



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Compensação do ângulo de escorregamento num sistema de direção Aplicação ao UBicar

Maurício Damião Rafael

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Eletromecânica
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Covilhã, outubro de 2017

Agradecimentos

Desejo expressar o meu maior agradecimento ao Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Eletromecânica da UBI, responsável como orientador científico. O zelo com que conduziu a minha formação e orientou este trabalho mostra a sua experiência e profundo conhecimento tal como o enorme gosto pela engenharia. Expresso também o meu reconhecimento pelo espírito crítico e construtivo que me incutiu no decorrer deste trabalho.

Aos meus pais e avós, um muito obrigado por todo o incentivo e apoio prestados nesta dissertação, mas principalmente nesta caminhada que foi o meu percurso académico, que sem eles não seria possível.

À parte da família e professores, um enorme obrigado à Carina Antunes, ao Eduardo Minhós, Fábio Fernandes, João Almeida, João Sena, Miguel Duarte, Samuel Almeida, Tiago Grilo e ao Tobias Abrantes pela colaboração e auxílio prestados em todas as fases, pela confiança e companheirismo.

Por último, aos demais amigos e colegas, pelo inestimável apoio, diálogo e incentivo incondicional que me transmitiram durante todo o tempo em que este trabalho se desenvolveu.

A todos, sinceramente, muito obrigado.

Resumo

É do conhecimento geral que o comportamento em curva de um veículo motorizado é importante na sua condução. Havendo uma falha no dimensionamento da direção é o suficiente para que este veículo não se deixe manobrar da forma que o seu condutor pretende, causando um grande problema tanto para a segurança, como para a poupança de combustível e de pneus. A relação geométrica das várias rodas da direção tem que ser variável, dependendo da velocidade, da distribuição do peso, das características do pneu e principalmente da curva.

Existem vários sistemas possíveis para a correção deste problema, mas todos se baseiam na *Geometria de Ackermann*, que, respondendo às características geométricas da curva e do veículo, impõe a relação correta entre as rodas direcionais com o mínimo erro possível.

Para o veículo em estudo, o UBicar- o veículo desenvolvido na Universidade da Beira Interior para a competição *Shell Eco-marathon* - foi desenvolvido anteriormente um sistema de direção fixo, que minimiza o erro geométrico. Este sistema é implementado logo na construção do veículo, não podendo ser adaptado a alguma alteração das suas características.

Coloca-se a questão da deformação da borracha dos pneus: não se tratando de corpos rígidos, provoca uma alteração na geometria deste sistema. Esta deformação irá criar um ângulo entre a orientação da roda e a real direção do movimento desta, fazendo com que o veículo não se comporte exatamente como calculado; a este ângulo chamamos de ângulo de escorregamento (ou *Slip angle*). O objetivo deste trabalho é corrigir exatamente esse ângulo, instantaneamente, com o movimento do UBicar, sendo possível alterar os parâmetros sempre que seja necessário, sem que haja uma necessidade de reconstrução física do veículo.

Palavras-chave

Mecanismos de direção, Geometria de Ackermann, Ângulo de escorregamento, UBicar, Poupança de combustível, Poupança de pneus.

Abstract

It is well known that curved behavior in a motor vehicle is important in its behavior. If there is a failure in the steering dimensioning, it's enough that this vehicle does not allow itself to be maneuvered in the way that its driver intends, making this a great problem regarding to safety as well to fuel and tire saving. The ratio of the various steering wheels must be variable, depending on the speed, the weight distribution, the tire characteristics and especially the curve.

There are several possible systems for correcting this problem, but all are based on Ackermann Geometry, which, responding to the curve and car's geometric characteristics, provides the correct ratio between its wheels with the minimum possible error.

For the studied vehicle, UBicar - car developed at the University of Beira Interior for the *Shell Eco-marathon* competition - has been previously developed a fixed steering system that corrects the error to the minimum. This system is implemented soon in the construction of the vehicle, and can't be adapted to any changes to vehicle's characteristics.

The issue is the deformation of rubber tires, not being rigid bodies, which causes a change in the geometry of this system. This deformation will create an angle between wheel's orientation and its actual direction, so that the car does not behave exactly as calculated - at this angle we call Slip Angle. The function of this work is to correct exactly this angle instantaneously with the movement of UBicar, being possible to change the parameters whenever it is necessary, without there being a need of physical reconstruction of the vehicle.

Palavras-chave

Steering mechanisms, Ackermann geometry, Slip angle, UBicar, Fuel saving, Tire saving.

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract.....	vii
Índice	ix
Lista de figuras	xiii
Lista de Tabelas.....	xvii
Lista de acrónimos.....	xix
Lista de Símbolos	xxi
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.1.1 Shell Eco-marathon.....	1
1.1.2 UBicar.....	2
1.1.3 Emergir do propósito.....	3
1.2 Objetivos do trabalho.....	4
1.3 Metodologia.....	4
1.4 Estrutura do trabalho	4
2 Considerações teóricas	7
2.1 Mecanismos de direção	7
2.2 Noções e parâmetros relevantes do veículo	9
2.2.1 Entre eixo	9

2.2.2	Via dianteira.....	10
2.2.3	Caster ou ângulo de avanço	10
2.2.4	Camber	10
2.3	Geometria de Ackermann	11
2.4	Ângulo de escorregamento.....	12
2.5	Rigidez em curva	16
2.6	Fórmula mágica de Pacejka	18
3	Caso em estudo.....	19
3.1	Mecanismos utilizados	19
3.1.1	Alavanca corrediça	19
3.1.2	Triângulo	20
3.1.3	Pinhão-cremalheira	22
3.1.4	Alavanca simples.....	22
3.1.5	Trapezoidal	23
3.2	Especificações do UBicar	25
3.2.1	Dimensões.....	25
3.2.2	Centro de gravidade	25
3.2.3	Trapézio de direção.....	26
3.3	Tipo de pneu	26
3.4	Ângulo de escorregamento (Slip angle).....	28
3.4.1	Ângulo de viragem das rodas direcionais.....	28
3.4.2	Força lateral.....	29

3.4.3	Ângulo de escorregamento.....	32
3.4.4	Geometria da direção real.....	33
3.4.5	Rigidez em curva (ou Cornering stiffness)	34
3.5	Proposta de correção	37
3.5.1	Correção das 4 rodas.....	37
3.5.1	Correção das 2 rodas direcionais	38
3.5.2	Correção de 2 rodas do mesmo lado	39
3.5.3	Escolha do modelo a utilizar.....	40
3.6	Sistema de correção	41
3.6.1	Implementação dos componentes	42
3.6.1.1	Microcontrolador	43
3.6.1.2	Atuadores	45
3.6.1.3	Encoders rotativos.....	45
3.6.1.4	Sensor de velocidade	47
3.6.2	Cálculos adicionais	47
3.6.3	Cálculo do Centro Próprio de Rotação.....	48
3.6.4	Cálculo da posição da roda direcional direita.	51
3.6.5	Programa a instalar no Microcontrolador.....	52
3.6.5.1	Cálculo de todas as variáveis.....	52
3.6.5.2	Fluxograma.	54
4	Demonstração de resultados	57
4.1	Análise de comportamento	57

4.1.1	Comportamento da geometria em curva	57
4.1.2	Comportamento dos ângulos de escorregamento.....	59
4.1.3	Ângulos de correção.....	62
4.1.4	Direção com/sem correção	64
4.2	Valores absolutos	66
5	Conclusões e trabalhos futuros	67
	Referências	69
	ANEXOS	a
	ANEXO A	c
	ANEXO B	i
	ANEXO C	k

Lista de figuras

Figura 1.1 - Classificação dos veículos na prova Shell Eco-marathon.	1
Figura 1.2 - Esquema do percurso em Londres [1].	2
Figura 1.3 - Equipa Lycée Louis DELAGE[2].	2
Figura 1.4 - Equipa UBicar 17 [2].	3
Figura 2.1 - Mecanismo de direção duma carruagem [4].	7
Figura 2.2 - Mecanismo de Ackermann [6].	7
Figura 2.3 - BENZ 1885 [7].	8
Figura 2.4 - Mecanismo de direção de Mancelle de Bolée [4].	8
Figura 2.5 - Benz Viktoria (1893) [7].	8
Figura 2.6 - Sistema de direção assistida [adaptado de 6].	9
Figura 2.7 - Representação do entre eixo num veículo [adaptado de 9].	9
Figura 2.8 - Representação da via dianteira num veículo [adaptado de 9].	10
Figura 2.9 - Representação do Caster [10].	10
Figura 2.10 - Representação do Camber [adaptado de 10].....	11
Figura 2.11 - Modelo de direção de geometria paralela	11
Figura 2.12 - Geometria de Ackermann.....	12
Figura 2.13 - Forças atuantes num veículo durante uma curva [16].....	13
Figura 2.14 - Representação do ângulo de escorregamento [adaptado de 15].	13
Figura 2.15 - Deformação do pneu [adaptado de 18].	14
Figura 2.16 - Gráfico do comportamento do ângulo de escorregamento com a força de escorregamento [adaptado de 14].	14

Figura 2.17 - Gráfico da rigidez em curva consoante a carga vertical [adaptado de 16].	15
Figura 2.18 - Subviragem vs. Sobreviragem [adaptado de 19].	15
Figura 2.19 - Esquema da atuação da força centrífuga	16
Figura 2.20 - Medição do ângulo de escorregamento de um veículo [18].	16
Figura 2.21 - Força lateral vs. ângulo de escorregamento para quatro cargas verticais [20].	17
Figura 2.22 - Curva da Fórmula Mágica para $b=0.714$, $c=1.40$, $d=1.00$, $e=-0.20$ [24].	18
Figura 3.1 - Sistema de direção do UBicar 2014 [3].	19
Figura 3.2 - Diagrama vetorial do sistema "Alavanca corrediça".	20
Figura 3.3 - Diagrama vetorial para o sistema de triângulo.	20
Figura 3.4 - Sistema de direção do UBicar 17.	21
Figura 3.5 - Esquema do sistema "Pinhão-cremalheira" [25].	22
Figura 3.6 - Diagrama vetorial do sistema "Pinhão-cremalheira".	22
Figura 3.7 - Exemplo do sistema de "Alavanca simples"[3].	23
Figura 3.8 - Diagrama vetorial do sistema de "Alavanca simples".	23
Figura 3.9 - Sistema de direção "Trapezoidal" [27].	23
Figura 3.10 - Diagrama vetorial do sistema "Trapezoidal".	24
Figura 3.11 - Medidas em relação ao CG do UBicar.	25
Figura 3.12 - Gráfico do contributo de cada fator no consumo de combustível num veículo [28].	26
Figura 3.13 - Evolução da eficiência energética dos pneus Michelin	27
Figura 3.14 - Pneu montado numa das rodas dianteiras do UBicar 17.	28
Figura 3.15 - Geometria de um veículo em curva.	28
Figura 3.16 - Comportamento de um veículo numa curva à esquerda [adaptado de 16].	29

Figura 3.17 - Diagrama das forças laterais atuantes no veículo.	30
Figura 3.18 - Diagrama da distribuição do peso no veículo.	31
Figura 3.19 - Diagrama das forças atuantes no veículo visto de frente.	31
Figura 3.20 - Representação dos ângulos de escorregamento em cada roda do veículo.....	32
Figura 3.21 - Modelo de bicicleta equivalente ao modelo do veículo	33
Figura 3.22 - Gráfico esboçado pela fórmula mágica de Pacejka para $F_z=600$ N.	35
Figura 3.23 - Gráfico esboçado pela fórmula mágica de Pacejka para vários valores de F_z . ..	35
Figura 3.24 - Esquema da correção de 4 rodas.	37
Figura 3.25 - Esquema da correção das 2 rodas direcionais.....	38
Figura 3.26 - - Esquema da correção das 2 rodas da direita	39
Figura 3.27 - Esquema do sistema de direção sem correção vs. com correção.....	41
Figura 3.28 - Posição dos componentes a instalar conforme a proposta de correção.	42
Figura 3.29 - Esquema da influência do atuador linear 4.....	43
Figura 3.30 - Esquema da influência do atuador linear 5.....	43
Figura 3.31 - Arduino UNO [32].....	44
Figura 3.32 - Atuador linear HDA2-2 [34].....	45
Figura 3.33 - Encoder AHM3 com conexão L3D [35].	46
Figura 3.34 - Encoder de velocidade LM393.....	47
Figura 3.35 - Esquema do funcionamento do encoder de velocidade [36].	47
Figura 3.36 - Representação vetorial do CPR das rodas da esquerda.	49
Figura 3.37 - Representação vetorial do CPR final.....	50
Figura 3.38 - Diagrama vetorial do mecanismo trapezoidal.....	51

Figura 3.39 - Fluxograma referente ao processo de correção.	55
Figura 4.1 - Conotação do sentido dos ângulos.	57
Figura 4.2 - δe vs δd	58
Figura 4.3 - Raio da Curva vs. δe	59
Figura 4.4 - Variação de αFe consoante a alteração da direção δe	60
Figura 4.5 - Variação de αTe consoante a alteração de δe	60
Figura 4.6 - Variação de αFd consoante a alteração da direção δe	61
Figura 4.7 - Variação de αTd consoante a alteração da direção δe	61
Figura 4.8 - Variação de γF consoante a alteração da direção δe	63
Figura 4.9 - Variação de γT consoante a alteração da direção δe	64
Figura 4.10 - δd vs. $\delta corrigido$	65

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Características dos pneus testados.	17
Tabela 2.2 - Lista dos parâmetros medidos no teste de deformação.	17
Tabela 3.1 - Especificações do pneu <i>ultimate energy-efficiency</i> 95 80R16 da Michelin	27
Tabela 3.2 - Dimensões do pneu <i>ultimate energy-efficiency</i> 95 80R16 da Michelin.	27
Tabela 3.3 - Tabela de decisão para o melhor sistema de correção	40
Tabela 3.4 - Características do atuador HDA2-2 da ServoCity.	45
Tabela 3.5 - Características do atuador AHM3 da BEIsensors.	46
Tabela 3.6 - Valores iniciais para as variáveis afetas à construção do veículo.	52
Tabela 3.7 - Parâmetros lidos pelos encoders e as variáveis a que são atribuídos.	53
Tabela 3.8 - Ordem pela qual o microcontrolador irá realizar os cálculos.	53
Tabela 4.1 - Valores obtidos para os vários parâmetros estudados.	66

Lista de acrónimos

UBI	Universidade da Beira Interior
UBIcar	Veículo da Universidade da Beira Interior utilizado na <i>Shell Eco-marathon</i>
SEM	<i>Shell Eco-marathon</i>

Lista de Símbolos

F_x	Força de escorregamento (ou força lateral) [N]
C_α	Rigidez em curva (ou <i>cornering stiffness</i>) [N/rad]
α	Ângulo de escorregamento [rad]
δ_o	Ângulo da direção da roda exterior à curva [rad]
δ_i	Ângulo da direção da roda interior à curva [rad]
a_c	Aceleração centrífuga (m/s^2);
v	Velocidade linear [m/s]
m	Massa [kg]
R	Raio da curva (ou raio de curvatura) [m]
F_F	Força lateral que atua no eixo dianteiro [N]
F_T	Força lateral que atua no eixo traseiro [N]
a	Distância do eixo dianteiro até ao CG [m]
b	Distância do eixo traseiro até ao CG [m]
EE	Entre eixo [m]
VD	Via dianteira [m]
W	Peso total do veículo [N]
W_F	Peso no eixo dianteiro [N]
W_T	Peso no eixo traseiro [N]
F'	Proporção da força lateral distribuída para cada roda [N]
F'_F	Proporção da força lateral distribuída para cada roda da frente [N]
F'_T	Proporção da força lateral distribuída para cada roda de trás [N]
α_{ii}	Ângulo de escorregamento na roda “ <i>i</i> ” [rad]
$C_{\alpha_{ii}}$	Rigidez em curva de cada roda “ <i>i</i> ” [N/rad]
δ_i	Ângulo para o qual a roda “ <i>i</i> ” está orientada (e = esquerda, d = direita) [rad]
F_z	Força vertical [N]
γ_i	Ângulo de correção aplicado a partir da direção original da roda δ [rad]
X_1	Coordenada segundo o eixo x onde as retas se cruzam [m]
Y_1	Coordenada segundo o eixo y onde as retas se cruzam [m]
$\delta_{corrigido}$	Ângulo final da roda, no fim de aplicada a correção [rad]

1 Introdução

1.1 Enquadramento

Este trabalho baseia-se na continuação do trabalho iniciado anteriormente com o objetivo de corrigir direção do UBicar, o protótipo automóvel contruído no âmbito da prova europeia *Shell Eco-marathon*.

