



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Projecto, Construção e Teste do Sistema de Direcção para um Veículo de Elevada Eficiência Energética

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

Diogo Daniel Soares da Silva

Orientador

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra
Professora Doutora Maria Augusta Neto
Professora Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Setembro, 2014

“É pela quantidade de trabalho fornecida pelo artista que medimos o valor de
uma obra de arte”

Guillaume Apolinaire, escritor e crítico de arte francês, 1880 a 1918.

À Ana e a toda a minha família.

Agradecimentos

Nada disto seria possível sem o apoio, colaboração e compreensão de família e amigos, em especial os meus Pais, Avós e Namorada.

Expresso um agradecimento em especial ao meu orientador, Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, por todos os ensinamentos, disponibilidade e paciência.

A todos vós, o mais sentido Obrigado.

Resumo

O objectivo deste trabalho é projectar um sistema de direcção para o Eco-Veículo EV03i concebido para competir na Shell Eco-marathon Europe 2014. Será escolhido o sistema de direcção mais promissor, que suporte todos os esforços a que será sujeito tanto em prova como nos controlos técnicos, será encontrada a parametrização que permita minimizar a resistência de rolamento e ter a menor massa.

Serão calculados os esforços nas rodas do veículo, será calculado o escorregamento lateral de cada pneu, será estudada a influência desses escorregamentos no comportamento do veículo e feitas as correcções necessárias aos parâmetros da direcção para que o veículo tenha o comportamento desejado. Serão determinadas expressões que descrevam o comportamento do veículo, serão calculados os escorregamentos laterais de cada uma das rodas, será desenvolvido um método de relacionar a influência dos escorregamentos de umas rodas nas outras. Nesta fase do trabalho teremos todos os dados necessários para desenvolver um método de parametrização do sistema de direcção.

Estaremos então em condições de desenhar e seleccionar todos os componentes do sistema de direcção, e fazer as respectivas simulações computacionais.

Palavras-chave: Eco Veículo, Sistema de direcção, Shell Eco-marathon, Resistência de rolamento, escorregamento lateral, Elevado rendimento energético

Abstract

The main objective of this work is to design the steering system of the Eco-Veículo EV03i designed to compete in Shell Eco-marathon Europe 2014. It will be selected the most promising system that is able to support all the loads of the technical control and during the competition, and that has the lowest rolling resistance and weight geometry.

All the wheel loads will be calculated, as well as the sideslip of each tire and the influence of each tire sideslip in the vehicle dynamics. It will be also calculated and made the necessary corrections to the steering system parameters to achieve the desired behavior of the vehicle.

With all this necessary information, the components can be selected and designed, as we are able to make the numerical simulations of the components.

After the components are designed they can be constructed, assembled and tested.

Keywords Eco Veículo, Steering system, Shell Eco-marathon, rolling resistance, *sideslip*, High energyefficiency

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	viii
Simbologia e Siglas	ix
Simbologia.....	ix
Siglas	x
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. ESTADO DA ARTE	3
3. SHELL ECO-MARATHON	4
4. SELECÇÃO DA GEOMETRIA	5
4.1. Tipos de accionamento	6
4.1.1. Accionamento por <i>Rack-and-pinion</i>	6
4.1.2. Accionamento por <i>Lever Arm</i>	7
4.1.3. Accionamento por <i>Drag Link</i>	7
4.1.4. Accionamento <i>Multi Link</i>	8
4.1.5. Accionamento utilizado no Eco Veículo	8
4.2. Ângulos das rodas	9
4.2.1. Ângulo de Camber.....	9
4.2.2. Ângulo de Caster	11
4.2.3. Ângulo de Convergência (<i>TOE</i>).....	12
5. CÁLCULO DE ESFORÇOS.....	14
5.1. Expressões para cálculo de esforços	14
5.1.1. Selecção das situações a estudar.....	15
6. ESCORREGAMENTO LATERAL (<i>sideslip</i>)	18
6.1. Escorregamento lateral de um pneumático	19
6.1.1. Cálculo do coeficiente de rigidez lateral em curva de um pneumático	19
6.2. Cálculo do escorregamento lateral (<i>sideslip</i>).....	21
7. RELAÇÃO ENTRE ESCORREGAMENTOS	23
7.1. Método de relacionamento de escorregamentos.....	23
8. COMPONENTES DO SISTEMA DE DIRECÇÃO	26
9. PARAMETRIZAÇÃO DO SISTEMA DE DIRECÇÃO	27
9.1. Análise do circuito	28
9.2. Método de parametrização	30
10. DESENHO E SELECÇÃO DOS COMPONENTES	34
10.1. Desenho dos veios das rodas	34
10.1.1. Análise por elementos finitos dos eixos das rodas	36
10.1.1.1. Roda interior à curva.....	36
10.1.1.2. Roda exterior à curva	39

10.2.	Desenho das mangas de eixo.....	41
10.2.1.	Análise por elementos finitos das mangas de eixo.....	42
10.3.	Desenho das alavancas.....	44
10.3.1.	Análise por elementos finitos das alavancas.....	46
10.4.	Desenho das barras de controlo e lb.....	47
10.4.1.	Análise por elementos finitos das barras de controlo e lb.....	49
10.5.	Seleccção das rótulas.....	50
10.6.	Efeito dos deslocamentos.....	51
11.	MONTAGEM DO SISTEMA DE DIRECÇÃO.....	52
12.	CONCLUSÕES.....	55
13.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	56
	ANEXO A.....	57
	ANEXO B.....	59
	APÊNDICE A.....	60
	APÊNDICE B.....	65
	APÊNDICE C.....	68

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Diferentes tipos de geometria. (Jazar, 2008).....	5
Figura 2 <i>Rack-and-pinion steering system</i> (Jazar, 2008)	6
Figura 3 <i>Lever arm steering system</i> (Jazar, 2008).....	7
Figura 4 <i>Drag Link steering system</i> (Jazar, 2008).....	7
Figura 5 <i>Multi Link steering system</i> (Jazar, 2008).....	8
Figura 6 Ângulo de camber (Jazar, 2008)	9
Figura 7 Ângulo de camber VS resistência ao rolamento (medições experimentais) (Santin & et al., 2007).....	10
Figura 8 Vista frontal do Eco Veículo XC20i	10
Figura 9 Caster positivo e negativo (Jazar, 2008)	11
Figura 10 Convergência e divergência (Jazar, 2008)	12
Figura 11 Convergência vs Resistência ao rolamento (Santin & et al., 2007).....	13
Figura 12 Sistema de coordenadas cartesiano ortogonal adoptado	14
Figura 13 Esforços nas rodas e centro de massa do veículo.....	15
Figura 14 <i>Cornering stiffness coefficient</i>	19
Figura 15 <i>Cornering stiffness coefficient</i> para os diferentes pneumáticos para um raio de curvatura de 30 m a 34 km/h.	20
Figura 16 <i>Cornering stiffness coefficient</i> VS raio de curvatura.	21
Figura 17 Escorregamento VS raio de curvatura.....	22
Figura 18 Método de relacionamento de escorregamentos	24
Figura 19 Componentes de um sistema de direcção.....	26
Figura 20 Geometria de <i>Ackerman</i> (TEAM-BH Forum, 2013)	27
Figura 21 Principais fontes de energia dissipada ao longo do circuito	28
Figura 22 Velocidade e força de arrasto dos pneus em curva ao longo do circuito.	29
Figura 23 Coordenadas de fixação das rótulas nas alavancas.	30
Figura 24 Nomenclatura dos ângulos do sistema de direcção.....	31
Figura 25 Comprimento ideal da barra para cada raio de curvatura.	33
Figura 26 Erro do tamanho da barra VS raio de curvatura.....	33
Figura 27 Veio e porca do Eco Veículo XC20i.....	35
Figura 28 Veio e parafuso do Eco Veículo EV03i	35

Figura 29 Análise por elementos finitos do eixo da roda interior à curva do Eco Veículo XC20i	37
Figura 30 Análise por elementos finitos do eixo da roda interior do Eco Veículo EV03i..	38
Figura 31 Análise por elementos finitos do parafuso de aperto da roda do Eco Veículo EV03i.....	38
Figura 32 Análise por elementos finitos do eixo da roda exterior do Eco Veículo XC20 ..	40
Figura 33 - Análise por elementos finitos do eixo da roda exterior do Eco Veículo EV03i	40
Figura 34 Mangas de eixo direita (1) e esquerda (2) do Eco Veículo EV03i.....	41
Figura 35 Tensões transmitidas à manga de eixo numa situação limite.....	42
Figura 36 Tensões transmitidas à manga de eixo pelos parafusos de aperto do veio e alavanca.	43
Figura 37 Tensões transmitidas à manga de eixo pelo travão.	44
Figura 38 Centreadores de montagem das alavancas.....	45
Figura 39 Vista inferior (1) e superior (2) da alavanca esquerda.	45
Figura 40 Deslocamento da alavanca esquerda em carga máxima.	46
Figura 41 Deslocamento da alavanca direita em carga máxima.	47
Figura 42. Componentes das barras.....	47
Figura 43 Barra de controlo (1) e barra lb (2).	48
Figura 44. Área de contacto ponteira-barra	49
Figura 45 Esquema de montagem e componentes do sistema novo cubo-eixo.	52
Figura 46 Sistema de direcção montado.....	53
Figura 47 Gráfico de comparação da massa dos vários componentes do sistema de direcção	54
Figura 48 Altimetria do circuito de Ahoy	57
Figura 49 Circuito de Ahoy.....	58
Figura 50 Folha de especificações do adesivo (Permabond, 2011).....	59
Figura 51 Referencial cartesiano ortogonal.....	60
Figura 52 Representação das forças aplicadas nas rótulas.	62
Figura 53 Simulação da barra lb à tracção	65
Figura 54 Simulação da barra lb à compressão	65
Figura 55 Simulação da barra de controlo à tracção	66
Figura 56 Simulação da barra de controlo à compressão.....	66
Figura 57 Barra de fibra de carbono a comprar.....	66
Figura 58 Diagrama da construção da folha de cálculo.....	68

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 Resultados obtidos na Shell Eco-marathon 2014	4
Tabela 2 Características do veículo	16
Tabela 3 Valores para dimensionamento.....	17
Tabela 4 Coeficientes para cálculo da <i>cornering stiffness coefficient</i>	20
Tabela 5 Características da curva para parametrização do sistema de direcção.	29
Tabela 6 Variáveis fixas.	30
Tabela 7 Comparação do deslocamento dos eixos	39
Tabela 8 Material a ser adquirido.	48
Tabela 9 Forças e alongamentos das barras.	50
Tabela 10 Deslocamentos dos componentes mais influentes.....	51
Tabela 11 Erro provocado pelos deslocamentos dos componentes.....	51
Tabela 12 Comparação da massa dos sistemas.	53
Tabela 13 Tabela de coeficiente de atrito entre vários materiais (MSPC, 2007)	57
Tabela 14 Especificações técnicas da barra de fibra de carbono (Permabond, 2011).....	67

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

C_α - Coeficiente de rigidez lateral do pneumático [N/rad]

F_c – Força centrífuga [N]

F_i – Força na direcção do eixo do “ i ” [N]

$F_{CG,i}$ – Força actuante no centro de gravidade na direcção do eixo “ i ” [N]

$F_{RD,i}$ – Força actuante na roda dianteira direita na direcção do eixo “ i ” [N]

$F_{RE,i}$ – Força actuante na roda dianteira esquerda na direcção do eixo “ i ” [N]

$F_{RT,i}$ – Força actuante na roda traseira na direcção do eixo “ i ” [N]

p – Pressão de insuflação dos pneumáticos [bar]

R – Raio de curvatura [m]

R_{RFi} – Raio de curvatura da roda da frente interior à curva [m]

R_{RFe} – Raio de curvatura da roda da frente exterior à curva [m]

V_{ia} – Distância entre as rodas dianteiras do veículo [m]

V_{RFi} – Vector velocidade da roda da frente interior à curva [m]

V_{RFe} – Vector velocidade da roda da frente exterior à curva [m]

V_{RT} – Vector velocidade da roda traseira [m]

D_{RFi} – Vector direcção da roda da frente interior à curva

D_{RFe} – Vector direcção da roda da frente exterior à curva

D_{RT} – Vector direcção da roda traseira

X_{cg} – coordenada do centro de gravidade na direcção do eixo do x

Y_{cg} – coordenada do centro de gravidade na direcção do eixo do y

Z_{cg} – coordenada do centro de gravidade na direcção do eixo do z

Símbolos gregos

α – Ângulo de escorregamento lateral do pneumático (*slip angle*) [°]

δ_e – Ângulo formado entre o eixo da roda exterior e o eixo do y [°]

δ_i – Ângulo formado entre o eixo da roda exterior e o eixo do x [°]

Siglas

C.C. – Centro de curvatura

C.G. – Centro de gravidade

RD – Roda da frente direita

RE – Roda da frente esquerda

RT – Roda traseira

RFi – Roda da frente interior à curva

RFo – Roda da frente exterior à curva

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

VS - versus

1. INTRODUÇÃO

Esta tese de dissertação tem como objectivo projectar um sistema de direcção para o Eco-Veículo EV03i concebido para competir na Shell Eco-marathon Europe 2014, uma prova onde participam veículos de alto desempenho energético. O veículo vencedor será aquele que consumir o menor volume de combustível para percorrer a distância da prova sendo o resultado expresso em km percorridos por litro de combustível.

Há inúmeras formas de maximizar o desempenho de um veículo, tais como: melhorar o consumo específico do motor, diminuir a resistência aerodinâmica, diminuir atritos entre componentes, diminuir a massa do veículo, diminuir a resistência de rolamento e melhorar o treino do piloto. Este trabalho tentará contribuir de duas formas para o melhoramento de desempenho, reduzindo a resistência de rolamento e reduzindo também a massa do veículo.

O sistema de direcção a projectar terá que cumprir vários requisitos sendo que o principal será o de ser capaz de suportar todos os esforços a que será sujeito, tanto durante a prova como durante os testes, deverá também ter uma geometria, um accionamento e uma rigidez que permitam obter o menor atrito de rolamento, tanto em recta como em curva, e ter a mínima massa possível, sem comprometer, os anteriores requisitos.

Serão calculados todos os esforços nas rodas do Eco-Veículo nas mais variadas situações, que deverão ser considerados tanto no dimensionamento dos vários componentes da direcção, como no cálculo dos ângulos de escorregamento lateral durante as curvas.

Uma vez que um sistema de direcção apenas oferece escorregamento lateral mínimo para uma determinada situação específica, caracterizada por um certo raio de curvatura percorrido a uma determinada velocidade, terá que se estipular a situação para a qual se quer otimizar o veículo. Determinada a situação para a qual pretendemos maximizar o desempenho do veículo, podemos então passar à parametrização de todos os componentes para que a direcção tenha as características desejadas nas situações pretendidas.

Serão então desenhados todos os componentes e feitas as respectivas análises estruturais, neste ponto terá que ser garantido que os componentes tenham capacidade de suportar os esforços previstos, que a rigidez seja suficiente para garantir que não ocorram deformações que conduzam a alterações geométricas significativas, sob penalização na forma de aumento do atrito de rolamento, sendo que esta situação é mais susceptível de acontecer em curva. Todo este processo é dificultado pelo facto de estar sempre presente a necessidade de o sistema ter a menor massa possível.

O passo seguinte será a selecção do tipo de accionamento, será seleccionado um tipo de accionamento que permita obter o menor número de componentes e que minimize o movimento relativo entre as rodas devido a folgas, tendo sempre em conta que a solução apresentada deverá ter uma baixa massa.

Ficamos então em condições de desenhar e seleccionar todos os componentes e proceder à análise de elementos finitos.

Poderá então ser construído e testado o sistema de direcção no Eco Veículo EV03i.

**Por decisão pessoal, o autor da presente dissertação de mestrado não escreve segundo o novo Acordo Ortográfico.*

2. ESTADO DA ARTE

O sistema de direcção de um veículo tem como objectivo permitir ao condutor alterar a direcção de progressão do veículo conforme a sua vontade, mas também transmitir informações sobre o comportamento do veículo, estado do piso, etc. O sistema está acoplado às rodas, o número de rodas a que está acoplado depende do tipo de veículo assim como do tipo de sistema de direcção. Poderá estar acoplado a uma, a duas ou mais rodas do veículo, podendo mesmo estar acoplado a todas as rodas. Contudo, as duas rodas do mesmo eixo deverão estar acopladas entre si.

O sistema de direcção deve garantir um fácil e seguro manuseamento do veículo, assim como ser capaz de suportar, sem problemas, todas as cargas que daí resultam, deverá também adequar-se ao tipo de utilização do veículo em que será acoplado.

Os sistemas de direcção tornam-se necessários quando pretendemos que o veículo mude de direcção, e o veículo tenha rodas em mais do que um eixo.

O sistema de direcção é controlado pelo utilizador através de um guiador ou volante, que roda em torno de um eixo solidário com o restante sistema de direcção, ou solidariamente a um outro veículo ou meio de tracção, animal ou humana (por exemplo carroças e atrelados).

As versões anteriores do Eco Veículo já contam com sistemas de direcção bastante promissores, o desafio desta dissertação é melhorar ainda mais uma solução já de si bastante boa. O sistema de direcção do Eco Veículo conta já com uma geometria de *Ackerman* e accionamento do tipo *Drag link*, estas soluções são muito promissoras, muito simples e permitem uma baixa massa e baixo atrito de rolamento.

A evolução do sistema de direcção terá de passar pela identificação de algumas soluções que possam ser melhoradas e principalmente passar a ter em conta factores que foram desprezados nos sistemas anteriores.

3. SHELL ECO-MARATHON

A Shell Eco-marathon é uma competição destinada a estudantes de todo o mundo, estes formam uma equipa, projectam e constroem um veículo de elevada eficiência energética, que se realiza uma vez por ano na América, Europa e Ásia. As equipas competem entre si num circuito fechado e sob as mesmas condições sendo o objectivo percorrer uma dada distância consumindo a menor quantidade de energia possível. O tipo de energia que usam para se movimentar divide-os em dois grupos:

- **Motores de combustão interna**
 - Gasolina
 - Diesel
 - GTL (Gas to Liquid)
 - Etanol
- **Motores eléctricos**
 - Células de combustível a hidrogénio
 - Baterias de iões de lítio

Para situar o desempenho do Eco Veículo actual (XC20i) apresentam-se na Tabela 1 os resultados obtidos pelas melhores 5 equipas presentes na competição em 2014 na classe de protótipos com motores de combustão interna a gasolina.

Equipa	Melhor resultado [km/l]
Microjoule-La Joliverie	3314,9
IFMA eco-challenge	2187,8
Remmi-Team	2096,3
PV3E	1956,6
TED	1768.2

Tabela 1 Resultados obtidos na Shell Eco-marathon 2014

No ano de 2012 o Eco Veículo XC20i teve um desempenho de 1845,0 km/l no circuito de Ahoy em Roterdão na Holanda, o que o insere entre os melhores e com relativa proximidade da concorrência até ao 2º classificado, havendo portanto elevadas expectativas para o próximo modelo EV03i.

4. SELECÇÃO DA GEOMETRIA

No processo de selecção de uma geometria de um sistema de direcção o mais relevante é o tipo de utilização que o veículo terá, nomeadamente, velocidade de circulação e raios de curvatura, mas também os recursos disponíveis (monetários, de fabrico).

Dependendo da geometria do sistema de direcção obteremos diferentes comportamentos das rodas direccionais. Diferentes sistemas de direcção e diferentes geometrias originam diferentes ângulos de direcção das rodas relativamente umas às outras. Diferentes utilizações exigem diferentes geometrias de direcção, uma vez que dependendo dos raios de curvatura e das velocidades a que o veículo circula a geometria de direcção mais apropriada difere.

As três geometrias existentes são as seguintes: *Ackerman*, *Parallel* e *Reverse*, o princípio de cada uma dessas geometrias está representado na FIGURA 1.

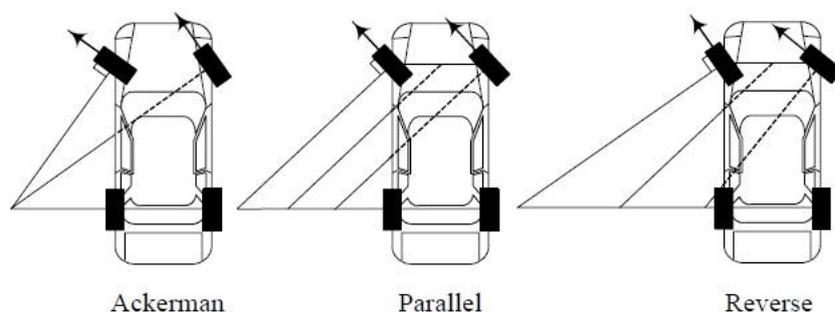


Figura 1 Diferentes tipos de geometria. (Jazar, 2008)

Na geometria de *Ackerman* a roda interior à curva vira com maior ângulo que a roda exterior, o que permite que todas as rodas do veículo tenham o mesmo centro de curvatura, contudo este tipo de geometria apenas é indicado para veículos que circulem principalmente a velocidades baixas. Esta é a geometria utilizada pela maior parte dos veículos da actualidade.

Na geometria *parallel* ambas as rodas, interior e exterior, viram com o mesmo ângulo, é o sistema de direcção com parametrização mais simples, as rodas mantêm-se sempre paralelas independentemente do raio de curvatura. Esta geometria é

indicada para veículos que circulem principalmente a velocidades elevadas, por exemplo carros de corrida (Jazar, 2008).

Na geometria *reverse* a roda interior vira com um ângulo menor que a roda exterior, esta geometria é indicada apenas para carros que circulam a velocidades muito elevadas, sendo uma geometria de direcção muito pouco utilizada.

4.1. Tipos de accionamento

O accionamento da direcção tem como objectivo transmitir as ordens dadas pelo condutor do veículo através do volante ou guiador para as rodas, normalmente este accionamento é desmultiplicado de forma a facilitar a tarefa ao condutor, diminuindo o momento que é necessário aplicar no volante.

A escolha do accionamento depende principalmente do tipo de veículo que irá integrar, da configuração da suspensão, (dependente, independente ou sem suspensão), da posição do condutor relativamente ao eixo das rodas direccionais, do *feedback* desejado, da desmultiplicação mais favorável e também dos recursos disponíveis.

Os principais tipos de accionamento são: accionamento por *Rack-and-pinion*, *lever arm*, *drag link* e *multi-link*.

