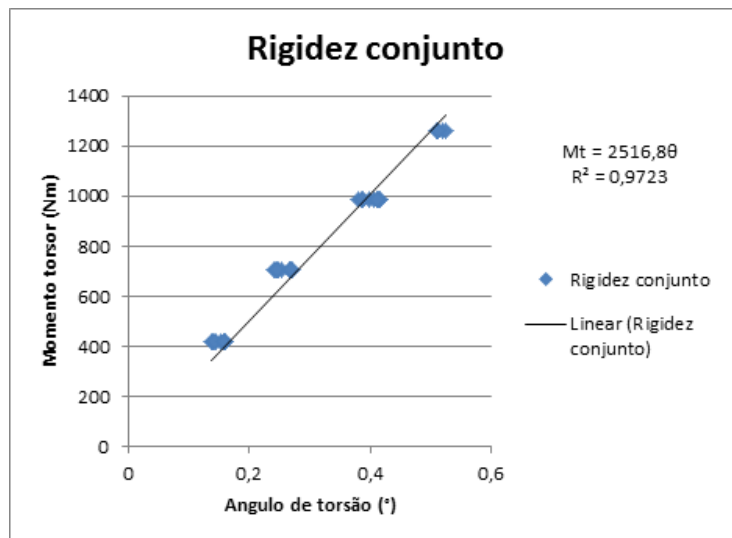


Figura 4.51: Rigidez do conjunto

Neste caso não se verificou grande dispersão, nem a histerese observada no ensaio

anterior, talvez devido a estarmos a medir valores de deslocamento cerca de 5 vezes maiores.

Nos gráficos acima apresentados é possível ver o valor da rigidez torsional experimental. Este valor trata-se de uma constante que é usada como termo de comparação para a *performance* do quadro/conjunto.

4.6 Comparação dos resultados experimentais e numéricos

No seguimento do trabalho apresentado e, de forma a validar a modelação, são comparados os valores obtidos nos ensaios experimentais com os valores obtidos nas simulações desses ensaios. É importante salientar que há sempre um erro associado, tanto ao trabalho experimental como às simulações. Nem sempre se consegue reproduzir fielmente os ensaios experimentais nas simulações. Os quadros que se seguem apresentam a diferença entre os valores encontrados no ensaio experimental e nas simulações por elementos finitos.

4.6.1 Simulação do ensaio da torção do quadro

| Tipo de extensómetro | Ponto | Valor da tensão equivalente experimental | Valor da tensão equivalente numérica | Diferença |
|----------------------------|-------|--|--------------------------------------|-----------|
| | | <i>MPa</i> | <i>MPa</i> | % |
| Roseta | 1 | 11,42 | 10,09 | 12% |
| Roseta | 2 | 7,17 | 7,01 | 2% |
| Roseta | 3 | 8,31 | 8,59 | -3% |
| Roseta | 4 | 4,35 | 4,11 | 6% |
| Extensómetro unidirecional | 1 | -11,30 | -10,49 | 7% |
| Extensómetro unidirecional | 2 | 5,51 | 4,96 | 10% |

Tabela 4.3: Comparação entre os valores de tensão experimentais e numéricos (quadro)

O erro entre os valores não é significativo, exceto no ponto 1. As diferenças encontradas são devidas a várias causas, entre elas, simplificações na modelação, dificuldades em reproduzir exatamente as condições do ensaio experimental, bem como dificuldades em encontrar o local exato onde o extensómetro foi colado para retirar a tensão instalada nas simulações. É de realçar, que o ponto 1 encontra-se perto de uma zona bastante reforçada onde a geometria é complexa e provavelmente difere da real.

A deformação que tem maior interesse é a deformação no ponto de aplicação da carga. É esta deformação na direção de y que permite obter o valor da rigidez torsional.

| Rigidez torsional experimental | Rigidez torsional numérica | Diferença |
|--------------------------------|----------------------------|-----------|
| <i>Nm/°</i> | <i>Nm/°</i> | % |
| 2855 | 2709 | 5% |

Tabela 4.4: Comparação entre a rigidez torsional experimental e numérica do quadro

A diferença apresentada entre os valores de rigidez não é significativa. É de notar que o valor é superior no ensaio experimental. Tal como já foi referido isto é devido a dificuldades de modelação e aos muitos componentes que poderiam adicionar rigidez e foram desapertados. Em alguns outros não foi possível proceder a essa operação.

4.6.2 Simulação do ensaio da torção do conjunto

| Tipo de extensómetro | Ponto | Valor da tensão equivalente experimental | Valor da tensão equivalente numérica | Diferença |
|----------------------------|-------|--|--------------------------------------|-----------|
| | | <i>MPa</i> | <i>MPa</i> | % |
| Roseta | 1 | 76,42 | 62,10 | 19% |
| Roseta | 2 | 45,02 | 44,46 | 1% |
| Roseta | 3 | 28,75 | 35,86 | -25% |
| Roseta | 4 | 15,06 | 16,48 | -9% |
| Extensómetro unidirecional | 1 | -73,39 | -65,37 | 11% |
| Extensómetro unidirecional | 2 | 32,41 | 30,84 | 5% |

Tabela 4.5: Comparação entre os valores de tensão experimentais e numéricos (conjunto)

Na simulação do ensaio da rigidez do conjunto os valores de tensão apresentam diferenças significativas. O ponto 2 e 4 apresentam uma diferença relativamente baixa em relação aos outros dois pontos. Tal como já foi referido, estas diferenças devem-se a erros de modelação, bem como a componentes que não foram modelados e não foram possíveis de retirar no ensaio. Também nesta simulação, a dimensão do problema é bastante superior devido a toda a complexidade que a geometria da suspensão tem.

| Rigidez torsional experimental | Rigidez torsional numérica | Diferença |
|--------------------------------|----------------------------|-----------|
| <i>Nm/°</i> | <i>Nm/°</i> | % |
| 2517 | 2593 | -3% |

Tabela 4.6: Comparação entre a rigidez torsional experimental e numérica do conjunto

Os valores encontrados de rigidez são relativamente parecidos. É de notar que o valor experimental deveria ser superior ao da simulação numérica pois, como já foi referido houve alguns componentes que não foram possíveis de desapertar, contribuindo estes para algum acréscimo de rigidez.

Como é possível observar nas figuras anteriores o ponto 1 e 3 (que têm maiores desvios) possuem as seguintes singularidades:

- No ponto 1 existe um reforço com uma geometria complexa, o qual foi difícil de modelar. Este erro de modelações afeta a distribuição de tensões na zona, visto a roseta e extensómetro do ponto 1 estarem nas proximidades do reforço.

- O ponto 3 está posicionado no interior da curvatura de um tubo curvado. Quando é aplicado este processo de fabrico (curvar tubos) a parede resistente diminui pelo exterior aumentando pelo interior, aproximando o eixo neutro do interior. Na modelação este fenómeno não é considerado, ou seja a espessura do tubo é uniforme e igual no interior e exterior da curva. Assim e como as tabelas 4.3 e 4.5 confirmam são esperadas tensões inferiores no ensaio experimental

Capítulo 5

Análise do veículo

Neste capítulo, será apresentada uma análise total do veículo. O veículo foi verificado ao nível estrutural e dos seus parâmetros das suspensões.

5.1 Cálculo do centro de gravidade do veículo

Para efetuar a medição dos pesos de cada eixo foi usada uma célula de carga, visto não existir 4 balanças disponíveis. A célula de carga foi colocada na ponte rolante e levantado o veículo do chão. Foram tirados os valores dos pesos nas diferentes condições exigidas para achar as coordenadas do centro de gravidade.

Levantado todo o veículo com a ponte rolante mediu-se $620kgf$ de peso total do veículo.

Levantando o eixo traseiro e calçando o eixo frontal, de forma a manter o veículo nivelado, foi retirado o valor do peso do eixo traseiro. A seguinte figura ilustra o processo.



Figura 5.1: Pesagem do eixo traseiro do veículo

O valor do peso do eixo traseiro medido foi 413kgf .

Levantado o eixo traseiro o suficiente para colocar o carro com um ângulo superior a 20° com o chão, o valor medido na célula de carga colocada no eixo traseiro foi de 402kgf . A seguinte imagem ilustra o processo.



Figura 5.2: Pesagem do eixo traseiro do veículo levantando este com um ângulo superior a 20°

Usando as expressões descritas na secção 2.8 foram encontradas então as coordenadas do centro de gravidade.

| Medido | Valor | Unidades |
|---|-------|----------|
| Distância entre eixos (L_1) | 2400 | mm |
| Largura de via (T) | 1900 | mm |
| Peso total do veículo (P_{Total}) | 620 | Kg |
| Raio da roda (r) | 320 | mm |
| Peso do eixo traseiro ($F_3 + F_4$) | 413 | Kg |
| Força do eixo traseiro veículo inclinado mais de 20° ($F_3 + F_4$) | 389 | Kg |
| Altura de elevação do eixo traseiro (H) | 1015 | mm |
| Ângulo do veículo com o chão (α) | 25 | ° |

Tabela 5.1: Valores medidos para determinar a posição do centro de gravidade

| Calculado | Valor | Unidades |
|---|-------|----------|
| Peso do eixo frontal | 207 | Kg |
| Distancia do centro de gravidade ao eixo frontal (l_1) | 1598 | mm |
| Distancia do centro de gravidade ao eixo traseiro (l_2) | 802 | mm |
| Altura do centro de gravidade do veiculo (h_0) | 517 | mm |

Tabela 5.2: Valores calculados para determinar a posição do centro de gravidade

5.2 Análise das suspensões

Muito recentemente e já no final deste trabalho foi possível dispor de um *software* de análise de suspensões, o *LotusSuspensionAnalysis*[®]. Este foi usado para determinar os parâmetros de suspensão do veículo em estudo. As suspensões são o que permitem que as rodas sigam as irregularidades do solo. O trabalho destas é amortecer essas irregularidades e manter o pneu em contacto com o solo. Para a análise das suspensões foi construído o modelo no referido *software*.

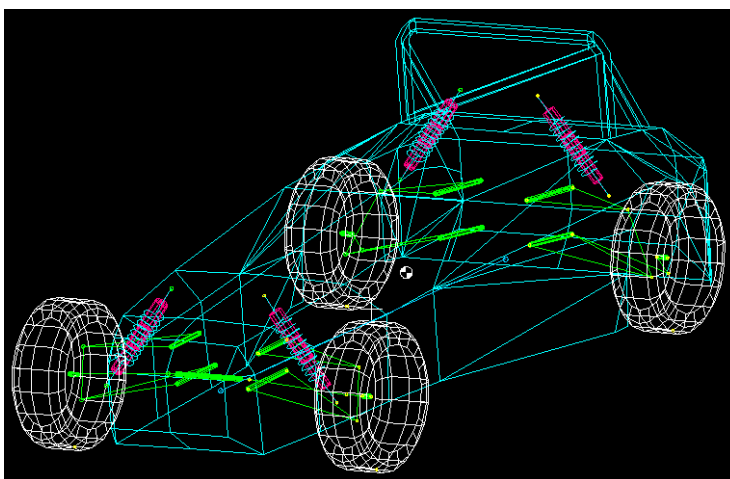
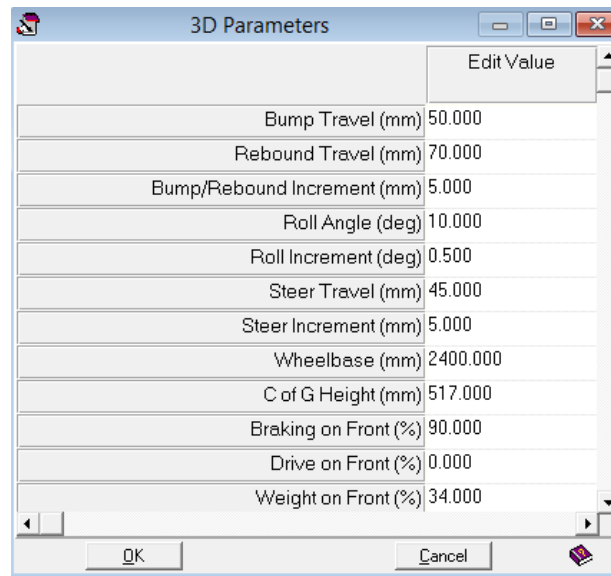


Figura 5.3: Modelo do veículo para análise das suspensões.