1.1.1 *Shell Eco-marathon*

A *Shell Eco-marathon* trata-se de uma competição automóvel realizada anualmente desde 1985, com o objetivo de percorrer uma mesma distância que os adversários utilizando a menor quantidade de combustível.

Esta competição estimula equipas de todo o mundo a projetar e construir veículos extremamente eficientes, rentabilizando ao máximo o combustível consumido.

A competição encontra-se dividida em diversas categorias, sendo os fatores de diferenciação o conceito do veículo e o tipo de energia utilizado.

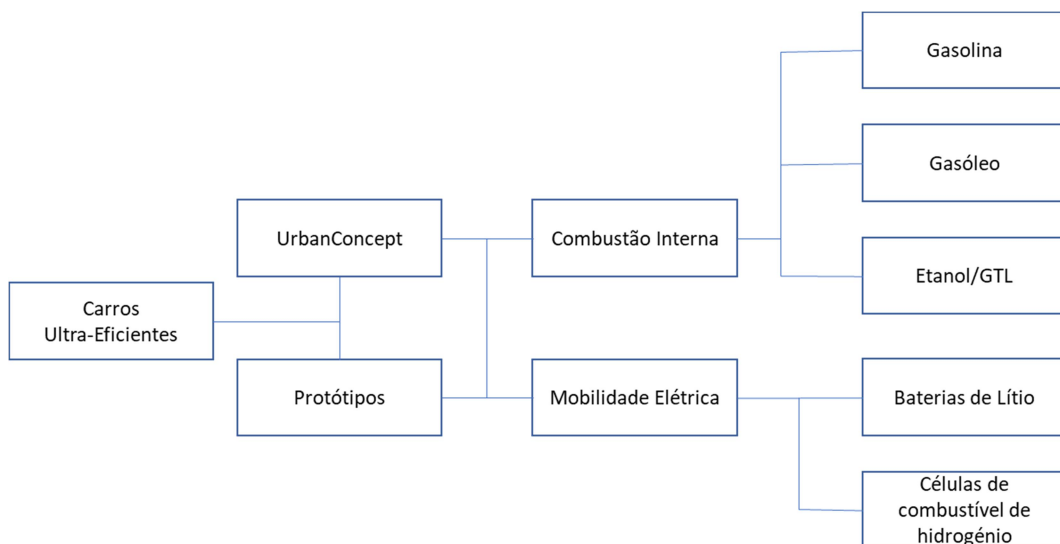


Figura 1.1 - Classificação dos veículos na prova *Shell Eco-marathon*.

O presente trabalho toma em especial consideração a categoria UrbanConcept e a prova europeia, onde se enquadra o projeto UBicar. Em 2017 a prova foi realizada em Londres, Reino Unido, embora já tenha sido realizada na Alemanha, Bélgica, Holanda e França.

Cada veículo da categoria *UrbanConcept* deverá percorrer dez voltas ao circuito (Figura 1.2). A distância total a percorrer é de 16,59 km e deverá ser executada em 39 minutos, fazendo uma velocidade média de 25 km/h.



Figura 1.2 - Esquema do percurso em Londres [1].

No final da prova é reabastecido o depósito, verificando a quantidade de combustível gasto durante a prova, fazendo a conversão para km/l.

Em 2017, na categoria *UrbanConcept* e motores de combustão a gasolina, o 1º prémio foi para a equipa Lycée Louis DELAGE de Cognac, França, com a marca de 407,2 km/l [2].



Figura 1.3 - Equipa Lycée Louis DELAGE[2].

1.1.2 UBicar

Desde 1999 que a Universidade da Beira Interior participa na competição europeia *Shell Eco-marathon*, com o projeto UBicar que consiste na conceção e construção de um veículo de ultra baixo consumo.

Até 2005, a equipa da UBI participou na classe dos protótipos onde conseguiu o prémio de Fraternité Professionnelle em Nogaro, França e o de Design em Bruxelas, Bélgica. Desde 2006 a UBI tem participado na categoria UrbanConcept, e já conseguiu o 3º prémio em Roterdão, Holanda (2015), em que participaram mais de 20 equipas na mesma categoria. Na Madrid Eco-City, uma prova semelhante à *Shell Eco-marathon* (SME), conseguiu também um 1º prémio.

Nos últimos anos, o UBicar tem sido alvo de estudos e de dissertações de vários alunos, de modo a melhorar o desempenho e economia do veículo, em todas as áreas do projeto - mecânica e aerodinâmica.

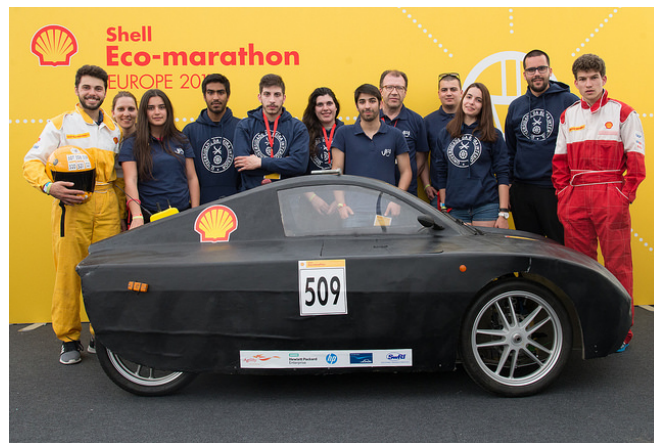


Figura 1.4 - Equipa UBicar 17 [2].

1.1.3 Emergir do propósito

A experiência de vários elementos da equipa da UBI, fê-los perceber que a velocidade do veículo reduzia bastante em algumas curvas da pista, pois possuíam raios de curvatura pequenos. Para que isto não acontecesse era necessária a implementação da geometria de Ackermann, em que as rodas seriam alinhadas em curva para reduzir o atrito e a perda de velocidade, e com isso o consumo de combustível.

Surgiu então uma dissertação, em que através de simulação computacional, se dimensionou um mecanismo de direção em que o veículo possuía as rodas perfeitamente alinhadas, quando se deslocava em linha reta, e que em curva se aproximavam da geometria de Ackermann [3]. Nos anos seguintes a direção foi sempre dimensionada recorrendo a essa simulação.

Na teoria, este dimensionamento seria o bastante para que quase não houvesse perdas. No entanto, tratando-se de pneus, em que a borracha sofre uma pequena deformação devido às forças laterais que atuam no veículo durante a curva, há uma diferença entre a direção em que as rodas estão alinhadas e a direção em que estas se deslocam. A existência desta diferença, denominada de ângulo de escorregamento, cria um desalinhamento das rodas.

Mesmo que mínimo, qualquer desalinhamento em veículos de alta eficiência é uma parte significativa das perdas de energia. Este ângulo varia de acordo com a velocidade do veículo, o raio da curva, a direção das rodas e a carga suportada.

1.2 Objetivos do trabalho

O trabalho tem como principal objetivo o estudo do ângulo de escorregamento e o projeto de um sistema de correção instantânea deste ângulo, em função velocidade do veículo e da direção das rodas. Este sistema como finalidade reduzir o consumo do veículo. Terá que ser leve, sensível, de fácil implementação e com alguma robustez.

1.3 Metodologia

Neste trabalho estão presentes duas metodologias. Primeiramente o método teórico, onde é feito o estudo vetorial do sistema de direção e do total das forças aplicadas nas rodas do veículo. São calculadas, de forma genérica, todas as variáveis tais como a velocidade, o ângulo de escorregamento, a força lateral que atua sobre o veículo, a geometria da curva e outros parâmetros que influenciem o comportamento do veículo em curva.

Posteriormente, procede-se ao dimensionamento de um sistema eletromecânico composto por um microcontrolador, sensores e atuadores, de modo a que a geometria da direção do veículo se altere instantaneamente com o movimento do veículo e com as características de cada curva.

1.4 Estrutura do trabalho

A presente dissertação é constituída por cinco capítulos abaixo descritos, de forma sucinta.

O capítulo 1 é meramente introdutório, enquadrando o trabalho, mostrando a necessidade da sua existência, a metodologia utilizada e a forma como este está estruturado.

No segundo capítulo, são anunciadas as considerações teóricas, contendo os mecanismos de direção já utilizados, umas noções e parâmetros relevantes nos veículos, a descrição mais pormenorizada da geometria de Ackermann e uma explicação de várias variáveis indispensáveis à elaboração desta dissertação.

No terceiro e mais longo capítulo, é retratado o caso em estudo. São expostas todas as características do veículo estudado, bem como as dos sistemas de direção e dos pneus já implementados neste, exibindo os seus pontos fortes e os seus pontos fracos. São deduzidas

todas as expressões necessárias para definir todos os parâmetros e as razões de algumas das premissas assumidas.

Ainda neste capítulo é calculado o ângulo de escorregamento de todas as rodas e as implicações que este tem no deslocamento, de forma a descobrir quais os fatores que influenciam a variação deste ângulo.

Posteriormente são comparadas três propostas diferentes para a correção deste sistema, de forma a resolver este problema. É escolhida a correção de apenas as rodas do lado direito. Segue-se o desenvolvimento dessa proposta.

Esse desenvolvimento consiste na escolha dos componentes a usar (de acordo com as suas especificações), no cálculo de todas as variáveis essenciais à construção deste sistema. É estudada a geometria da curva e do veículo durante a curva em que surgem uma série de equações que relacionam todas as variáveis conhecidas de modo a obter as variáveis desconhecidas de modo genérico – de modo a que sejam calculadas com os valores reais obtidos instantaneamente durante a prova.

É esquematizado um programa computacional para esta solução, especificando todos os passos a tomar pela sua ordem de precedência.

No quarto capítulo, são então demonstrados os resultados obtidos a partir do arbítrio dos valores que sejam possíveis obter em prova, tendo sempre em conta os limites a usar de modo a que não sejam valores absurdos para o caso em estudo. A cada fenómeno representado, está associada uma explicação sucinta de modo a que se torne uma análise intuitiva.

No sexto capítulo, apresentado como “Conclusão” são revistos os objetivos e é feita uma análise geral desta dissertação. São referenciadas ainda algumas indicações para trabalhos a desenvolver no futuro.

2 Considerações teóricas

2.1 Mecanismos de direção

Os primeiros mecanismos de direção, utilizados nas carruagens de tração animal, era apenas uma barra ligada às duas rodas direcionais, com uma junta de rotação a meio, acoplada ao resto da estrutura. Este mecanismo tornava a carruagem instável e era de difícil atuação.

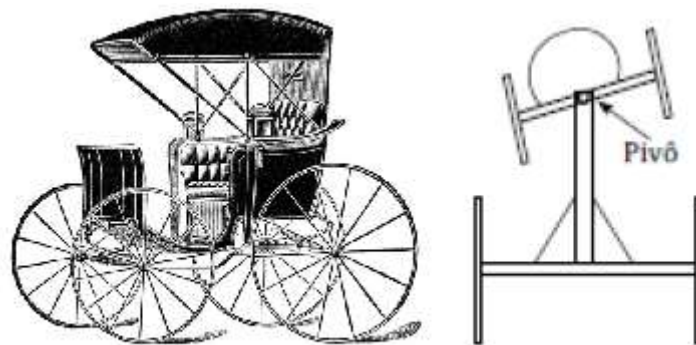


Figura 2.1 - Mecanismo de direção duma carruagem [4].

Em 1818, Rudolf Ackermann patenteou um mecanismo de direção em que os ângulos das duas rodas direcionais eram iguais quando o veículo se deslocava em linha reta, e diferentes quando este se deslocava em curva. Ou seja, a direção das rodas adaptava-se para acertar o centro da curva, oferecendo mais estabilidade ao veículo [4] e [5].

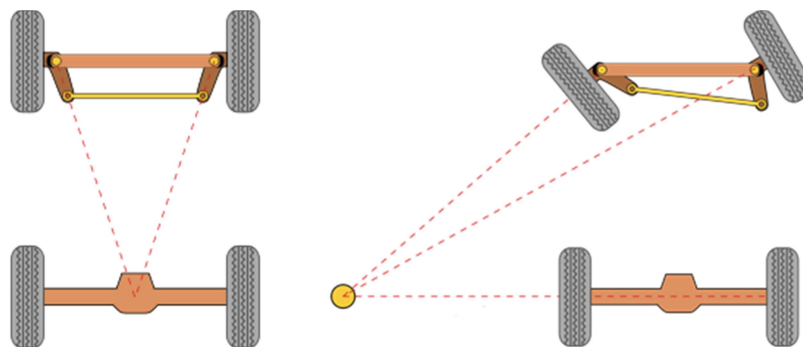


Figura 2.2 - Mecanismo de Ackermann [6].

Surgiram então os primeiros automóveis, em que um dos primeiros problemas no seu desenvolvimento foi a sua direção. Não bastava apenas fazer o veículo andar, era preciso também controlar para onde este andava. A primeira solução consistia na utilização de uma

espécie de leme de barco - uma haste acoplada a uma roda apoiada no chão, determinando então a direção do veículo como mostrada na Figura 2.3.



Figura 2.3 - BENZ 1885 [7].