4.1.1. Accionamento por *Rack-and-pinion*

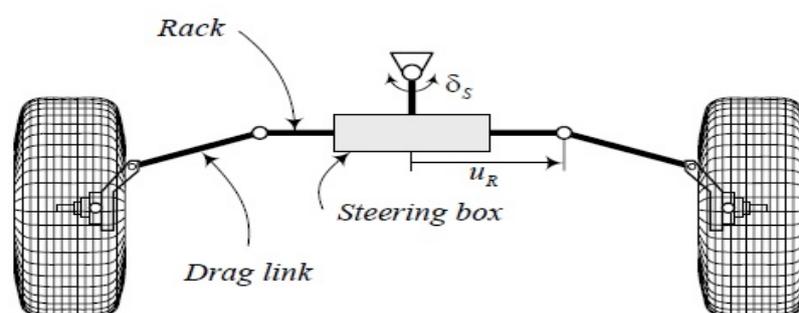


Figura 2 *Rack-and-pinion steering system* (Jazar, 2008)

O accionamento das rodas direccionais por *rack-and-pinion* (FIGURA 2) é o tipo mais comum nos veículos ligeiros de passageiros, pode ser montado à frente ou atrás do eixo das rodas, as características destes sistemas dependem principalmente da desmultiplicação e alcance da caixa de direcção, fazendo variar: ângulos de viragem

máximos, o *feedback*, a precisão e a velocidade de viragem das rodas. Este tipo de accionamento pode ser utilizado em veículos com suspensão dependente, independente ou sem suspensão.

4.1.2. Accionamento por *Lever Arm*

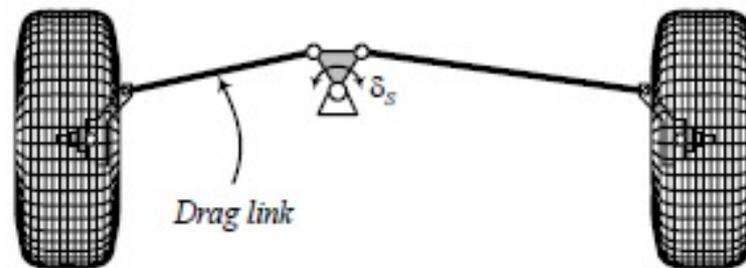


Figura 3 *Lever arm steering system* (Jazar, 2008)

O accionamento por *lever arm* (Figura 3) tem como principais características ser um sistema que permite grandes ângulos de viragem das rodas e poder ser colocado fora do eixo das rodas, estas características tornam este sistema ideal para veículos de grandes dimensões com grandes entre-eixos. É um sistema que pode ser utilizado com suspensão dependente (sistema de suspensão onde uma roda não se move independentemente da outra), independente ou sem suspensão.

4.1.3. Accionamento por *Drag Link*

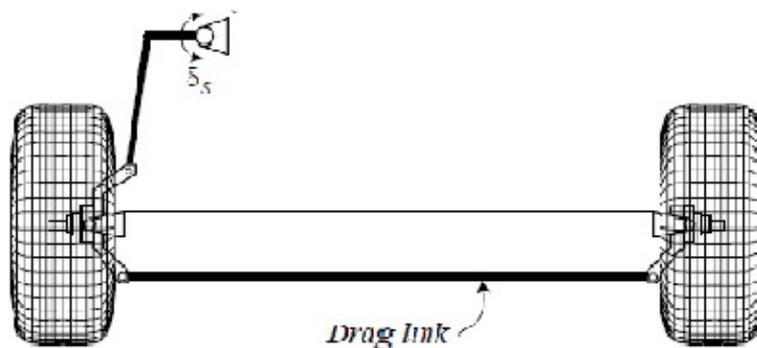


Figura 4 *Drag Link steering system* (Jazar, 2008)

O tipo de accionamento por *drag link* (Figura 4) tem como principal característica o facto de o movimento de rotação das rodas direccionais ser transmitido apenas a uma roda, sendo esta a transmitir o movimento de rotação à outra. Este sistema

tem a vantagem de ser bastante simples, pode apenas ser utilizado em veículos com suspensão dependente ou sem suspensão.

4.1.4. Accionamento *Multi Link*

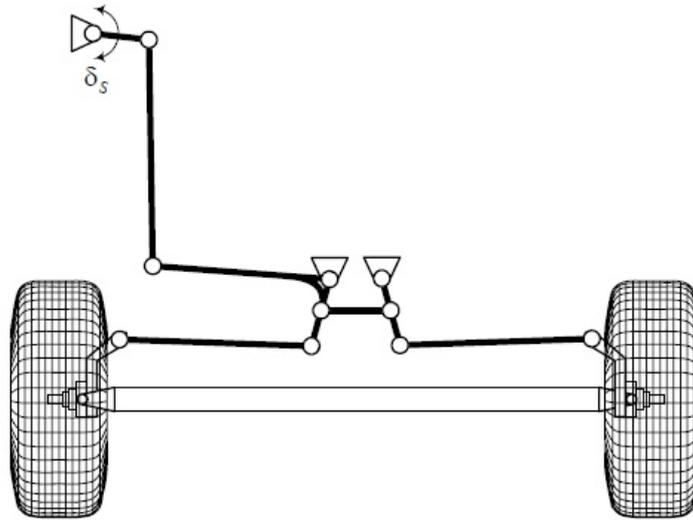


Figura 5 *Multi Link steering system (Jazar, 2008)*

O accionamento das rodas direccionais por *multi link* (Figura5) é um tipo de accionamento bastante complexo, utilizado maioritariamente em situações onde o condutor se situa muito à frente das rodas direccionais, como em autocarros e camiões, é um sistema que permite grande amplitude de viragem das rodas, o que é uma característica essencial neste tipo de veículos.

4.1.5. Accionamento utilizado no Eco Veículo

Analisados todos os tipos de accionamento decidiu manter-se o tipo de accionamento já utilizado nos anteriores modelos do Eco Veículo, o accionamento por *Drag Link*. Este tipo de accionamento tem várias vantagens, é simples, o que nos permite construir um sistema de baixa massa, é mais fácil de construir que os outros tipos de accionamento e sobretudo é o que tem menor número de componentes a interferir na ligação das rodas, tem apenas duas rótulas e uma barra.

4.2. Ângulos das rodas

4.2.1. Ângulo de Camber

O ângulo de camber é o ângulo formado pelo plano perpendicular ao solo com o plano da roda (Figura 6). “Camber angle is defined as the angle measured in the front elevation between the wheel plane and the vertical. Camber angle is measured in degrees and taken as positive if the top of the wheel leans outwards relative to the vehicle body” (Blundell & Harty, 2004). Este ângulo pode ser positivo (afastamento da parte superior das rodas ao veículo) ou negativo (aproximação da parte superior das rodas ao veículo), é geralmente negativo e tem como objectivo compensar as flexões sofridas em curva e o adornar do veículo devido ao sistema de suspensão maximizando assim a área de contacto do pneu ao solo e garantindo a máxima aderência, (Gillespie) “A força lateral máxima ocorre para ângulos de camber 5° negativos” (Santin & et al., 2007). O camber acelera o desgaste dos pneus (e torna-o irregular), diminui a capacidade de tracção dos pneus, prejudicando a performance do veículo em aceleração e travagem.

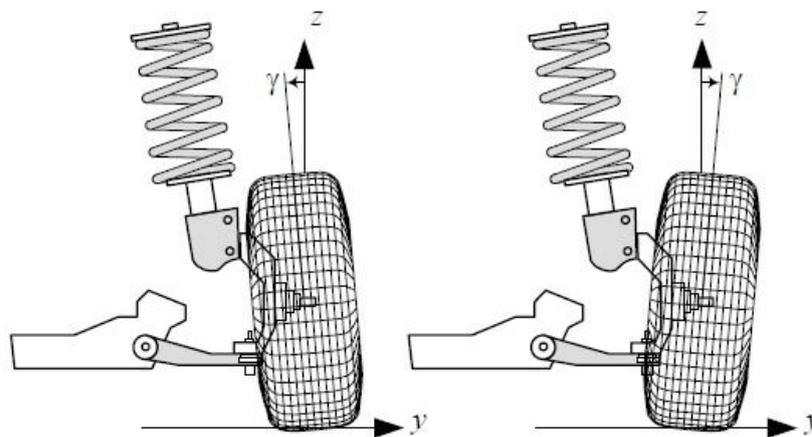


Figura 6 Ângulo de camber (Jazar, 2008)

Na Figura 7 podemos observar a influência que o camber tem na resistência de rolamento, sendo esta mínima para camber nulo (roda perpendicular ao solo).

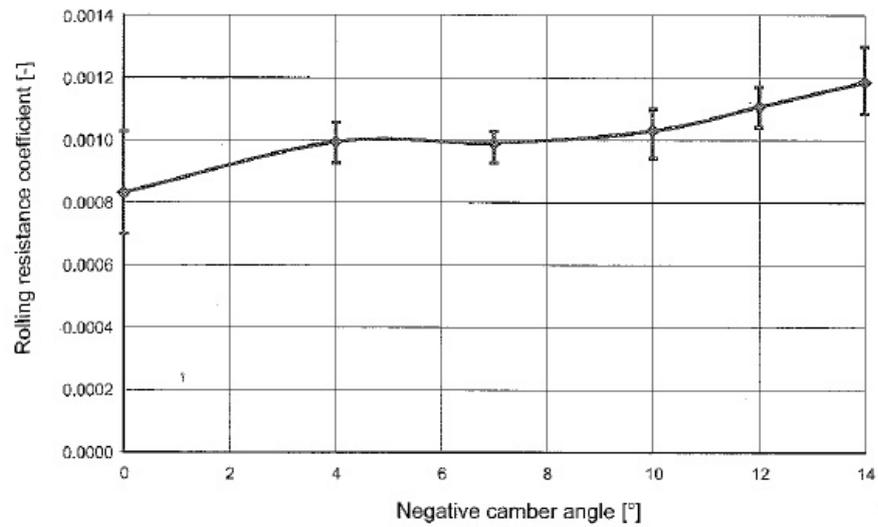


Figura 7 Ângulo de camber VS resistência ao rolamento (medições experimentais) (Santin & et al., 2007)

No anterior modelo do Eco Veículo, o XC20i, era utilizado camber negativo com a finalidade de conseguir preservar o comprimento da via imposta pelo regulamento de 0,5 m (distância B) e ainda assim reduzir a área frontal do veículo uma vez que o topo das rodas estaria aproximado (distância A), como se pode ver na Figura 8.

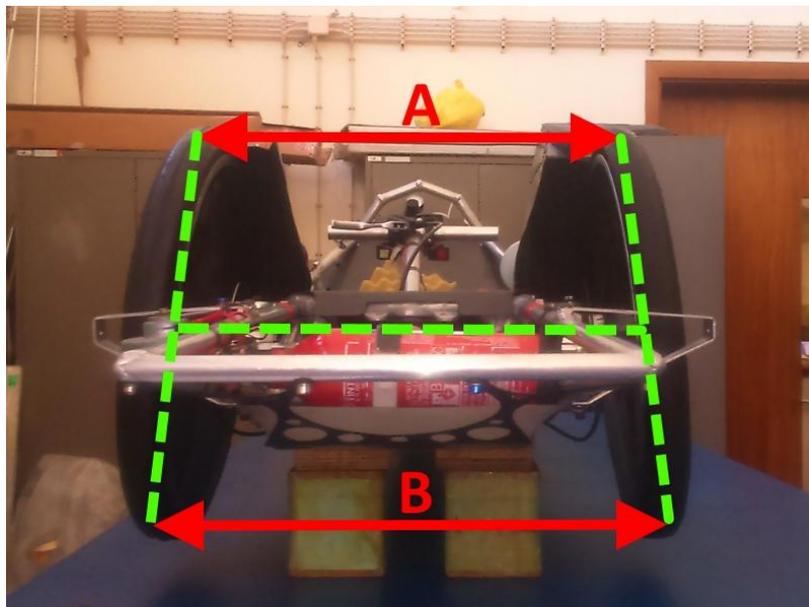


Figura 8 Vista frontal do Eco Veículo XC20i

Quando esta solução foi adoptada havia ainda um certo desconhecimento do efeito do camber na resistência ao rolamento, tendo sido feitos cálculos posteriormente

(efectuados previamente pelo Professor Pedro Carvalheira) chegou-se à conclusão que o benefício provocado pelo decréscimo da área frontal do veículo era inferior ao prejuízo causado pelo aumento da resistência de rolamento causado pelo *camber* negativo. Foi então decidido que o próximo Eco Veículo teria *camber* nulo, o que provocará um aumento da área frontal mas uma diminuição na resistência ao rolamento. O dinamismo em curva não será muito afectado uma vez que o Eco Veículo EV03i não tem sistema de suspensão.

4.2.2. Ângulo de Caster

O ângulo de *caster* é o ângulo formado entre o *steering axis* e uma linha perpendicular ao solo (Figura 9). O *caster* é positivo quando o ponto formado pelo prolongamento da linha que passa pelos pontos rotacionais da manga de eixo com o solo está à frente do ponto de contacto da roda com o solo e vice-versa, “The steering axis inclination, is defined as the angle measured in the front elevation between the steering (kingpin) axis and the vertical. The angle is measured in degrees and taken as positive if the top of the steering axis leans inwards” (Blundell & Harty, 2004)

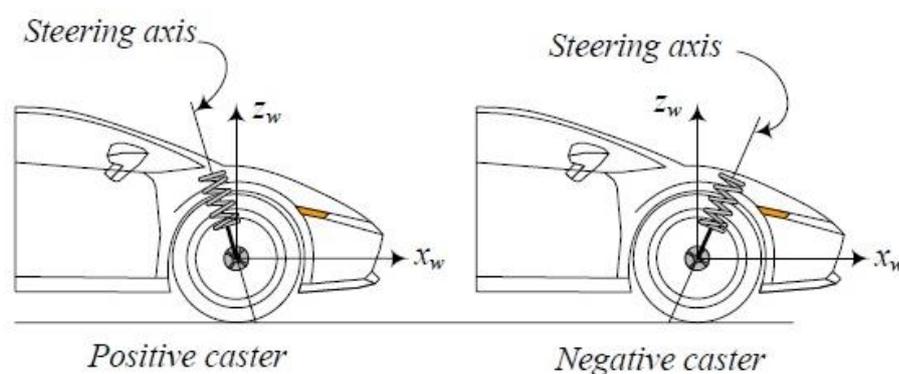


Figura 9 Caster positivo e negativo (Jazar, 2008)

A maioria dos veículos tem ângulo de *caster* positivo, esta configuração tem a vantagem de aumentar a estabilidade em linha recta, quando pelo contrário o ângulo do *caster* é negativo a direcção fica leve e o carro perde estabilidade (o que acontece com os carrinhos de supermercado). Quando o ângulo de *caster* é não nulo o ângulo de *camber* varia com o ângulo de viragem das rodas.

Sabendo que o ângulo de *camber* aumenta a resistência de rolamento e que o ângulo de *caster* não nulo conduz a um ângulo de *camber* diferente de zero sempre que

o veículo não ande em linha recta, a opção de utilizar ângulo de caster fica, logo, muito reduzida. Além disso, a utilização de um ângulo de caster não nulo tem apenas como vantagem um aumento de estabilidade em linha recta e como desvantagem ainda o aumento significativo da complexidade da descrição matemática da cinemática do movimento do sistema de direcção, pelo que se decidiu pela utilização de um ângulo de caster nulo, solução já utilizada pelo anterior modelo, XC20i.

4.2.3. Ângulo de Convergência (*TOE*)

O ângulo de convergência é o ângulo formado pelo vector de velocidade do veículo e pelo vector de direcção da roda, quando este ângulo é positivo (convergência ou *TOE-IN*) as rodas do veículo tendem a aproximar-se com a progressão do mesmo, quando o ângulo é negativo (divergência ou *TOE-OUT*) as rodas têm tendência em afastar-se.

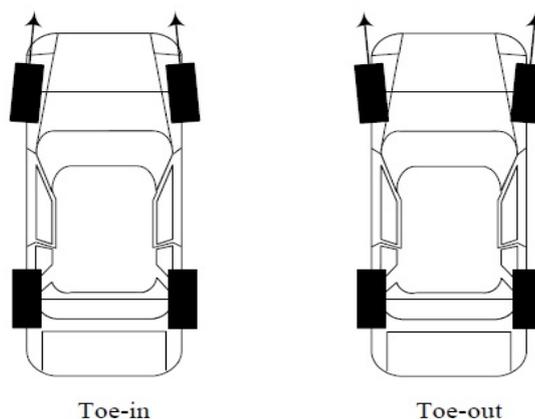


Figura 10 Convergência e divergência (Jazar, 2008)

Um ângulo de convergência (*TOE-IN*) aumenta a estabilidade do veículo em linha recta mas tem como contra o aumento da resistência de rolamento como se pode ver na Figura 11 e o desgaste prematuro da zona mais exterior do pneumático enquanto um ângulo de divergência (*TOE-OUT*) tem como vantagem uma direcção mais incisiva (mais rápida e directa) porém menos estável em linha recta e provoca desgaste prematuro dos pneumáticos na sua zona mais interior assim como um aumento na resistência ao rolamento (Santin & et al., 2007).

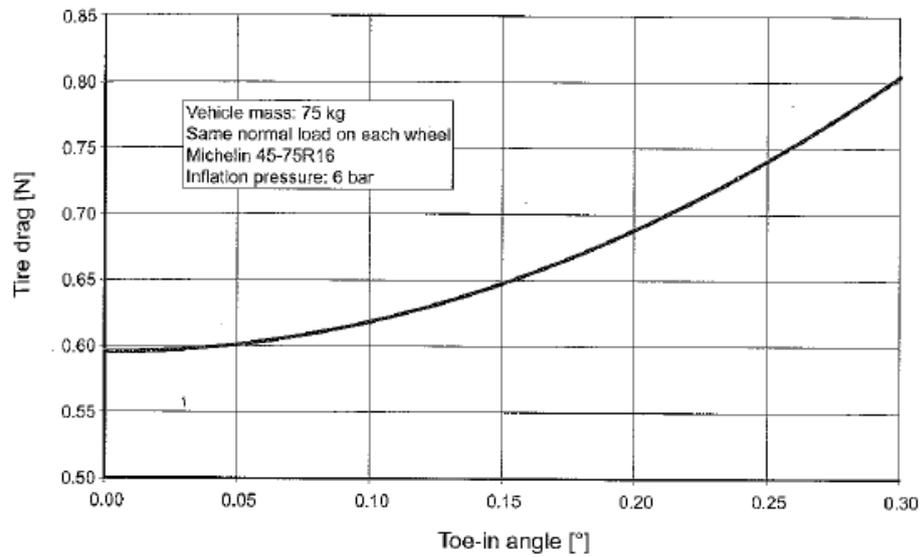


Figura 11 Convergência vs Resistência ao rolamento (Santin & et al., 2007)

Mais uma vez a estabilidade em linha recta do Eco Veículo EV03i embora desejada não é prioritária, ainda menos quando o preço a pagar é um aumento na resistência ao rolamento, portanto a solução adoptada em relação ao ângulo de convergência foi de o manter nulo, também esta solução já é adoptada no modelo XC20i.

5. CÁLCULO DE ESFORÇOS

Sendo este sistema de direcção projectado para um veículo de alta eficiência energética, há vários parâmetros que tomam especial relevância, nesta fase do trabalho a necessidade de garantir uma massa tão baixa quanto possível deixa-nos numa linha muito ténue de compromisso entre uma baixa massa e resistência suficiente.

Para tal foram deduzidas expressões capazes de quantificar todos os esforços que ocorrem nas rodas dos veículos para as mais diversas situações. Foram então idealizadas várias situações, desde situações comuns a situações extremas a que o carro possa eventualmente ficar sujeito.

5.1. Expressões para cálculo de esforços

Para deduzir as expressões necessárias utilizou-se um referencial cartesiano ortogonal comum a todos os membros do projecto do Eco Veículo, o referencial tem origem na intersecção da linha de simetria longitudinal do veículo com a linha do eixo das rodas dianteiras, à altura do solo, como é mostrado na Figura 12.

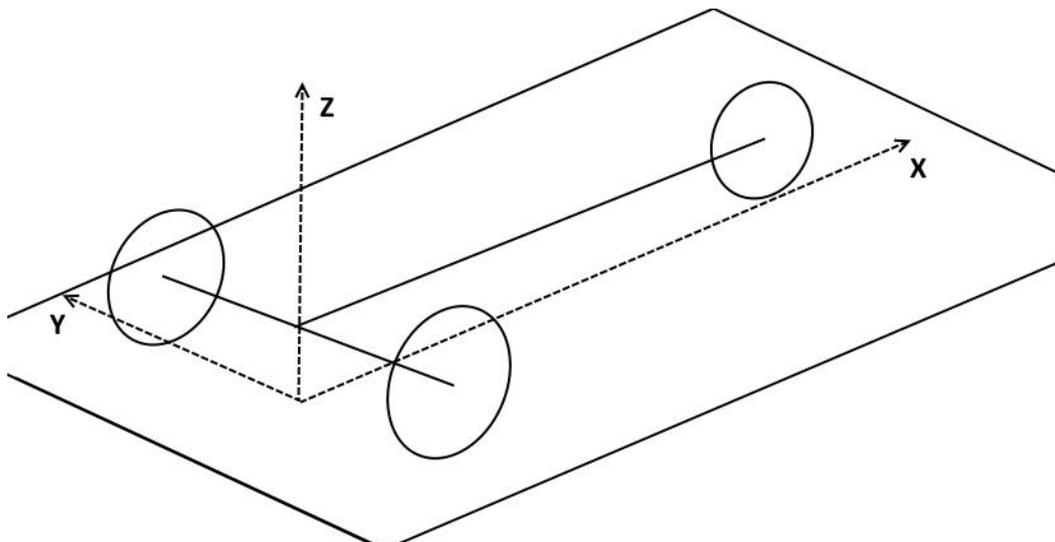


Figura 12 Sistema de coordenadas cartesiano ortogonal adoptado

Na Figura 13 estão representadas todas as forças actuantes em cada uma das rodas e no centro de massa do veículo.