Este *software* usa os pontos da suspensão para criar o seu movimento e ser possível a sua análise. Portanto, foi necessário recolher as coordenadas de todos os pontos de interesse (exemplo triângulos de suspensão, centro da roda, cubos, etc). Além dos pontos, é necessário dar mais informação ao programa, como seja a distância entre eixos, largura de via entre outros. A seguinte tabela mostra estes dados.



| Parameter | Value |
|-----------------------------|----------|
| Bump Travel (mm) | 50.000 |
| Rebound Travel (mm) | 70.000 |
| Bump/Rebound Increment (mm) | 5.000 |
| Roll Angle (deg) | 10.000 |
| Roll Increment (deg) | 0.500 |
| Steer Travel (mm) | 45.000 |
| Steer Increment (mm) | 5.000 |
| Wheelbase (mm) | 2400.000 |
| C of G Height (mm) | 517.000 |
| Braking on Front (%) | 90.000 |
| Drive on Front (%) | 0.000 |
| Weight on Front (%) | 34.000 |

Tabela 5.3: *Input* de dados para o software de análise de suspensões

Este tipo de *softwares* permite retirar gráficos que mostram a variação dos parâmetros com o viajar da suspensão. E com esta informação é possível fazer pequenas alterações e verificar se ocorrem melhorias.

5.2.1 Análise do *bump/rebound* (lomba/depressão)

O *bump/rebound* é o movimento da suspensão na direção perpendicular ao solo, ou seja, este simula o veículo a passar numa lomba, por exemplo.

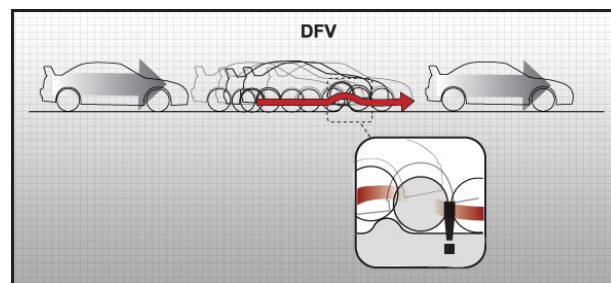


Figura 5.4: Exemplo de *bump/rebound*

Foi analisado para este veículo um *bump* de 50mm e um *rebound* de 70mm no curso da suspensão.

Convergência/divergência

Este parâmetro, quando o veículo se encontra na posição estática, está afinado a 0°.

Relembrando, valores negativos indicam divergência das rodas do veículo, ou seja, estas abrem e os valores positivos, o contrário.

Os valores de convergência/divergência no caso do *bump* devem ser os menores possíveis. Como referido em [7] os valores máximos devem ser inferiores a 1 grau para veículos de estrada. Quando a suspensão viaja verticalmente não se pretende que a dirigibilidade do veículo mude. Se o ângulo de convergência/divergência for acentuado o carro pode sofrer *bump steer*, ou seja, quando as rodas direcionais viajam estas tendem a fechar ou a abrir, mudando assim a direccionalidade destas.

Os valores encontrados de convergência/divergência foram os seguintes:

- Rodas traseiras (valores máximos)
 - *bump*: -0.12°
 - *rebound*: 0.08°
- Rodas frontais (valores máximos)
 - *bump*: 2.27°
 - *rebound*: -3.27°

A configuração mais estável é o veículo ser subvirador e, isso pode ser conseguido com a alteração da convergência/divergência das rodas. De forma a isto acontecer, no *bump*, as rodas frontais devem ser divergentes e as rodas traseiras convergentes, [7] salvaguardando sempre que estes valores, no máximo, podem ser de 1° . Os valores das rodas traseiras são aceitáveis, já os valores das rodas dianteiras são elevados dando origem ao fenómeno de *bumpsteer*.

O gráfico seguinte mostra a variação dos valores de convergência/divergência com o viajar da suspensão. No eixo vertical são apresentados os valores em graus e no eixo horizontal em milímetros.

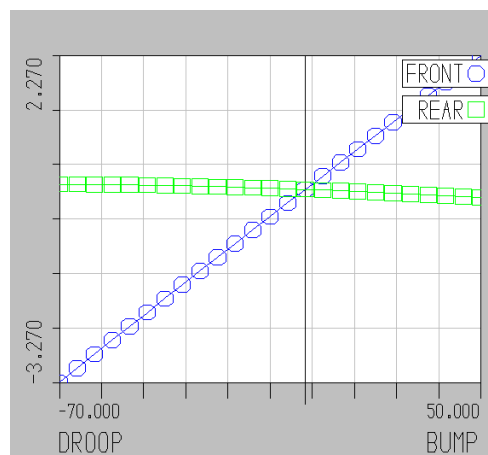


Figura 5.5: Gráfico da convergência/divergência na análise do *bump/rebound*

Camber

O camber afeta o comportamento do veículo em curva. Este é um importante parâmetro que deve ser afinado para conseguir um maior suporte de força lateral dos pneus. Quando o veículo entra em curva a força lateral provoca *roll*. Este fenômeno coloca as rodas exteriores à curva em compressão e as rodas do interior da curva em distensão. Para o pneu ser capaz de suportar maior força lateral as rodas exteriores à curva devem ter *camber* negativo.

Na posição estática o veículo tem o *camber* afinado a 0° .

Os valores máximos de *camber* encontrados são os seguintes:

- Rodas traseiras (valores máximos)

- *bump*: -1.33°

- *rebound*: 1.53°

- Rodas frontais (valores máximos)

- *bump*: -2.18°

- *rebound*: 3.02°

Dependendo do *roll* que o veículo possa ter, os valores de *camber* podem ser maiores. Se o veículo usar uma suspensão dura este não terá um grande *roll* e, assim sendo, os valores são aceitáveis. É de salientar que os valores do *camber* no *bump* são negativos o que ajuda a que o veículo suporte maior força lateral.

O seguinte gráfico mostra a evolução dos valores de *camber* com o viajar da suspensão. No eixo vertical são apresentados os valores em graus e no eixo horizontal em milímetros.

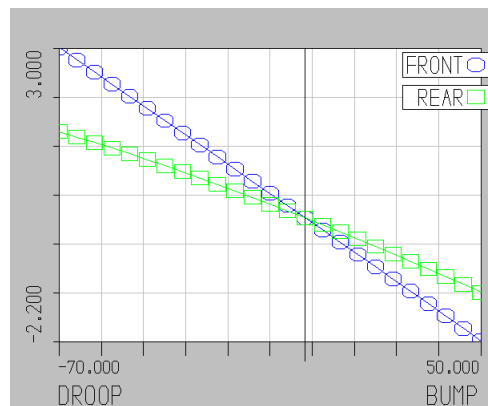


Figura 5.6: Gráfico do *camber* na análise do *bump/rebound*

5.2.2 Análise da direção do veículo *steer*



Figura 5.7: Exemplo do movimento da direção (*steer*)

A direção é o que permite ao veículo ter dirigibilidade, como tal, esta requer máxima atenção. Uma boa *performance* do veículo em curva também depende da *performance* da direção.

Para a análise do *steer* foi colocado no programa o curso da caixa de direção do veículo.

Ângulo da direção

Quando a direção é virada as rodas assumem um determinado ângulo. Quanto maior este ângulo for maior é a manobrabilidade do veículo permitindo, assim, raios de curva pequenos.

Valores típicos de ângulo de direção são da ordem dos 30° a 43° em ambas as direções.[7]

- Roda direita (valores máximos)
 - *Direção virada para a direita*: 29.72°
 - *Direção virada para a esquerda*: -28.65°
- Roda esquerda (valores máximos)
 - *Direção virada para a direita*: -28.65°
 - *Direção virada para a esquerda*: 29.72°

Devido ao raio de curva interior ser mais fechado que o exterior a roda interior da curva vira mais que a exterior. Os valores, anteriormente apresentados como padrão, são para veículos comerciais. Para um todo o terreno, em que a capacidade de efetuar manobras não é importante, os ângulos de direção deste são perfeitamente aceitáveis.

O gráfico seguinte mostra a evolução do ângulo das rodas com o virar da direção. (-45 com a direção virada completamente para a direita, +45 com a direção completamente virada para a esquerda). No eixo vertical são apresentados os valores em graus e no eixo horizontal em milímetros.

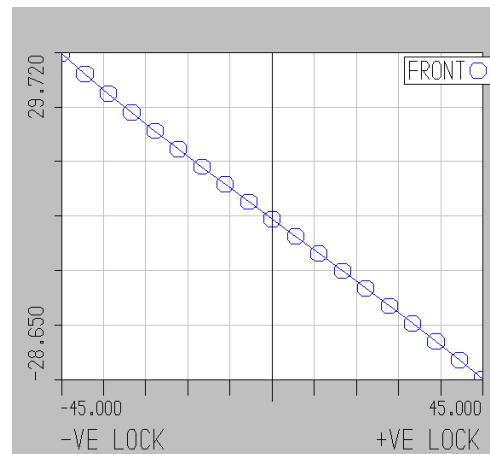


Figura 5.8: Gráfico do ângulo da roda direita na análise da direção.

Ângulo de *caster*

O ângulo de *caster* é um parâmetro importante da direção. Este é responsável por criar *camber* nas rodas quando estas são viradas. Este é também responsável pelo retorno da direção quando esta está virada e se larga o volante em andamento. O ângulo de *caster* do veículo na sua posição estática é de 11.83° . O valor de *caster* está dentro da gama normalmente usada para carros com motor na traseira e tração traseira.

Para melhorar a resposta da direção (tornar esta mais "nervosa") o ângulo de *caster* devia ser menor. Isto permitiria um *offset de caster* mais pequeno. Com um *caster* de 11.83° , o *offset de caster* é de 67.62mm . Este valor é um pouco elevado aos normalmente usados, provocando uma direção pesada e com retorno forte.

Ackermann

O *Ackermann* está ligado ao diferente ângulo de direção que as rodas frontais de um veículo descrevem em curva.

Os valores de *Ackermann* apontados como normais são cerca de 10%. O veículo em análise apresenta um *Ackermann* de 11% o que é um valor bom.

5.2.3 *Roll center*

O *roll center* é um parâmetro que, normalmente, é medido na posição estática do veículo. É calculado o *roll center* da suspensão da frente e o da suspensão de trás. Após este procedimento é traçado um eixo entre eles formando o *roll axis* ou eixo de rolamento.

Assim, os valores do *roll center* são:

- Frente: 295.4mm
- Trás: 259.31mm

Quando o veículo recebe força lateral o *roll* deste será em torno do eixo de rolamento. Na imagem seguinte, é possível observar que este está ligeiramente inclinado para a traseira do veículo tendo, como consequência, um comportamento mais sobrevirador.

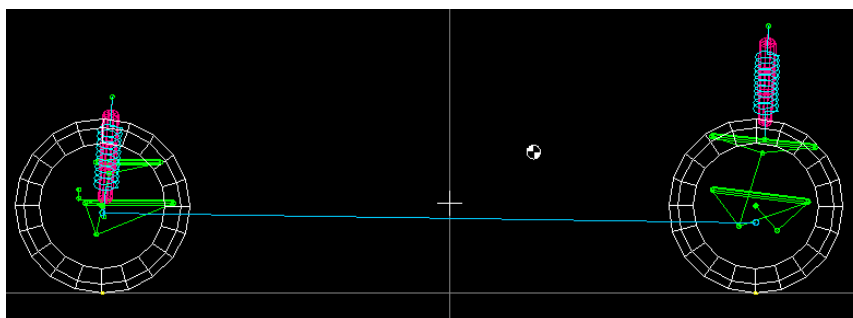


Figura 5.9: Eixo de rolamento do veículo

5.2.4 Anti-dive

O *anti-dive* é o desenho de suspensão que oferece resistência ao "afundamento" da frente do veículo quando ocorre travagem. Sendo que o veículo em questão, assim como muitos outros, têm uma maior potência de travagem na frente e neste caso o veículo tem suspensões macias, é normal que a transferência de carga provoque um grande "afundar" da frente do veículo. São apontados como valores usuais de *anti-dive* cerca de 60 a 70%. O veículo em estudo tem cerca de 22%. Este valor é baixo o que indica que quando ocorre travagem a frente do veículo terá um grande "afundamento".

5.2.5 Anti-squat

O veículo em questão é de tração traseira, com motor na traseira. Além disso, é um veículo leve e com muita potência. Quando ocorre aceleração a traseira deste terá tendência a descer. O *anti-squat* é o movimento que se opõem à tendência da descida da traseira. São apontados valores usuais de 60 a 80% de *anti-squat*. O veículo em estudo tem um *anti-squat* de 54%.

5.2.6 Melhoria no sistema de suspensão

Há parâmetros das suspensões que facilmente são afináveis, como seja o *camber* e a *divergência/convergência*. Os braços de suspensão costuma ter nas suas extremidades parafusos que permitem afinar tais parâmetros. Existem outros parâmetros que só modificando os pontos de amarração das suspensões, ou modificando a geometria dos cubos e braços é que se conseguem produzir alterações.