Este sistema tinha o inconveniente de ser bastante instável e nada seguro, que com o desenvolvimento dos automóveis, era um problema bastante grave. Voltou-se mais uma vez a adotar o sistema de quatro rodas, como nas carruagens de tração animal. Foi então utilizada a geometria de Ackermann para sistemas de direção. Mancelle de Bollée inventou então o que se pensa ter sido o primeiro mecanismo de direção baseado nesta geometria instalado num veículo motorizado. Ficou conhecido na implementação no sistema de direção do Benz Viktoria patentado em 1893(Figura 2.5).

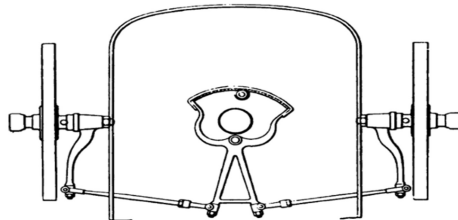


Figura 2.4 - Mecanismo de direção de Mancelle de Bolée [4].

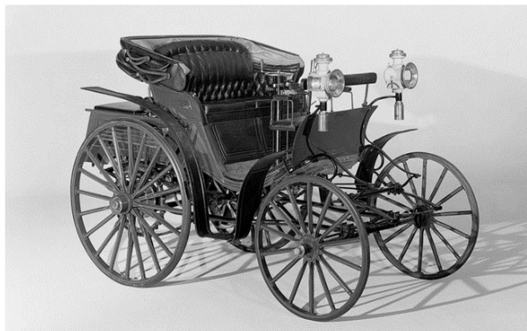


Figura 2.5 - Benz Viktoria (1893) [7].

Hoje em dia, os sistemas de direção são bastante mais complexos. São compostos por vários componentes que facilitam a vida ao condutor. Atualmente, todos os veículos comercializados vêm com sistemas de direção assistida, para que o condutor não precise utilizar muita força para conseguir controlar esta direção. Estes sistemas são compostos principalmente pelo volante, pelo mecanismo de direção e pelas rodas direcionais. O mecanismo de direção é o que impõe às rodas a sincronização necessária para efetuar a curva [8].

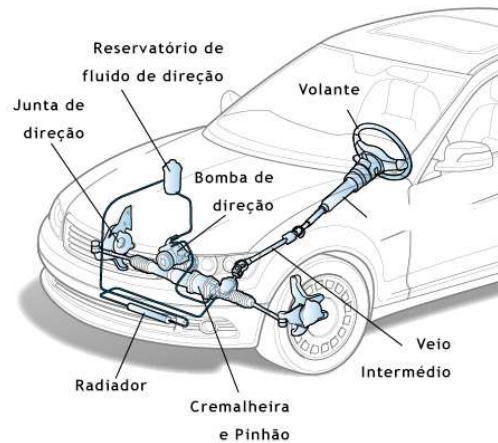


Figura 2.6 - Sistema de direção assistida [adaptado de 6].

2.2 Noções e parâmetros relevantes do veículo

2.2.1 Entre eixo

A distância entre eixos, também chamada de entre eixo (EE) entende-se como a distância entre os eixos das rodas da frente e das rodas traseiras. Um entre eixo pequeno permite uma curvatura mais estável e favorável pois o ângulo varrido é menor. Um entre eixo maior oferece um conforto maior ao condutor e aos passageiros [9] e [10].

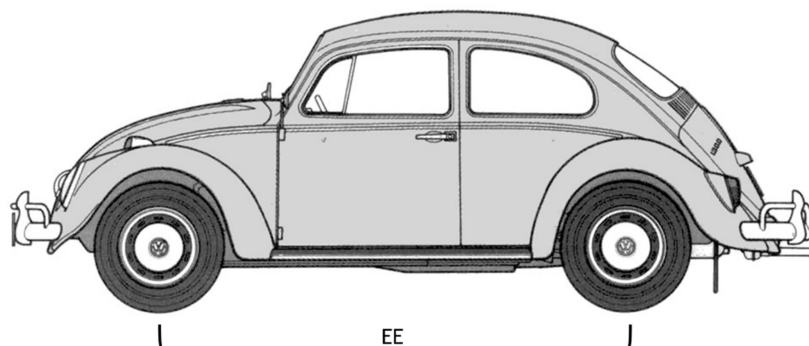


Figura 2.7 - Representação do entre eixo num veículo [adaptado de 9].

2.2.2 Via dianteira

A via dianteira (VD), é a medida entre as rodas do eixo dianteiro, sendo os pontos de referência o centro do contacto dos pneus com o solo.

Quanto maior for a via dianteira maior a estabilidade com que o veículo se comporta em curva [9] e [10].

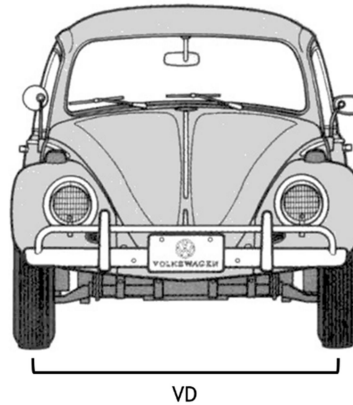


Figura 2.8 - Representação da via dianteira num veículo [adaptado de 9].

2.2.3 Caster ou ângulo de avanço

Denomina-se caster ou ângulo de avanço, o ângulo formado entre o eixo de direção com a vertical. Esta característica tem a função de conferir ao veículo a tendência de se deslocar segundo uma trajetória retilínea, e regressar a esta se desta se desviar [9] e [10].



Figura 2.9 - Representação do Caster [10].

2.2.4 Camber

Designa-se de camber o ângulo da inclinação das rodas, para dentro ou para fora (visto de frente), quando o veículo se encontra orientado em linha reta. A implementação desta inclinação tem várias vantagens, tais como compensar a tendência que a roda tem para se inclinar para dentro quando o veículo se movimenta ou se lhe é aplicada uma carga maior.

Este atributo permite também a compensação do ângulo existente na estrada numa curva [9] e [10].



Figura 2.10 - Representação do Camber [adaptado de 10].

2.3 Geometria de Ackermann

Se numa curva, as rodas interiores e exteriores de um veículo possuírem o mesmo ângulo de rotação, vai haver um arrastamento de uma das rodas, causando uma grande instabilidade ao veículo. Para além disso, vai contribuir para um consumo de pneus e de combustível bastante elevado [12] e [13].

Quando um veículo é conduzido, percorre um caminho semelhante a um arco de circunferência, cujo o centro estará na linha imaginária que se estende a partir do eixo fixo (traseiro). A este centro denomina-se de centro próprio de rotação, dependendo de quanto estão viradas as rodas [4] e [12]. Estas têm que estar viradas de modo a que uma linha perpendicular ao seu alinhamento individual interseque a linha imaginária fixa no mesmo ponto, coincidente com o centro próprio de rotação [14].

Como a roda exterior à curva percorre uma circunferência maior que a roda interior, as rodas terão que ter ângulos diferentes uma da outra.

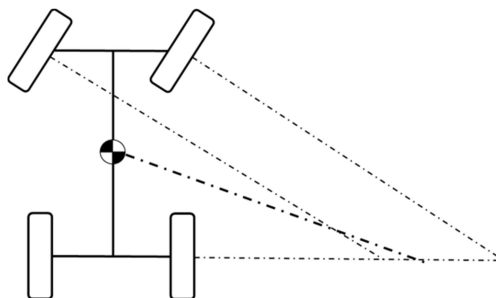


Figura 2.11 - Modelo de direção de geometria paralela

A geometria de Ackermann constrói esta disposição automaticamente inclinando a perpendicular de cada roda de modo a se intersectarem coincidentes com o eixo traseiro. As

rótulas das rodas estarão unidas por uma barra rígida de modo a que qualquer que seja o ângulo da direção todas as rodas traçarão circunferências concêntricas.

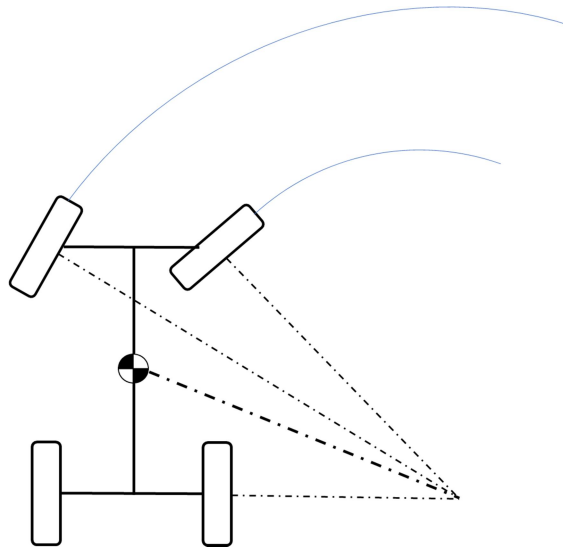


Figura 2.12 - Geometria de Ackermann.

2.4 Ângulo de escorregamento

O ângulo de escorregamento, ou *slip angle* – α , numa roda e num determinado momento, é o ângulo entre a direção em que a roda aponta e a direção real em que a roda se desloca. Este ângulo é consequência da atuação da força centrífuga – lateral causada pela inércia adjacente ao movimento do veículo durante uma curva, um efeito real pouco perceptível e não depende da inclinação do plano em que o veículo se desloca nem tem qualquer relação com escorregamentos ou derrapagens das rodas [15].

Numa curva, o comportamento do veículo é influenciado pelo somatório das forças nos três planos. No longitudinal, existe a aceleração do veículo. No lateral atua a força centrífuga (que expulsa o veículo da trajetória) e a centrípeta (que faz com que ele se mantenha na trajetória). Na vertical existe o peso.

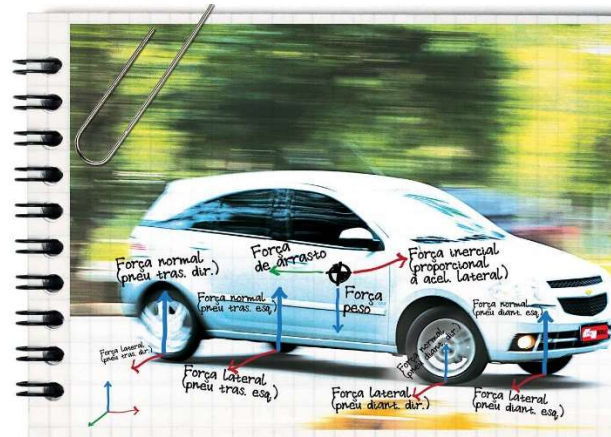


Figura 2.13 - Forças atuantes num veículo durante uma curva [16].

O centro de gravidade de um veículo influencia o comportamento do veículo independentemente da posição do seu centro próprio de rotação. Nos veículos de quatro rodas, surge um efeito de escorregamento, pois o centro próprio de rotação não coincide com o seu centro instantâneo de rotação. Este centro instantâneo é dado em função do centro de gravidade de cada veículo e do raio de cada curva. O vetor da velocidade resultante é aplicado segundo o ângulo de escorregamento e pode ser dividido em dois vetores: um vetor paralelo à direção do pneu (que define a velocidade axial) e um vetor perpendicular à direção do pneu (que define a velocidade de escorregamento) [16].

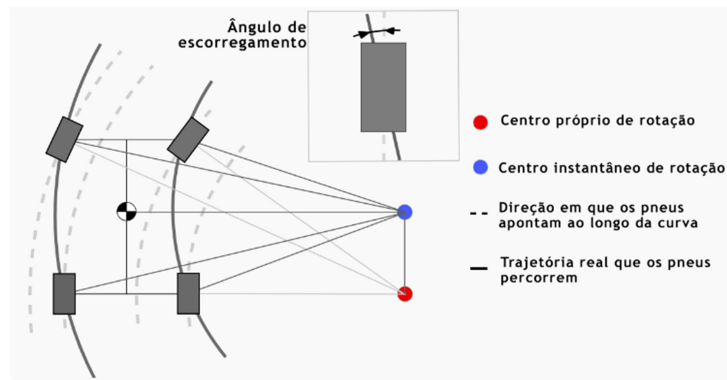


Figura 2.14 - Representação do ângulo de escorregamento [adaptado de 15].

Ao ser aplicada esta velocidade de escorregamento, a zona de contacto do pneu com a estrada vai deformar-se. Nessa área, elementos infinitesimais do pneu têm velocidade nula em relação ao solo, e à medida que estes se vão movendo ao longo da zona de contacto vão sendo defletidos com uma intensidade crescente em relação ao plano transversal do pneu, fazendo com que este se mova lateralmente [17]. Este fenómeno está associado ao ângulo de escorregamento e à força de escorregamento.

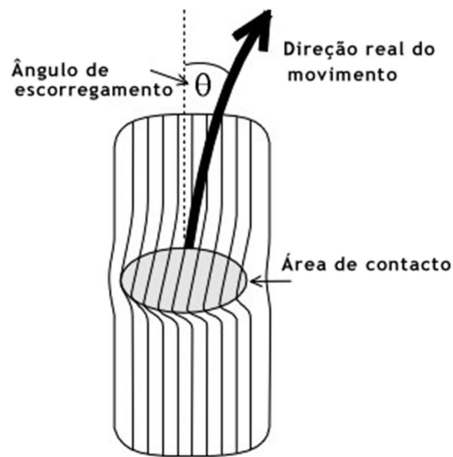


Figura 2.15 - Deformação do pneu [adaptado de 18].

A força de escorregamento, ou *cornering force*, consiste numa força perpendicular à direção do pneu aplicada na base deste e que é anulada pela força de atrito, deformando o pneu. Esta força aumenta de forma linear no início, mas perde esta linearidade logo de seguida continuando a aumentar até atingir um máximo [17]. À medida que se aproxima do fim da área do pneu em contacto esta força vai diminuindo até zero.

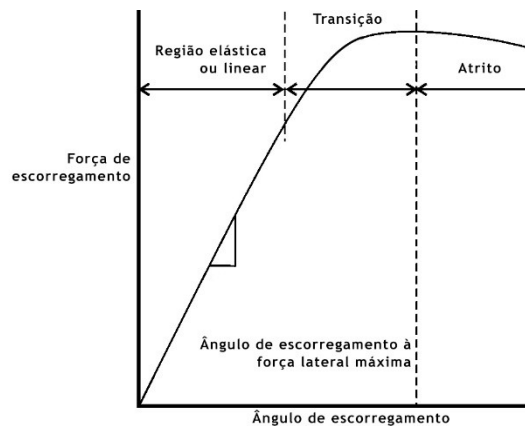


Figura 2.16 - Gráfico do comportamento do ângulo de escorregamento com a força de escorregamento [adaptado de 14].