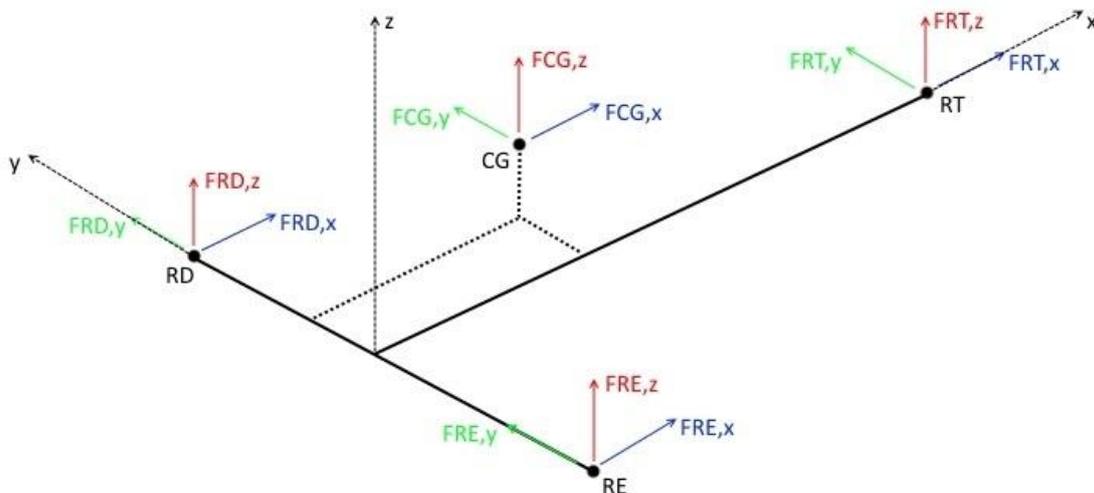


Figura 13 Esforços nas rodas e centro de massa do veículo

5.1.1. Selecção das situações a estudar

Foram consideradas as mais variadas situações e seleccionadas as situações aparentemente mais exigentes: o carro trava (a fundo) em linha recta; o carro curva no limite do capotamento; o carro curva no limite do capotamento e trava (a fundo) e ressalto numa lomba. Foi também estudada a situação em que o carro está parado, servindo de base a outras situações.

Desenvolveu-se uma folha de cálculo em Microsoft Excel™ que contempla todas as expressões desenvolvidas assim como todas as situações referidas, compara todos os esforços em cada roda e faz a selecção dos esforços máximos segundo cada componente de todas as rodas. Uma vez que o Eco-Veículo EV30i ainda não foi construído foi necessário determinar as características principais (semelhantes ao Eco Veículo XC20i) tais como: a massa do veículo + piloto; a distância do entre-eixo, a distância da via e posição do Centro de Gravidade. A folha está preparada para que, a qualquer momento, qualquer uma destas características possa ser alterada, sendo a folha de cálculo válida para qualquer veículo triciclo com duas rodas na dianteira e uma na traseira.

Em consenso com o Professor Pedro Carvalheira e em semelhança aos valores do Eco Veículo XC20i foram utilizados os seguintes valores para os cálculos:

Características	
Massa [kg]	84
Entre-eixo [m]	1,605
Via [m]	0,5
Xcg [m]	0,535
Ycg [m]	0
Zcg [m]	0,237

Tabela 2 Características do veículo

A folha de cálculo e o diagrama de programação estão disponíveis no APÊNDICE C.

A título de exemplo, demonstra-se nas expressões (1) a (5) o método utilizado para determinar os esforços máximos obtidos para uma determinada situação, neste caso quando o veículo curva no limiar do capotamento as expressões foram obtidas a partir das expressões base que se encontram no Apêndice A.

$$FRD,y = FRE,y = \frac{-FCG,y - FRT,y}{2} \quad (1)$$

$$FRD,z = \frac{-FCG,z \times \frac{via}{2} + Y_{CG} - FRT,z \times \frac{via}{2} + FCG,y \times Z_{CG}}{via} \quad (2)$$

$$FRE,z = -FCG,z - FRT,z - FRD,z \quad (3)$$

$$FRT,y = \frac{-FCG,y \times X_{CG}}{\text{entre - eixo}} \quad (4)$$

$$FRT,z = \frac{-FCG,z \times X_{CG}}{\text{entre - eixo}} \quad (5)$$

Introduzidos todos os dados do veículo na folha de cálculo “esforços_rodas_Ecoveículo”, a folha de cálculo devolve-nos a Tabela 3 com os esforços máximos gerados nas rodas dianteiras (também dá informação da roda traseira mas não é necessária para este tema).

<i>Esforços máximos</i>	N
F (x)	439,34
F (y)	386,19
F (z)	1667,13

Tabela 3 Valores para dimensionamento.

6. ESCORREGAMENTO LATERAL (*sideslip*)

O escorregamento lateral dos pneumáticos é um factor que afecta todos os veículos com rodas, é um conceito muitas vezes desprezado pela sua complexidade e relativa baixa influência na maior parte dos veículos e principalmente na maior parte das situações de utilização dos veículos. Embora o escorregamento tenha pouca influência no nosso quotidiano, quando a eficiência energética é o topo das nossas prioridades ele ganha um novo significado, “Measuring sideslip angle would represent a disproportionate cost in the case of an ordinary car, and it must therefore be observed or estimated.” (Stéphane, Charara, & Meizel).

O principal objectivo neste capítulo é diminuir ao máximo o escorregamento das rodas do Eco Veículo nas situações que nos sejam mais vantajosas a nível energético.

Um dos aspectos a melhorar no sistema de direcção do modelo EV03i face ao sistema de direcção do modelo XC20i é a consideração do *sideslip* (escorregamento) dos pneumáticos, que era desprezado no modelo anterior. O escorregamento ocorre sempre que o veículo descreve uma curva ou os ângulos de convergência/divergência (*TOE-in/TOE-out*) sejam não nulos. O que nos interessa para esta situação é o escorregamento que acontece durante as curvas e a sua influência na dinâmica do veículo. O escorregamento de uma roda durante uma curva depende de vários factores, nomeadamente do raio de curvatura, da velocidade, da carga vertical e da carga horizontal.

Quando o condutor gira o volante uma determinada amplitude, este ângulo de viragem é transmitido às rodas e traduzido num determinado ângulo de curvatura. Neste caso o veículo irá descrever uma curva com um raio teórico, este raio é teórico devido ao escorregamento, uma vez que pelo facto de as rodas não percorrerem exactamente a trajectória que lhes é imposta. O escorregamento ocorre em todos os pneus do veículo, tendo influências distintas dependendo da sua posição relativamente ao C.G. do veículo, admitindo que o carro gira em torno do C.G., o escorregamento que ocorre nas rodas adiante do C.G. contribui para um aumento no raio de curvatura

(*understeering*), já o escorregamento nas rodas atrás do C.G. contribui para uma diminuição do raio de curvatura (*oversteering*).

6.1. Escorregamento lateral de um pneumático

O escorregamento depende de inúmeros parâmetros, alguns deles podem ser controlados, muitos podem ser calculados com o conhecimento da situação actual em que o veículo se encontra, outros são características do veículo e dos pneumáticos.

O escorregamento depende da carga vertical e lateral no pneu. Estas duas forças podem ser calculadas a partir da pressão, que pode ser controlada e dos coeficientes característicos dos pneumáticos, estes são cedidos pela marca dos pneumáticos (apenas para pneumáticos de elevada eficiência energética). Sendo os pneumáticos utilizados pelo Eco Veículos são os Michelin 45-75R16 radial-ply pneus de elevada eficiência energética, temos acesso a todos os coeficientes necessários.

6.1.1. Cálculo do coeficiente de rigidez lateral em curva de um pneumático

Este parâmetro representa a rigidez do pneumático durante a curva, quanto maior for a rigidez do pneumático menor será a cedência deste aquando da solicitação em curva, essa cedência traduz-se numa translação do posicionamento da roda relativamente ao piso do pneu em contacto com o solo, como apresentado na Figura 14.

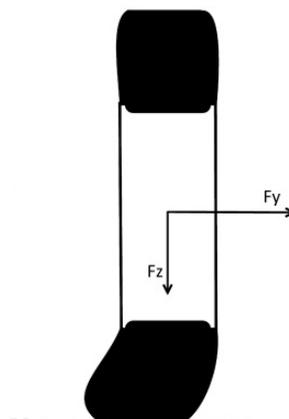


Figura 14 Cornering stiffness coefficient.

Para um dado pneumático, a “expressão mágica” de Pacejka’s para o cálculo do coeficiente de rigidez lateral (C_α) é a seguinte:

$$C_\alpha = a_{30} + a_{31}P \sin 2 \times \tan^{-1} \frac{Fz}{a_{40} + a_{41}P} \quad (6)$$

Sendo: P a pressão de insuflação do pneumático, Fz a força que o pneumático exerce no solo na vertical, a_{30} , a_{31} , a_{40} , a_{41} os coeficientes para cálculo do *cornering stiffness coefficient* cedidos pela Michelin para os pneumáticos Michelin 45-75R16 radial-ply.

a_{30}	a_{31}	a_{40}	a_{41}
57,806	15,101	-0,082	0,186

Tabela 4 Coeficientes para cálculo da *cornering stiffness coefficient*.

Calculado o *cornering stiffness coefficient* para todas as rodas recorrendo a uma folha de cálculo, uma vez que a Fz depende do raio de curvatura e velocidade do veículo os valores apresentados na Figura 15 são referentes a um raio de curvatura de 30 m contornados a 34 km/h.

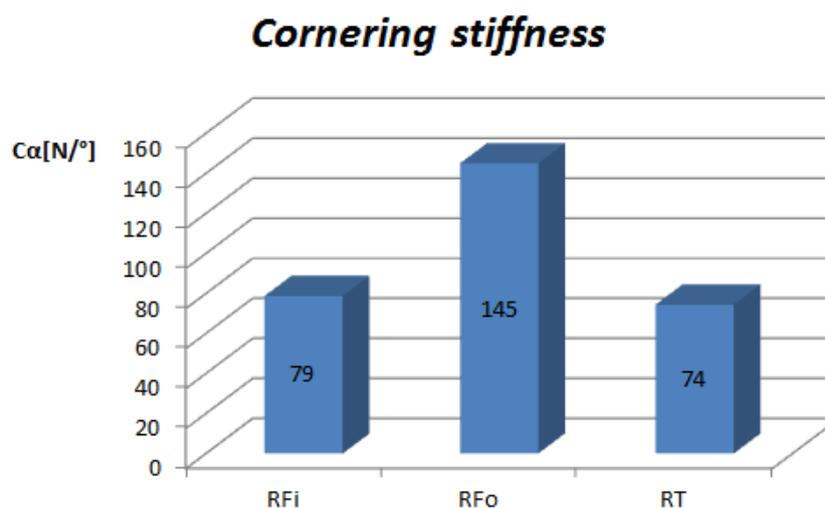


Figura 15 *Cornering stiffness coefficient* para os diferentes pneumáticos para um raio de curvatura de 30 m a 34 km/h.

A figura 15 representa a variação da *cornering stiffness* nas três rodas do veículo em função do raio de curvatura, mantendo uma velocidade constante de 34 km/h.

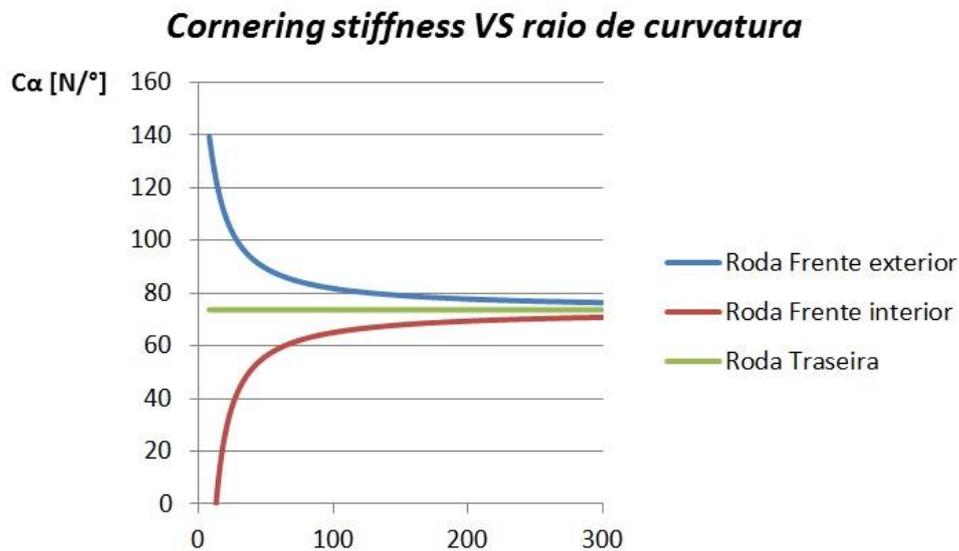


Figura 16 *Cornering stiffness coefficient* VS raio de curvatura.

6.2. Cálculo do escorregamento lateral (*sideslip*)

Depois de determinado o coeficiente de rigidez lateral em curva estão reunidas todas as condições para o cálculo do escorregamento, que é obtido através da seguinte expressão:

$$F_y = C_\alpha \times \alpha \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{F_y}{C_\alpha} \quad (8)$$

Recorrendo à folha de cálculo e fixando a velocidade nos 34,0 km/h obteve-se o gráfico da Figura 17. A escolha da velocidade é baseada em critérios explicados na subsecção 9.1.

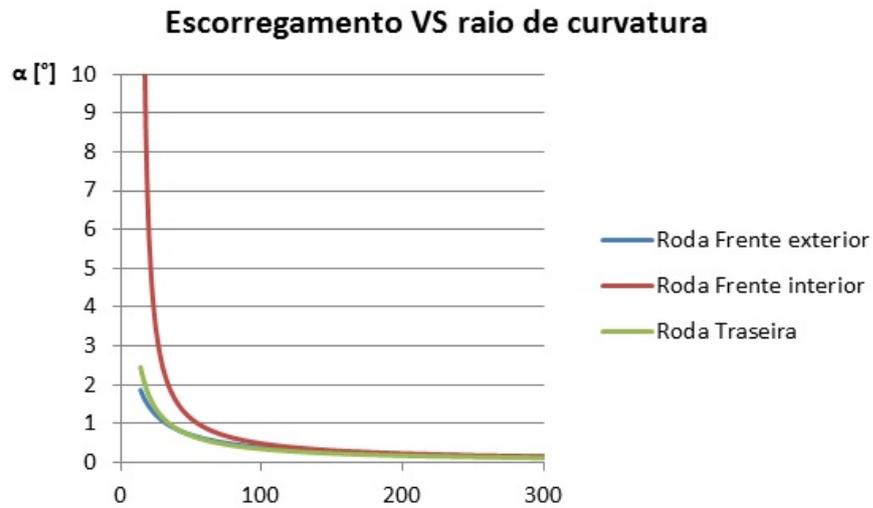


Figura 17 Escorregamento VS raio de curvatura.

Analisando a Figura 17, distingue-se de imediato o elevado valor de escorregamento da *RFi* para raios de curvatura pequenos, isso deve-se ao facto de à velocidade de 34,0 km/h ao aproximar-se de valores de raio pequenos o veículo começar a entrar em capotamento, o que dá origem a valores de RFi_z muito baixos e por sua vez valores altos de escorregamento.

7. RELAÇÃO ENTRE ESCORREGAMENTOS

Todos os valores até agora obtidos neste trabalho são relativos às rodas isoladas, ou seja até agora o escorregamento de uma roda não tinha qualquer influência nos escorregamentos das demais, porém numa situação real isso não se verifica, todas as rodas do veículo estão fisicamente ligadas e interferem nos comportamentos umas das outras.

Um dos maiores desafios quando se calculam os escorregamentos num veículo e a sua influência na dinâmica do mesmo é quantificar essa influência, este processo é iterativo, muito complexo e pesado, contendo inúmeras variáveis difíceis de fixar. Todos estes factores podem conduzir a erros e imprecisões que poderiam ser fatais para o objectivo proposto.

Posto este problema desenvolveu-se, com a preciosa ajuda do orientador desta dissertação Professor Pedro Carvalheira, uma alternativa mais simples, menos arriscada e menos complexa de relacionar os escorregamentos das três rodas do Eco Veículo, esta solução é válida para qualquer veículo de três rodas, duas direccionais na dianteira e uma traseira.

7.1. Método de relacionamento de escorregamentos

A base deste método consiste em considerar em primeiro lugar que o veículo gira sempre em torno do C.G. e que descreve uma curva de raio teórico determinado pela intersecção de uma linha perpendicular à roda traseira com as linhas perpendiculares às rodas dianteiras (o principio de *Ackerman* diz que o C.C. (Centro de Curvatura) de todas as rodas deve ser o mesmo), uma vez que a roda traseira é a única no seu eixo o seu escorregamento pode ser directamente considerado e quantificada a sobreviragem induzida por esse escorregamento. Considerada a sobreviragem pode-se determinar o novo raio de curvatura e as suas coordenadas cartesianas de forma a determinar a correcção necessária a aplicar para que o somatório angular das perpendiculares das rodas dianteiras com o escorregamento se intersectem no mesmo ponto. A Figura 18 representa o método acima descrito.

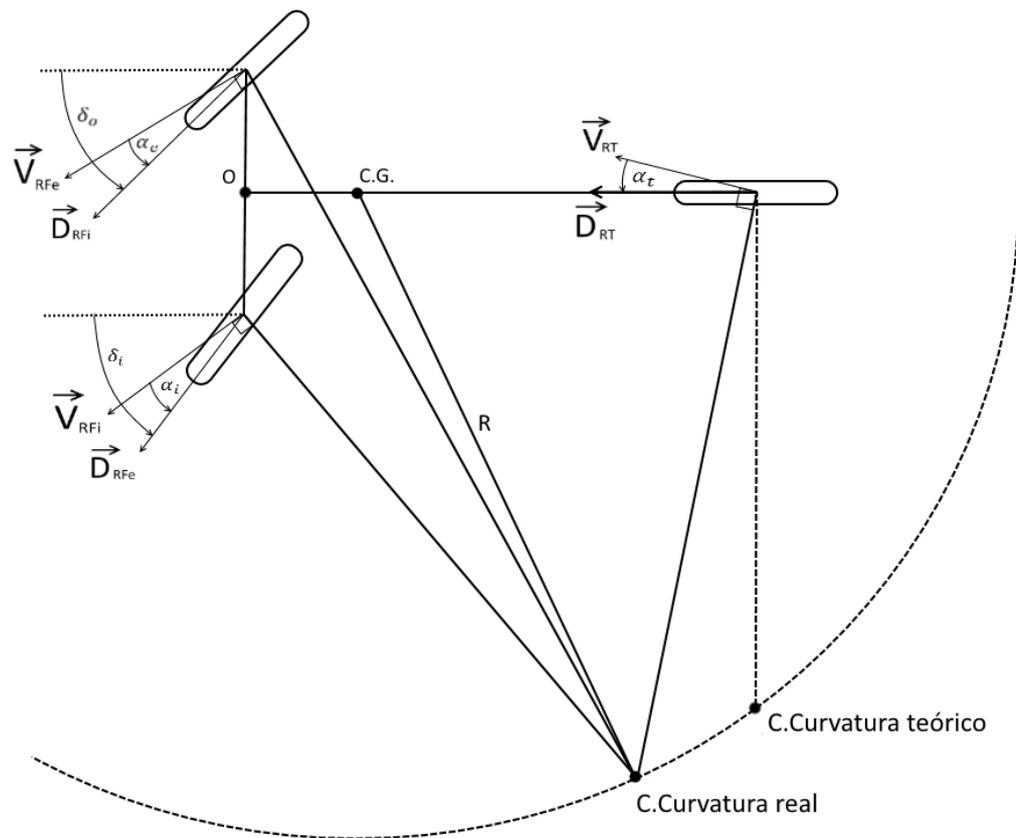


Figura 18 Método de relacionamento de escorregamentos

Determinou-se a equação de uma recta perpendicular ao vector velocidade da roda traseira e que passa no seu ponto de contacto com o solo. Determinou-se também a equação de uma circunferência centrada em C.G. e de raio R , intersectando a recta com a circunferência obteve-se um polinómio de 2º grau de onde se retiraram os coeficientes a , b e c necessários ao cálculo das coordenadas x e y da posição do centro de curvatura real. Essas coordenadas permitem-nos determinar a amplitude de curvatura necessária de cada roda para que as suas perpendiculares se intersectem com o C.Curvatura real.

$$\delta_e = \tan^{-1}\left(\frac{x_{\text{C.Curvatura real}}}{y_{\text{C.Curvatura real}} + \frac{v_{ia}}{2}}\right) \quad (9)$$

$$\delta_i = \tan^{-1}\left(\frac{x_{\text{C.Curvatura real}}}{y_{\text{C.Curvatura real}} - \frac{v_{ia}}{2}}\right) \quad (10)$$

Uma vez que as rodas dianteiras estão no mesmo eixo e unidas por ligações rígidas, começou por se calcular o escorregamento da roda dianteira exterior considerando:

$$F_y = F_{Re,y} + F_{Ri,y} \quad (11)$$

$$F_y = (C_{\alpha,RFi} \times \frac{F_{Re,y}}{F_{Ri,y}} + C_{\alpha,RFe}) \times \alpha_{RFe} \quad (12)$$

$$\alpha_{RFe} = \frac{F_y}{(C_{\alpha,RFi} \times \frac{F_{Re,y}}{F_{Ri,y}} + C_{\alpha,RFe})} \quad (13)$$

Podemos então calcular o escorregamento na roda dianteira interior:

$$V_{RFi} = V_{RFe} \quad (14)$$

$$\alpha_{RFi} \times R_{RFi} = \alpha_{RFe} \times R_{RFe} \quad (15)$$

$$\alpha_{RFi} = \frac{R_{RFe}}{R_{RFi}} \times \alpha_{RFe} \quad (16)$$

Obtidos os escorregamentos de ambas as rodas dianteiras, podem então calcular-se os ângulos de curvatura δ corrigidos:

$$\delta_{i,corrigido} = \delta_i + \alpha_{RFi} \quad (17)$$

$$\delta_{e,corrigido} = \delta_e + \alpha_{RFe} \quad (18)$$

8. COMPONENTES DO SISTEMA DE DIRECÇÃO

Um sistema de direcção é formado por vários componentes sendo que os nomes poderão variar conforme os autores. Na Figura 19 serão identificados todos os componentes e a forma como serão referidos neste documento. Os principais componentes de um sistema de direcção que estão identificados na Figura 19 são:

- **Coluna de direcção** (transmite o movimento do guiador para o balanço)
- **Barra de controlo** (transmite o movimento do balanço para a manga de eixo)
- **Alavanca** (transmite o movimento da barra de controlo para a manga de eixo)
- **Manga de eixo** (transmite o movimento da alavanca para o eixo)
- **Eixo** (suporta a roda)
- **Parafuso de aperto da roda**
- **Barra lb** (liga as duas alavancas tornando-as solidárias)