Melhorar o problema do *bumpsteer*, neste caso, é possível apenas reajustando a altura da caixa de direção. Se a caixa de direção subir 30mm o problema do *bumpsteer* é eliminado. O gráfico seguinte mostra os valores que a *convergência/divergência* toma com *bump/rebound*

da suspensão. No eixo vertical são apresentados os valores em graus e no eixo horizontal em milímetros.

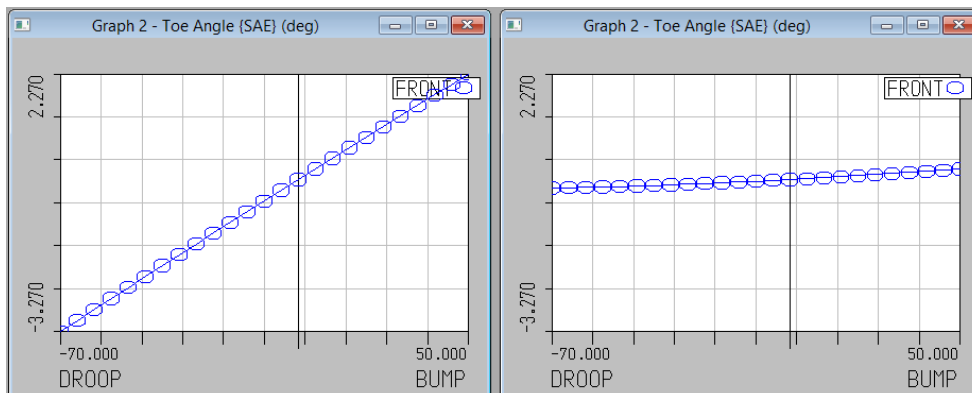


Figura 5.10: Convergência/divergência no *bump/rebound* da suspensão, o gráfico da esquerda com parâmetros originais, gráfico da direita após melhoria

Ao alterar a posição da caixa de direção há parâmetros que se alteram. Para corrigir e melhorar estes é necessário proceder a mais alterações. A outra modificação a ser feita é no triângulo superior frontal. O comprimento do triângulo deve diminuir cerca de 30mm.

Para melhorar o *anti-dive* do veículo o triângulo superior frontal deve ter uma ligeira inclinação. Ou seja, baixando o ponto de amarração traseiro do triângulo 20mm consegue-se que o *anti-dive* melhore para 32.47%.

Para tornar a direção mais "nervosa", ou seja, melhorar a resposta desta, o triângulo inferior frontal deve ser mudado por um que crie um menor ângulo de *caster*. Como tal, reduzindo o ângulo de *caster* de 11° para 7° o *offset de caster* reduz para 30.32mm o que melhora a resposta da direção.

5.3 Análise estrutural

Como já foi referido na secção 2.13.1 a segurança do veículo foi testada através do regulamento FIA. Nas secções que se seguem serão mostrados os resultados das simulações efetuadas ao arco principal e frontal do veículo.

Arco principal

As condições a aplicar ao arco principal são:

- Apoios: fundo do quadro simplesmente apoiado e apoios do motor fixos. (restritos nas 3 direções)
- Cargas: Lateral 12 $kN(z)$, Longitudinal 45 $kN(x)$, vertical 60 $kN(y)$

Segundo o regulamento, a estrutura do veículo deve ser configurada conforme a imagem que se segue.

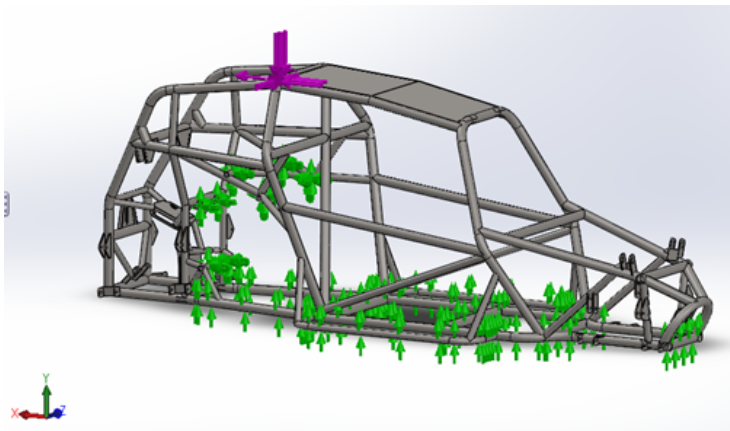


Figura 5.11: Teste FEA ao arco principal

Foram feitas duas simulações estáticas sendo que numa delas foi considerado o material não linear.

Os valores obtidos foram:

- Tensão máxima instalada: 1612 MPa
- Deslocamento total máxima: 8.9 mm

Tendo em conta que os valores de tensão são muito superiores ao valor de cedência do aço (235 MPa) e tendo em vista a obtenção de melhores resultados, foi realizada a mesma simulação mas usando as propriedades do material. O gráfico que se segue mostra a curva bilinear usada.

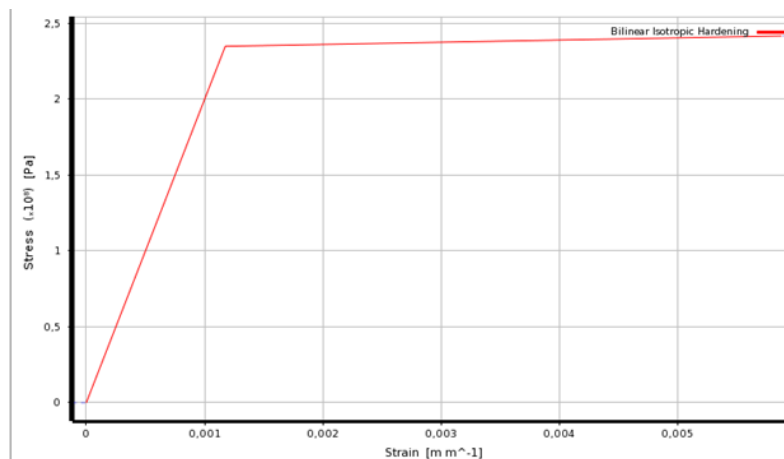


Figura 5.12: Propriedades bilineares do material usado

Usando as propriedades bilineares os resultados obtidos foram os seguintes:

- Tensão máxima instalada: 510 *MPa*

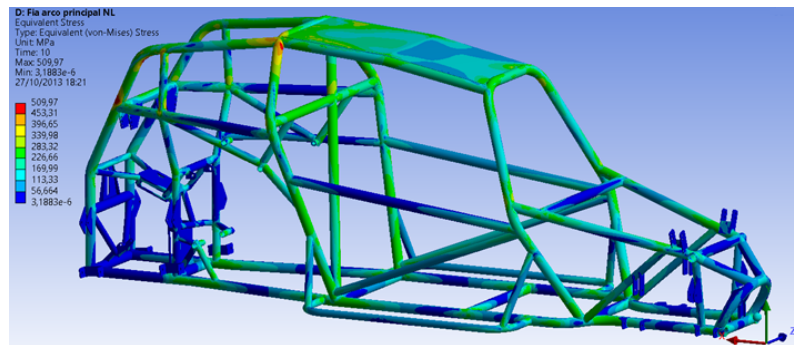


Figura 5.13: Tensão instalada na simulação do arco principal

- Deslocamento total máxima: 133 *mm*

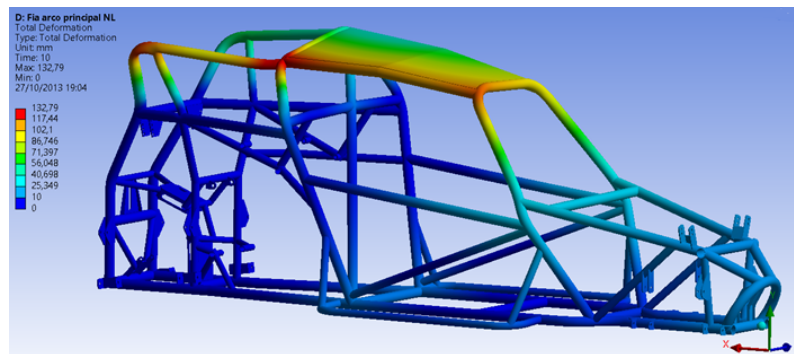


Figura 5.14: Deslocamento máximo arco principal (escala real)

Usando as propriedades do material não linear os resultados são mais precisos. A diferença é bem notável quer a nível de tensão e deslocamento.

Para o arco principal passar no teste não pode ocorrer falha em nenhum elemento da estrutura, nem a deformação máxima medida na vertical (y) pode ultrapassar os 100 *mm*.

No caso do teste do arco principal o veículo falha. A tensão equivalente instalada no teste está muito acima da tensão de cedência do aço e, ocorre em vários locais da estrutura. O deslocamento segundo a direção y esta muito perto da máxima, cerca de 93 *mm*.

O arco principal, de forma a corresponder ao regulamento usado, terá de ser redesenhado ou reforçado.

Arco frontal

As condições a aplicar ao arco frontal são:

- Apoios: fundo do quadro simplesmente apoiado e apoios do motor fixos. (restritos nas 3 direções)
- Cargas: vertical $75\text{ kN}(y)$

Segundo regulamento, a estrutura do veículo deve ser configurada conforme a imagem que se segue para testar o arco frontal.

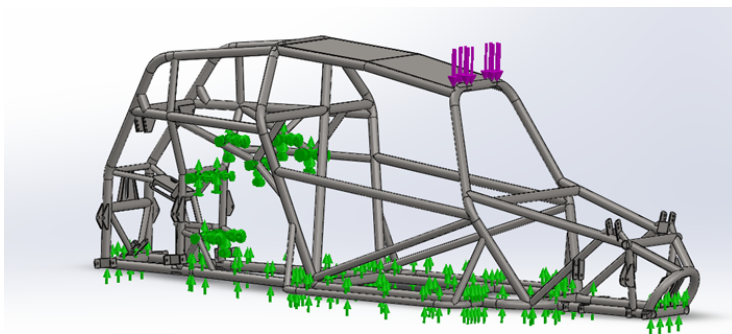


Figura 5.15: Teste arco frontal

Foram feitas duas simulações estáticas, sendo que numa delas foi considerado o material não linear.

Os valores obtidos foram:

- Tensão máxima instalada: 967 MPa
- Deslocamento total máxima: 11.7 mm

Como já foi referido na simulação do arco principal, as tensões instaladas são muito superiores à de cedência do material.

Usando o mesmo material com propriedades bilineares, usado no teste do arco principal, os resultados obtidos são:

- Tensão máxima instalada: 546 MPa

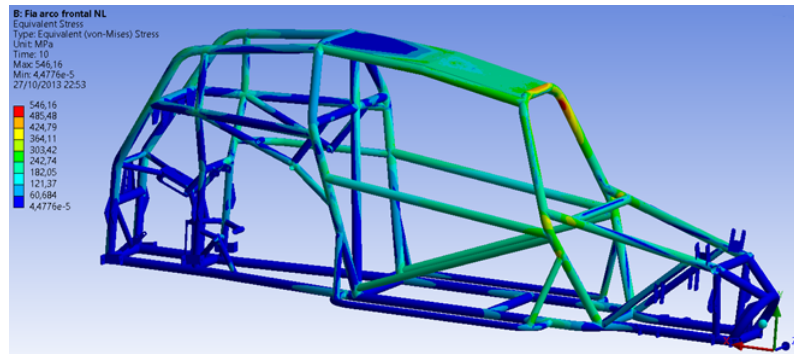


Figura 5.16: Tensão instalada na simulação do arco frontal

- Deslocamento total máximo: 213 *mm*

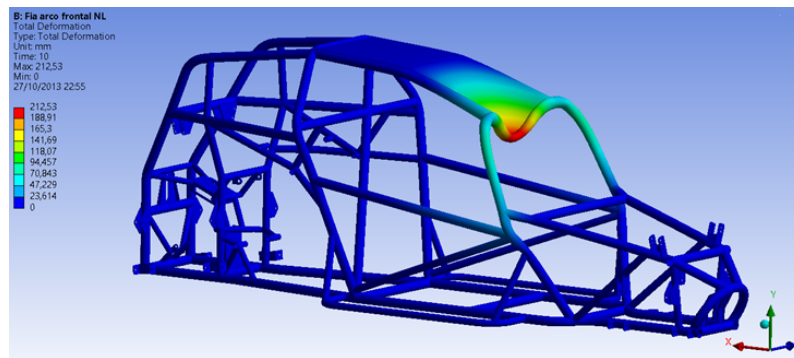


Figura 5.17: Deformação máxima arco Frontal (escala real)

As condições para passar no teste mantêm-se, ou seja, não pode ocorrer falha em nenhum elemento estrutural nem o deslocamento máximo medido na direção (y) pode ultrapassar os 100 *mm*.