A uma determinada carga, a linearidade inicial verifica-se para valores do ângulo de escorregamento inferiores a 5°, e a constante de linearidade denomina-se de “rigidez em curva” ou “*cornering stiffness*” – C_α [14], [17], [18]. A força de escorregamento está relacionada com o ângulo de escorregamento e com a rigidez em curva por [17] e [17]:

$$F_x = C_\alpha * \alpha \quad 2.1$$

Em que,

F_x - Força de escorregamento (ou força lateral) (N);

C_α - Rigidez em curva (*cornering stiffness*) (N/rad);

α - Ângulo de escorregamento (rad);

Esta constante indica o quão “rijo” se comporta o pneu na curva, ou seja, o quão mais este se deforma para o mesmo valor de força lateral a que está sujeito. Esta propriedade depende de várias variáveis tais como o tamanho e tipo do pneu, número de camadas, largura da roda e o tipo de rasto.

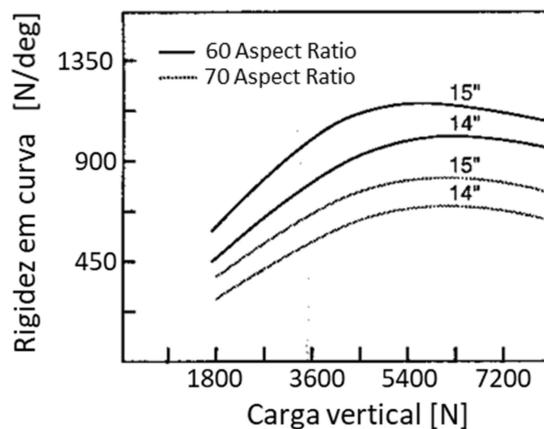


Figura 2.17 - Gráfico da rigidez em curva consoante a carga vertical [adaptado de 16].

Devido à distribuição irregular do peso do veículo e às suas características geométricas, os ângulos de escorregamento serão diferentes em todas as rodas para a mesma curva. A relação entre os ângulos das rodas da frente e os de trás determina o desempenho do veículo durante a curva, podendo este entrar em subviragem ou sobreviragem.

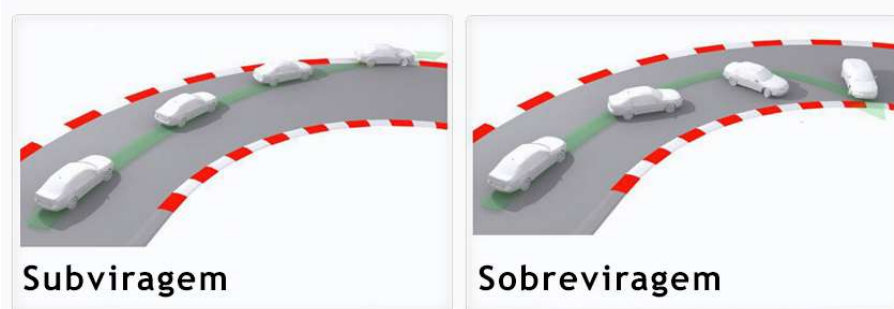


Figura 2.18 - Subviragem vs. Sobreviragem [adaptado de 19]

Os ângulos de escorregamento instantâneos reais dependem de vários fatores, entre eles a condição do pneu e da estrada. Normalmente os automóveis são projetados de maneira a que

a sua suspensão ajuste este escorregamento, reduzindo a altura do seu centro de gravidade para que a transferência de peso de um lado para o outro não seja tão acentuada.

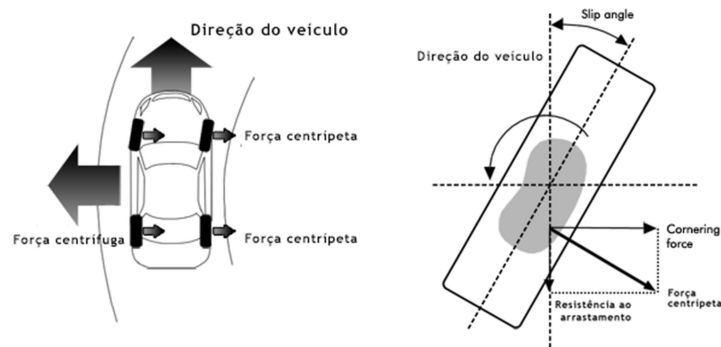


Figura 2.19 - Esquema da atuação da força centrífuga

2.5 Rigidez em curva

Como referido no ponto anterior, a “rigidez em curva” (ou “*cornering stiffness*” – C_α) de cada roda, é a relação presente entre a carga lateral a que estas estão sujeitas e o ângulo de escorregamento que esta carga produz, quando a deformação do pneu se encontra na região elástica.

Não existe nenhuma forma analítica para descobrir esta constante. Existe apenas uma solução que pode ser encontrada empiricamente. Esta solução consiste na instalação de medidores de ângulo de escorregamento nos pneus e sujeitá-los a testes práticos (em movimento), medindo a carga lateral, a carga vertical e esta deformação.

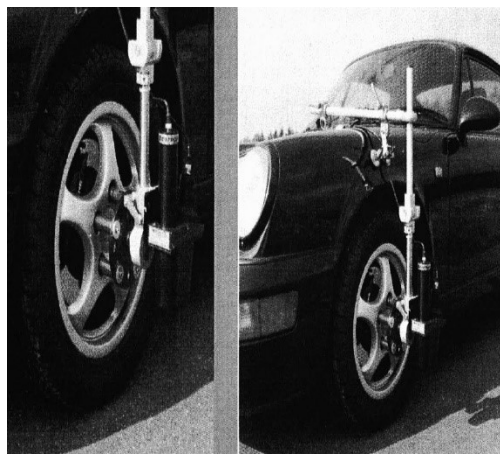


Figura 2.20 - Medição do ângulo de escorregamento de um veículo [18].

No fim de se registar estes valores é possível traçar um gráfico com todos os pontos obtidos e calcular o declive respetivo da reta inicial. A título de exemplo, na Figura 2.21 estão

representados os gráficos obtidos num destes testes. As características destes pneus estão especificadas nas tabelas Tabela 2.1 e Tabela 2.2 [20].

Tabela 2.1 - Características dos pneus testados.

Parameter	width mm	R1 mm	R2 mm	CN N/mm	Cs N	C_α N/rad	C_γ N/rad	CRR mm	RDR -	U0 -	U1 -
Rear tires	200	140	73	200	2500	10000	2000	30	0.2	1.8	0.4
Front tires	130	130	63	150	1000	4000	800	20	0.1	1.8	0.4

Tabela 2.2 - Lista dos parâmetros medidos no teste de deformação.

Parameter	Meaning
---	Tire width
R1	Outer radius of the unloaded (undeformed) tire
R2	Inner radius of the tire (outer radius of the tire hub)
CN	Tire radial stiffness
Cs	Tangent of the curve “longitudinal load-vs.-slip ratio”, evaluated at null slip ratio
C_α	Tangent of the curve “lateral load-vs.-slip angle”, evaluated at null slip angle
C_γ	Tangent of the curve “lateral load-vs.-incl. angle”, evaluated at null incl. angle
CRR	Eccentricity of the vertical force on the contact patch (rolling resist. moment arm)
RDR	Relative damping ratio
U0	Friction coefficient at null comprehensive slip
U1	Friction coefficient at full comprehensive slip

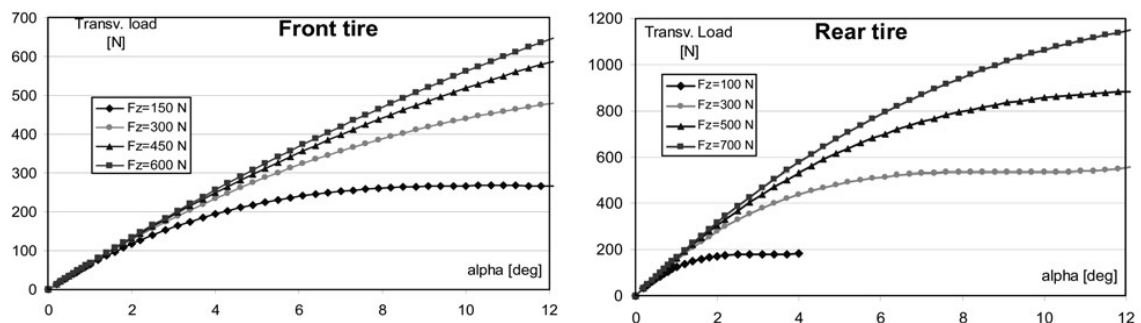


Figura 2.21 - Força lateral vs. ângulo de escorregamento para quatro cargas verticais [20].

É de se notar que no para ambos os pneus, existe uma zona linear inicial em que há proporcionalidade entre F_x e α . Nos pneus da frente essa linearidade prolonga-se até um ângulo de escorregamento maior do que nos pneus de trás. Pode observar-se o valor de C_α , para cada pneu, na Tabela 2.1 [20].

Conclui-se com este teste, que para os pneus da frente para forças laterais inferiores a 100 N (180 N para os pneus de trás) o valor de C_α é constante – 4000 N/rad à frente e 10 000 N/rad a trás. Só depois da força lateral ultrapassar o limite da deformação elástica é que esse valor se irá alterar. Nesta zona pode-se também constatar que o valor da carga vertical não influencia em nada o valor desta constante [14], [17], [18] e [20].

2.6 Fórmula mágica de Pacejka

Pacejka desenvolveu um modelo de equações que combina todos os fatores influenciadores na projeção de um pneu para um determinado propósito. A este modelo é chamado de "fórmula mágica", pois não existe uma base física específica para a estrutura das equações escolhidas, mas que realmente se encaixam numa grande variedade de construção e condições operacionais de pneus [21]. Cada pneu é caracterizado de entre 10 a 20 coeficientes para cada força importante que pode ser produzida na área de contato, normalmente força lateral e longitudinal, e momento de Auto alinhamento, tal como a melhor comparação entre os dados experimentais e os do modelo. Estes coeficientes são então utilizados para gerar equações que mostram a quantidade de força gerada para uma determinada carga vertical no pneu, camber e ângulo de escorregamento.

A modelação de pneus de Pacejka é também utilizada na simulação dinâmica de veículos e em jogos de carros de corrida, pois é bastante precisa, fácil de programar e com uma resolução rápida [22]. Um problema com o modelo de Pacejka é que, quando implementado em código de computador, não funciona para baixas velocidades, pois possui um termo de velocidade num denominador tornando a fórmula divergente.

A Fórmula Mágica é apresentada numa forma geral de [23]:

$$R(k) = d * \text{sen}\{c * \arctan[b(1 - e)k + e * \arctan(bk)]\} \quad 2.2$$

Onde b, c, d e e representam constantes de ajustamento e R é a força ou o momento resultante segundo um parâmetro de escorregamento k .

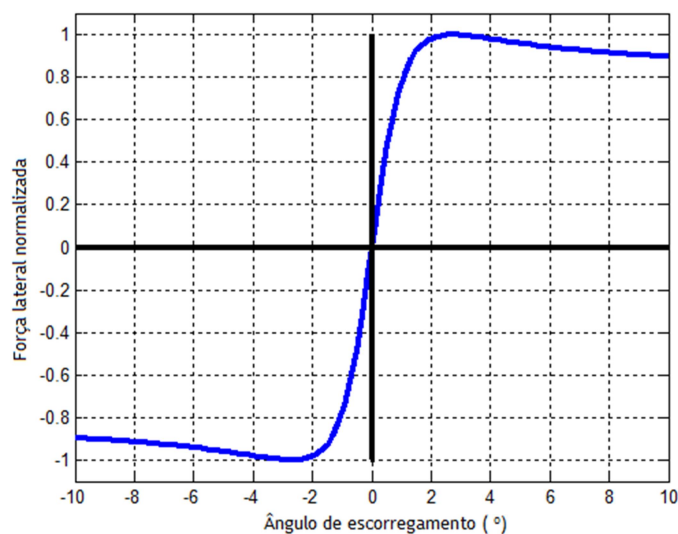


Figura 2.22 - Curva da Fórmula Mágica para $b=0.714$, $c=1.40$, $d=1.00$, $e=-0.20$ [24].

3 Caso em estudo

3.1 Mecanismos utilizados

De ano para ano, o sistema de direção do UBicar é alterado, tendo em conta a prestação de cada um, visando a cada ano ser melhor que o ano anterior, mantendo os pontos fortes melhorando os pontos fracos.

Foram estudados vários tipos de direção, analisando todas as premissas que cada um acarretava. Visto o UBicar deslocar-se sempre a velocidades inferiores a 30 km/h e este ser relativamente leve, foram tomadas decisões logo na conceção primordial deste veículo. Como não haveria deformação do ângulo das rodas (devido ao peso) seria preferível um camber nulo, e como a velocidade é reduzida e as curvas pouco acentuadas, usar-se-ia um caster também nulo. Estas condições simplificam bastante a análise analítica e vetorial na análise do comportamento dos mecanismos.

3.1.1 Alavanca corrediça

No UBicar 13 e UBicar 14 (Figura 3.1) foi adotado o sistema de “Alavanca corrediça”. Este sistema é dividido em dois planos – frontal e horizontal.

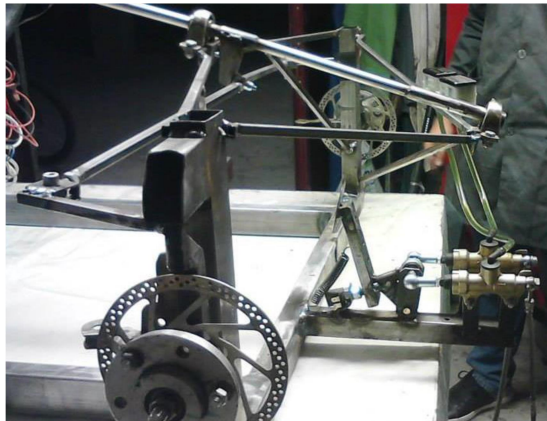


Figura 3.1 - Sistema de direção do UBicar 2014 [3].

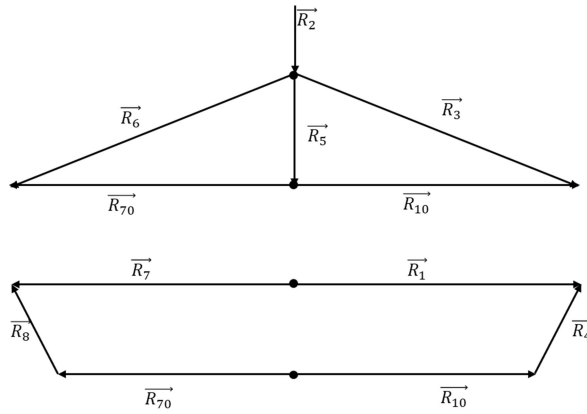


Figura 3.2 - Diagrama vetorial do sistema "Alavanca corredeira".

3.1.2 Triângulo

Posteriormente foi elaborada uma dissertação de mestrado para encontrar o melhor mecanismo de direção de modo a que o erro seja o menor possível. Através de programas computacionais chegou-se à conclusão que o melhor sistema a implementar neste veículo, sem que houvesse correção eletrônica instantânea, seria o de triângulo.