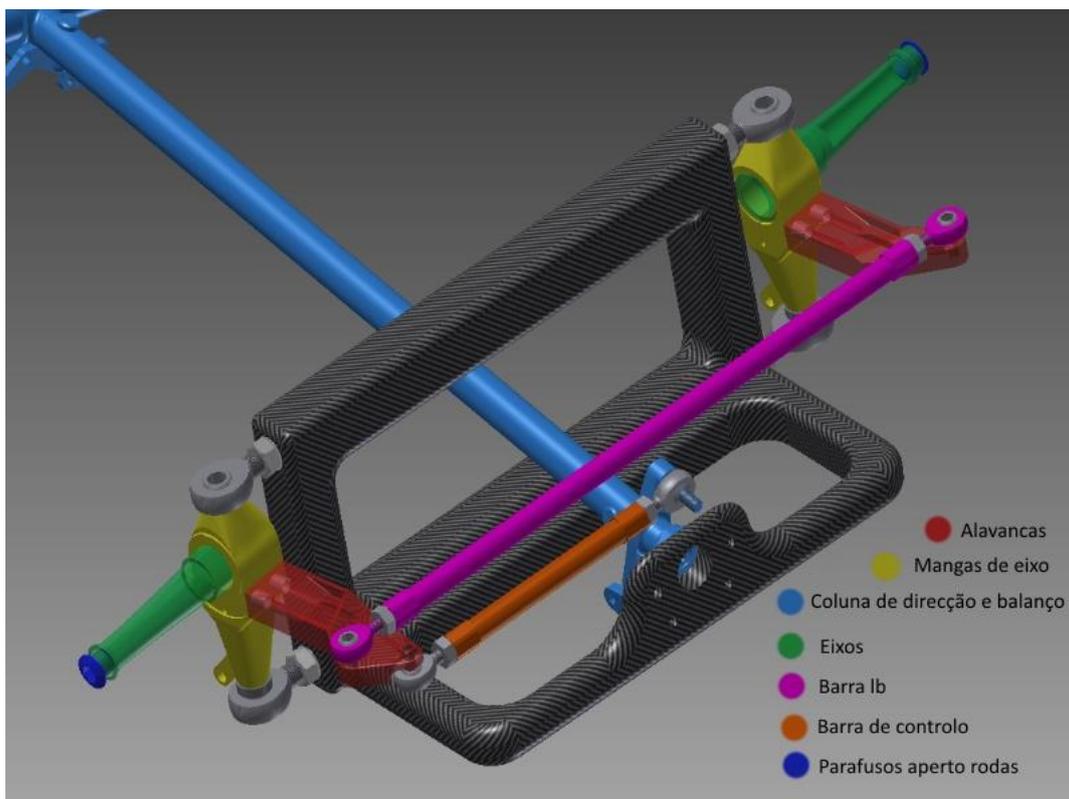


Figura 19 Componentes de um sistema de direcção

9. PARAMETRIZAÇÃO DO SISTEMA DE DIRECÇÃO

O sistema de direcção a projectar cumprirá o princípio de *Ackerman*, há uma forma simplificada utilizada por muitos autores para cumprir este princípio, consiste em traçar duas linhas das rótulas das mangas de eixo das rodas dianteiras e intersecta-las no centro do eixo das rodas traseiras (ou no caso de um veículo com a configuração do Eco Veículo, no centro da roda traseira), bastará então colocar a barra em qualquer um dos pontos por onde as linhas passam, à frente ou atrás do eixo das rodas, para cumprir o princípio de *Ackerman* (Figura 20).

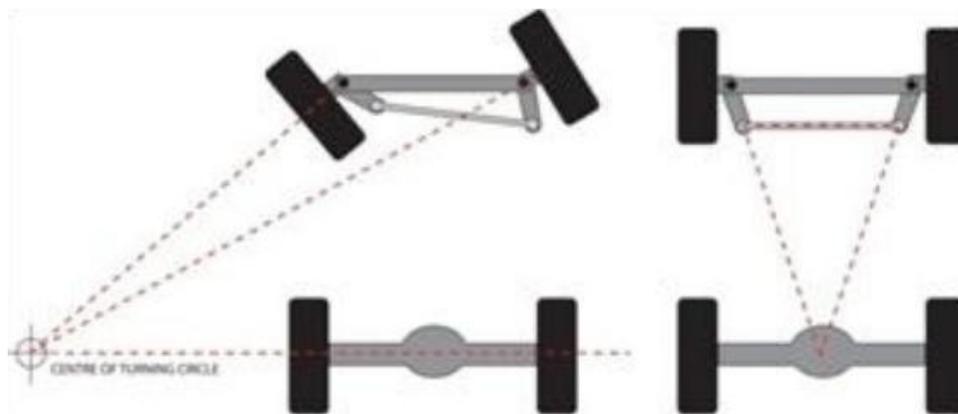


Figura 20 Geometria de *Ackerman* (TEAM-BH Forum, 2013)

Sendo esta uma forma muito simples e rápida de obedecer a uma geometria de *Ackerman*, não se torna minimamente aceitável quando está em causa um sistema de direcção para um veículo de elevada eficiência energética, ainda menos, quando o objectivo passa por melhorar um sistema já muito evoluído e parametrizado recorrendo a técnicas muito mais complexas.

Não havendo um sistema de direcção perfeito para todas as situações, cada parametrização só se mostra ideal para um certo raio de curvatura para uma certa velocidade, assim sendo terá que ser escolhida a parametrização que maximize o desempenho do veículo durante todo o percurso da prova.

Obtidas as amplitudes de viragem óptimas de cada roda para cada raio de curvatura ficamos em condições de parametrizar os componentes.

9.1. Análise do circuito

Como base desta subsecção está o trabalho efectuado pelo Professor Pedro Carvalheira e outros membros do projecto Eco Veículo com base em simulações.

Feita uma análise das principais fontes de energia dissipada chegou-se à conclusão que, a par com a resistência aerodinâmica e o atrito de rolamento dos pneus, o escorregamento dos pneumáticos em curva é uma das maiores fontes de energia dissipada, como se pode ver na Figura 21.

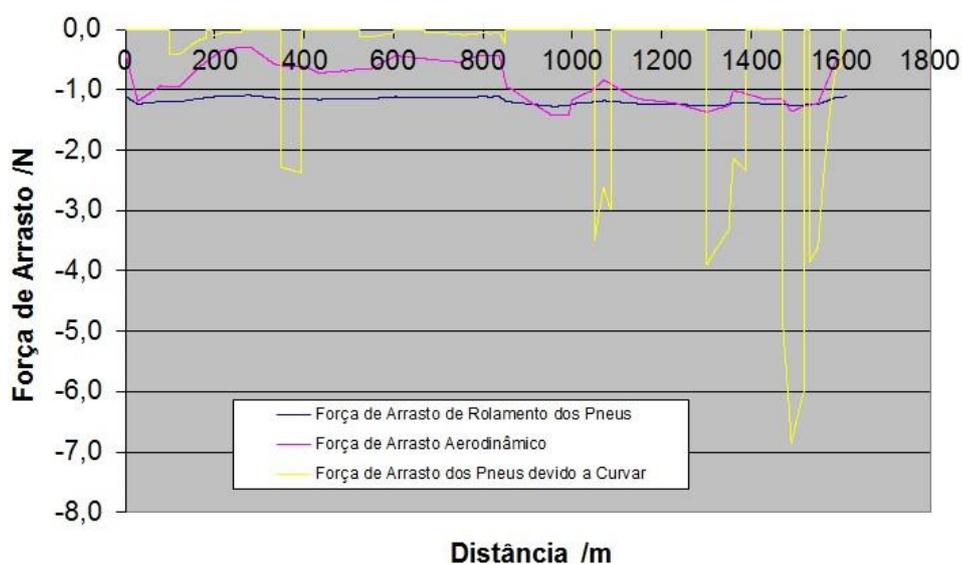


Figura 21 Principais fontes de energia dissipada ao longo do circuito

Os factores que influenciam maioritariamente a energia dissipada por escorregamento dos pneumáticos são o raio de curvatura com que o veículo descreve, a curva e a velocidade a que o mesmo circula. Tentou-se ao máximo tirar partido do valioso trabalho já efectuado, para tentar perceber qual o ponto mais crítico do circuito para se poder ajustar a parametrização do sistema à situação desejada. Para se tentar perceber qual o ponto mais crítico do circuito decidiu-se cruzar os dados dos factores que mais influenciam o escorregamento dos pneumáticos, tendo daí resultado o gráfico da Figura 22.

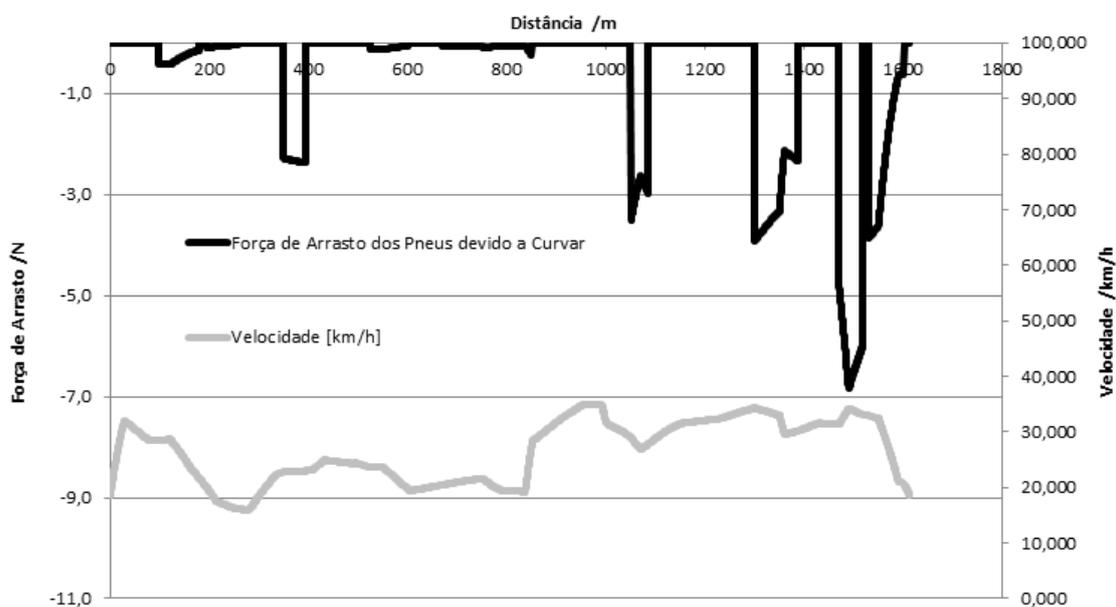


Figura 22 Velocidade e força de arrasto dos pneus em curva ao longo do circuito.

O gráfico da Figura 22 deixa bem claro o ponto mais crítico do circuito, sendo este na curva numero 7 (mapa do circuito e localização da curva na Figura 49 do ANEXO A), é a curva onde o veículo circula a velocidade mais elevada e onde o raio de curvatura da melhor trajectória possível é menor, sendo esta situação de descrever uma curva de pequeno raio a velocidades elevadas indesejável, do ponto de vista da eficiência, é justificável pelo facto de a curva 7 do circuito se situar na zona mais baixa do circuito, seguida de uma longa descida (gráfico da altimetria em ANEXO A). Uma vez que a energia dissipada nessa curva é aproximadamente o dobro da energia dissipada da segunda, decidiu-se otimizar o sistema de direcção para este ponto do circuito de forma a tentar minimizar ao máximo esta parcela.

As características a ter em conta para parametrização do sistema de geometria estão presentes na Tabela 5:

Velocidade	34,0 km/h
Raio de curvatura	30 m

Tabela 5 Características da curva para parametrização do sistema de direcção.

9.2. Método de parametrização

O processo de desenvolvimento do método de parametrização foi evoluindo ao longo do tempo, foram feitas várias folhas de cálculo independentes, foi complicado decidir por onde começar a trabalhar e quais os melhores parâmetros a fixar. Todo esse investimento foi traduzido numa folha de cálculo complexa “Parâmetros da Direcção” que contempla todos os parâmetros que influenciam um sistema de direcção de qualquer veículo triciclo de configuração duas rodas direccionais dianteiras e uma roda traseira e sem suspensão.

A parametrização deste sistema de direcção passa por definir o comprimento da barra l_b e a localização dos furos onde as suas rótulas serão posicionadas (Figura 23), alguns parâmetros teoricamente alteráveis terão que ser fixos por motivos de interferência com outros componentes do veículo ou mesmo por questões lógicas, tais como a baixa massa do sistema ou o espaço limitado no interior do veículo (Tabela 6).

Os valores das variáveis que se decidiram fixar estão disponíveis na Tabela 6.

S [m]	0.1
l_{AB} [m]	0.377

Tabela 6 Variáveis fixas.

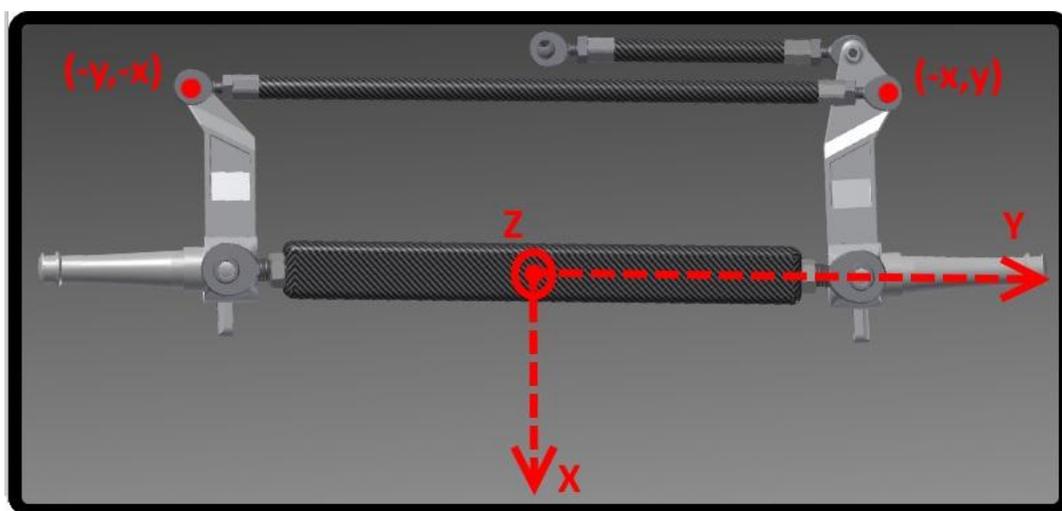


Figura 23 Coordenadas de fixação das rótulas nas alavancas.

Utilizando a folha de cálculo “Parâmetros da Direcção”, fixando as variáveis desejadas e variando o ângulo θ iterativamente, analisando o erro do tamanho da barra para o intervalo de raios de curvatura do circuito tentando simultaneamente obter erro zero para a curva mais crítica (onde o carro dissipa mais energia por escorregamento dos pneumáticos) e o mínimo erro para as demais curvas, chegou-se ao tamanho ideal de barra lb a utilizar, e daí as coordenadas dos pontos de fixação da mesma nas alavancas. Na Figura 24 estão representados os ângulos relativos à geometria de *Ackerman* utilizados na folha de cálculo.

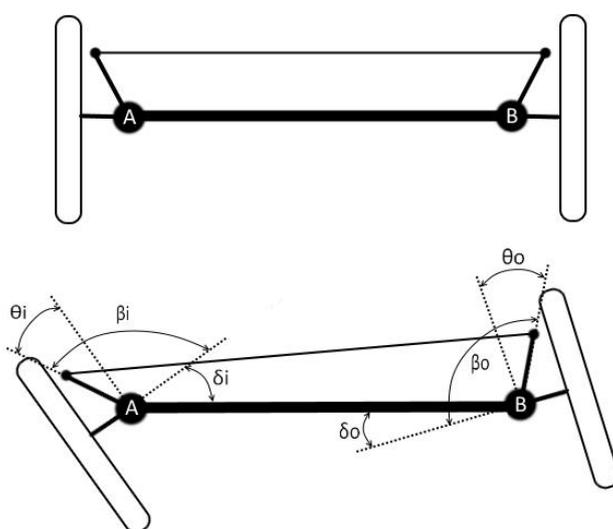


Figura 24 Nomenclatura dos ângulos do sistema de direcção.

As expressões 19 a 34 são as expressões introduzidas na folha de cálculo na secção relativa à parametrização do sistema de direcção.

$$\beta_1 = \beta_i + \delta_i \quad (19)$$

$$\beta_2 = \beta_o + \delta_o \quad (20)$$

$$R_i = \sqrt{x_{c.curvatura}^2 + y_{c.curvatura}^2 - \frac{via^2}{2}} \quad (21)$$

$$R_o = \sqrt{x_{c.curvatura}^2 + y_{c.curvatura}^2 + \frac{via^2}{2}}$$

(22)

$$\alpha_{RFi} = \frac{R_o}{R_i} \times \alpha_{RFo}$$

(23)

$$\alpha_{RFo} = \frac{Fy_{total}}{C\alpha_{RFo} \times \frac{FRD,y}{FRE,y} + C\alpha_{RFi}}$$

(24)

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{x_{c.curvatura}}{y_{c.curvatura} - \frac{via}{2}} + \alpha_{RFi}$$

(25)

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{x_{c.curvatura}}{y_{c.curvatura} + \frac{via}{2}} + \alpha_{RFo}$$

(26)

$$lb = \sqrt{x_i - x_o^2 + y_i - y_o^2}$$

(27)

$$\beta_i = 90^\circ - \theta_i$$

(28)

$$\beta_o = 90^\circ - \theta_o$$

(29)

$$x_i = S \times \cos \beta_1$$

(30)

$$y_i = S \times \sin \beta_1$$

(31)

$$x_o = S \times \cos \beta_2 + l_{AB}$$

(32)

$$y_o = S \times \sin \beta_2$$

(33)

$$\theta_i = -\theta_o$$

(34)

Analizados os dados do veículo na subsecção 9.1, decidiu otimizar-se a parametrização para obter eficiência máxima para uma curva com as características apresentadas na Tabela 5.

Escolhido o tamanho de barra e coordenadas de fixação da barra *lb* ideais foi-se estudar o erro cometido para outros raios de curvatura e velocidades.

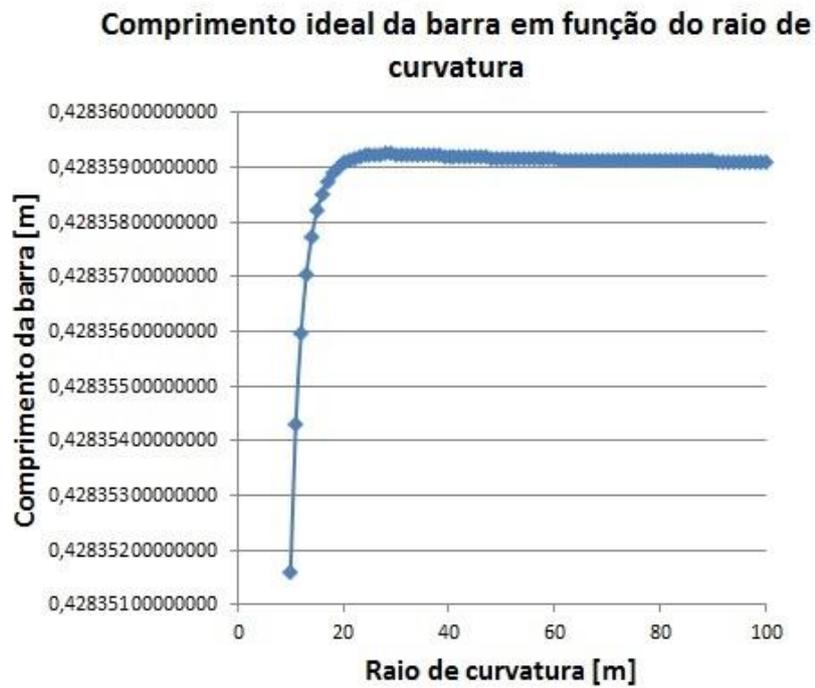


Figura 25 Comprimento ideal da barra para cada raio de curvatura.

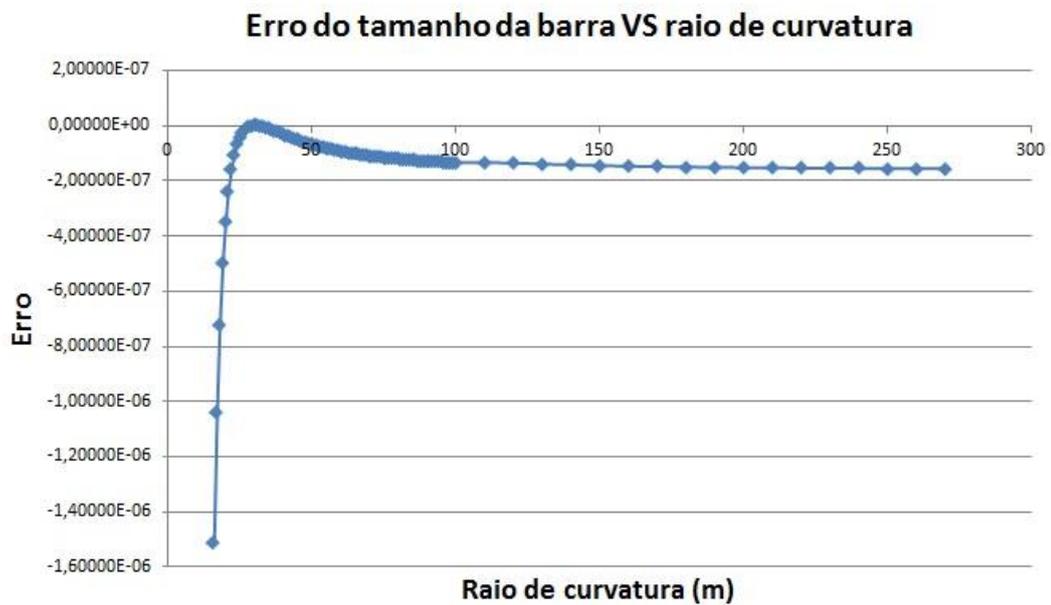


Figura 26 Erro do tamanho da barra VS raio de curvatura

10. DESENHO E SELECÇÃO DOS COMPONENTES

Após toda a parametrização estar concluída esta é a fase em que é posto em prática, um processo iterativo moroso de desenhos feitos com recurso ao *software* de desenho assistido por computador (CAD) *Autodesk Inventor 2014™*, encontrar o melhor compromisso massa/resistência é um enorme desafio, procurando e testando diferentes soluções e geometrias, sempre com a limitação imposta pelos contactos físicos entre componentes.