No caso concreto do teste do arco frontal, tanto as tensões como os deslocamentos estão muito acima dos permitidos. Para o arco frontal passar no teste este teria de ser muito reforçado.

Em ambos os testes é importante reforçar a ideia de que o regulamento seguido não é específico para este tipo de veículos e, as cargas impostas são elevadas. De qualquer forma, foi seguido como guia.

O veículo não passa nos testes FIA efetuados e necessita ser redesenhado ou reforçado para corresponder aos requisitos destes testes. De qualquer forma, esta de acordo com o artigo 251 da FPAK.

5.3.1 Teste de aceleração

Em veículos de competição e que, normalmente, dispõem de motores potentes, estes são capazes de produzir altos binários e acelerações. Como tal, é importante que o sistema

de suspensão, bem como o próprio quadro do veículo, seja suficientemente resistentes para aguentar tais solicitações. Para o teste de aceleração o veículo foi configurado da seguinte forma:

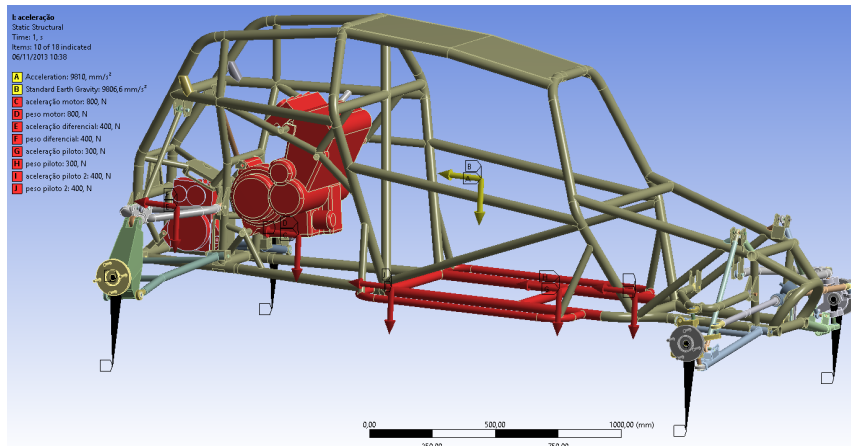


Figura 5.18: Configuração do teste de aceleração

A figura 5.18 mostra as condições fronteiras e as cargas aplicadas ao veículo. O peso normal de cada componente foi considerado, sendo considerada, também, a aceleração a $1g$ destes componentes. Para as condições fronteiras e como os pneus não foram modelados, estas foram consideradas nos pontos remotos que representam o contacto dos pneus com o solo. Para o caso da aceleração, o veículo foi apoiado em y nos quatro pontos remotos e em x no centro dos cubos das rodas traseiras. Foram aplicadas cargas cinéticas em partes representativas da massa total do veículo

- Tensões equivalentes instaladas no teste de aceleração

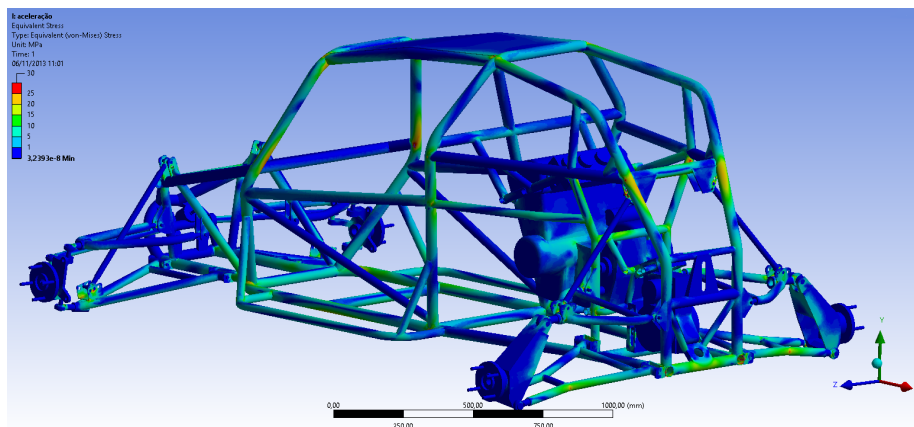


Figura 5.19: Tensão equivalente instalada no teste de aceleração, valor max. 30 MPa

A imagem 5.19 mostra as tensões instaladas no teste de aceleração. A magnitude destes fica muito abaixo da tensão de cedência do material. Cerca de $30MPa$ de tensão máxima. É de esperar que a zona traseira do veículo tenha uma maior solicitação, pois toda a força de aceleração é suportada pelo sistema de suspensão traseiro. Os triângulos inferiores traseiros são bastante solicitados, bem como os pontos onde estes estão montados no quadro. Também a zona onde apoiam os amortecedores traseiros é bastante solicitada. De qualquer forma, para uma aceleração a $1g$ o veículo encontra-se bem dimensionado.

- Deslocamentos no teste de aceleração

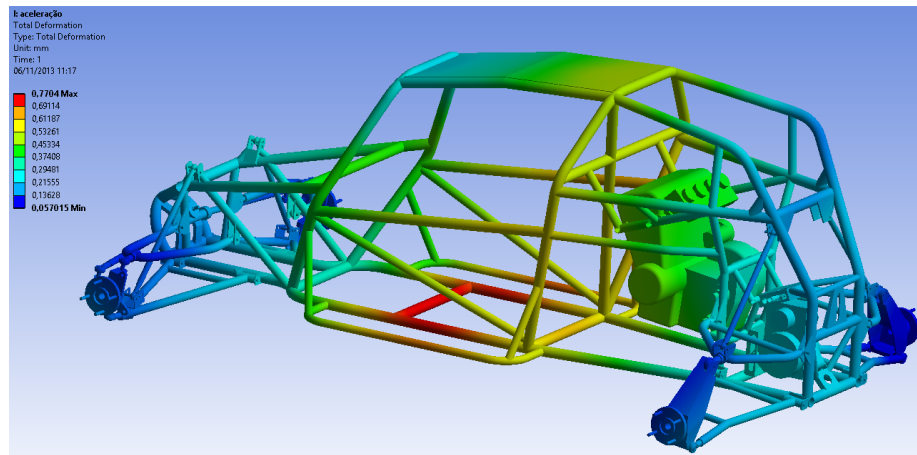


Figura 5.20: Deslocamentos no teste de aceleração, valor max 0.77 mm

Como o nível de tensão instalada é muito baixo, os deslocamentos também o são. O deslocamento máximo não chega a $1mm$. Sendo assim, com uma aceleração a $1g$ verifica-se que não há nenhum tipo de dano no veículo, nem devido aos deslocamentos dos sistemas de suspensão haverá mudanças nos parâmetros destas.

5.3.2 Teste de curva

Os pilotos levam sempre os veículos a curvar à máxima velocidade criando, assim, forças laterais consideráveis. As curvas estão presentes em todos os traçados, sendo que, algumas são muito fechadas provocando bastante solicitação ao veículo. Para o teste do veículo a curvar este foi configurado da seguinte forma:

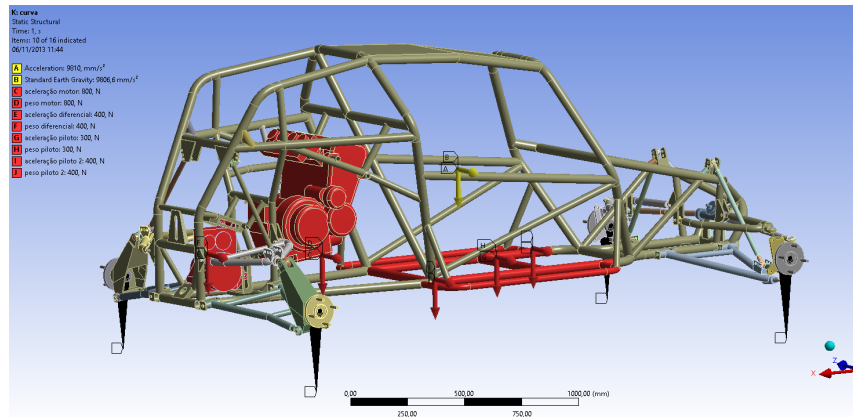


Figura 5.21: Configuração do teste de curva

Para simular o veículo em curva o peso normal de todos os componentes foram considerados, bem como a aceleração dos mesmos a $1g$ no sentido do eixo z . O veículo foi apoiado em y nos 4 pontos remotos que representam o ponto de contacto do pneu com o solo e apoiado em z apenas nas rodas externas a curva.

- Tensões equivalentes instaladas no teste de curva

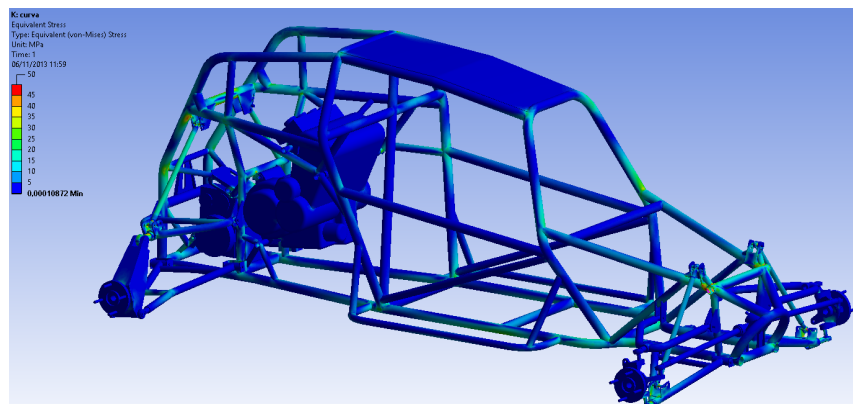


Figura 5.22: Tensão equivalentes instaladas no teste de curva, valor max 50 MPa

O veículo foi testado numa curva para a esquerda, logo o lado direito do veículo será o mais solicitado. A tensão máxima instalada é de 50 MPa e a magnitude da tensão é baixa. Os pontos mais solicitados são ambos os apoios dos amortecedores do lado direito, bem como os locais do quadro do veículo perto destes.

- Deslocamentos no teste de curva

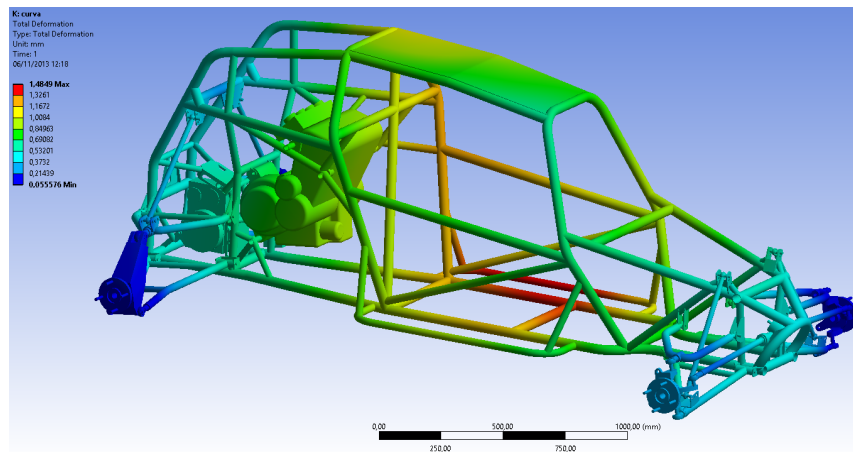


Figura 5.23: Deslocamentos no teste de Curva, valor max 1.48 mm

Os deslocamentos máximos no teste de curva são cerca de 1,5mm e estes ocorrem no quadro do veículo. Os deslocamentos no sistema de suspensão são muito baixos, o que não altera os parâmetros desta. Para uma curva a 1g o veículo tem um bom desempenho a nível estrutural.

5.3.3 Teste de travagem

A travagem é o recurso que o piloto tem para reduzir a velocidade até parar o veículo. Este recurso é usado à entrada das curvas mas, também, em situações de emergência. Neste teste foi considerado que o veículo trava a 1g. Para o teste de travagem o veículo foi configurado como mostra a seguinte imagem.