Este mecanismo possui um triângulo isósceles com um ângulo β , e pode ser ou não colocado na via dianteira do veículo.

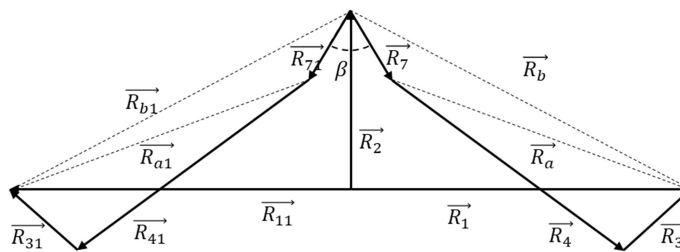


Figura 3.3 - Diagrama vetorial para o sistema de triângulo.

Equação vetorial [3]: $\vec{R}_1 + \vec{R}_3 = \vec{R}_2 + \vec{R}_7 + \vec{R}_4$

$$R_b = (R_1^2 + R_2^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_b = \arctg\left(\frac{R_2}{-R_1}\right)$$

$$R_a = (R_b^2 + R_7^2 - 2 * R_b * R_7 * \cos(\theta_7 - \theta_b))^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_a = \theta_b + \arctg\left(\frac{-R_7 * \text{sen}(\theta_7 - \theta_b)}{R_b - R_7 * \cos(\theta_7 - \theta_b)}\right)$$

$$\theta_3 = \theta_a - \arccos\left(\frac{R_4^2 - R_a^2 - R_3^2}{2 * R_a * R_3}\right)$$

$$\Delta\theta_3 = \theta_3 - \theta_{3inic}$$

$$\theta_{b1} = \arctg\left(\frac{R_2}{-R_1}\right) - \pi$$

$$R_{a1} = (R_b^2 + R_7^2 - 2 * R_b * R_7 * \cos(\theta_7 - \beta - \theta_{b1}))^{\frac{1}{2}}$$

$$\theta_{a1} = \theta_{b1} + \arctg\left(\frac{-R_7 * \text{sen}(\theta_7 - \beta - \theta_{b1})}{R_b - R_7 * \cos(\theta_7 - \beta - \theta_{b1})}\right)$$

$$\theta_{31} = \theta_{a1} - \arccos\left(\frac{R_4^2 - R_{a1}^2 - R_3^2}{2 * R_{a1} * R_3}\right)$$

$$\Delta\theta_{31} = \theta_{31} - \theta_{3inic}$$

Foi então instalado este sistema no UBicar que participou no SEM em 2015, 2016,[3] e 2017, em que se alteravam apenas as medidas de acordo com as medidas da construção do chassis.



Figura 3.4 - Sistema de direção do UBicar 17.

Como se pode verificar, apesar deste sistema conseguir o menor erro possível, é também um sistema bastante complexo, complicando bastante a implementação de um sistema de correção automático, derivado ao elevado número de variáveis que “entram em jogo”.

Para o estudo desta dissertação há a necessidade de descomplicar este mecanismo. Foram encontradas várias soluções e analisadas quanto ao seu nível de complexidade.

3.1.3 Pinhão-cremalheira

Esta hipótese baseia-se na transformação do movimento rotativo do volante num movimento linear, através duma barra dentada – cremalheira. Esta barra está ligada aos tirantes das rodas. Solidária com o volante, está um pinhão que encaixa na cremalheira. Ao rodar o volante desencadeia-se um movimento da barra para a esquerda ou para a direita, definindo a orientação das rodas [3], [4]. Pode observar-se o diagrama vetorial na Figura 3.6.

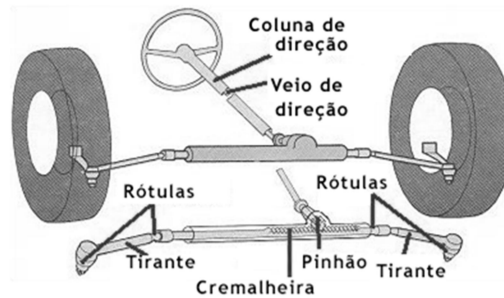


Figura 3.5 - Esquema do sistema "Pinhão-cremalheira" [25].

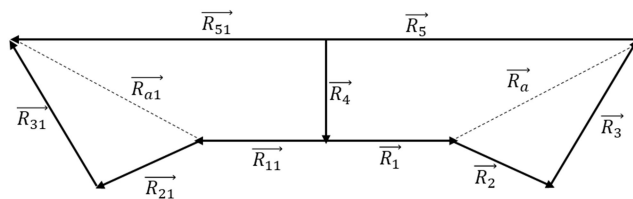


Figura 3.6 - Diagrama vetorial do sistema "Pinhão-cremalheira".

3.1.4 Alavanca simples

Este mecanismo é o equivalente ao de "triângulo", em que o ângulo β é zero, facilitando a análise e a construção. Apesar das equações de dimensionamento serem as mesmas, vários termos anular-se-ão quando se substituir o valor de β por zero.

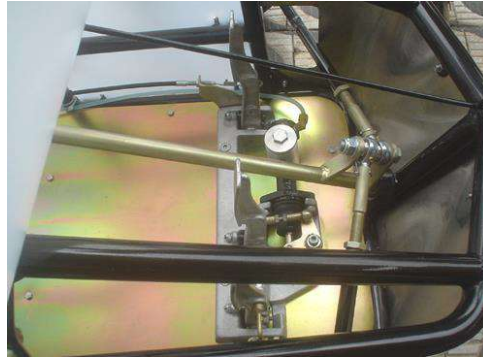


Figura 3.7 - Exemplo do sistema de "Alavanca simples"[3].

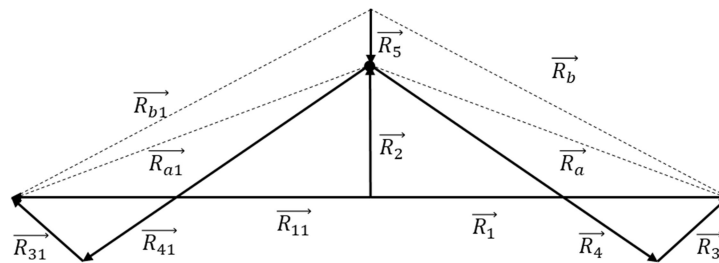


Figura 3.8 - Diagrama vetorial do sistema de "Alavanca simples".

3.1.5 Trapezoidal

Chamado também de Mecanismo de Ackermann, o mecanismo trapezoidal é aquele que mais se assemelha à geometria de Ackermann – a geometria perfeita para que não haja arrastamento de nenhuma roda. Como o próprio nome indica, este sistema consiste num trapézio formado por quatro barras, em que o tirante é menor que a via dianteira (a base maior do trapézio). Esta característica confere-lhe a capacidade de fazer com que as rodas interiores façam um ângulo maior que as rodas exteriores [13], [14], [17], [26].

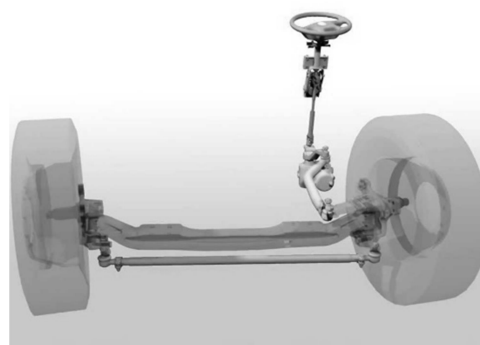


Figura 3.9 - Sistema de direção "Trapezoidal" [27].

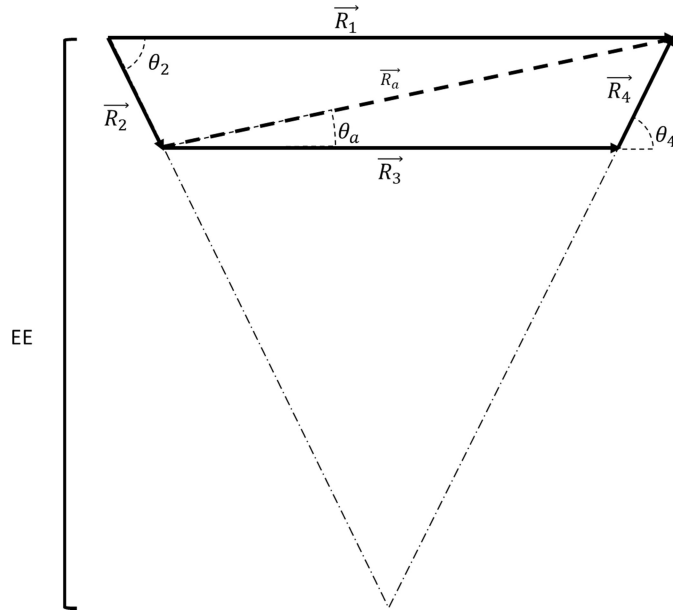


Figura 3.10 - Diagrama vetorial do sistema "Trapezoidal".

Equação vetorial [3]: $-\vec{R}_2 + \vec{R}_1 = \vec{R}_3 + \vec{R}_4$

$$\vec{R}_2 = \vec{R}_4 \quad 3.1$$

$$\theta_{4i} = \arctg\left(\frac{2 * (EE)}{R_1}\right) \quad 3.2$$

$$R_3 = R_1 - (2 * R_4 * \cos(\theta_{4i})) \quad 3.3$$

$$\theta_{2i} = -\theta_{4i} \quad 3.4$$

$$R_a = \sqrt{(R_1^2 + R_2^2 - 2 * R_1 * R_2 * \cos(\theta_2))} \quad 3.5$$

$$\theta_a = \arctg\left(\frac{-R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{-R_2 * \cos(\theta_2) + R_1}\right) \quad 3.6$$

$$\theta_4 = \theta_a + \arccos\left(\frac{R_3^2 - R_a^2 - R_4^2}{-2 * R_a * R_4}\right) \quad 3.7$$

Como se pode verificar, este tipo de mecanismo é o mais simples de implementar e de analisar.

O objetivo desta dissertação se centrar na análise do comportamento do ângulo de escorregamento do UBicar e no desenvolvimento de uma correção eletromecânica, que atua na compensação deste mesmo ângulo instantaneamente com o movimento. Escolhe-se este modelo daqui para a frente, havendo a necessidade de simplificar o número de parâmetros e de equações, para que o cálculo computacional seja feito de modo mais rápido e com menos hipóteses de falhar.

3.2 Especificações do UBicar

Para se fazer um estudo de um sistema de direção para um veículo é necessário primeiro saber as suas especificações, as suas características e as suas peculiaridades.

3.2.1 Dimensões

Relativamente às dimensões, o UBicar possui:

- Entre eixo: $EE = 1,70\text{ m}$;
- Via dianteira: $VD = 0,90\text{ m}$, considera-se que a via traseira tenha a mesma medida;
- Massa: $m = 150\text{ kg}$.

3.2.2 Centro de gravidade

Relativamente ao seu centro de gravidade, o UBicar é caracterizado por:

- Distância do CG ao eixo dianteiro: $a = 1\text{ m}$;
- Distância do CG ao eixo traseiro: $b = 0,7\text{ m}$;
- Altura do CG em relação ao solo: $h = 0,5\text{ m}$.

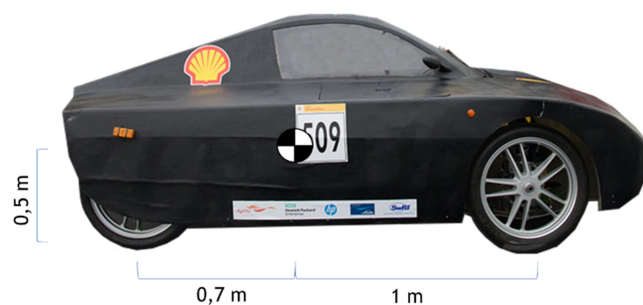


Figura 3.11 - Medidas em relação ao CG do UBicar.

Estas medidas foram obtidas através do recurso a duas balanças. No fim de medido o entre eixo, foram pesados ambos os eixos e sabendo a quantidade de massa em cada um, foi possível descobrir a distância destes ao CG. A altura h foi estimada através da observação do veículo, contando com o condutor.

3.2.3 Trapézio de direção

O trapézio de direção, representado na Figura 3.10 possui as seguintes dimensões:

- Base maior: $R_1 = 0,9 \text{ m}$;
- Base menor: $R_3 = 0,85 \text{ m}$;
- Lado esquerdo: $R_2 = 0,1 \text{ m}$;
- Lado direito: $R_4 = 0,1 \text{ m}$.

3.3 Tipo de pneu

Quando se fala em veículos ultra-eficientes fala-se em consumo. Na Figura 3.12 pode verificar-se o contributo que cada fator tem no consumo de combustível num veículo.

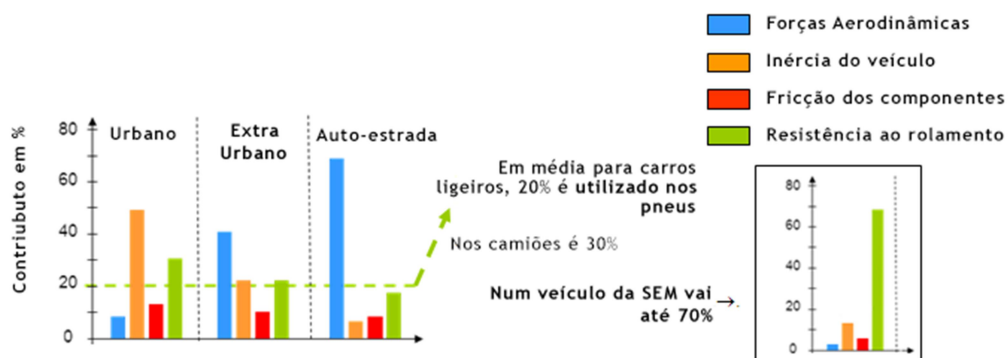


Figura 3.12 - Gráfico do contributo de cada fator no consumo de combustível num veículo [28].

Como se pode observar, a resistência ao rolamento, num veículo ligeiro, é responsável por 30% do consumo num trajeto urbano. Num carro da SEM pode ser responsável por até 70% do combustível gasto num ciclo de viagem de um veículo.

Especialmente para a SEM, a Michelin criou uns pneus “*ultimate energy-efficient*” –eficientes em termos energéticos. Como se pode observar na Figura 3.13, estes pneus conseguem ser 5 vezes mais eficientes energeticamente que os pneus vendidos comercialmente para o uso corrente [28].