Sendo o sistema de direcção do Eco Veículo XC20i um sistema já muito promissor e com soluções de construção muito boas, decidiu-se diminuir ao mínimo o risco de optar por uma ou mais soluções que fossem piores que as actuais, tendo mantido algumas características já utilizadas fazendo assim uma optimização do sistema.

Todas as peças foram dimensionadas de forma a suportar as situações mais extremos.

10.1. Desenho dos veios das rodas

Os veios das rodas sofreram uma alteração significativa relativamente aos veios utilizados na versão anterior do Eco Veículo, motivo pelo qual serão sujeitos a uma análise mais profunda e comparativa.

Foi proposta uma solução que passa pela utilização de diâmetros diferentes dos rolamentos interior e exterior da roda, esta solução (Figura 28) permite evitar o sobredimensionamento imposto pela solução em que os rolamentos eram de igual diâmetro (Figura 27) e em que a selecção do rolamento era feita para a zona mais crítica (rolamento interior). Esta situação origina um sobredimensionamento tanto do rolamento exterior como do diâmetro do eixo uma vez que os esforços são máximos junto do encastramento e mínimos na sua zona mais exterior.

Foram também sujeitos a um aumento de 4mm de diâmetro de forma a diminuir as tensões na zona do encastramento, este aumento também permitiu que o veio tenha agora incorporado um batente para o rolamento interior. Na versão anterior quando a roda está do lado de dentro da curva todos os esforços axiais são suportados

pelo rolamento exterior enquanto que quando a roda está do lado de fora da curva são suportados pelo rolamento interior. Na nova versão, e à semelhança da versão anterior quando a roda está do lado de dentro da curva os esforços axiais são todos suportados pelo rolamento exterior, no entanto quando a roda se encontra no lado exterior da curva os esforços passam a ser distribuídos pelos dois rolamentos.



Figura 27 Veio e porca do Eco Veículo XC20i

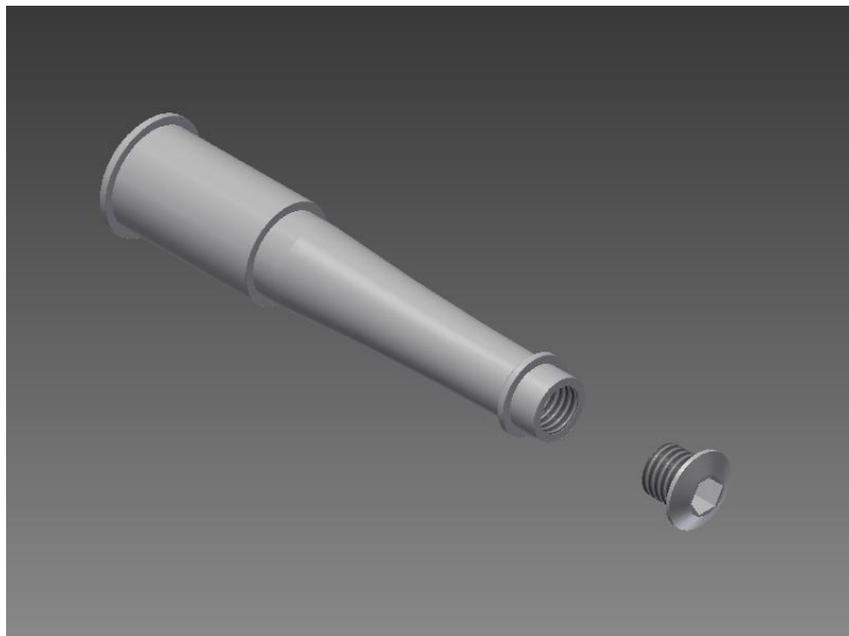


Figura 28 Veio e parafuso do Eco Veículo EV03i

Esta solução traz ainda a vantagem da redução do atrito no rolamento exterior, uma vez que sofreu uma redução de diâmetro de 25% tendo ainda a vantagem

de todo o veio e parafuso de fixação ficarem completamente embutidos dentro do cubo da roda contribuindo assim também para uma melhoria aerodinâmica. Não sendo estas melhorias contempladas nos objectivos principais desta dissertação, as suas vantagens embora obvias não foram quantificadas.

Vantagens do novo sistema:

- Redução da massa do veio em 25%
- Redução da flexão do veio em curva.
- Redução do atrito de rolamento, por se utilizar um dos rolamentos de diâmetro inferior.
- Carga axial distribuída por ambos os rolamentos da roda exterior.
- Veio totalmente embutido dentro da roda, traduzindo-se numa melhoria aerodinâmica.

Desvantagens do novo sistema:

- Maior complexidade de fabrico
- Maior espaço requerido nas mangas de eixo
- Maior dificuldade em travar o parafuso de aperto da roda.

10.1.1. Análise por elementos finitos dos eixos das rodas

Pelos motivos acima mencionados os veios terão que ser submetidos a diferentes análises para o caso em que se encontram do lado de dentro da curva e para o caso em que se encontram do lado de fora da curva.

Todos os valores utilizados foram os valores críticos determinados com recurso às folhas de cálculo.

10.1.1.1. Roda interior à curva

Na solução adoptada no Eco Veículo XC20i, todos os esforços axiais são suportados pelo rolamento exterior, pelo que os esforços radiais são transmitidos ao veio na zona de contacto com os rolamentos e os esforços axiais são suportados pela rosca da porca de aperto da roda.

Procedeu-se então à análise por elementos finitos refinando a malha na zona de maiores tensões obtendo-se uma tensão máxima de aproximadamente 254 MPa, sendo o veio construído em aço de construção ligado Impax Supreme (com a designação F. Ramada PM300 ou 1.2738 ou ainda DIN 40 CrMnNiMo 8-6-4) cuja

tensão de rotura é 1020 MPa e cuja tensão de cedência é 900 MPa ambas a 20°C de temperatura ambiente. Foi encastrado o eixo na zona onde é apertado na manga de eixo e aplicadas as cargas máximas obtidas para a situação mais exigente nas respectivas direcções. Nestas condições representa um coeficiente de segurança baseado na tensão de cedência de 3,40 e um sobredimensionamento do restante veio, como se pode ver na Figura 29.

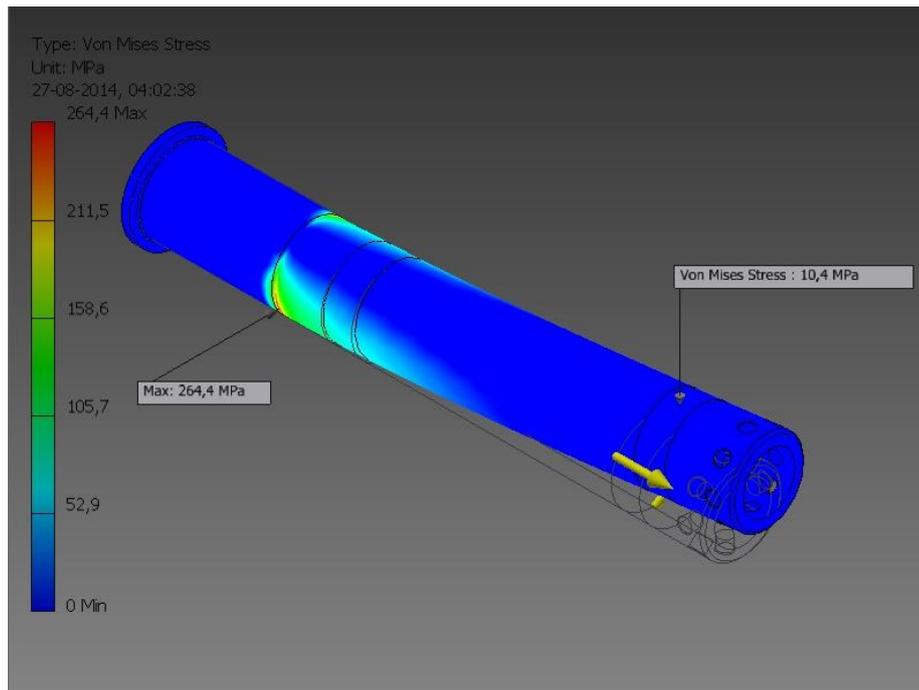


Figura 29 Análise por elementos finitos do eixo da roda interior à curva do Eco Veículo XC20i

Analisando agora o veio para o sistema de direcção do Eco Veículo EV03i, tal como no sistema anterior todos os esforços radiais são suportados por ambos os rolamentos enquanto os axiais são transmitidos apenas ao rolamento exterior, e suportados pela rosca onde o parafuso de aperto da roda aperta.

Procedendo à análise por elementos finitos, e mantendo todas as condições da análise anterior inalteradas, refinando a malha na zona crítica obteve-se uma tensão máxima de aproximadamente 198 MPa, sendo o eixo construído no mesmo material da versão anterior, representa um coeficiente de segurança de 1,39. Como se pode ver na Figura 30.

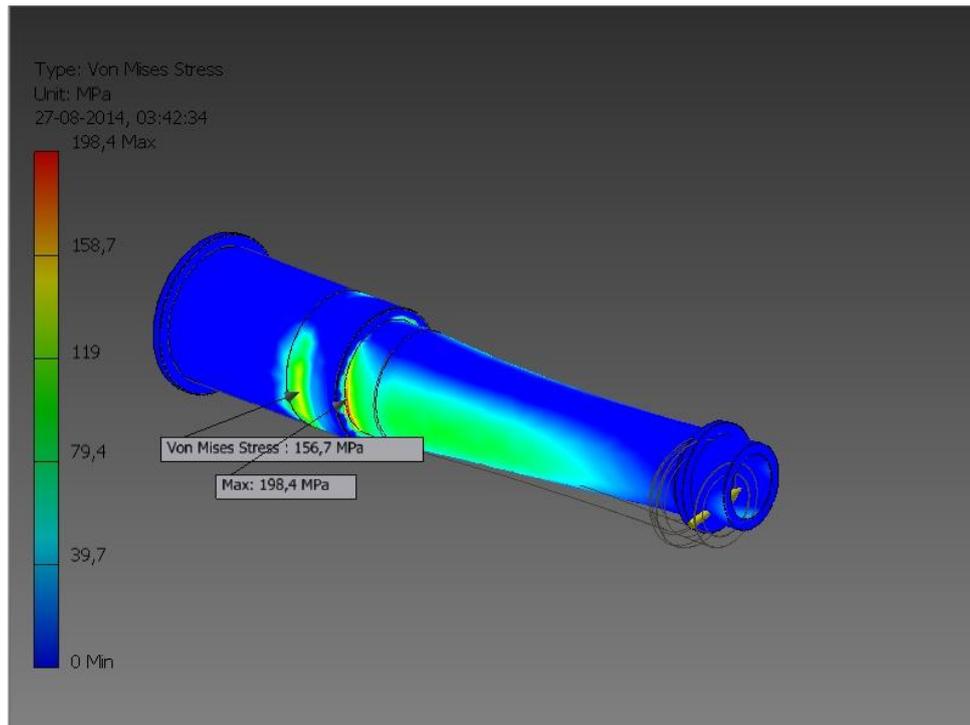


Figura 30 Análise por elementos finitos do eixo da roda interior do Eco Veículo EV03i

Procedeu-se também à análise dos parafusos de aperto da roda, nesta fase encastrou-se o parafuso na zona da rosca e aplicou-se a carga axial máxima somada ao esforço criado pelo pré aperto do parafuso. Estes parafusos foram projectados propositadamente para este fim. São responsáveis por suportar todos os esforços axiais. Na situação mais extrema o parafuso de aperto da roda exterior à curva terá que suportar cerca de 198 N de carga axial, o parafuso que será construído em alumínio 6061 apresentou-se apto para suportar esforços na ordem dos 1000 N com um coeficiente de segurança de 3,4. Este valor dá-nos margem para fazer um pré-esforço de cerca de 800 N em plena segurança, podendo portanto apertar o parafuso com um binário de 2,4 N·m, valor calculado com base na expressão (35).

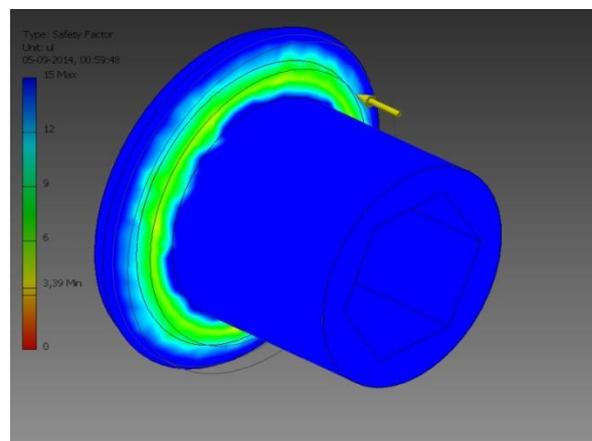


Figura 31 Análise por elementos finitos do parafuso de aperto da roda do Eco Veículo EV03i

$$T_{\text{aperto}} = k_{\text{parafuso}} \times F_x \times d_n \text{ N} \cdot \text{m}$$

(35)

$$= 0,2 \times 1000 \text{ N} \times 12 \times 10^{-3} \text{ m} = 2,4 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Como já foi referido diversas vezes, uma das características que o novo sistema terá que garantir é elevada resistência. Para quantificar a evolução da resistência do novo sistema foi feita uma simulação onde foram aplicadas as cargas máximas que ocorrem quando o veículo descreve a curva mais exigente do percurso, simultaneamente a curva com menor raio e descrita a maior velocidade, e medidos os deslocamentos na zona do rolamento exterior. Os dados obtidos estão na Tabela 7.

Sistema	Deslocamento [mm]	Redução [%]
XC20i	0.2304	-
EV03i	0.0517	77.6

Tabela 7 Comparação do deslocamento dos eixos

10.1.1.2. Roda exterior à curva

A análise do eixo da roda exterior à curva foi feita nas mesmas condições do eixo da roda interior, encastrou-se no eixo na zona onde é apertado na manga de eixo, tendo em seguida sido aplicadas as forças máximas obtidas nos rolamentos na situação mais desfavorável. No veio do Eco veículo XC20i os esforços axiais são suportados pela manga de eixo, obtendo assim uma tensão máxima de aproximadamente 263 MPa, representando um coeficiente de segurança de 3,43 como se pode ver na Figura 32.

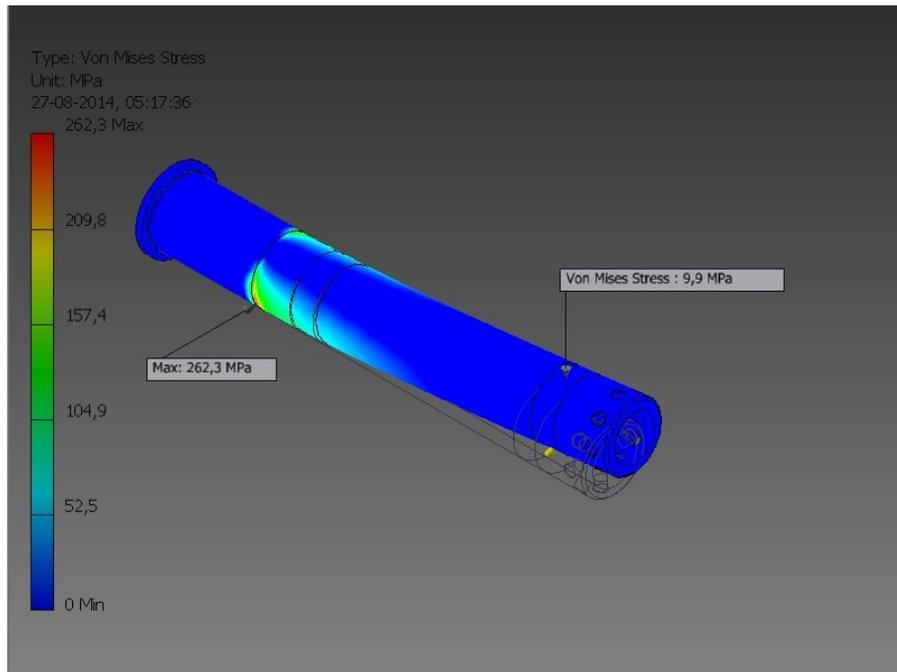


Figura 32 Análise por elementos finitos do eixo da roda exterior do Eco Veículo XC20

No caso do veio do Eco Veículo EV03i, os esforços axiais são suportados pelos batentes incorporados no veio, onde o valor máximo de tensão obtido foi de aproximadamente 262 MPa, obtendo-se assim um coeficiente de segurança de 1,38.

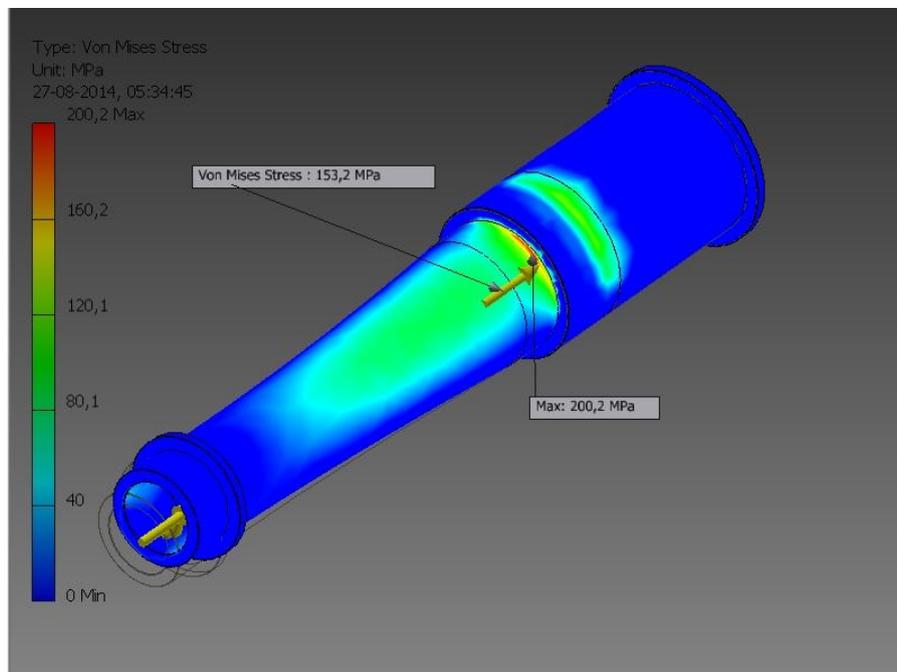


Figura 33 - Análise por elementos finitos do eixo da roda exterior do Eco Veículo EV03i

10.2. Desenho das mangas de eixo

As mangas de eixo são componentes de extrema importância no sistema de direcção, interligam os veios das rodas, as alavancas e fazem a conexão de todo o sistema de direcção ao chassis.

Sendo as mangas de eixo do Eco Veículo XC20i já bastante evoluídas e com soluções de construção bastante promissoras, decidiu-se manter as soluções de construção principais, passando a melhoria das mangas de eixo principalmente pela redução de massa e adaptação à diferente geometria dos novos veios e alavancas. No antigo sistema de direcção na manga de eixo direita o travão encontra-se atrás da linha do veio da roda enquanto na manga de eixo esquerda se encontra à frente da linha do veio da roda, foi adoptada esta solução porque o tubo do travão Shimano™ XTR M975 está situado na parte superior e é perpendicular à superfície, desta forma ambos os tubos saíam pela parte inferior do veículo. Nas mangas de eixo do novo sistema os travões passam a estar ambos montados atrás do veio das rodas, sendo que os travões são de bicicleta, desenhados para trabalhar sempre com o apoio à esquerda do disco, o travão da manga de eixo esquerda terá que ser montado invertido saindo um tubo por cima e outro por baixo, tudo indica que não haverá interferências. Na Figura 34 estão representadas as versões finais das mangas de eixo direita (1) e esquerda (2).

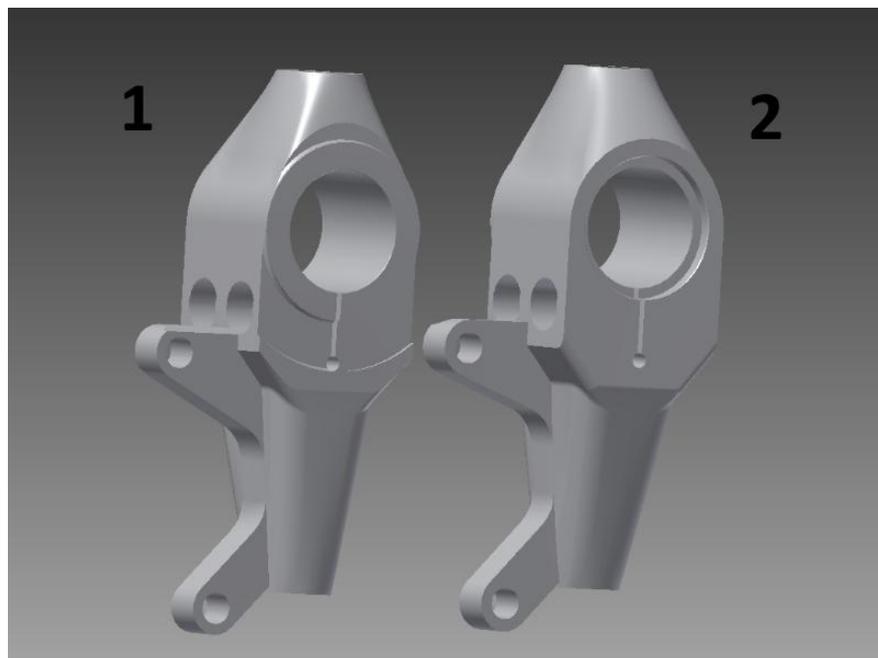


Figura 34 Mangas de eixo direita (1) e esquerda (2) do Eco Veículo EV03i.

10.2.1. Análise por elementos finitos das mangas de eixo

A análise por elementos finitos das novas alavancas é algo complexa, após análise das soluções de construção e da distribuição dos esforços pela estrutura constatou-se que não faz sentido fazer a simulação deste componente isolado, o veio desempenha um papel fundamental no suporte aos esforços induzidos pelo aperto dos parafusos, que simultaneamente apertam o veio e seguram a alavanca.

Após muitas tentativas falhadas de obter valores fiáveis com uma montagem de todos os componentes optou-se por fazer várias simulações separadas, uma para a interacção dos esforços dos parafusos e alavanca na manga de eixo e outra para os esforços transmitidos pelo eixo numa situação limite de solicitação.