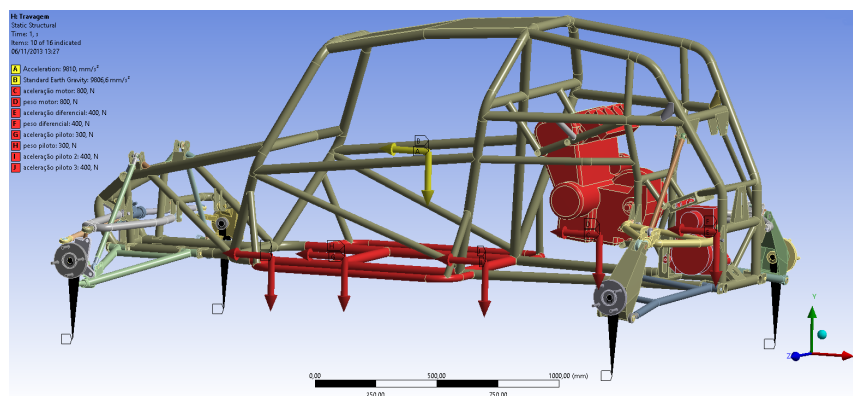


Figura 5.24: Configuração do teste de travagem

Para o teste de travagem foi considerado o peso de cada componente, bem como a sua aceleração em x . O veículo foi apoiado nos 4 pontos remotos em y e nas rodas frontais em x . Foram aplicadas cargas cinéticas em partes representativas da massa total do veículo.

- Tensões equivalentes instaladas no teste de travagem

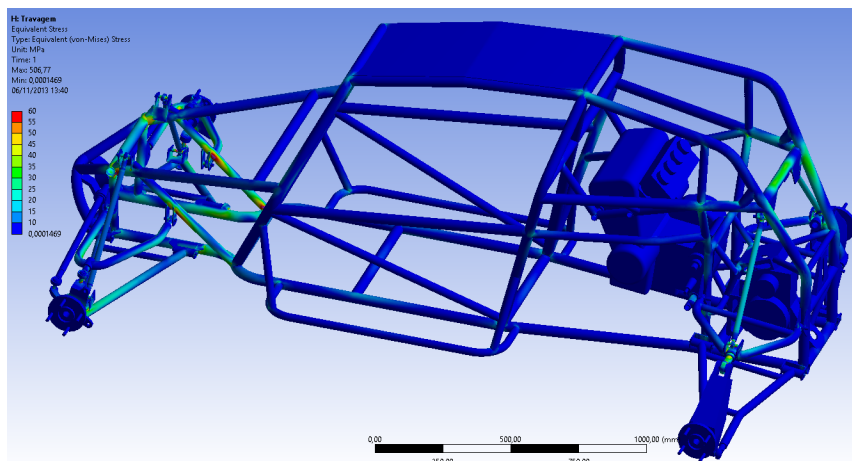


Figura 5.25: Tensão equivalente instalada no teste de travagem, valor max 60 MPa

No teste de travagem a magnitude das tensões não é muito elevada, sendo cerca de 60 MPa . Como se esperaria a zona mais solicitada é a parte frontal do veículo. É de destacar que as duas barras diagonais onde aperta o triângulo superior frontal se encontram muito solicitadas. Os triângulos inferiores frontais também são muito solicitados.

- Deslocamentos no teste de travagem

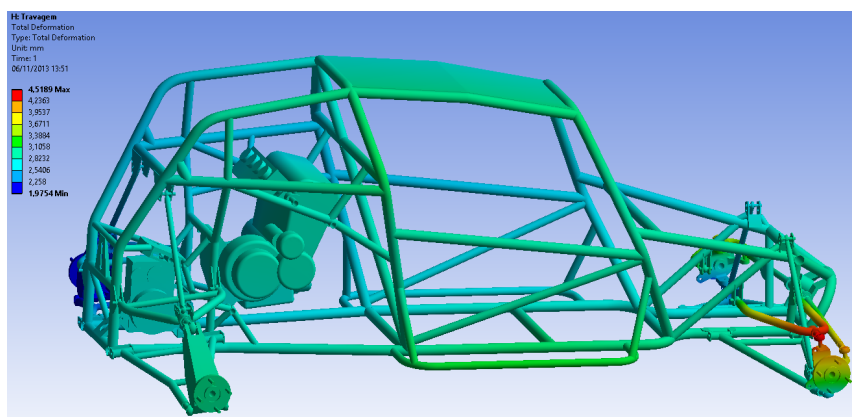


Figura 5.26: Deslocamentos no teste de travagem, valor max 4.52 mm

Os deslocamentos verificados no teste da travagem são relevantes. Cerca de 4.5 mm . Este valor é elevado pois modifica, em muito, os parâmetros da suspensão prejudicando, assim, o *handling* do veículo. O momento que a travagem produz nos cubos é elevado e, como tal, o triângulo superior do cubo não resiste convenientemente a este esforço. Os

deslocamentos nos cubos frontais são de $-3mm$ em x , $0.1mm$ em y e $1.3mm$ em z . Os valores elevados em x provocam uma mudança no ângulo de *kingpin* e os valores elevados em z provocam uma mudança na convergência/divergência. Numa entrada em curva, estas mudanças nos parâmetros de suspensão podem tornar o veículo instável. Para um melhor desempenho do veículo na travagem é necessário reforçar os pontos de amarração da suspensão frontal.

5.3.4 Teste de salto

Os veículos de todo o terreno muitas vezes efetuam saltos e estes têm de ser suficientemente resistentes para nenhum componente se danificar no embate do veículo com o solo. Por isso, é importante fazer este teste para verificar se não é necessário reforçar a estrutura. O veículo foi configurado como a seguinte imagem.

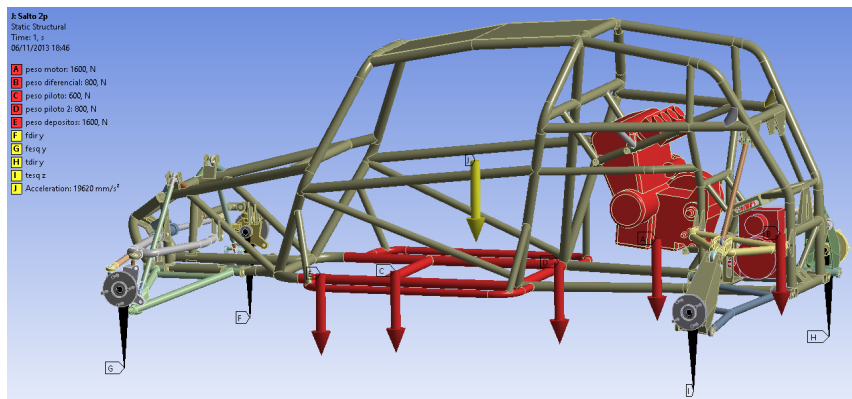


Figura 5.27: Configuração do teste de salto

Todas as massas foram passadas ao dobro e aplicadas no sentido descendente de y . O veículo foi apoiado nos pontos remotos em y . Foram aplicadas cargas cinéticas em partes representativas da massa total do veículo

- Tensões equivalentes instaladas no teste de salto

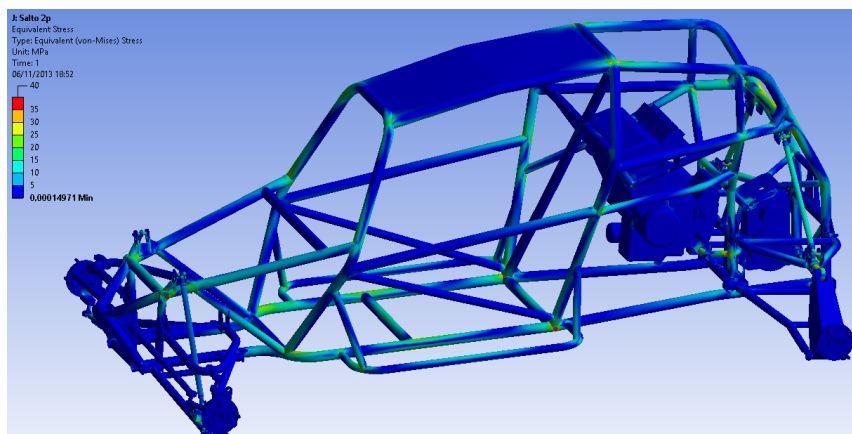


Figura 5.28: Tensão equivalente instalada no teste de salto, valor max 40 MPa

A tensão máxima encontrada foi de aproximadamente 40 MPa , e sendo esta bem inferior à tensão de cedência do material de construção do veículo. Os pontos mais solicitados são perto dos apoios dos amortecedores. Os braços de suspensão traseiros são bem mais solicitados que os da frente. O chão do quadro do veículo, no local do condutor e dos depósitos de combustível, também se encontra bastante solicitado.

- Deslocamentos no teste de aceleração

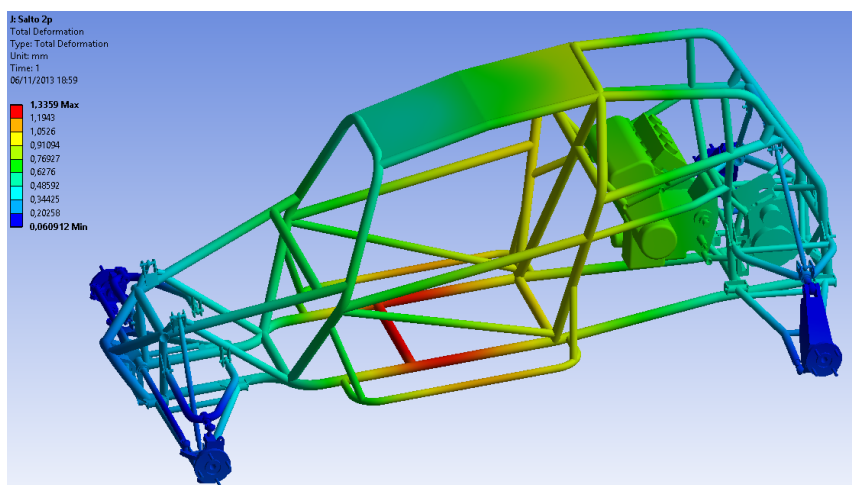


Figura 5.29: Deslocamentos no teste de salto, valor max 1.34 mm

O deslocamento máximo é de cerca de 1.34 mm . Este acontece no chão do quadro, no local onde se encontra o piloto e os depósitos de combustível. Como é possível ver, os cubos do veículo sofrem pouco deslocamento, não alterando muito os parâmetros de suspensão. No caso do teste do salto, o veículo tem um bom desempenho não sendo necessário fazer nenhum tipo de reforço.

5.3.5 Teste de rigidez

A rigidez, como já foi descrito é uma medida da *performance* do quadro do veículo. Pode medir-se a rigidez do veículo todo, ou apenas a do quadro do veículo. Neste caso, simulamos as duas situações e com condições fronteiras diferentes. Ou seja, as rodas traseiras com um apoio triplo, e aplicar um momento torsor na frente do veículo. E colocando o veículo isostático e aplicando uma carga numa das rodas frontais. Foram usadas as equações da secção 2.13 para obter os resultados. Para obter um resultado mais perto do real foram considerados o motor, o diferencial e a caixa de direção. Estes foram modelados como uma casca de $5mm$, para não adicionarem rigidez extra.