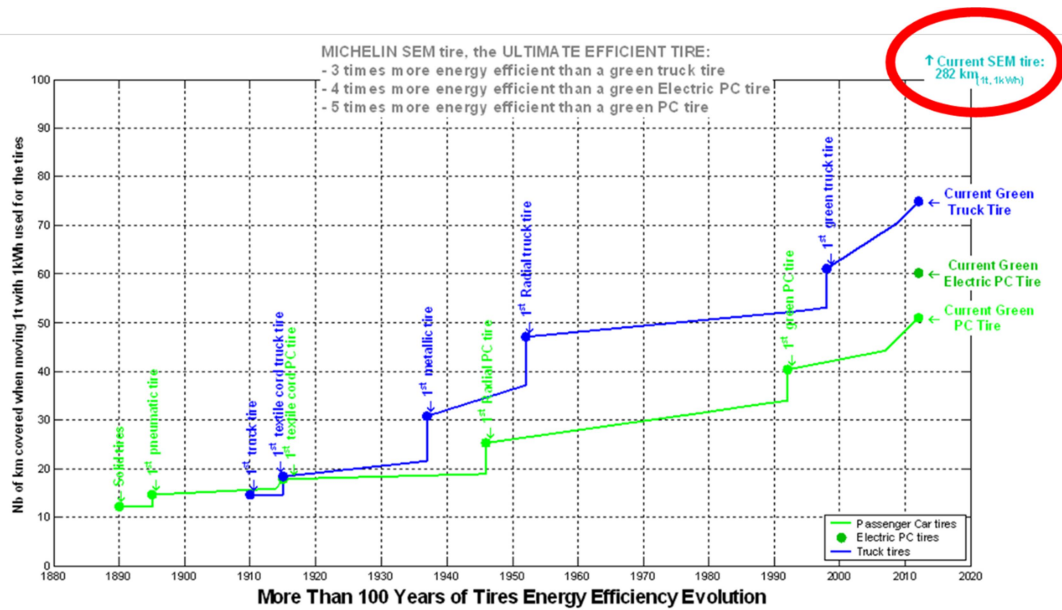


Figura 3.13 - Evolução da eficiência energética dos pneus Michelin

Foram criados dois tipos de pneus, conforme a categoria da prova em que participassem – 45 75R16 para os protótipos e 95 80R16 para os UrbanConcept. Posto isto, a equipa da UBI optou por equipar o seu veículo com um destes pneus. Para as quatro rodas foi escolhido o pneu 95 80R16, especificado nas Tabela 3.1 e Tabela 3.2 [29].

Tabela 3.1 - Especificações do pneu *ultimate energy-efficiency* 95 80R16 da Michelin .

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

<i>Pressão máxima</i>	500 kPa
<i>Pressão máxima para armazenamento</i>	100 kPa
<i>Resistência elétrica</i>	4 E+12Ω
<i>Capacidade de carga</i>	100 kg
<i>Limite de velocidade</i>	70 km/h

Tabela 3.2 - Dimensões do pneu *ultimate energy-efficiency* 95 80R16 da Michelin.

DIMENSÕES

<i>Largura do pneu</i>	95 mm
<i>Diâmetro total</i>	558 mm



Figura 3.14 - Pneu montado numa das rodas dianteiras do UBicar 17

No âmbito desta dissertação, foram cedidos pela Michelin, os valores das variáveis a entrar na “Fórmula Mágica” de Pacejka correspondentes a este pneu. Estes valores estão mostrados em anexo.

3.4 Ângulo de escorregamento (Slip angle)

Como referido no ponto 2.4, para a análise completa e correta do ângulo de escorregamento é preciso averiguar vários fatores e como estes influenciam a sua variação.

3.4.1 Ângulo de viragem das rodas direcionais

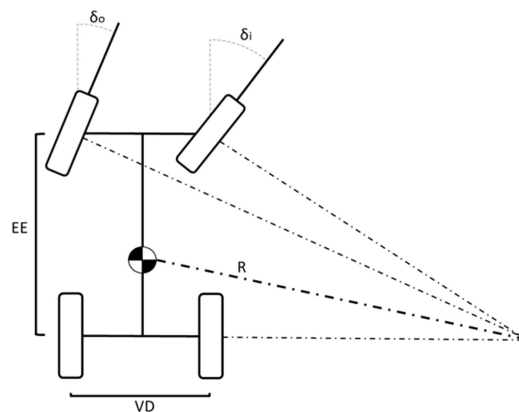


Figura 3.15 - Geometria de um veículo em curva.

Analisando a Figura 3.15 geometricamente, podem retirar-se as expressões para o ângulo de viragem para cada uma das rodas, assumindo que se tratará sempre de um ângulo bastante baixo [17].

$$\delta_o \cong \frac{EE}{R + \frac{VD}{2}} \quad \text{e} \quad \delta_i \cong \frac{EE}{R - \frac{VD}{2}} \quad 3.8$$

Tem-se que o ângulo de viragem médio (assumindo sempre ângulos baixos), definido como “Ângulo de Ackermann” é dado por:

$$\delta = \frac{EE}{R} \quad 3.9$$

3.4.2 Força lateral

Quando um veículo se movimenta ao longo de uma curva, este percorre um arco de circunferência. Como este está provido de massa e de aceleração, vai existir uma força centrífuga, criada pela inércia do veículo, que o empurra para o exterior da curva. Esta força atua na lateral do carro com o sentido de dentro para fora (Figura 3.16).

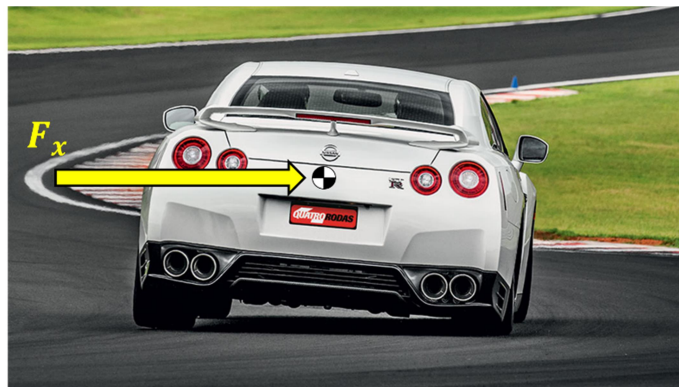


Figura 3.16 - Comportamento de um veículo numa curva à esquerda [adaptado de 16].

Esta força é exclusivamente consequência da força centrífuga. Recorrendo à 2ª Lei de Newton, em que $F_x = m \cdot a$ e sendo a a aceleração centrífuga, dada pela Equação 3.10 podemos obter a expressão desta força lateral (Equação 3.11) [14], [17].

$$a_c = \frac{v^2}{R} \quad 3.10$$

$$F_x = m * \frac{v^2}{R} \quad 3.11$$

Em que,

F_x - Força lateral (N);

a_c - Aceleração centrífuga (m/s^2);
 m - Massa total do veículo (kg);
 v - Velocidade linear (m/s);
 R - Raio da curva;

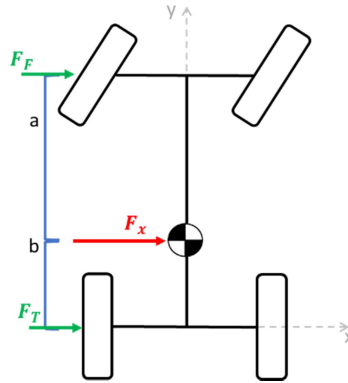


Figura 3.17 - Diagrama das forças laterais atuantes no veículo.

Sabe-se então que a força lateral total que atua no veículo, mas não se sabe quanto dessa força está vocacionada para as rodas da frente e para as rodas de trás. Sabe-se que o veículo não roda sobre si mesmo (o somatório dos momentos segundo o CG é nulo). Pode afirmar-se:

$$\Sigma M_{CG} = 0 \Leftrightarrow F_F * a - F_T * b = 0 \Leftrightarrow F_F = F_T * \frac{b}{a} \quad 3.12$$

$$F_x = F_F + F_T = \left(F_T * \frac{b}{a} \right) + F_T \Leftrightarrow F_x = F_T \left(\frac{b}{a} + 1 \right) \quad 3.13$$

Substituindo (3.13) em (3.11) [17]:

$$m * \frac{v^2}{R} = F_T \left(\frac{b}{a} + 1 \right) = F_T \left(\frac{b+a}{a} \right) \xrightarrow{a+b=EE} F_T = m * \underbrace{\frac{a}{EE}} * \frac{v^2}{R} \quad 3.14$$

Massa distribuída em cada

Da mesma maneira que:

$$F_F = m * \frac{b}{EE} * \frac{v^2}{R} \quad 3.15$$

Em que,

F_F - Força lateral que atua no eixo dianteiro(N);

F_T - Força lateral que atua no eixo traseiro(N);

a - Distância do eixo dianteiro até ao CG (m);

b - Distância do eixo traseiro até ao CG (m);

EE - Entre eixo do veículo (m).

Sabendo a massa distribuída em cada eixo, pode então calcular-se a força que esta exerce – o Peso (W):

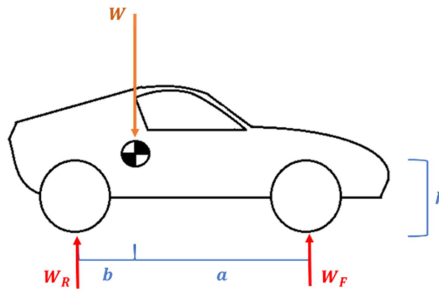


Figura 3.18 - Diagrama da distribuição do peso no veículo.

$$W = \begin{cases} m * \frac{a}{EE} = \frac{W_T}{g} \Leftrightarrow W_T = m * g * \frac{a}{EE} & (a) \\ m * \frac{b}{EE} = \frac{W_F}{g} \Leftrightarrow W_F = m * g * \frac{b}{EE} & (b) \end{cases} \quad 3.16$$

Em que,

W - Peso total do veículo (N);

W_F - Peso no eixo dianteiro (N);

W_T - Peso no eixo traseiro (N);

Sabendo o valor do peso, calcula-se então a proporção de força lateral aplicada a cada roda – a de dentro e a de fora – para cada eixo. Na Figura 3.19 é analisado apenas o eixo dianteiro, sendo que para o eixo traseiro processa-se da mesma forma.

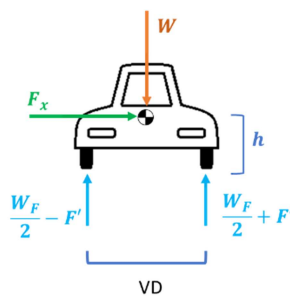


Figura 3.19 - Diagrama das forças atuantes no veículo visto de frente.

Calculando a soma dos momentos na roda interior:

$$\sum M_{roda\ interior} = 0 \Leftrightarrow -F * h - F' * VD - \frac{W_F}{2} * VD + W_F * \frac{VD}{2} = 0$$

$$\Leftrightarrow F' = -F * \frac{h}{VD}$$

$$\Leftrightarrow F' = -m * \frac{v^2}{R} * \frac{h}{VD} \quad 3.17$$

Em que,

F' - Proporção da força lateral distribuída para cada roda (N);

Como F' é também distribuída entre o eixo frontal e traseiro, substitui-se em (3.17) com (3.14) e (3.15):

$$F'_F = F' * \frac{b}{EE} = -m * \frac{v^2}{R} * \frac{b}{EE} * \frac{h}{VD} \quad 3.18$$

$$F'_T = F' * \frac{a}{EE} = -m * \frac{v^2}{R} * \frac{a}{EE} * \frac{h}{VD} \quad 3.19$$

Estas forças F'_F e F'_T , estão relacionadas com o efeito representado na Figura 3.16, pois quanto maior forem estas forças, maior será a inclinação do veículo.

3.4.3 Ângulo de escorregamento

Sabe-se então agora todas as forças que atuam no veículo, e dando uso à Equação 2.1 pode obter-se o valor dos ângulos de escorregamento para cada uma das rodas [17], [20], [30]:

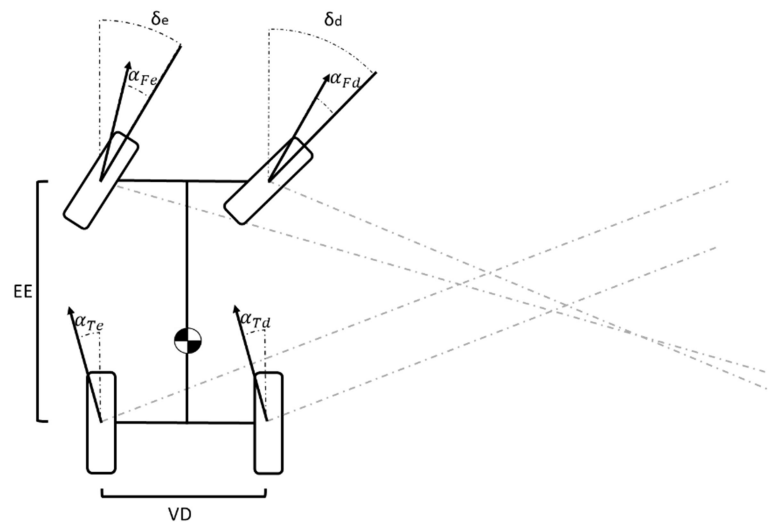


Figura 3.20 - Representação dos ângulos de escorregamento em cada roda do veículo

$$\alpha_{Fd} = \frac{-F'_F}{C_{\alpha_{Fd}}} = \frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE} \quad 3.20$$

$$\alpha_{Fe} = \frac{F'_F}{C_{\alpha_{Fe}}} = \frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE} \quad 3.21$$

$$\alpha_{Td} = \frac{-F'_T}{C_{\alpha_{Td}}} = \frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE} \quad 3.22$$

$$\alpha_{Te} = \frac{F'_T}{C_{\alpha_{Te}}} = \frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE} \quad 3.23$$

Em que,

α_{Fd} - Ângulo de escorregamento na roda frontal direita (rad);

α_{Fe} - Ângulo de escorregamento na roda frontal esquerda (rad)

α_{Td} - Ângulo de escorregamento na roda traseira direita (rad)

α_{Te} - Ângulo de escorregamento na roda traseira esquerda (rad)

$C_{\alpha_{ii}}$ - Rigidez em curva de cada roda "ii" (N/rad).

3.4.4 Geometria da direção real

Como se pode verificar na Figura 3.20, a real direção do veículo não é aquela para a que as rodas estão direcionadas, mas sim a dos ângulos de escorregamento que cada uma sofre.

Para uma análise deste acontecimento é necessária uma redução do modelo do veículo ao modelo de bicicleta, tendo apenas uma roda à frente e uma a trás, representando cada uma um eixo.