As tensões máximas obtidas no caso em que o veio transmite esforços numa situação limite foram de aproximadamente 60 MPa, foram aplicadas as forças resultantes da situação mais exigente e foram limitados os movimentos nas roscas onde as rótulas apertam, limitou-se também o escorregamento na área onde a alavanca encosta na manga de eixo, resultando num coeficiente de segurança de 4,5. A simulação foi feita com o veio montado na manga de eixo, foi-lhe retirada a visibilidade para uma melhor percepção da distribuição das tensões.

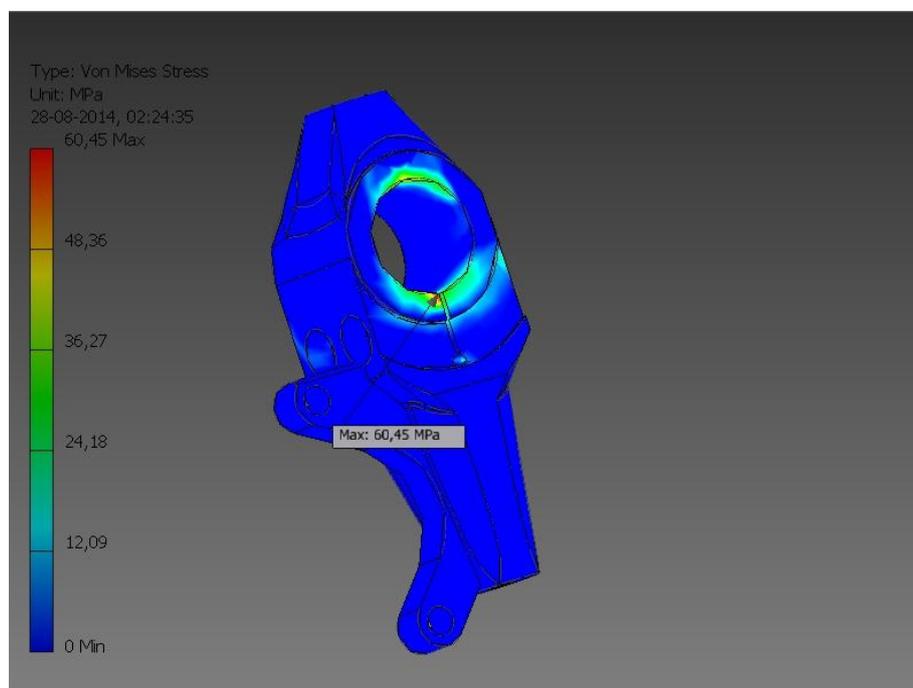


Figura 35 Tensões transmitidas à manga de eixo numa situação limite.

Para fazer a simulação foi necessário introduzir os esforços subjacentes ao aperto dos parafusos que apertam o veio e a manga de eixo simultaneamente, os

parafusos em causa são parafusos M6 com 50mm de comprimento ,apertados com um torque de 120 N·m, o que se reflecte numa força axial de 200 N por parafuso, originando então que a alavanca faça uma força de 400 N na manga de eixo, introduzidos os esforços descritos obtivemos os seguintes resultados, tensões máximas na ordem de aproximadamente 26 MPa, obtendo um coeficiente de segurança superior a 10, mas sobretudo um deslocamento máximo de apenas 0,003169 mm.

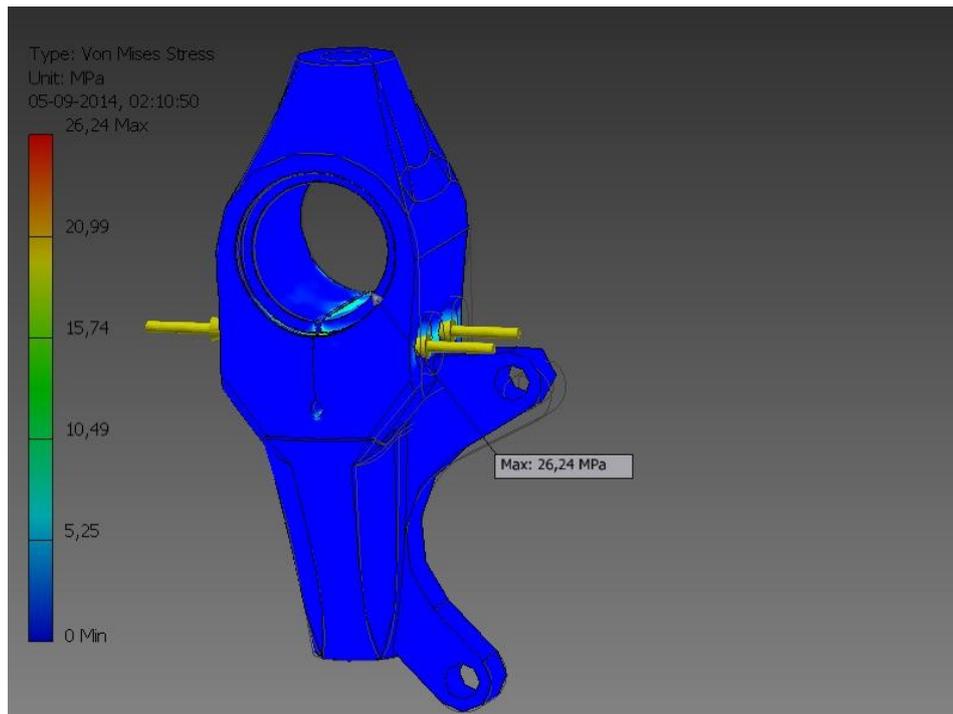


Figura 36 Tensões transmitidas à manga de eixo pelos parafusos de aperto do veio e alavanca.

Procedeu-se também à análise por elementos finitos dos apoios dos travões. Para calcular os esforços presentes nos apoios utilizaram-se os esforços máximos que ocorrem quando o veículo trava a fundo e considerou-se que os travões têm capacidade para bloquear as rodas. Assumindo essas condições, calculou-se a força que o travão exerce sobre a manga de eixo:

$$T_{travagem} = \mu \times N \times R_{roda} = 0,8 \times 323 \text{ N} \times 0,237 \text{ m} = 61,24 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} T_{travagem} = F_{travão} \times r_{disco} &\Rightarrow F_{travão} = \frac{T_{travagem}}{r_{disco}} = \frac{61,24 \text{ N} \cdot \text{m}}{0,140} \\ &= 437,4 \text{ N} \end{aligned} \quad (37)$$

Uma vez que o travão é uma peça rígida considerou-se que a força era igualmente distribuída pelos dois apoios pelo que a força aplicada considerada em cada apoio é de aproximadamente 219 N.

Para fazer esta análise encastrou-se a manga de eixo nas suas extremidades superior e inferior e aplicaram-se as devidas forças nos furos do apoio do travão, obtiveram-se então aproximadamente 46 MPa de tensão máxima, o que significa que o apoio estará dimensionado com um coeficiente de segurança de 5,9.

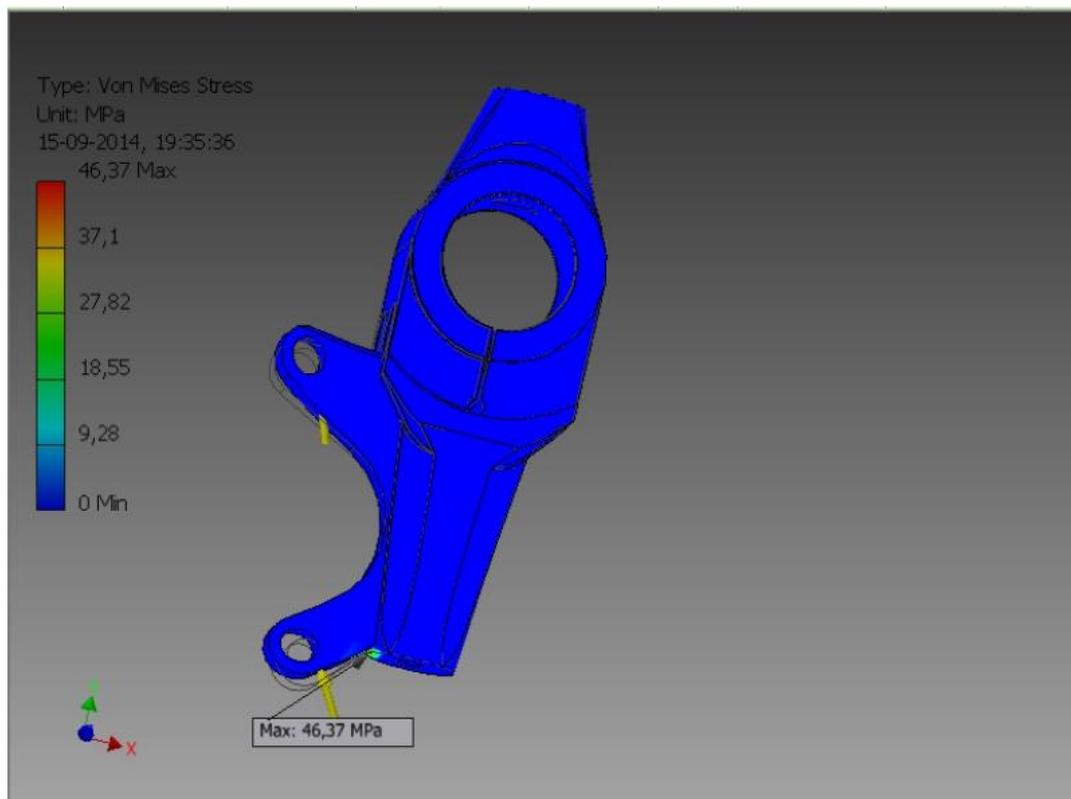


Figura 37 Tensões transmitidas à manga de eixo pelo travão.

10.3. Desenho das alavancas

As alavancas têm como finalidade transmitir o movimento da barra de controlo às mangas de eixo, é nas alavancas que a parte mais importante da parametrização do sistema de direcção é reflectida. No entanto, este capítulo foca-se essencialmente nas soluções de construção dos componentes.

Também neste caso temos duas alavancas distintas, uma para o lado direito do veículo (figura 39), que recebe ordens da barra de controlo e as transmite à manga de eixo respectiva e simultaneamente à alavanca esquerda, que por sua vez transmite o movimento à manga de eixo esquerda.

A principal preocupação neste género de componentes não é a sua resistência mecânica aos esforços ou a rotura do componente, mas sim que tenha uma baixa deformação quando submetida aos esforços para assim garantir que a geometria não sofre alterações durante o trabalho. De pouco serve todo este trabalho de precisão se a montagem dos componentes não for perfeita, para garantir essa condição e obter exactamente a geometria pretendida, os parafusos que unem as alavancas às mangas de eixo são munidos de centradores em aço, como mostra a Figura 38

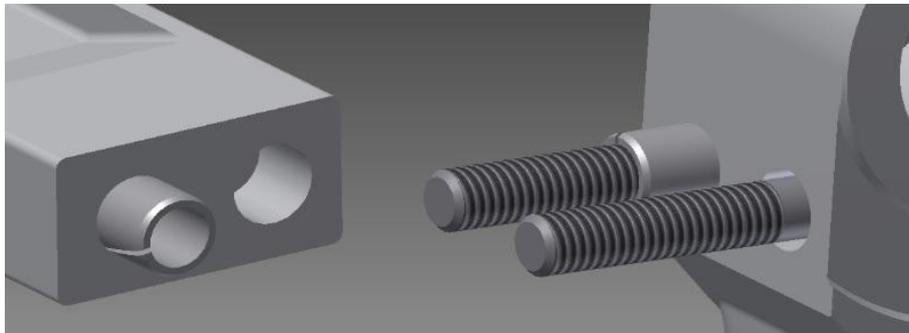


Figura 38 Centradores de montagem das alavancas.

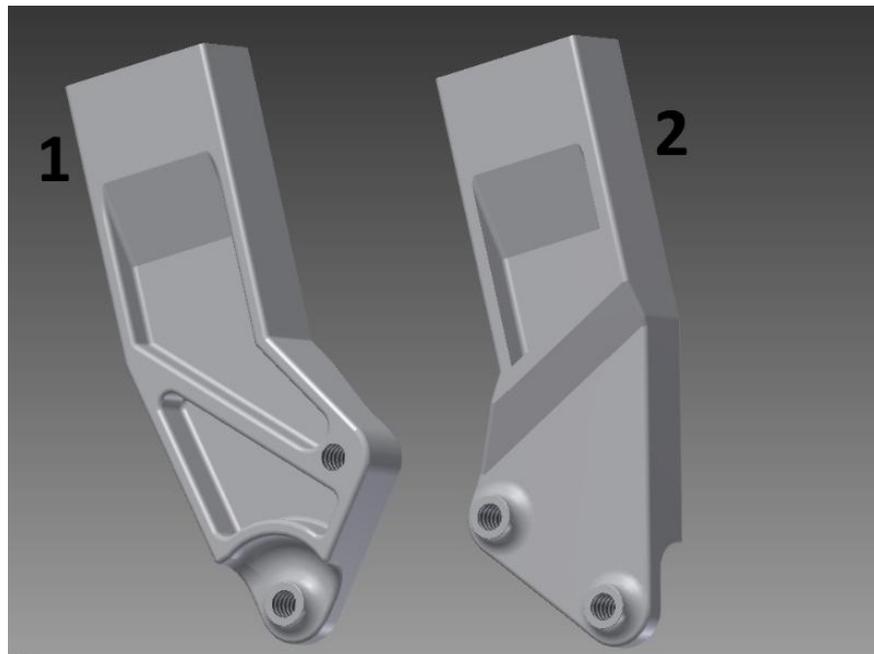


Figura 39 Vista inferior (1) e superior (2) da alavanca esquerda.

10.3.1. Análise por elementos finitos das alavancas

Os esforços suportados por estes componentes são relativamente baixos, na ordem dos 40 N, valores obtidos na folha de cálculo “parâmetros finais direcção” em anexo, esses esforços são transmitidos à alavanca pela barra lb e surgem apenas pela resistência que o pneumático oferece ao curvar, os esforços transmitidos pela barra de controlo à alavanca serão sempre de sentido contrário, pelo que o caso menos favorável acontece quando supomos que a barra de controlo não está a actuar e que por sua vez uma das rodas está a ser forçada a virar for uma força externa ao veículo, sendo a outra roda solitária.

Para fazer a análise às alavancas, encastraram-se as mesmas na zona de contacto com as mangas de eixo e aplicaram-se as devidas forças nos furos de aperto das rótulas. O deslocamento da alavanca direita (Figura 41) quando ocorre a situação mais crítica é de apenas 0,006808 mm e o da alavanca esquerda (Figura 40) de 0,004139 mm, uma vez que os sentidos dos deslocamentos são opostos somam-se, resultando num total de 0,010974 mm.

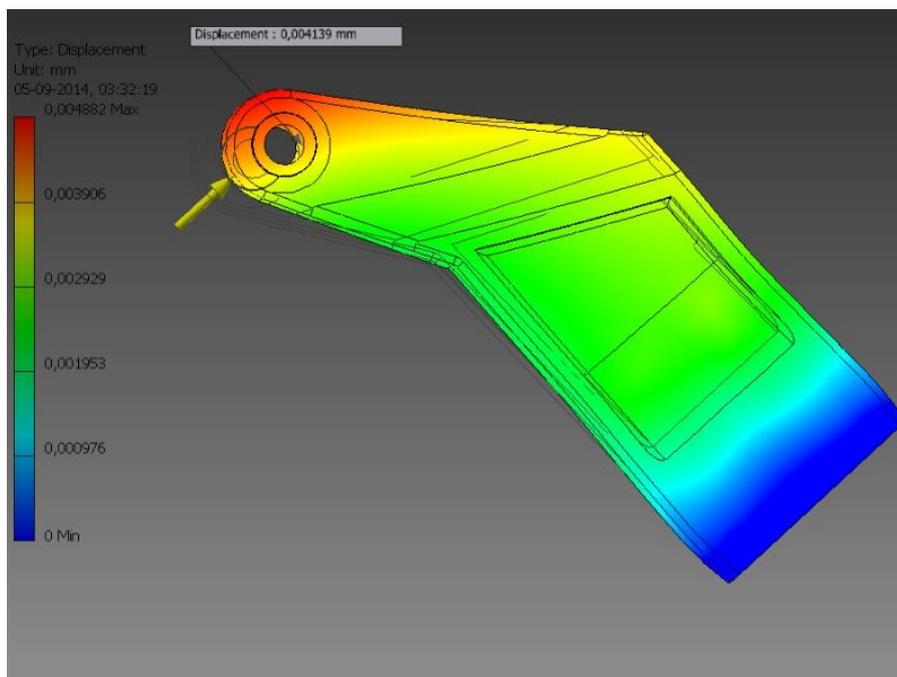


Figura 40 Deslocamento da alavanca esquerda em carga máxima.

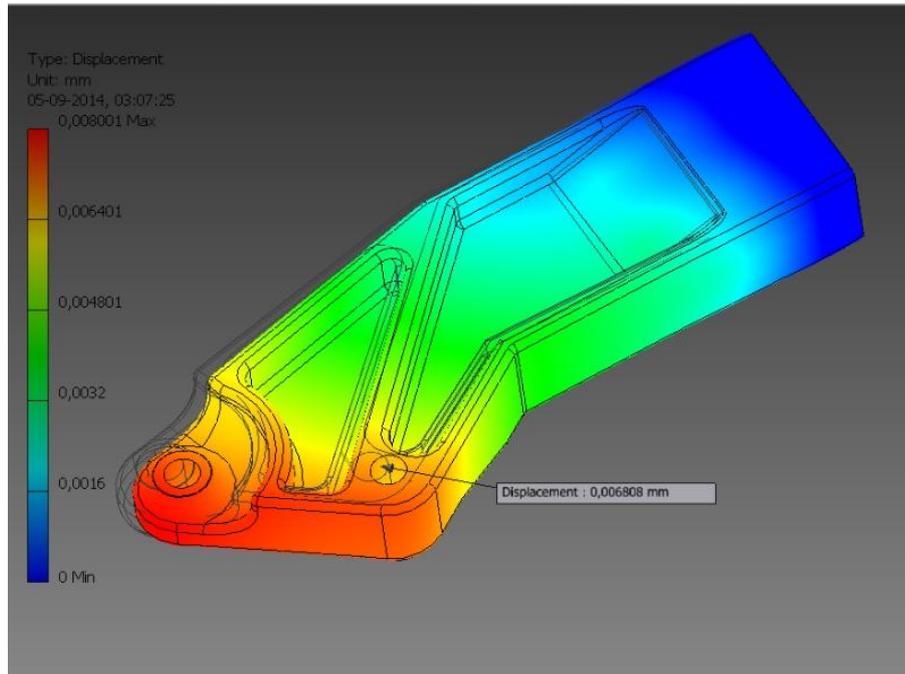


Figura 41 Deslocamento da alavanca direita em carga máxima.

10.4. Desenho das barras de controlo e lb

Na construção das barras de controlo e lb o principal objectivo era conseguir baixar a massa sem comprometer de forma alguma a resistência, principalmente na barra lb, uma vez que é a barra que define o alinhamento das rodas do veículo, e este, acima de tudo, tem que ser perfeito.

A solução encontrada está representada na figura 42 passou por utilizar uma barra de fibra de carbono (4) a ligar duas ponteiras de Aço (3) onde será efectuado o alinhamento, nestas ponteiras será introduzida uma rótula (1) e uma contra porca (2), esta rótula transmitirá os esforços à alavanca. As roscas utilizadas serão distintas, num dos lados serão direitas, e no outro esquerdas, o que nos permitirá alinhar a direcção sem ter que desacoplar nenhuma das rótulas. O esquema de montagem pode ser visto na Figura 42 e é válido para ambas as extremidades das duas barras (figura 43).

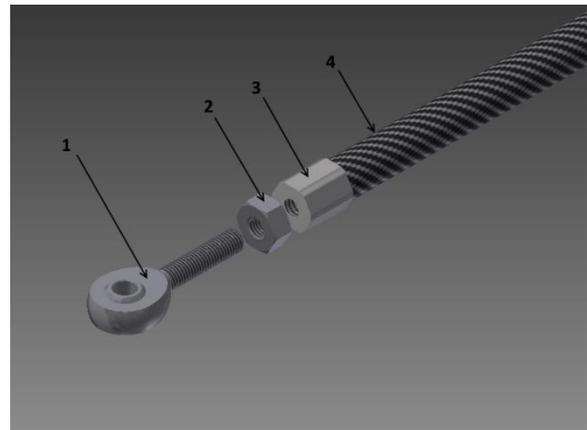


Figura 42. Componentes das barras

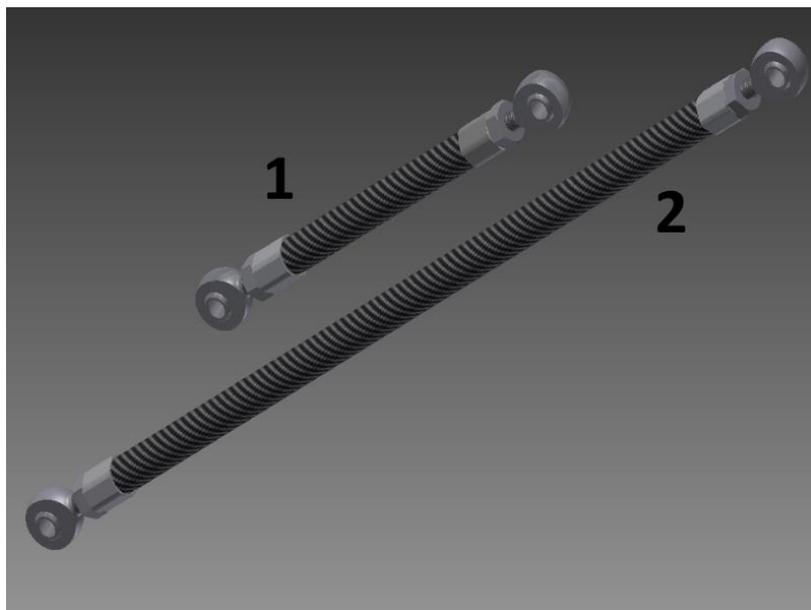


Figura 43 Barra de controlo (1) e barra lb (2).

As ponteiros terão que ser construídas em aço, enquanto os restantes componentes, as contra porcas, rótulas e barra de fibra de carbono serão comprados.

As ponteiros serão unidas às barras de fibra de carbono por meio de um adesivo específico para unir fibra de carbono com metal também a ser adquirido.