Cálculo da rigidez do quadro encastrado

Quando se trata de calcular a rigidez do quadro do veículo não há um consenso, ou seja, encontram-se poucos valores como já foi referido e o teste efetuado de diversas formas. Uma das mais usadas é encastrar os apoios dos braços de suspensão e aplicar um momento na frente do veículo, conforme [30] e seguinte imagem:

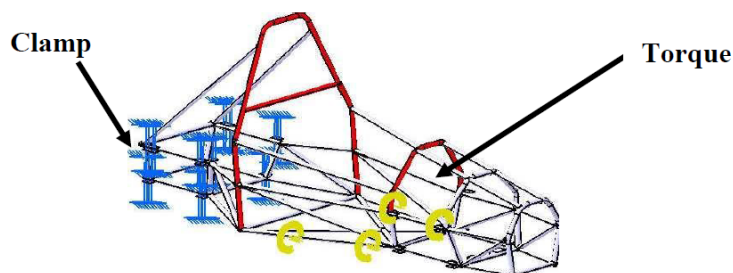


Figura 5.30: Exemplo do configuração do quadro encastrado para medição da rigidez

Por razões já apresentadas o autor não concorda com o método usado, como tal outro método será usado. Pretende-se com este método reproduzir mais fielmente a realidade. Como veremos mais adiante usando o método de fixar rigidamente as rodas do veículo ou o próprio quadro, os valores de rigidez são do dobro. Para a simulação da rigidez torsional o quadro foi configurado da seguinte forma:

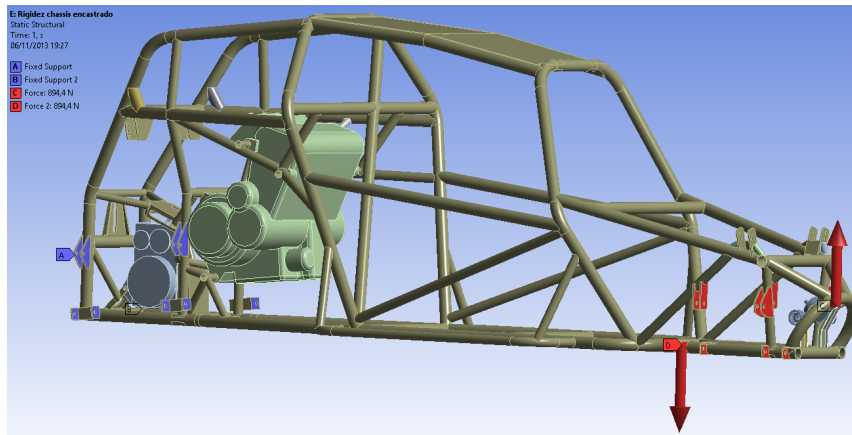


Figura 5.31: Configuração do quadro na simulação da rigidez (encastrado)

Como é possível ver na imagem 5.31 os pontos de amarração da suspensão traseira foram encastrados (roxo) e aos pontos de amarração das suspensões frontais foram aplicadas duas forças de sentido oposto de foram a criarem um momento (vermelho). Tentou-se manter as condições, normalmente, encontradas quando se veêm outros trabalhos do gênero, nesta área.

- Deslocamentos na simulação da rigidez do quadro encastrado

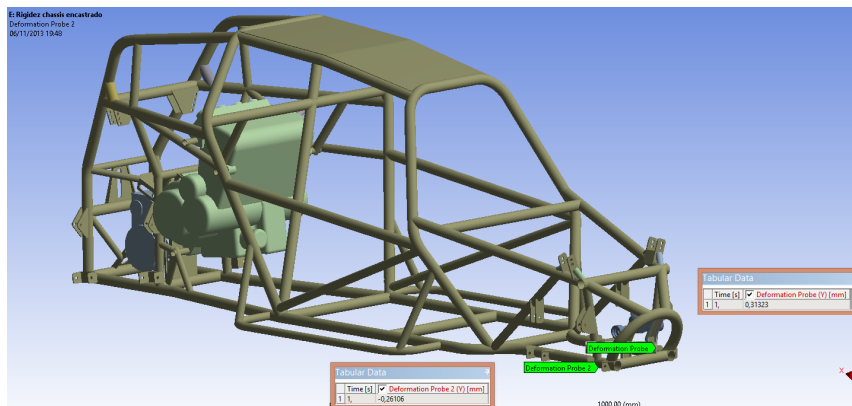


Figura 5.32: Deslocamentos do quadro na simulação da rigidez (encastrado)

- Força: $894.4N$
- Deslocamento em d_y1 : $0.31mm$
- Deslocamento em d_y2 : $0.26mm$
- Distância d : $270mm$

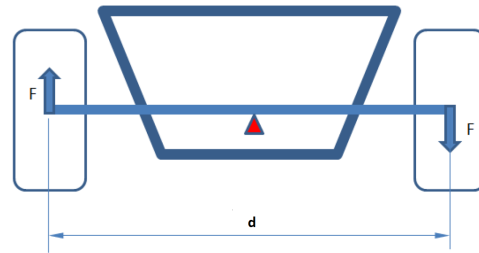


Figura 5.33: Ilustração do cálculo da rigidez com momento aplicado ao quadro

$$K = \frac{2 \times F \times d}{\tan^{-1} \frac{(d_y1+d_y2)}{d}} = 3993 Nm/^\circ \quad (5.1)$$

A rigidez torsional do quadro para a configuração apresentada é de $3993 Nm/^\circ$

Cálculo da rigidez do quadro isostático

Encastrando o quadro do veículo este terá menor flexibilidade, pois os pontos de amarração da suspensão traseira não se podem afastar impedindo, assim, que os tubos do quadro nessas proximidades se deformem. Testa-se, então, o quadro mantendo este isostático.

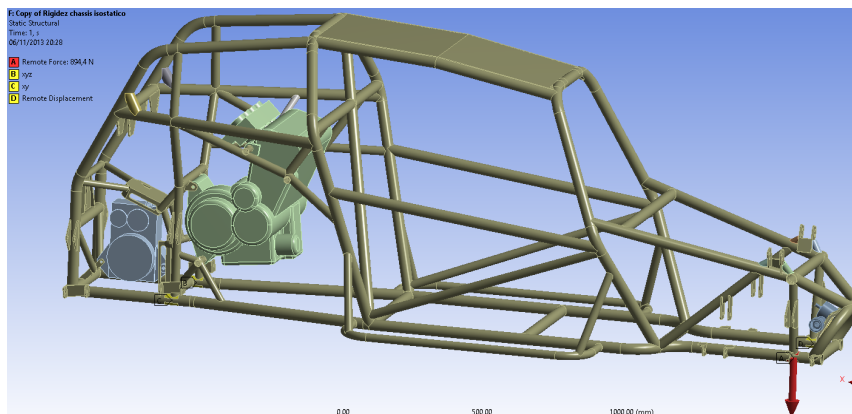


Figura 5.34: Configuração da simulação da rigidez do quadro isostático

Os locais escolhidos para aplicação das cargas e condições fronteiras foram locais resistentes, ou seja, locais onde a deformação não será muito grande. Por exemplo, se fosse escolhido o meio de um tubo, o local seria frágil e poderia falsear os resultados. As condições foram aplicadas como mostra a imagem 5.34 um ponto como apoio triplo, o ponto oposto como duplo, na frente um apoio simples e do lado oposto aplicada a carga.

- Deslocamentos na simulação da rigidez do quadro isostático

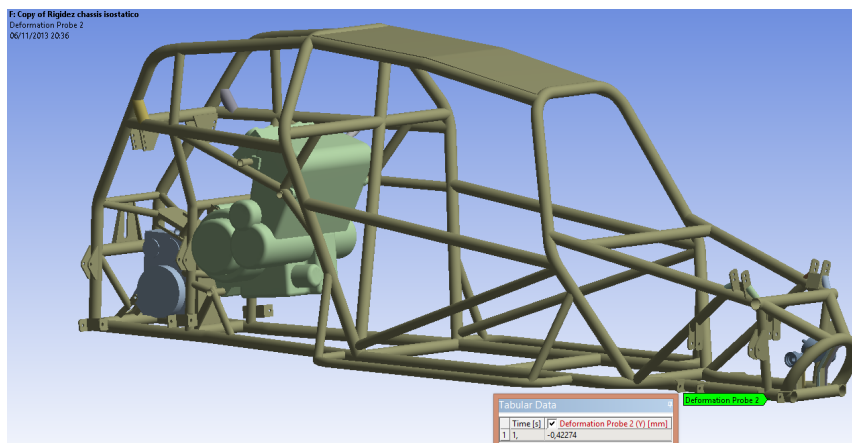


Figura 5.35: Deslocamentos do quadro na simulação da rigidez (isostático)

- Força: $894.4N$
- Deslocamento em d_y : $0.42mm$
- Distância d : $270mm$

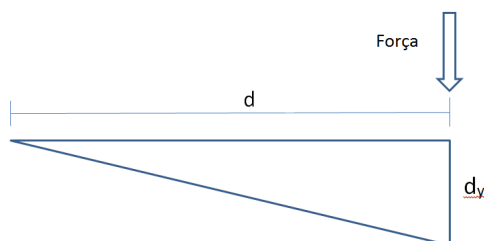


Figura 5.36: Ilustração do cálculo da rigidez com uma força aplicada ao quadro

$$K = \frac{F \times d}{\tan^{-1} \frac{d_y}{d}} = 2709 Nm/^\circ \quad (5.2)$$

Cálculo da rigidez torsional do veículo com apoio triplo nas rodas traseiras.

Sendo que o veículo funciona como um todo, mais importante que a rigidez torsional do quadro é a rigidez torsional de todo o veículo. Não faz sentido ter um quadro super rígido quando os pontos de amarração das suspensões e as próprias suspensões tornam o veículo inteiro pouco rígido. Este assunto não é muito abordado e os poucos trabalhos e literatura que se encontram restringem as rodas traseiras colocando, um apoio triplo em cada uma destas e, nas rodas frontais aplicam duas forças de igual magnitude, mas de sentidos opostos, de forma a criar um momento.

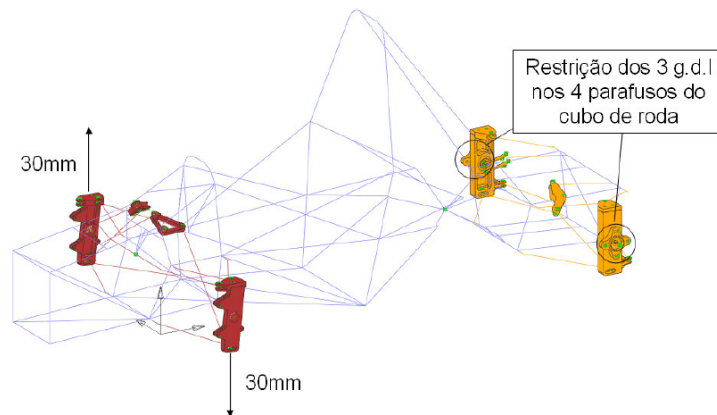


Figura 5.37: Exemplo do configuração do veículo na simulação da rigidez com apoios triplôs[3]

Como na figura 5.37 são restritos os 3 graus de liberdade nas rodas traseiras e aplicados dois deslocamentos de sentido oposto nas rodas frontais. Para a simulação do ensaio da rigidez com apoios triplôs nas rodas traseiras o veículo foi configurado como a imagem seguinte:

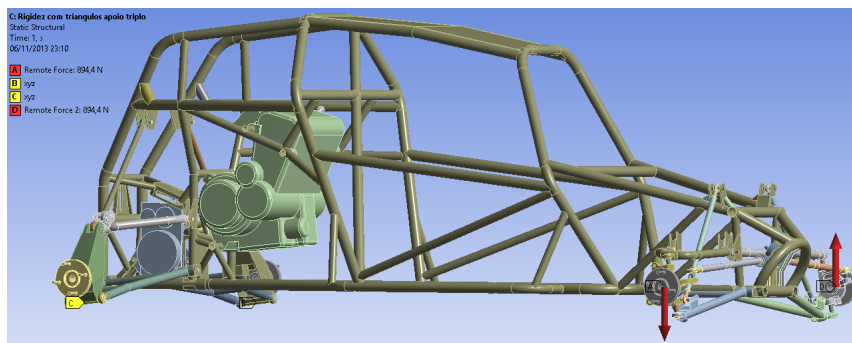


Figura 5.38: Configuração do veículo na simulação da rigidez com apoios triplôs nas rodas traseiras

A configuração efetuada foi restringir os cubos nas 3 direções, mas deixando as suas rotações livres nos 3 eixos e colocando duas forças de magnitude igual e sentidos opostos nas rodas frontais.

- Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo com apoios triplôs nas rodas traseiras

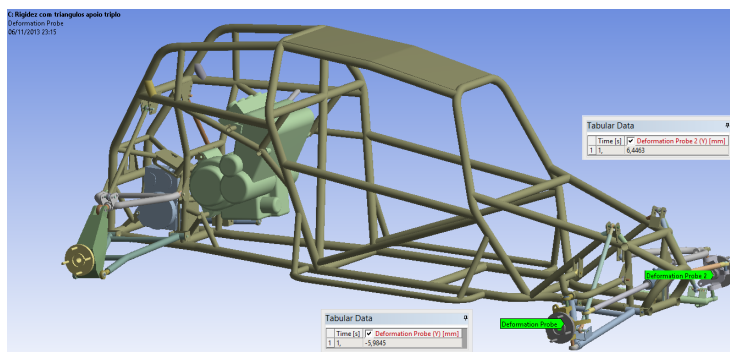


Figura 5.39: Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo com apoios triplos aplicados nas rodas traseiras

- Força: 894.4N
- Deslocamento em d_y1 : 5.98mm
- Deslocamento em d_y2 : 6.45mm
- Distância d: 1410mm

Assim conforme figura 5.33 e equação 5.1 :

$$K = 4994Nm/^\circ \quad (5.3)$$

Cálculo da rigidez do veículo isostático

Para melhor fazer corresponder à realidade, o veículo foi colocado isostático permitindo, assim, que todos os seus elementos se deformassem em todas as direções. Com este tipo de condições fronteiras pretende-se que estas não criem rigidez a mais, falseando os resultados.