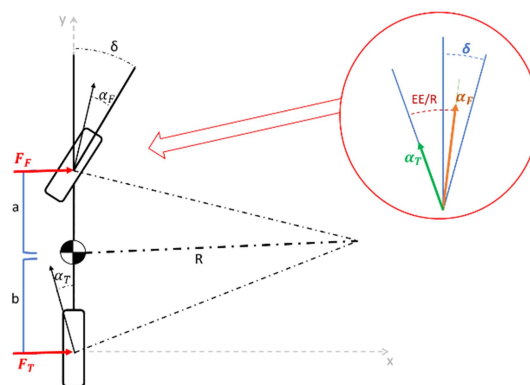


Figura 3.21 - Modelo de bicicleta equivalente ao modelo do veículo

É necessário agora estudar a geometria do veículo durante a curva. Com um pequeno estudo da Figura 3.21 e assumindo o referido no ponto 3.4.1, será agora correto afirmar-se que [17]:

$$\delta = \frac{EE}{R} + \alpha_F - \alpha_T \quad 3.24$$

$$\Leftrightarrow \delta = \frac{EE}{R} + \frac{\pm F'_F}{C_{\alpha_F}} - \frac{\pm F'_T}{C_{\alpha_T}} \quad 3.25$$

Fica então a ser conhecido o ângulo para o qual a roda da frente está direcionada:

$$\Leftrightarrow \delta = \frac{EE}{R} + \frac{\pm \left(-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE} \right)}{C_{\alpha_F}} - \frac{\pm \left(-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE} \right)}{C_{\alpha_T}} \quad 3.26$$

Tendo sido esta uma redução do modelo, pode então afirmar-se que esta dedução é também válida para as rodas tanto da esquerda como da direita, fazendo as devidas substituições na Equação 3.26:

$$\Leftrightarrow \delta_e = \frac{EE}{R} + \frac{-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE}}{C_{\alpha_{Fe}}} - \frac{-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE}}{C_{\alpha_{Te}}} \quad 3.27$$

$$\Leftrightarrow \delta_d = \frac{EE}{R} + \frac{\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE}}{C_{\alpha_{Fd}}} - \frac{\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE}}{C_{\alpha_{Td}}} \quad 3.28$$

Em que,

δ_e - Ângulo para o qual a roda da frente da esquerda está orientada (rad);

δ_d - Ângulo para o qual a roda da frente da direita está orientada (rad);

3.4.5 Rigidez em curva (ou *Cornering stiffness*)

Como referido no ponto 2.5, a rigidez em curva é determinada empiricamente. Esta depende das características do pneu, da força lateral, da força vertical e do ângulo de escorregamento. Em nada está associada à velocidade a que o veículo se desloca ou ao ângulo de direção da roda [20].

Há uma impossibilidade de recorrer à análise da deformação dos pneus utilizados nesta dissertação, devido à falta de equipamentos de medição. Foram fornecidos pela Michelin todos os parâmetros constituintes da fórmula mágica de Pacejka. Através destes valores foi possível a construção do gráfico “Força Lateral vs. Ângulo de escorregamento” [21], [23], [24].

Para determinar a rigidez em curva não basta apenas analisar este gráfico, é necessário analisar o comportamento para valores diferentes de carga vertical. Foram esboçados gráficos que demonstram a alteração da força lateral com a variação da carga vertical:

Como se pode observar, existe uma variação da força lateral resultante do ângulo de escorregamento para valores de força vertical diferentes – quanto maior for a força vertical a que o pneu está sujeito, menor é a força lateral necessária para provocar o mesmo desvio da direção da roda.

Existe, porém, uma zona inicial, a tal chamada zona de deformação elástica, em que os gráficos se sobrepõem todos com o mesmo declive, não havendo qualquer influência da força vertical. Esta zona está marcada a tracejado no gráfico. Para valores de ângulos de escorregamento inferiores a 1,8° a força lateral é sempre proporcional.

É esta zona que terá importância para o estudo desta dissertação, pois o veículo em questão assume velocidades relativamente baixas e com isso uma força lateral baixa. Para determinar o valor de C_α é necessário escolher um ponto no gráfico, de fácil reconhecimento, na zona de deformação elástica.

Foi escolhido o ponto marcado a tracejado, tendo assim:

- Força lateral normalizada: $\frac{F_x}{F_z} = 0,55 [N/N]$ 3.29

- Ângulo de escorregamento: $\alpha = 1,8 [^\circ]$ 3.30

- Força vertical: $F_z = 720 [N]$ 3.31

Deste modo, consegue-se determinar a força lateral substituindo (3.31) em (3.29):

$$\frac{F_x}{F_z} = 0,55 \Rightarrow \frac{F_x}{720} = 0,55 \Leftrightarrow F_x = 0,55 * 720 \Leftrightarrow F_x = 396 [N] \quad 3.32$$

Sabendo a F_x e α é possível encontrar o valor de C_α para os pneus utilizados, recorrendo novamente à expressão 2.1.

$$F_x = C_\alpha * \alpha \Leftrightarrow C_\alpha = \frac{F_x}{\alpha} \Leftrightarrow C_\alpha = \frac{396}{1,8} \Leftrightarrow C_\alpha = 219,5 [N/^\circ] \quad 3.33$$

Reduzindo às unidades S.I.:

$$C_\alpha [N/rad] = C_\alpha [N/^\circ] * \frac{180 [^\circ]}{\pi [rad]} \Leftrightarrow C_\alpha = 14180,7 [N/rad] \quad 3.34$$

3.5 Proposta de correção

O objetivo desta dissertação será a correção, através de um sistema eletromecânico, do alinhamento das rodas do veículo, de modo a que não haja qualquer arrastamento de uma delas, de modo a reduzir o consumo de combustível e de pneus. Desta forma, serão apresentados vários modelos de correção com os seus respectivos prós e contras.

3.5.1 Correção das 4 rodas

Este modelo baseia-se na correção instantânea das 4 rodas em simultâneo com o movimento do veículo. Neste sistema as rodas iriam todas ajustar o seu ângulo, de acordo com o centro próprio de rotação ideal para cada curva. Conforme o ângulo lido no volante e a velocidade do veículo, o processador saberia qual a localização cartesiana desse centro e orientava o ângulo de cada roda, de modo a que as suas perpendiculares se cruzassem nesse ponto.

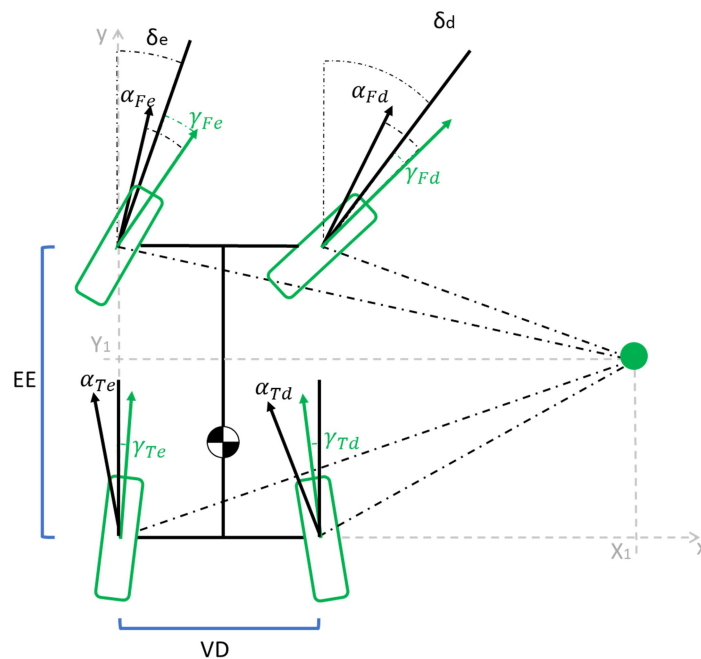


Figura 3.24 - Esquema da correção de 4 rodas.

Em que,

γ_{ii} - Ângulo de correção feito a partir da orientação original da roda;

α_{ii} - Ângulo de escorregamento feito a partir da posição já corrigida.

Este sistema é constituído por:

- 5 Encoders rotativos (1 para cada roda + 1 para o volante)
- 4 Atuadores circulares (1 para cada roda)

- 2 Atuadores circulares (1 para cada roda direcional)
- 1 Sensor de velocidade
- 1 microcontrolador

Nesta situação, baixou-se a complexidade exigida pelo modelo anterior, pois existem duas rodas que já não mexem. No entanto, como as rodas traseiras possuem o mesmo ângulo de deslocamento, as suas linhas perpendiculares imaginárias nunca se cruzam. Desta forma pode ser assumido que esta proposta é impossível de se concretizar eliminando-a à partida da escolha.

3.5.2 Correção de 2 rodas do mesmo lado

Neste caso acontece uma correção instantânea de apenas 2 rodas (de um lado) do veículo em simultâneo com o movimento do veículo. Escolhe-se o lado esquerdo para estar fixo, ou seja, não há correção nestas rodas. O microcontrolador irá analisar o ângulo da roda da frente esquerda (RFE) e a velocidade do veículo. Ao saber estes parâmetros, o microcontrolador consegue descobrir qual o raio da curva, tal como o centro próprio de rotação do veículo. Ao saber onde as perpendiculares das rodas da esquerda e onde estas se intercetam, irá orientar as rodas da direita, para que as perpendiculares destas se intersetem no mesmo ponto que as anteriores.

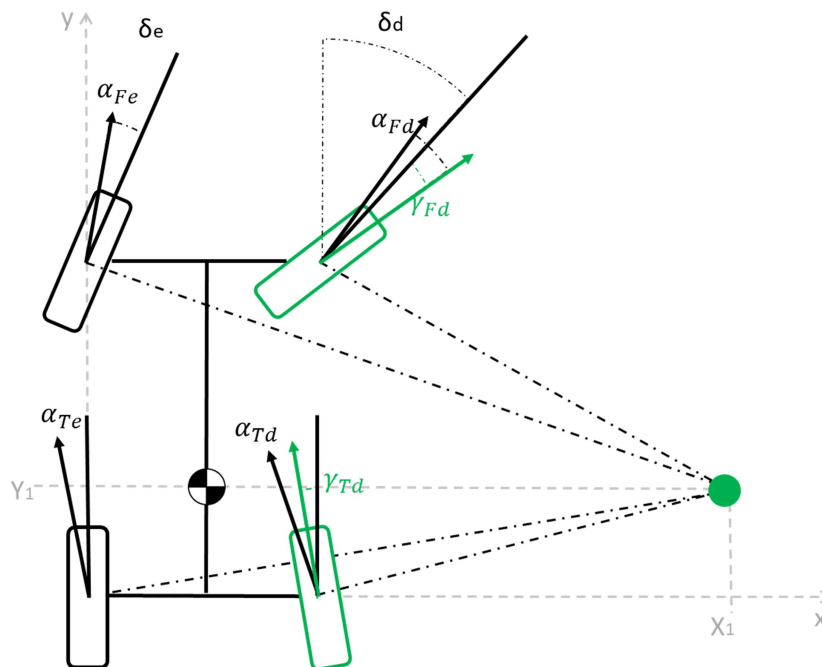


Figura 3.26 - - Esquema da correção das 2 rodas da direita

Em que,

γ_{ii} - Ângulo de correção feito a partir da orientação original da roda;

α_{ii} - Ângulo de escorregamento feito a partir da posição já corrigida.

Este sistema é constituído por:

- 3 Encoders rotativos (1 para cada roda da direita + 1 para a roda da esquerda)
- 2 Atuadores circulares ou lineares (1 para cada roda da direita)
- 1 Sensor de velocidade
- 1 microcontrolador

Este sistema é bastante cómodo de instalar, pois o UBicar possui apenas uma roda motriz, sendo esta a roda traseira esquerda (RTE). Desta forma, ao deixar este lado disponível para a transmissão do movimento simples, sem a necessidade de qualquer tipo de junta universal é a melhor ideia relativamente à poupança de energia, não aumentando as perdas e com isso não aumentar o consumo de combustível.

Esta proposta baseia-se na simplicidade de implementação e na baixa probabilidade de falha.

3.5.3 Escolha do modelo a utilizar

Para decidir qual destes três modelos a utilizar, procedeu-se à elaboração de uma tabela de decisão, em que constavam vários parâmetros. Foram atribuídos valores de 0 (mínimo) a 5 (máximo) conforme a prestação de cada sistema em cada parâmetro. Estes parâmetros têm níveis de importância na construção e performance do mecanismo, tendo sido dada uma percentagem diferente do peso total a cada um. Desta tabela sairá qual o melhor sistema a estudar/implementar daqui em diante.

Tabela 3.3 - Tabela de decisão para o melhor sistema de correção

	<i>Importância</i>	<i>4 rodas</i>	<i>2 rodas laterais</i>	<i>2 rodas direcionais*</i>
<i>Fiabilidade</i>	40%	3	5	-
<i>Facilidade de construção</i>	20%	2	5	-
<i>Complexidade de projeto</i>	10%	4	4	-
<i>Peso</i>	20%	3	3	-
<i>Preço</i>	10%	3	4	-
<i>TOTAL (em 5)</i>		2,9	4	-

* impossível de realizar

O melhor sistema a implementar será o da correção das 2 rodas laterais, tendo uma cotação de 4 valores (em 5 possíveis).

3.6 Sistema de correção

Como escolhido em (3.5.3), o sistema a implementar baseia-se no ajuste automático das rodas do lado direito para que o centro próprio de rotação (CPR) destas passe a coincidir com o centro de rotação próprio das rodas da esquerda.

Esta correção só é necessária pois existe o efeito de escorregamento referido anteriormente, o que fará com que estes CPR sejam desviados uns dos outros. O efeito pretendido está discriminado na Figura 3.27.

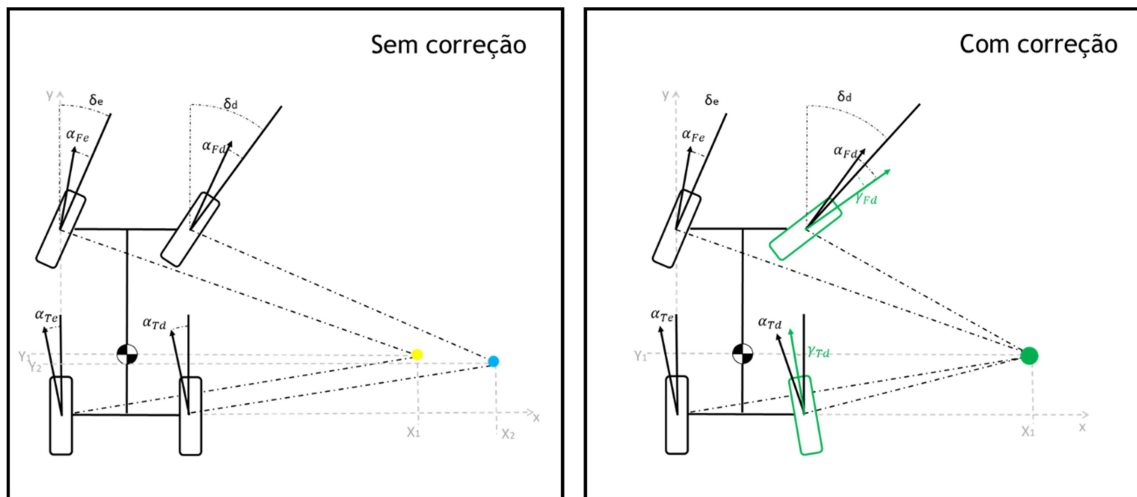


Figura 3.27 - Esquema do sistema de direção sem correção vs. com correção.