O valor de aquisição de tubos de fibra de carbono e adesivo é consideravelmente reduzido, tendo sido encontrado um revendedor online, após análise seleccionou-se a barra “Pultruded Carbon Fibre Tube 12mm (10mm) – 1m Length” e o adesivo “Permabond ET500 50ml”, sendo que um metro será suficiente para ambas as barras. O vendedor facultou tabela de especificações, que segue em Anexo B.

A comprar	Preço [€]
Tubo Fibra de carbono 12mm (10mm) – 1m	14.50
Adesivo Permabond ET500 – 50ml	13.50

Tabela 8 Material a ser adquirido.

O adesivo seleccionado garante suportar forças de 12-16 N/mm², as ponteiros da barra foram desenhadas de forma a maximizar a superfície de contacto de colagem, como se pode ver na Figura 44. Como a ponteira garante uma área de contacto de 2189,05 mm² a nossa montagem final suportará esforços superiores a 180 N.

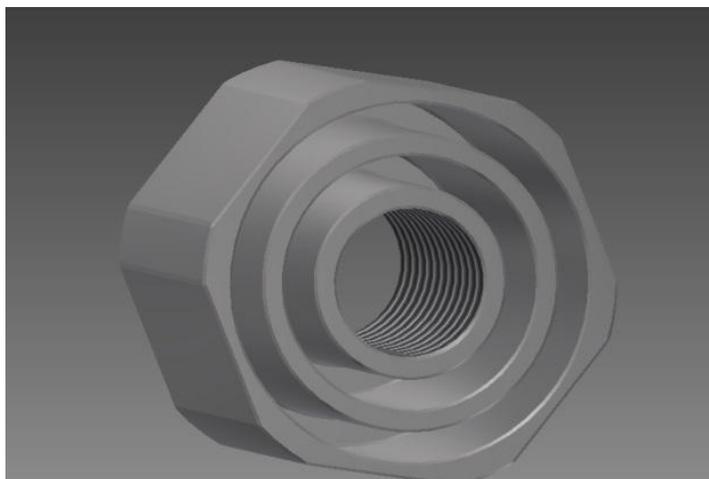


Figura 44. Área de contacto ponteira-barra

10.4.1. Análise por elementos finitos das barras de controlo e lb

A situação mais exigente para estas barras é virar as rodas com o carro imobilizado, é de extrema importância que sobretudo a barras lb apresente uma enorme resistência à tração e compressão, para que ocorram apenas deformações desprezáveis, evitando assim desalinhamentos de direcção durante as curvas, ao satisfazer esta condição está-se a sobre dimensionar a barra do ponto de vista da resistência à rotura. A barra de controlo tem apenas a função de transmitir o movimento da coluna de direcção à alavanca direita, não tendo portanto qualquer influência no alinhamento relativo das rodas do veículo, no entanto para que o piloto tenha um bom *feedback* do sistema de direcção, evitando assim correcções desnecessárias (prejudiciais ao desempenho do veículo).

Quando se gira o guiador para a direita a barra de controlo trabalha à compressão enquanto a barra lb trabalha à tracção e vice-versa.

Foi feita uma folha de cálculo capaz de calcular os esforços transmitidos às barras, esses esforços são apresentados na Tabela 9, representando o sinal + que a barra está à tracção e o sinal – que está à compressão, assim como os alongamentos sofridos pelas barras quando solicitadas por esses esforços (simulações das barras no APÊNDICE B). As propriedades mecânicas utilizadas estão na Tabela 14 do Apêndice B.

Curva	Força [N]		Alongamento máximo [%]	
	À direita	À esquerda	À direita	À esquerda
Barra lb	+ 26.51	- 26.51	$9,89 \times 10^{-4}$	$-9,89 \times 10^{-4}$
Barra controlo	- 44.54	+ 44.54	-1.06×10^{-3}	1.06×10^{-3}

Tabela 9 Forças e alongamentos das barras.

Como se pode verificar, mesmo na situação mais desfavorável o tanto o alinhamento da direcção como a precisão da direcção nunca ficam comprometidos.

O adesivo também não terá quaisquer dificuldades em garantir a união dos componentes.

10.5. Selecção das rótulas

As rótulas serão aplicadas em 3 pontos do sistema de direcção:

- Ligação do sistema de direcção ao chassis do veículo
- Ligação das extremidades da barra lb às alavancas
- Ligação das extremidades da barra de controlo, uma à alavanca

direita e a outra à alavanca da coluna de direcção.

Um dos aspectos mais importantes na selecção das rótulas é que elas garantam rigidez suficiente para se poder desprezar o seu deslocamento quando o veículo descrever a curva mais exigente do percurso (Tabela 5) só assim se pode garantir que os todos os dados provenientes das folhas de cálculo são fiáveis.

Foi criada uma secção na folha de cálculo para a selecção das rótulas de suporte às mangas de eixo seguindo o método descrito no (Nisbett, 2008), tendo sido seleccionadas as rótulas XAM-6.

10.6. Efeito dos deslocamentos

Nesta subsecção o objectivo é quantificar o efeito dos deslocamentos sofridos pelos componentes mais influentes. Com a ajuda de uma folha de cálculo criada para o efeito obtivera-se os valores presentes na Tabela 10.

Componente	Deslocamento máximo [m]
Alavanca direita	$6,5080 \times 10^{-6}$
Alavanca Esquerda	$4,1390 \times 10^{-6}$
Barra lb	$4,2390 \times 10^{-6}$

Tabela 10 Deslocamentos dos componentes mais influentes.

Deslocamento total [m]	$3,299 \times 10^{-6}$
Erro [graus]	0,0089

Tabela 11 Erro provocado pelos deslocamentos dos componentes

O erro implícito aos deslocamentos sofridos pelos componentes é bastante muito pequeno, supondo que a roda direita faz o ângulo exacto pretendido a roda esquerda terá uma divergência de $0,0089^\circ$.

Este resultado demonstra que o objectivo foi cumprido no que refere à rigidez do sistema.

11. MONTAGEM DO SISTEMA DE DIRECÇÃO

A montagem do sistema revela muitas falhas que não são detectáveis ao desenhar peças soltas, no topo da lista estão as interferências directas, logo seguidas de interferências de movimento e ainda incoerências de dimensionamento. Houve melhorias a vários níveis, as menos perceptíveis e mais importantes são as melhorias de parametrização, já as mais notórias são as alterações relativas à diminuição da massa do sistema e alteração da solução do eixo das rodas.

Na Figura 45 está representada a montagem do cubo no novo eixo, o cubo presente na imagem foi gentilmente cedido pela sua autora Teresa Cruz Faria, responsável pelo projecto das rodas do Eco Veículo EV03i, na dissertação de mestrado (“Projeto e construção das rodas da frente e da roda traseira de um veículo de elevado desempenho energético”).

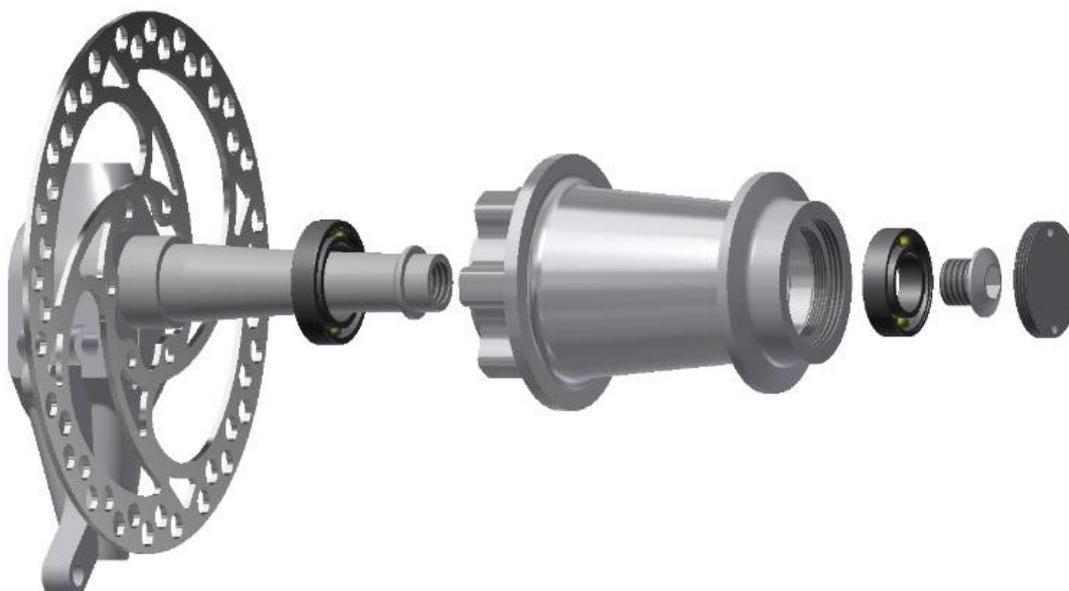


Figura 45 Esquema de montagem e componentes do sistema novo cubo-eixo.

Na Figura 46 está representado o sistema de direcção já montado, uma vez que o chassis do Eco Veículo EV03i está ainda em fase de desenvolvimento não foi possível projectar a coluna, balanço e guiador a acoplar neste sistema de direcção, foram então montados os componentes do modelo XC20i de forma a que fique perceptível o accionamento e principio de funcionamento do sistema.



Figura 46 Sistema de direcção montado.

Na Tabela 12 está a lista de componentes do sistema de direcção e respectivas massas, e na Figura 47 um gráfico que ajuda a ter percepção dos melhoramentos, que foram na ordem dos 27%, valor bastante satisfatório, principalmente tendo em conta que nos componentes directamente comparados com o sistema antigo se obteve uma rigidez mais elevada.

Componentes	XC20i	EV03i	Redução (%)
Manga de eixo direita [kg]	0.157	0.144	8.3
Manga de eixo esquerda [kg]	0.159	0.144	9.4
Barra lb [kg]	0.151	0.028	81.5
Barra de controlo [kg]	0.021	0.016	23.8
Veio da roda direita [kg]	0.179	0.133	25.7
Veio da roda esquerda [kg]	0.179	0.133	25.7
Alavanca Direita [kg]	0.096	0.078	18.8
Alavanca Esquerda [kg]	0.066	0.061	7.6
Parafuso de aperto das rodas [kg]	0.006	0.003	50
Peso total [kg]	1.014	0.740	27.0
Redução total [kg]	0.274		

Tabela 12 Comparação da massa dos sistemas.

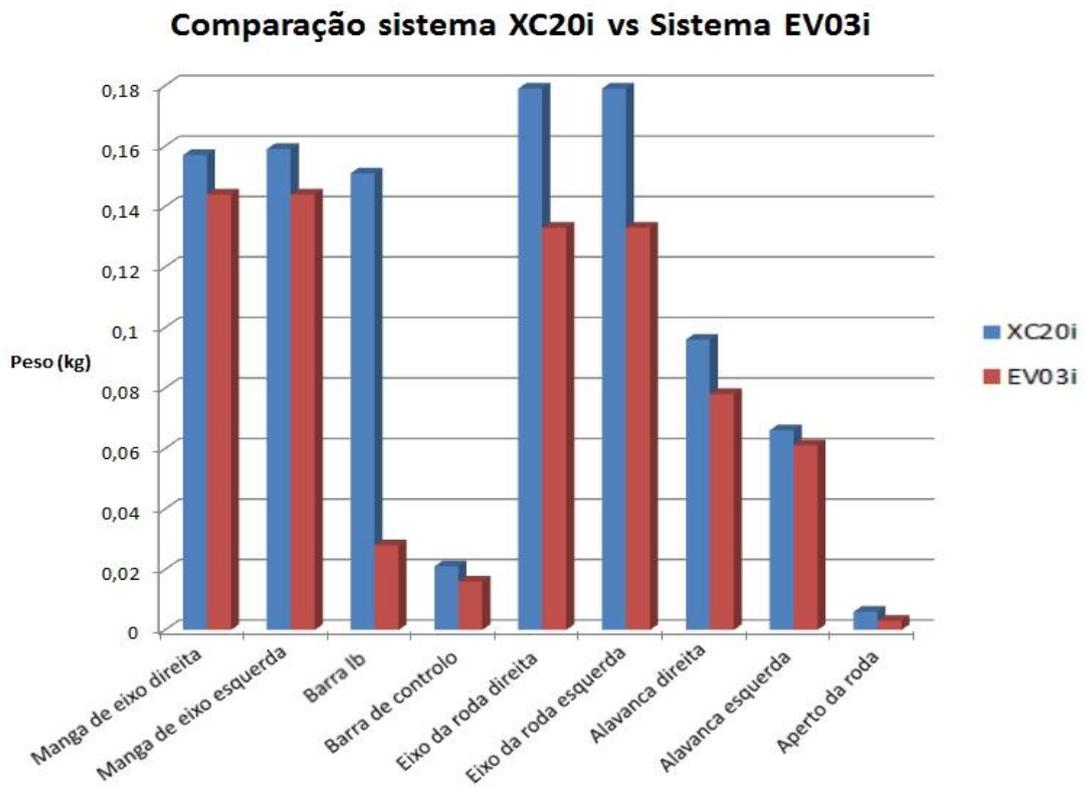


Figura 47 Gráfico de comparação da massa dos vários componentes do sistema de direcção

12. CONCLUSÕES

No início do presente trabalho havia um certo desconhecimento dos parâmetros que influenciam o comportamento de um veículo em curva e da forma como o influenciam, sendo conceitos relativamente fáceis de compreender são de complexidade excessiva face aos benefícios decorrentes da sua aplicação na generalidade dos veículos, sendo portanto desprezados. Esta situação complicou e atrasou muito o desenvolvimento de todo trabalho, a escassez de bibliografia que abordasse o escorregamento e a “inexistente” bibliografia que o relacionasse entre rodas e quantificasse a sua influência.

Sendo o Eco Veículo um exemplo de excelência a nível de eficiência não se quis deixar nada em aberto, tentou simplificar-se apenas o indispensável levando a um alto nível o rigor da parametrização.

O processo de cálculo dos escorregamentos e principalmente das relações entre escorregamentos e influências de uns sobre os outros tornaram-se muito mais demorados e complexos do que pareciam numa primeira abordagem.

O mais relevante neste trabalho são os métodos desenvolvidos e folhas de cálculo criadas que poderão contribuir no futuro para o projecto do Eco Veículo e não só.

O processo de desenvolvimento de novas soluções, desenho e testes em simulação tiveram que ser realizados num curto intervalo de tempo, sendo o sistema de direcção do Eco Veículo XC20i já muito promissor optou-se por manter o princípio de funcionamento e montagem da maior parte dos componentes, tendo as principais alterações ocorrido nos componentes menos refinados. O processo de desenho das peças foi bastante moroso e de certa forma iterativo, tendo havido muitas interferências que foram surgindo com montagens de novas peças, não estando o sistema livre de alguma possível interferência com o futuro chassis, as possibilidades de ocorrência foram diminuídas ao mínimo, tendo sido compactado o sistema ao máximo e tomando como referência o chassis do modelo XC20i.

Os principais objectivos propostos foram alcançados, conseguiu-se um sistema de direcção com uma parametrização otimizada, uma massa reduzida em 27% contribuindo assim para um ainda melhor desempenho do futuro Eco Veículo EV03i.

13. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Blundell, M., & Harty, D. (2004). *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Oxford, UK: Elsevier.

Gillespie, T. (s.d.). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers Inc.

Jazar, R. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York, USA: Springer.

MSPC. (Dezembro de 2007). *Forças de Atrito I-20*. Obtido em Agosto de 2014, de http://www.mspc.eng.br/mecn/fric_120.shtml

Nisbett, B. (2008). *Shiley's Mechanical Engineering Design*. USA: McGraw-Hill.

Permabond. (16 de Setembro de 2011). *Permabond Engineering Adhesives*. Obtido em Agosto de 2014, de <http://www.easycomposites.co.uk/downloads/TDS/EC-TDS-ET500.pdf>

Santin, J., & et al., e. (2007). *The world's most fuel efficient vehicle design and developement of pac car II*. Zurich: Hochschulverlag AG.

Stéphane, J., Charara, A., & Meizel, D. (s.d.). *Vehicle Sideslip Angle Observers*.

TEAM-BH Forum. (2013). Obtido em Agosto de 2014, de <http://www.team-bhp.com/forum/long-term-ownership-reviews/3648-hm-ambassador-45th-year-reincarnation-process-progress-14.html>

ANEXO A

Seleção de parafusos

O coeficiente de atrito entre o alumínio da manga de eixo e o aço do veio foi retirado da Tabela 13. O método utilizado foi aplicado numa secção da folha de cálculo “parâmetros finais da direcção”.

Material	Material	Estático s/ lubrificação	Deslizamento s/ lubrificação	Estático c/ lubrificação	Deslizamento c/ lubrificação
Aço	Bronze de alumínio	0,45	-	-	-
Aço	Grafite	0,1	-	0,1	-
Aço	Latão	0,35	-	0,19	-
Aço	Liga de cobre e chumbo	0,22	-	0,16	0,15
Aço médio C	Aço médio C	0,74	0,57	-	-
Aço médio C	Chumbo	0,95	0,95	0,5	0,3
Aço médio C	Ferro fundido	-	0,23	0,18	0,13
Alumínio	Alumínio	1,9	1,4	-	-
Alumínio	Aço médio C	0,61	0,47	-	-
Borracha	Asfalto seco	-	0,5-0,8	-	-
Borracha	Asfalto úmido	-	0,25-0,75	-	-
Borracha	Concreto seco	1,0	0,6-0,85	-	-
Borracha	Concreto úmido	-	0,45-0,75	-	-
Bronze	Aço	-	-	0,16	-

Tabela 13 Tabela de coeficiente de atrito entre vários materiais (MSPC, 2007)

Foram também seleccionados os parafusos para os demais componentes, o parafuso seleccionado para unir as mangas de eixo às rótulas superiores foram os 3/8-24UNF com 30mm de comprimento, para unir os casquilhos inferiores às mangas de eixo serão usados os parafusos Isso M6 com 40mm de comprimento, para todas as restantes rótulas que unem as barras às alavancas os parafusos usados serão os 1/4-20UNF com 20mm de comprimento.

Altimetria do circuito de Ahoy em Roterdão, Holanda.

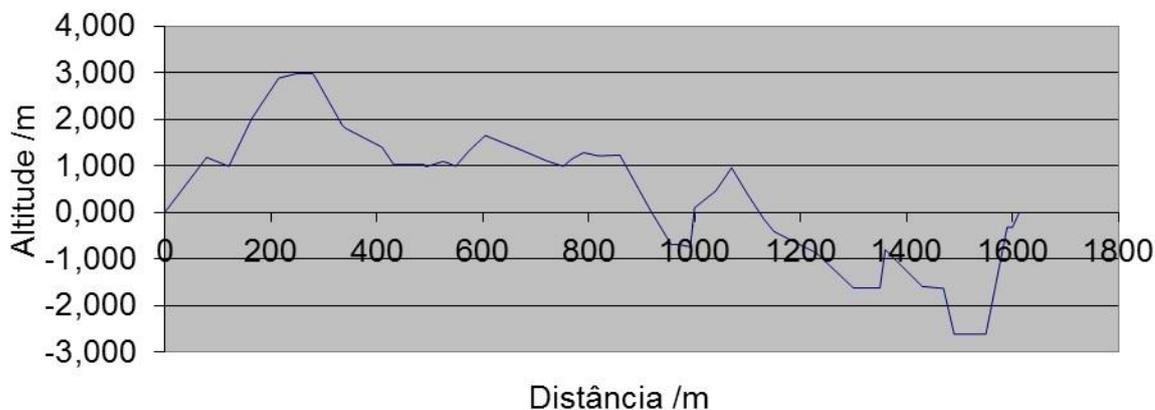


Figura 48 Altimetria do circuito de Ahoy

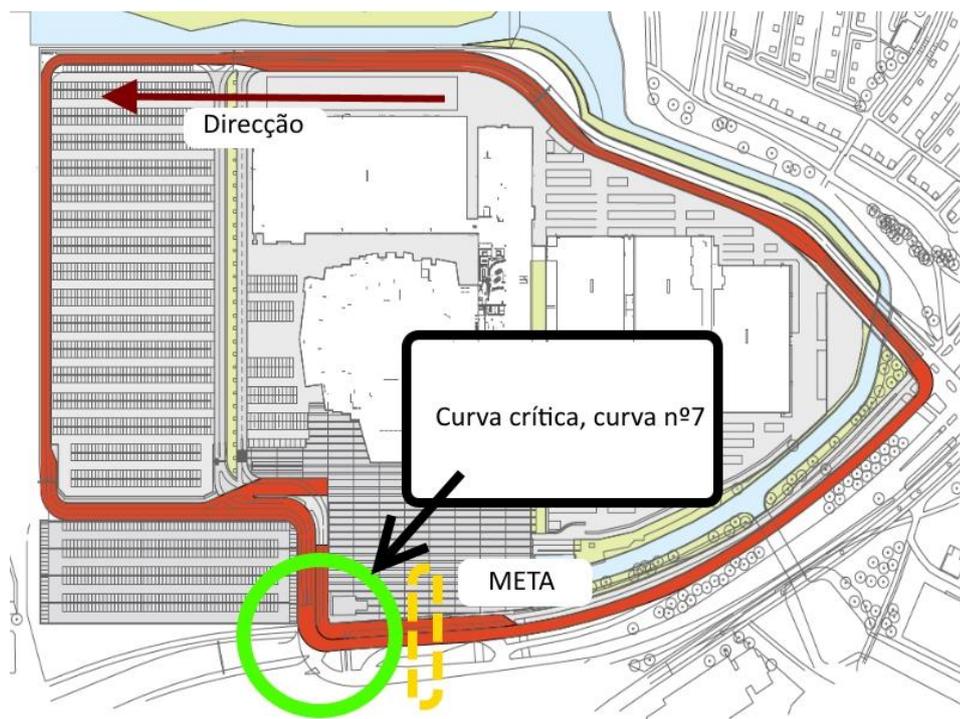


Figura 49 Circuito de Ahoy.

ANEXO B



PERMABOND ET500
Two-Part Epoxy
Technical Datasheet

Features & Benefits

- Fast setting
- Full cure at room temperature
- Adhesion to a variety of substrates

Description

PERMABOND ET500 is a two-part fast-setting epoxy adhesive which bonds to a wide variety of substrates such as wood, metal, ceramics and some plastics and composites. It cures rapidly at room temperature to give handling strength in approximately 5 minutes. This product is ideal for general purpose bonding. It is typically used for small component assembly and is suitable for applications that require a clear bond line.