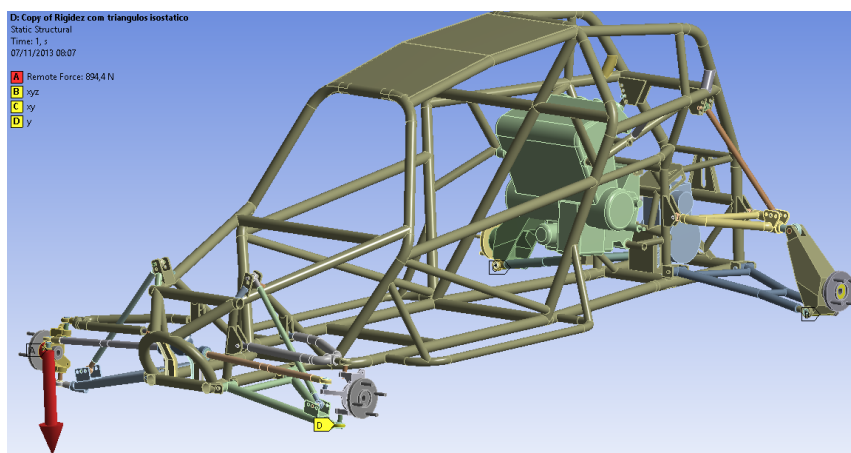


Figura 5.40: Configuração da simulação da rigidez do veículo isostático

Um dos cubos traseiros foi apoiado triplamente. O cubo traseiro aposto com um apoio duplo. Na roda da frente foi aplicado um apoio simples e na roda oposta foi aplicada a força. Com este conjunto de condições o veículo é isostático.

- Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo isostático

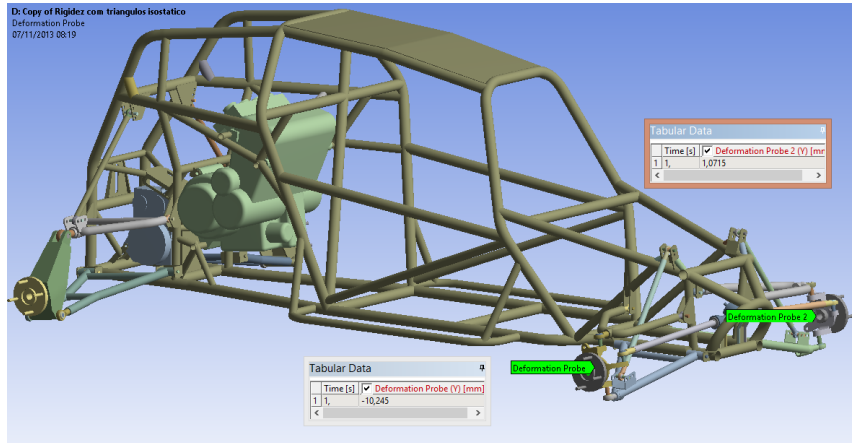


Figura 5.41: Deslocamentos do veículo na simulação da rigidez (isostático)

- Força: $894.4N$
- Deslocamento em d_y1 : $10.25mm$
- Deslocamento em d_y2 : $1.10mm$
- Distância d : $1410mm$

Assim conforme imagem 5.36:

$$K = \frac{F \times d}{\tan^{-1} \frac{d_y1+d_y2}{d}} = 2734Nm/^\circ \quad (5.4)$$

Resumo das simulações de rigidez efetuadas

Como foi possível ver nas secções anteriores, os valores de rigidez variam bastante com as condições fronteiras aplicadas. Os valores estão compilados na seguinte tabela.

| Rigidez do quadro | | |
|----------------------|------|-----------|
| Condições fronteiras | Nm/° | Diferença |
| Encastrado | 3993 | 47% |
| Isostático | 2709 | |

Tabela 5.4: Tabela resumo com os valores de rigidez do quadro

| Rigidez do veículo | | |
|----------------------------------|------|-----------|
| Condições fronteiras | Nm/° | Diferença |
| Apoio triplo nas rodas traseiras | 4994 | 83% |
| Isostático | 2734 | |

Tabela 5.5: Tabela resumo com os valores de rigidez do veículo

Os valores são muito superiores quando as condições fronteiras aplicadas são mais restritivas. A discrepância dos valores é bem maior na rigidez do veículo do que do quadro. Numa situação real, em que o veículo se pode deformar em todos os sentidos, assumir que as rodas traseiras podem ter condição fronteira de apoio triplo leva a uma super rigidez da estrutura. Esta condição inibe por completo o trabalho da suspensão, tornando esta rígida e fazendo que a mesma contribua para a rigidez. É possível ver que o valor da rigidez do quadro isostático com a rigidez do veículo isostático são muito idênticos, ou seja, as suspensões trabalham e deixam a estrutura deformar livremente não adicionando rigidez. Estes valores dependem em muito da construção e configuração do veículo, dos locais de amarração das suspensões e do tipo de suspensão.

Melhoria da Rigidez do quadro do veículo

Para um veículo todo terreno, que é solicitado em larga escala, é importante que este seja rígido para que as suas suspensões trabalhem e este garanta um bom suporte para as mesmas.

Para melhorar a rigidez de um quadro do veículo é necessário manter este o máximo triangulado e ter o mínimo de tubos a flexão. Para saber onde colocar os reforços é analisado a distribuição das tensões e verificado os locais onde estas têm maior magnitude.

O valor que vamos tentar melhorar é o do quadro isostático, ou seja, $2709Nm/°$. É importante melhorar a rigidez, mas também é importante não aumentar muito o peso do veículo.

- Rigidez torsional de $2709Nm/°$
- Massa: $90kg$

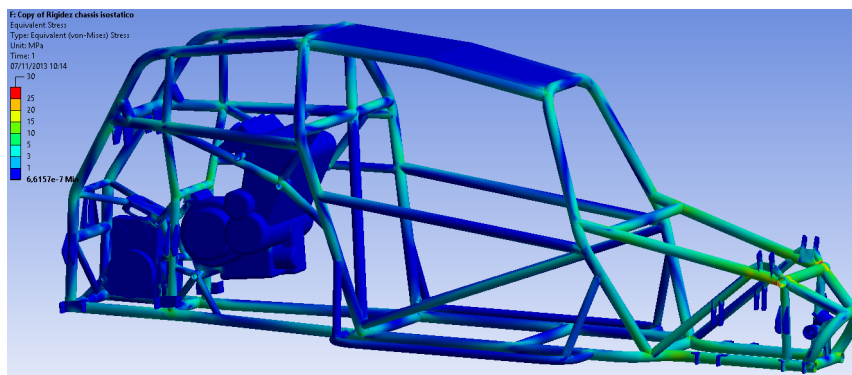


Figura 5.42: Distribuição das tensões equivalentes instaladas na rigidez do quadro isostático

Na imagem 5.42 as zonas mais solicitadas são a frente do quadro, a zona envolvente do motor e o fundo do quadro na parte traseira. Com esta informação serão acrescentados alguns elementos que permitirão aliviar estes elementos, reforçando-os e melhorando a rigidez.

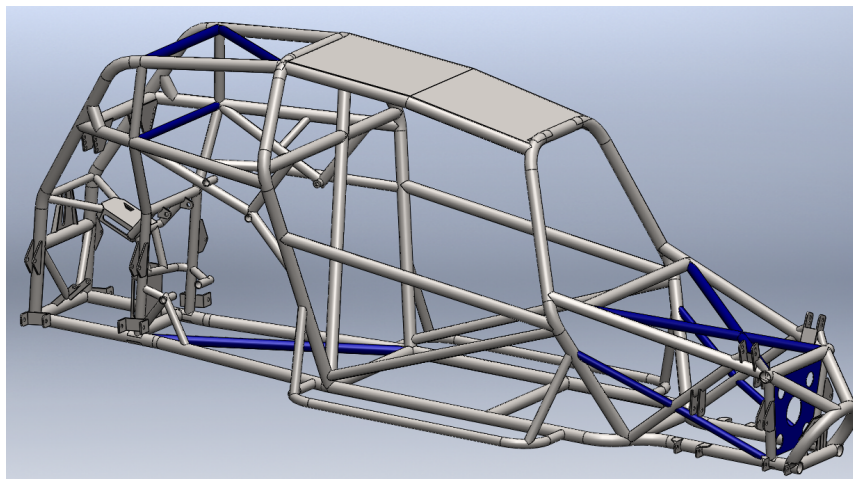


Figura 5.43: Reforços acrescentados para melhorar a rigidez do quadro

A azul são evidenciados na imagem 5.43 os reforços aplicados para melhorar a rigidez. A frente do quadro foi reforçada com dois tubos na diagonal que se cruzam, uma chapa de 2mm de espessura, com furos, para passar a coluna de direção e para aligeirar esta, e a diagonal onde a suspensão frontal aberta é reforçada também com 2 tubos. O fundo do quadro foi reforçado com um tubo na diagonal na zona traseira deste. A zona envolvente ao motor foi reforçada com 2 tubos e um tubo na diagonal. Os reforços foram usados a pensar na rigidez e em melhorias de outros aspetos, como por exemplo, o caso da travagem (reforçando o ponto de amarração da suspensão frontal).

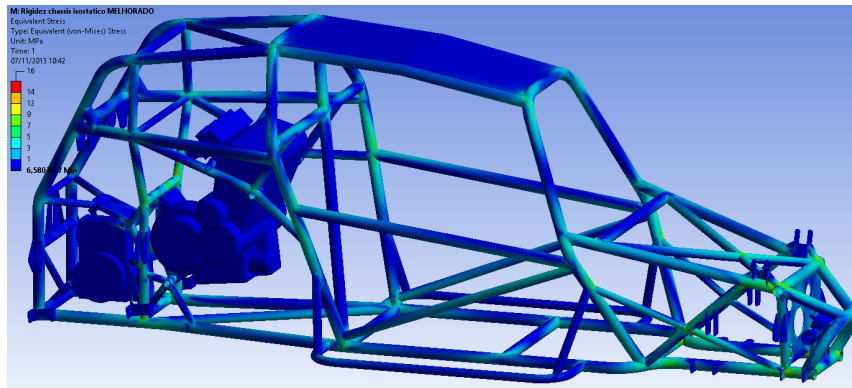


Figura 5.44: Distribuição da tensão instalada no quadro após este ser reforçado

Comparando a imagem 5.44 com a imagem 5.42 é possível observar uma melhor distribuição das tensões instaladas. O pico de tensão também desceu, ou seja, inicialmente a tensão máxima era de 30MPa e agora, após reforçado, é de 16MPa . É também visível que os elementos adicionados estão a a ser solicitados garantindo, assim, que estes foram bem colocados e contribuem para a rigidez.

- Deslocamento na simulação da rigidez do quadro após ser reforçado

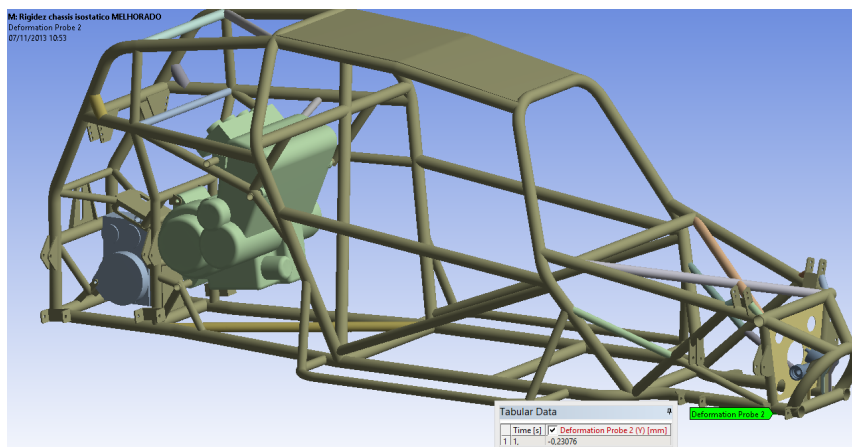


Figura 5.45: Deslocamento no quadro após este ser reforçado

- Força: 894.4N
- Deslocamento em d_y : 0.23mm
- Distância d : 270mm

Assim conforme imagem 5.36 e equação 5.2:

$$k = 4948Nm/^\circ \quad (5.5)$$

| Rigidez do quadro | | | Peso | |
|--------------------------------|------|-----------|------|-----------|
| Condição fronteira: Isostático | Nm/° | Diferença | kg | Diferença |
| Reforçado | 4948 | 83% | 98 | 9% |
| Original | 2709 | | 90 | |

Tabela 5.6: Quadro resumo da melhoria da rigidez do quadro

Apenas com um aumento de peso de $8kgf$ foi possível aumentar em 83% a rigidez do quadro. Conseguir estes números implica uma cuidadosa colocação dos reforços, ou seja não colocando reforços a mais que aumentem muito peso e ao mesmo tempo colocando os suficientes para melhorar a rigidez para valores consideráveis.