Physical Properties of Uncured Adhesive

	ET500A	ET500B
Chemical composition	Epoxy Resin	Amine Hardener
Appearance	Colourless	Colourless
Viscosity @ 25°C	12,000 mPa.s (cP)	22,500 mPa.s (cP)
Specific gravity	1.17	1.12

Typical Curing Properties

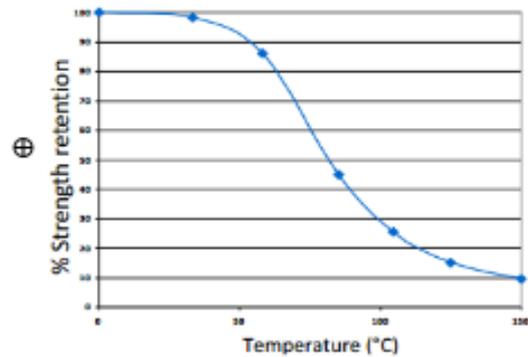
Mix ratio by volume	1:1
Maximum gap fill	2 mm 0.08 in
Usable / pot life @20°C	3 – 4 mins
Handling time	4 - 6 mins
Full cure	24 hours

Typical Performance of Cured Adhesive

Shear strength (mild steel)*	12 - 14 N/mm ² (1700 - 2000 psi)
Shore D hardness	73
Elongation at break	7%
Glass transition temperature Tg	40°C (104°F)

*Strength results will vary depending on the level of surface preparation and gap.

Temperature Resistance



ET500 can withstand higher temperatures for brief periods (such as for paint baking and wave soldering processes) providing the joint is not unduly stressed. The minimum temperature the cured adhesive can be exposed to is -40°C (-40°F) depending on the materials being bonded.

Additional Information

This product is not recommended for use in contact with strong oxidizing materials.

Information regarding the safe handling of this material may be obtained from the material safety data sheet (MSDS).

Users are reminded that all materials, whether innocuous or not, should be handled in accordance with the principles of good industrial hygiene.

Figura 50 Folha de especificações do adesivo (Permabond, 2011)

APÊNDICE A

Método utilizado para determinar os esforços nas rodas do veículo, esses esforços são transmitidos e suportados directamente pelo sistema de direcção, teve-se a preocupação de não fixar nenhuma das variáveis, para que este trabalho possa ser posteriormente utilizado em qualquer veículo triciclo, bastando que para isso sejam introduzidas as suas características na folha de cálculo.

Na Figura 51 está representado o referencial e a nomenclatura utilizados na determinação das expressões.

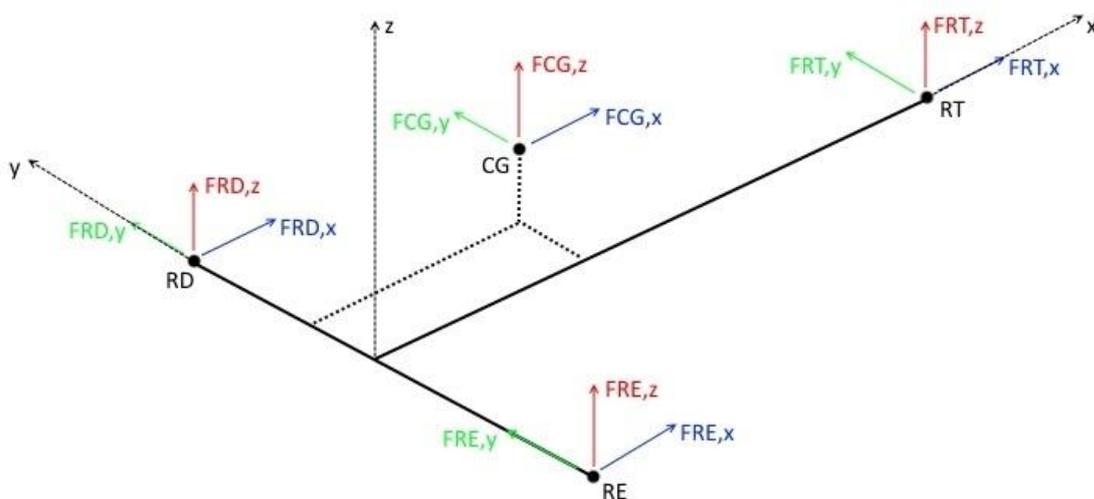


Figura 51 Referencial cartesiano ortogonal

As nomenclaturas dos esforços foram escolhidas pelo autor.

Todas as expressões têm como base as equações do equilíbrio do corpo rígido.

$$F_x = 0 \rightarrow FRD,x + FRE,x + FRT,x + FCG,x = 0 \quad (19)$$

$$F_y = 0 \rightarrow FRD,y + FRE,y + FRT,y + FCG,y = 0 \quad (20)$$

$$F_z = 0 \rightarrow FRD,z + FRE,z + FRT,z + FCG,z = 0 \quad (21)$$

$$M_{RFD,x} = 0 \rightarrow -FRE,z \times b - FRT,z \times \frac{b}{2} - FCG,z \times \frac{b}{2} - Y_{CG} - FCG,y \times Z_{CG} = 0 \quad (22)$$

$$M_{RFD,y} = 0 \rightarrow -FRT,z \times d - FCG,z \times X_{CG} + FCG,x \times Z_{CG} = 0 \quad (23)$$

$$M_{RFD,z} = 0 \rightarrow FRE,x \times b + FRT,y \times d + FRT,x \times \frac{b}{2} + FCG,y \times X_{CG} + FCG,x \times \frac{b}{2} - Y_{CG} = 0 \quad (24)$$

$$M_{RFE,y} = 0 \rightarrow -FRT,z \times d - FCG,z \times X_{CG} + FCG,x \times Z_{CG} = 0 \quad (25)$$

$$M_{RFE,x} = 0 \rightarrow FRT,z \times \frac{b}{2} + FCG,z \times \frac{b}{2} + Y_{CG} - FCG,y \times Z_{CG} + FRD,z \times b = 0 \quad (26)$$

$$M_{RFE,z} = 0 \rightarrow -FRD,x \times b + FRT,y \times d - FRT,x \times \frac{b}{2} - FCG,x \times \frac{b}{2} + Y_{CG} + FCG,y \times X_{CG} = 0 \quad (27)$$

$$M_{CG,x} = 0 \rightarrow FRD,x \times \frac{b}{2} - Y_{CG} + FRD,y \times Z_{CG} - FRE,z \times \frac{b}{2} + Y_{CG} + FRE,y \times Z_{CG} + FRT,y \times Z_{CG} - FRT,z \times Y_{CG} = 0 \quad (28)$$

$$M_{CG,z} = 0 \rightarrow FRT,y \times d - X_{CG} + FRT,x \times Y_{CG} - FRD,x \times \frac{b}{2} - Y_{CG} - FRD,y \times X_{CG} + FRE,x \times \frac{b}{2} + Y_{CG} - FRE,y \times X_{CG} = 0 \quad (29)$$

Para o processo de selecção das rótulas que suportam o sistema de direcção foram desenvolvidas equações com base no equilíbrio do corpo livre, como está representado na Figura 52 e expressões (30) a (39).

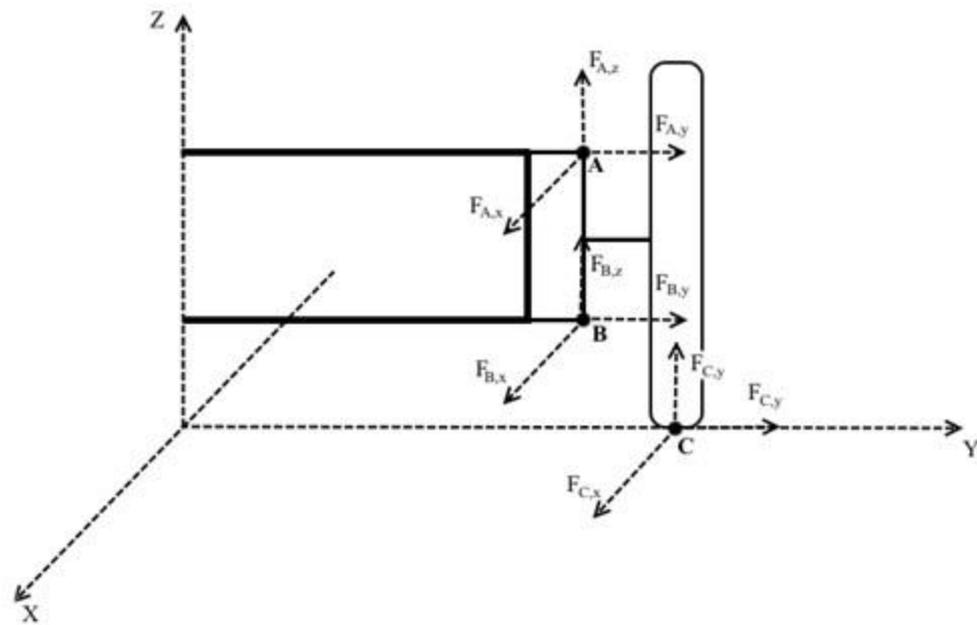


Figura 52 Representação das forças aplicadas nas rótulas.

As rótulas inferiores (B) não suportam esforços verticais, logo: $F_{B,z} = 0$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{A,z} + F_{C,z} + F_{B,z} = 0 \quad (30)$$

Como $F_{B,z} = 0$

$$F_{A,z} = -F_{C,z} \quad (31)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{A,x} + F_{C,x} + F_{C,z} = 0$$

$$F_{C,z} = -F_{A,x} - F_{C,x} \quad (32)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{A,y} + F_{B,y} + F_{C,y} = 0$$

$$F_{A,y} = -F_{B,y} - F_{C,y}$$

(33)

$$\sum M_{A,x} = 0$$

$$F_{C,z} \times Y_C - Y_A - F_{C,y} \times Z_C - Z_A - F_{B,y} \times Z_B - Z_A = 0$$

$$F_{B,y} = \frac{F_{C,z} \times Y_C - Y_A - F_{C,y} \times Z_C - Z_A}{Z_B - Z_A}$$

(34)

$$\sum M_{A,y} = 0$$

$$-F_{B,x} \times Z_A - F_{C,x} \times Z_C = 0$$

$$F_{C,x} = \frac{-F_{B,x} \times Z_A}{Z_C}$$

(35)

$$\sum M_{A,z} = 0$$

$$-F_{B,x} \times (Y_B - Y_A) - F_{C,x} \times (Y_C - Y_A) = 0$$

$$F_{B,x} = \frac{-F_{C,x} \times (Y_C - Y_A)}{(Y_B - Y_A)}$$

(36)

$$\sum M_{B,x} = 0$$

$$-F_{C,z} \times (Y_C - Y_B) - F_{A,z} \times (Y_A) - F_{A,y} \times (Z_A - Z_B) + F_{C,y} \times (Z_A - Z_C) = 0$$

$$F_{C,y} = \frac{-F_{C,z} \times (Y_C - Y_B) + F_{A,z} \times (Y_A) + F_{A,y} \times (Z_A - Z_B)}{(Y_C - Y_B)}$$

(37)

$$\sum M_{B,y} = 0$$

$$-F_{C,x} \times (Z_B - Z_C) + F_{A,x} \times (Z_A - Z_B) = 0$$

$$F_{C,x} = \frac{F_{A,x} \times (Z_A - Z_B)}{(Z_B - Z_C)}$$

(38)

$$\Sigma M_{B,z} = 0$$

$$F_{A,x} \times Y_B - Y_A - F_{C,x} \times (Y_C - Y_B) = 0$$

$$F_{A,x} = \frac{F_{C,x} \times (Y_C - Y_B)}{Y_B - Y_A}$$

(39)

APÊNDICE B

Para determinar os alongamentos sofridos pelas barras lb e de controlo foram determinados os esforços transmitidos às barras na situação mais desfavorável. Com esses esforços foram feitas simulações por elementos finitos e determinadas as alterações de alongamento.

Simulações de compressão e alongamento da barra lb

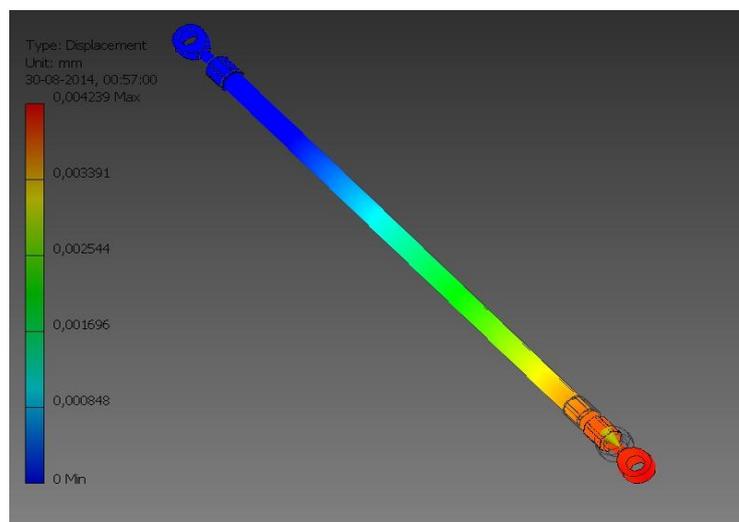


Figura 53 Simulação da barra lb à tracção

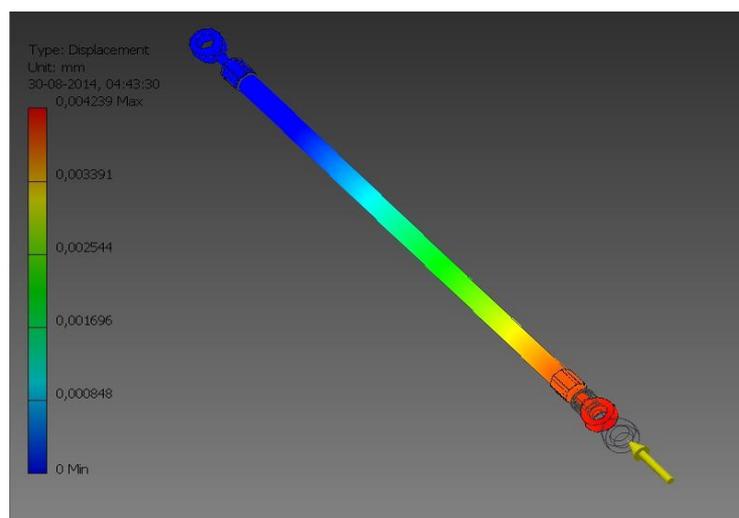


Figura 54 Simulação da barra lb à compressão

Simulações de alongamento e compressão da barra de controlo

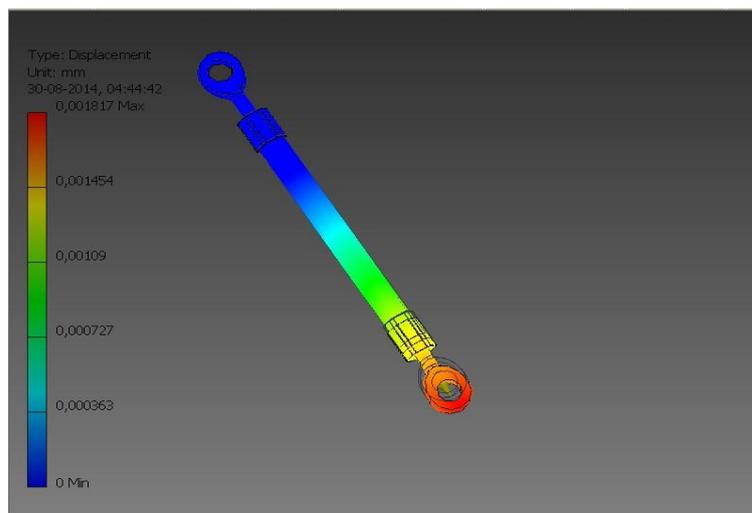


Figura 55 Simulação da barra de controlo à tracção

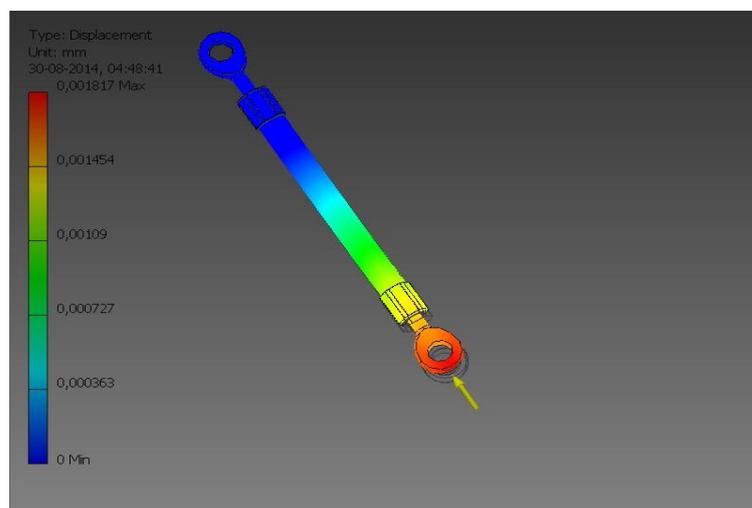


Figura 56 Simulação da barra de controlo à compressão.



Figura 57 Barra de fibra de carbono a comprar.

Technical Specification

Property	Direction	Units	Test Method	Value
Tensile Strength	Mpa	Length-ways	ASTM D638/GB1447-83	400-500
	Mpa	Width-ways	ASTM D638/GB1447-83	18-30
Tensile Modulus	Gpa	Length-ways	ASTM D638/GB1447-83	28-40
	Gpa	Width-ways	ASTM D638/GB1447-83	8-12
Flexural Strength	Mpa	Length-ways	ASTM D790/GB1449-83	250-400
	Mpa	Width-ways	ASTM D790/GB1449-83	80-150
Flexural Modulus	Gpa	Length-ways	ASTM D790/GB1449-83	20-30
	Gpa	Width-ways	ASTM D790/GB1449-83	10-15
Compressive Strength	Mpa	Length-ways	ASTM D695/GB1448-83	200-320
	Mpa	Width-ways	ASTM D695/GB1448-83	60-100
Compressive Modulus	Gpa	Length-ways	ASTM D695/GB1448-83	10-20
	Gpa	Width-ways	ASTM D695/GB1448-83	8-20
Short beam shearing strength	Mpa	Length-ways	ASTM D2344	30-40
Barcol Hardness			ASTM D2583	25-45
Relative Density	g/cm ³		ASTM D792	1.30-1.50

Table shows typical empirical values for Easy Composites' carbon fibre pultruded tubes, strips and box sections.

Tabela 14 Especificações técnicas da barra de fibra de carbono (PermaBond, 2011)

APÊNDICE C

Diagrama da construção da folha de cálculo

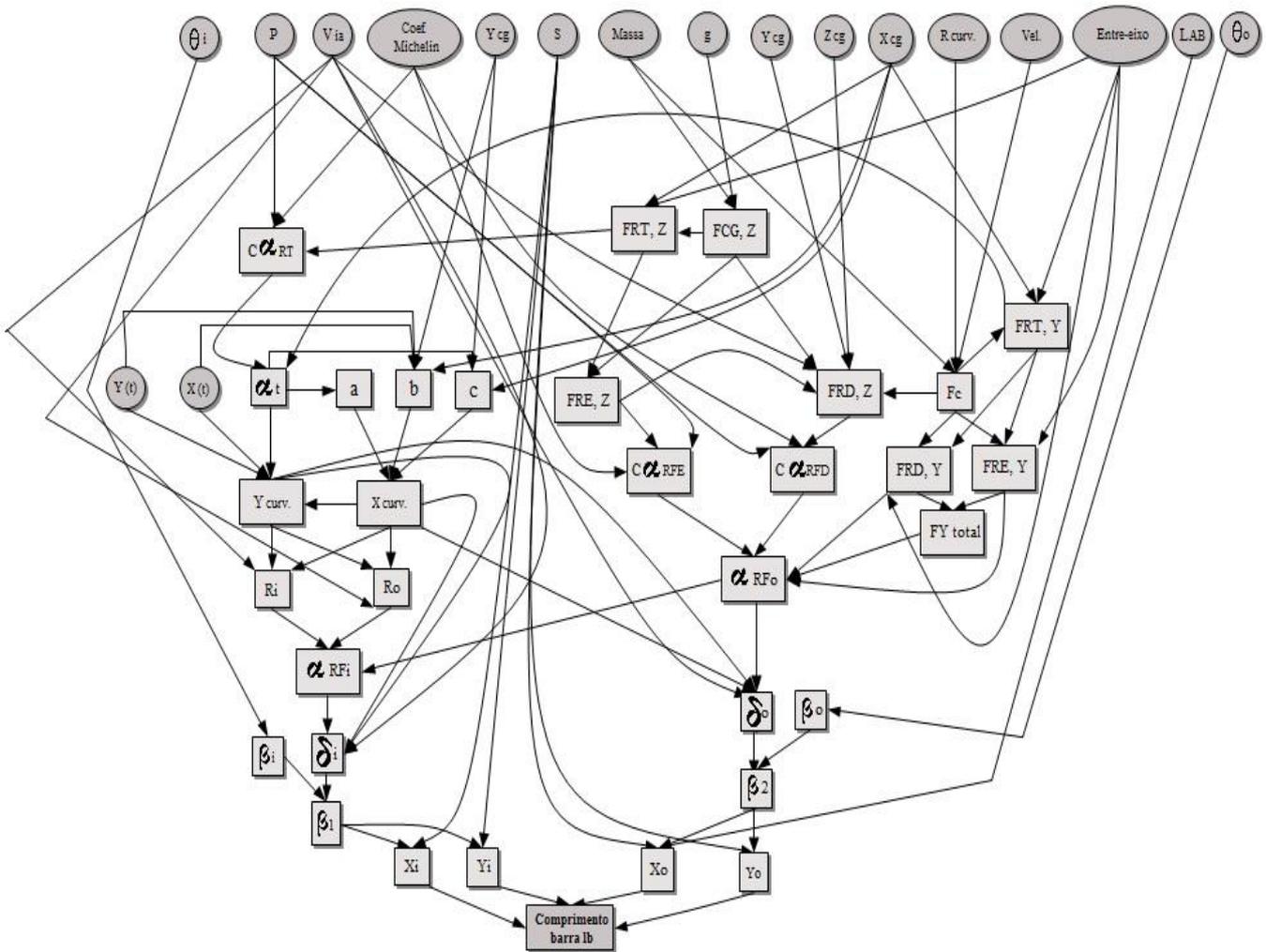


Figura 58 Diagrama da construção da folha de cálculo.