Melhoria da rigidez do veículo

Grande parte da rigidez é dada pelo quadro do veículo e pelos pontos de amarração das suspensões. Sendo o quadro bastante rígido e os pontos de amarração da suspensão também, as suspensões devem ser também o suficientemente rígidas para não baixarem em muito o valor total da rigidez. Os reforços utilizados no quadro foram pensados para que pudessem ser implementados sem obstruírem componentes e sem se ter de refazer todo o quadro. As suspensões são algo mais difícil de alterar sem proceder a modificações no quadro ou nos cubos por exemplo. Como tal a modificação feita nas suspensões foi apenas ao nível do triângulo inferior traseiro.

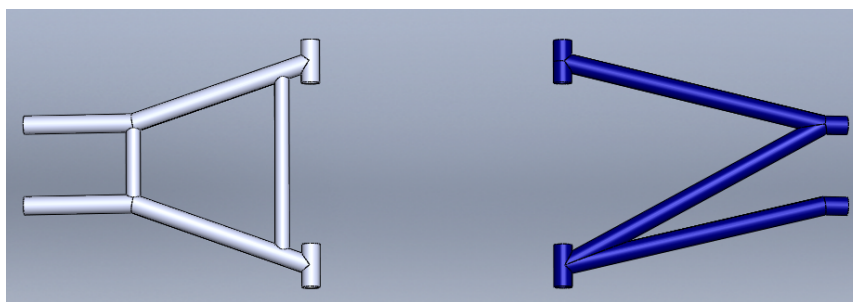


Figura 5.46: Triângulo inferior traseiro reforçado

A diferença entre as massas dos dois triângulos é de apenas $500g$, ou seja, pouco significativa. Como foi possível observar anteriormente, a rigidez do quadro isostático é muito idêntica à rigidez do veículo isostático. Neste caso espera-se o mesmo. O triângulo foi redesenhado por uma questão de ser mais resistente a solicitações de aceleração e de travagem e não tanto pela rigidez. Na frente do veículo torna-se bastante mais difícil modificar os triângulos sem ter de alterar cubos ou os pontos de amarração no quadro.

- Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo depois de reforçado

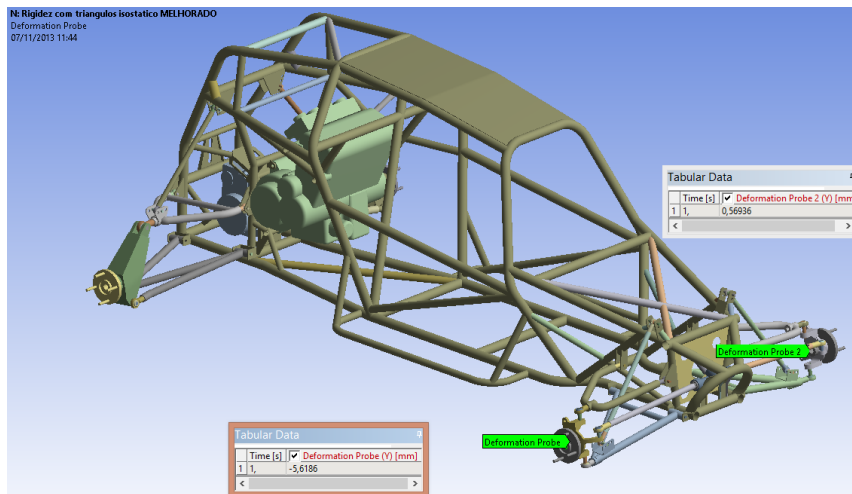


Figura 5.47: Deslocamentos na simulação da rigidez do veículo após ser reforçado

- Força: $894.4N$
- Deslocamento em d_y1 : $5.62mm$
- Deslocamento em d_y2 : $0.57mm$
- distancia d : $1410mm$

Assim conforme imagem 5.36 e equação 5.4:

$$k = 5014Nm/^\circ \quad (5.6)$$

Como seria de esperar o valor é idêntico ao valor de rigidez do quadro, ou seja, como o veículo é isostático e os graus de liberdade da suspensão foram reproduzidos este deforma-se livremente sendo que quem restringe essa deformação é maioritariamente o quadro do veículo.

Capítulo 6

Conclusões e proposta de trabalhos futuros

6.1 Conclusões

No presente trabalho foi efetuada uma análise geral ao veículo. Analisar um veículo por inteiro torna-se exaustivo, devido à complexidade deste. Como tal foram selecionados os parâmetros mais importantes e influentes de forma a realizar engenharia inversa e, assim, melhorar as características do veículo. A análise do veículo foi dividida em duas partes, análise ciclística e análise estrutural.

As principais conclusões retiradas da análise ciclística do veículo são:

- Os valores de convergência/divergência do eixo frontal no *bump* são elevados provocando *bumpsteer*
- As rodas exteriores a curva no *bump* apresentam *camber* negativo ajudando, assim, a que o veículo suporte mais força lateral.
- O ângulo de *caster* deve diminuir para criar um *offset de caster* menor aumentando, assim, a resposta do sistema de direção.
- O valor de *Ackermann* encontra-se bem dimensionado.
- O eixo de rolamento do veículo encontra-se bastante afastado do centro de gravidade deste provocando uma maior tendência para o veículo apresentar um maior ângulo de *roll*. Além disso, o centro de rolamento da frente é mais alto que o de trás fazendo com que o veículo tenha uma tendência de sobrevirador.
- O valor de *anti-dive* é muito baixo provocando um elevado "afundamento" da frente na travagem.
- O valor de *anti-squat* devia ser mais elevado mas, tendo em conta a elevada potência do veículo, o valor é aceitável.

- Elevando a caixa de direção $30mm$ é possível eliminar o efeito de *bumpsteer*.
- Mudando o ponto de amarração traseiro do triângulo superior frontal em $20mm$ é possível obter um maior efeito *anti-dive*
- Reduzir o ângulo de *caster* para 7° reduz o *offset de caster* melhorando a resposta do sistema de direção.

As principais conclusões retiradas da análise estruturais do veículo são:

- O veículo falha em todos os testes estáticos FIA mas o regulamento aplicado revelou-se demasiado exigente, pois o veículo cumpre os diâmetros e espessuras mínimas do regulamento FPAK.
- No teste de aceleração e salto o veículo tem um bom desempenho estrutural, não necessitando de ser reforçado em nenhum ponto-
- No teste da travagem os valores de deformação nos triângulos frontais são elevados, o que modifica os parâmetros de suspensão e instabiliza o veículo. Estes devem ser redesenhados para terem uma melhor resposta a esta solicitação.
- A forma como as condições fronteira são colocadas influencia o valor da rigidez torsional.
- Condições fronteiras que não permitam uma deformação do quadro/veículo em todas as direções produzem valores de rigidez muito elevados. Sendo a diferença de mais do dobro para condições fronteiras isostáticas.
- O valor de rigidez torsional do veículo com condições fronteiras isostáticas é mediano. Este deve ser melhorado.
- Com a colocação estratégica de reforços e apenas aumentando o peso do veículo em cerca de $8kgf$ foi possível passar de uma rigidez de $2709Nm/o$ para $4948Nm/o$, o que representa uma melhoria de 83%.

As principais conclusões retiradas dos ensaios experimentais:

- A instrumentação do veículo tem de ser cuidadosamente feita e requer prática na colagem dos extensómetros.
- Várias peças do veículo foram desmontadas (as que não foram modeladas) para não afetarem a rigidez deste.
- Os valores de tensão numéricos diferem pouco dos experimentais, podendo-se assim aceitar que a modelação efetuada é representativa do veículo real.

- As maiores diferenças dos valores numéricos para os experimentais ocorrem em locais onde a geometria é complexa e difícil de reproduzir, mas com desvios justificados.
- Os valores de rigidez torsional encontrados nos ensaios experimentais são praticamente iguais aos calculados numericamente.
- O método de ensaio/simulação do teste de torção, tipo de amarração (hiperestática ou isostática) é determinante para os resultados obtidos, tornando praticamente impossível comparar valores de outros veículos sem esta informação

6.2 Proposta de trabalhos futuros

Uma das conclusões deste trabalho é a diferença na rigidez com a diferença de apoios usados. Como sugestão de trabalho futuro seria, verificar experimentalmente, a diferença dos valores com as diferentes condições de apoio. Também com toda a informação disponível nesta tese, um trabalho interessante, seria o dimensionamento e construção de um dispositivo para testar a rigidez torsional dos veículos.

Bibliografia

- [1] Regulamento nº66. *Jornal oficial da União Europeia*, 2007.
- [2] Jason C. Brown, A. John Robertson, and Stan T. Serpento. *Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [3] Luis G. S. Ericsson. *Estudo da influência da rigidez do quaro na dirigibilidade de um veículo de competição fórmula SAE em ambiente multicorpos*. PhD thesis, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2008.
- [4] Jock Allen Farrington. *Redesign of an FSAE Race Car's Steering and Suspension System*. PhD thesis, University of Southern Queensland Faculty of Engineering and surveying, October 2011.
- [5] Fernando Ferreira. *Mecânica de veículos II*. 2012.
- [6] Thomas D. Gillespie. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers.
- [7] Bernd Heißing and Metin Ersoy. *Chassis Handbook*. Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [8] <http://cnx.org/content/m42086/latest/?collection=col11406/latest>.
- [9] <http://docs.autodesk.com/3DSMAX/12/ENU/3ds427.htm>.
- [10] <http://forum.mazda6club.com/attachments/suspension-brakes/41451d1123681374-lowered-more-torque-steer frontkingpin.gif>.
- [11] <http://forums.pelicanparts.com/porsche-911-technical-forum/404335-torsional-stiffness-1988-911-coupe.html>.
- [12] <http://reocities.com/motorcity/downs/2296/suspdias.htm>.
- [13] <http://sports.racer.net/chassis/juno/page1.htm>.
- [14] <http://www.aerokit.eu/eng/channel.php?channelid=52>.
- [15] <http://www.avolio.com.au/avolio/uploads/image/W82.jpg>.

- [16] <http://www.cairosuspension.com/land1.html>.
- [17] <http://www.carrosinfoco.com.br/carros/guia-automovel/2012/07/geometria-de-suspensao-convergenciadivergencia/>.
- [18] <http://www.clubcobra.com/photopost/data/500/medium/torsiontest.jpg>.
- [19] <http://www.minimania.com/images/webstuff/keith/Caster.jpg>.
- [20] <http://www.semog.com/empresa.php?semogid=sqbk68ap2abr5tuiksq8ck7vf6>.
- [21] <http://www.tazcobra.com/techdocs.htmCalculators>.
- [22] <http://www.team-bhp.com/forum/attachments/tyre-alloy-wheel-section/1066937d1364476833-cambertire-cone-shaped-tyres-high-camber-set-ups-posnegcamber.gif>.
- [23] http://www.wheels-inmotion.co.uk/forum/uploads/monthly012013/post_438-0-78193500-1359015607.jpg.
- [24] Srikanth Raju Lonny L. Thompson and E. Harry Law. Design of a winston cup chassis for torsional stiffness. *1998 Motorsports Engineering Conference Proceedings*, 1, 1998.
- [25] William F. Milliken and Douglas L. Milliken. *Race car vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [26] Fernando C. G. De Oliveira. *Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica*. PhD thesis, Univercidade Fedral De Uberlândia, March 2007.
- [27] Fred Puhn. *How to make your car handle*. H. P. Books, 1976.
- [28] Prof. Dipl.-Ing. Jörnßen Reimpell, Dipl.-Ing. Helmut Stoll, and Prof. Dr.-Ing. Jürgen W. Betzler. *The Automotive Chassis*. Butterworth-Heinemann, 2 edition, 2001.
- [29] Pedro J. F. E. Rio. *Dinâmica e afinação de uma viatura de competição*. PhD thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009.
- [30] Ravinder Pal Singh. Structural performance analysis of formula sae car. *Jurnal Mekanikal*, 2010.
- [31] Carroll Smith. *Tune to win*. AERO PUBLISHERS, 1978.
- [32] Allan Staniforth. *Competition Car Suspension*. Haynes Publishing, 3 edition, 1999.
- [33] Luís M. Torres. *ESTRUTURAS ESPECIAIS*. 2011.
- [34] www.newvehicleone.com.