3.6.1 Implementação dos componentes

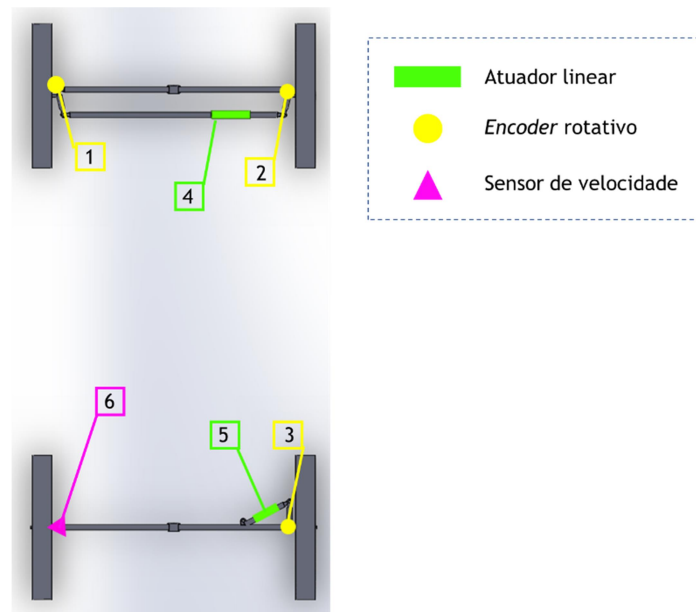


Figura 3.28 - Posição dos componentes a instalar conforme a proposta de correção.

O sensor 6 irá recolher o valor da velocidade em tempo real, enquanto o encoder 1 recolhe a posição da roda frontal esquerda (que está diretamente ligada ao volante). Tendo estas informações o microcontrolador irá calcular a o raio da curva que o veículo se encontra a percorrer. Com este valor o microcontrolador calcula os ângulos de escorregamento para cada uma das rodas da esquerda e conseqüentemente o ponto exato no referencial onde as suas perpendiculares se cruzam.

Sabendo este ponto, calcula qual o ângulo que cada perpendicular das rodas da direita deve estar orientada para que se cruze também nesse exato ponto. Só que as perpendiculares dos sentidos dessas rodas não são as perpendiculares da orientação das rodas, pois existe ainda o ângulo de escorregamento a desviá-las. Derivado a isso, o microcontrolador irá calcular o ângulo necessário as rodas estarem orientadas para que a resultante (já com o ângulo de escorregamento) esteja de acordo com o calculado.

Na operação imediata, será recolhida a informação dos encoders 2 e 3 e verificar-se-á se a posição a que se encontram as rodas é a pretendida. Conforme seja necessário “abrir” ou “fechar” o ângulo destas, os atuadores irão expandir ou recolher, fazendo a operação pretendida.

O atuador 4 está situado a meio da barra menor do mecanismo de direção (base menor do trapézio) – ao expandir aumenta a barra e com isso abre o ângulo, e ao encolher diminui a barra e fecha o ângulo.

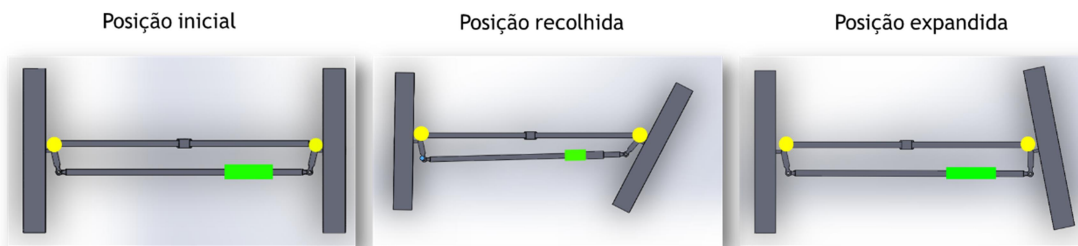


Figura 3.29 - Esquema da influência do atuador linear 4.

O atuador 5 está situado a meio de um tirante de suporte da roda traseira. Ao expandir abre o ângulo e ao encolher fecha o ângulo.

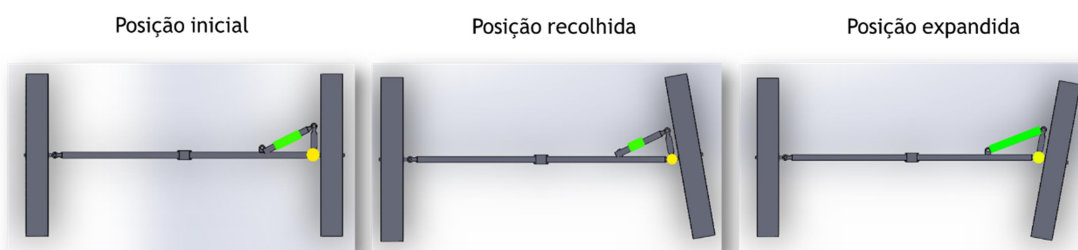


Figura 3.30 - Esquema da influência do atuador linear 5.

À medida que estes atuadores exercem a sua função, os encoders medem os ângulos das rodas. Quando estes tomam os mesmos valores dos ângulos pretendidos (calculados anteriormente) os atuadores deixam de atuar, retornando assim este ciclo ao início.

3.6.1.1 Microcontrolador

O microcontrolador a utilizar será o ARDUINO UNO [31], pois é uma ferramenta simples e possui um hardware mínimo (mas suficiente) com várias características interessantes do ponto de vista desta dissertação. A conexão com o computador é feita por USB e é bastante fácil de programar.



Figura 3.31 - Arduino UNO [32]

Arduino é o hardware/software *open-source* mais utilizado em todo o mundo. O seu produto mais vendido é o Arduino UNO, uma placa que atua à base do microprocessador ATMEL ATMEGA328 de 8 bits – o componente principal desta placa. Este dispositivo conta com 2 KB de RAM. Pode funcionar a até 20 MHz, mas a placa Arduino UNO opera a 16 MHz.

A placa pode ser alimentada pela porta USB (tipo B) ou por uma fonte de alimentação externa. Esta alimentação externa é feita através de um Jack com o centro a positivo, onde o valor de tensão da fonte externa deve estar entre os limites 6V a 20V, mas para que não haja risco de mal funcionamento da placa é aconselhável que esta funcione entre os 7V e os 12V DC [33]. Esta é uma das grandes razões da escolha desta placa, pois como a bateria instalada no veículo funciona a 12 V (DC) não é preciso qualquer sistema transformador para fazer uma alimentação correta.

A comunicação USB do Arduino UNO com o computador é controlada pelo microcontrolador ATMEL ATMEGA16U2. Este processador é responsável pela forma simplificada de upload para a placa do código binário gerado após a compilação do programa feito pelo utilizador.

Esta placa possui 14 pins que podem ser usados como entrada ou saída digitais, que operam a 5 V, com uma corrente máxima de 40 mA, sendo que 6 desses pins podem ser usados como saída PWM (de 8 bits) e outros dois podem ser usados para comunicação serial.

Para a interface com componentes analógicos, o Arduino UNO possui 6 entradas, onde cada uma tem a resolução de 10 bits.

A programação desta placa é feita através da comunicação serial, sendo possível, mas não necessário fazer upload do programa para a placa. Esta comunicação segue o protocolo STK500. Pode-se elaborar o programa, compilar e corrigir os erros no programa específico para Arduino

A placa Arduino UNO é de pequenas dimensões, cabendo na palma da mão. Possui 4 furos para que possa ser fixada nalguma superfície.

3.6.1.2 Atuadores



Figura 3.32 - Atuador linear HDA2-2 [34].

Para a proposta desta dissertação foram escolhidos para implementar no sistema, os atuadores lineares da *ServoCity* HDA2-2 de 25 lb (12 kgf) e com um curso de 2” (5 cm) [34]. Este atuador torna-se atrativo pela sua alimentação também de 12 V, pela sua capacidade de carga e pelo seu tamanho reduzido. Na Tabela 3.4 estão apresentadas as suas principais características. Em anexo, estão discriminadas todas as características deste componente.

Tabela 3.4 - Características do atuador HDA2-2 da ServoCity.

CARACTERÍSTICAS

PESO TOTAL	1,1 kg
INTERVALO DE TENSÃO DE ALIMENTAÇÃO	6V - 12V
VELOCIDADE (SEM CARGA)	5,1 cm/s
VELOCIDADE (CARGA MÁXIMA)	3,5 cm/s
IMPULSO DINÂMICO	12 kg (118 N)
CARGA ESTÁTICA	227 kg (2226 N)
CONSUMO DE CORRENTE (SEM CARGA)	800mA
CONSUMO DE CORRENTE (CARGA MÁXIMA)	3.8 ^a
TIPO DE MOTOR	Ferrite de 3 polos
MATERIAL DAS ENGENRAGENS	Engrenagens de metal, Pinhão de Nylon
MATERIAL DA CARÇAÇA	Liga de zinco

3.6.1.3 Encoders rotativos

Para fazer a leitura dos ângulos das rodas irá ser utilizado o AHM3 com a conexão via cabo L3D, da BEIsensors [35]. Este é um encoder analógico rotativo magnético absoluto com vários

tipos de saída possível entre elas PWM, SSI e saídas analógicas (0 a 10 V; 0,5 a 4,5 V; 4 a 20 mA).



Figura 3.33 - Encoder AHM3 com conexão L3D [35].

O AHM3 consegue analisar apenas o ângulo dentro de uma volta completa (360°), tendo uma resolução de até 12 bits, o que significa que numa volta completa consegue identificar 4096 posições diferentes, obtendo uma sensibilidade de 0,087°.

Tabela 3.5 - Características do atuador AHM3 da BElsensors.

CARACTERÍSTICA	
DIMENSÕES	Diâmetro exterior: 30 mm
	Comprimento: 35mm
	Diâmetro do veio: 6 mm
MATERIAL	Veio: Aço inoxidável
	Capa: Alumínio
	Corpo: Alumínio
CARGA MÁXIMA	Axial: 20 N
	Radial: 50 N
VELOCIDADE NOMINAL MÁXIMA	6000 rpm
VIBRAÇÕES	200 m/s ² (55 ... 2 000 Hz)
ALIMENTAÇÃO	5 V ou 15-30 V DC
RESOLUÇÃO	12 bits (0,087°)
PRECISÃO	± 0.3 %
TEMPO DE RESPOSTA	< 1ms

Tem um tamanho muito reduzido, mas é bastante robusto sendo usado maioritariamente na indústria e na agricultura. Pode ser alimentado também a 12 V DC, como pretendido.

3.6.1.4 Sensor de velocidade

A velocidade do veículo é medida recorrendo ao sensor LM393 da *Fairchild*, que consiste em dois comparadores de tensão independentes projetados para operar através de uma única fonte de tensão – que pode ser de 12 V [36].

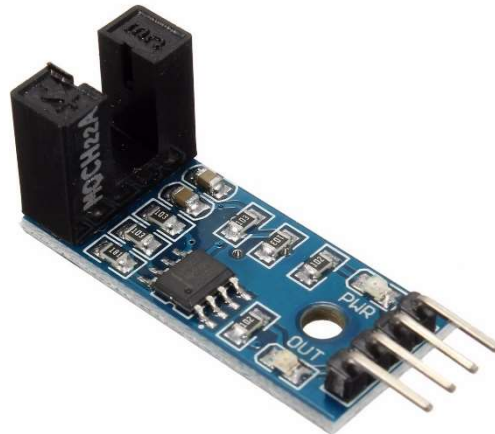


Figura 3.34 - Encoder de velocidade LM393.

Este utiliza o chip comparador LM393 e um opto interruptor com um vão de 5 mm, onde está colocado um disco encoder (com ranhuras ao longo do seu perímetro) acoplado ao veio da roda. O opto interruptor emite um feixe luminoso infravermelho que ao ser interrompido pelo disco encoder envia um pulso ao microcontrolador. Este vai definir a velocidade contando o número de pulsos que recebe durante um determinado intervalo de tempo.

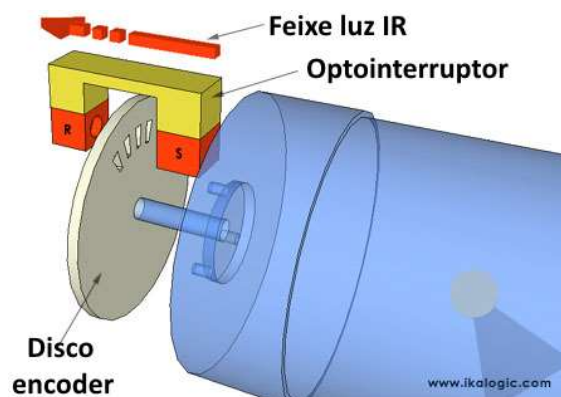


Figura 3.35 - Esquema do funcionamento do encoder de velocidade [36].

3.6.2 Cálculos adicionais

Como referido em 3.6.1, dos valores da geometria do carro apenas se sabe o ângulo da roda esquerda e a velocidade. Mas como também já referido (em 3.4.3) para se descobrir o ângulo

de escorregamento é necessário ter um raio de curvatura (R) conhecido. Na equação 3.27 é possível encontrar a expressão que relaciona δ_e com R :

$$\Leftrightarrow \delta_e = \frac{EE}{R} + \frac{-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE}}{C_{\alpha_{Fe}}} - \frac{-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE}}{C_{\alpha_{Te}}} \quad 3.27$$

Tomando todas as outras variáveis como conhecidas, pode resolver-se em ordem a R :

$$R = \frac{-(C_{\alpha_{Te}} * (b * h * m * v^2 - VD * EE^2 * C_{\alpha_{Fe}}) - a * C_{\alpha_{Fe}} * h * m * v^2)}{VD * EE * \delta_e * C_{\alpha_{Fe}} * C_{\alpha_{Te}}} \quad 3.35$$

Tal como foi visto em 3.4.5 sendo os pneus todos iguais, no gráfico “ F_x vs. α ” pode verificar-se que a força lateral e o ângulo de escorregamento não irão passar a zona da deformação elástica. Como o declive dessa reta é igual para qualquer que sejam os valores da força vertical, será correto assumir que:

$$C_{\alpha_{Fe}} = C_{\alpha_{Te}} = C_{\alpha_{Fd}} = C_{\alpha_{Td}} = C_{\alpha} \quad 3.36$$

Deste modo, a equação 3.35 simplifica-se bastante, passando a:

$$\Rightarrow R = \frac{-(C_{\alpha} * (b * h * m * v^2 - VD * EE^2 * C_{\alpha}) - a * C_{\alpha} * h * m * v^2)}{VD * EE * \delta_e * C_{\alpha} * C_{\alpha}} \Leftrightarrow \quad 3.37$$

$$\Leftrightarrow R = \frac{(a - b) * h * m * v^2 + C_{\alpha} * VD * EE^2}{VD * EE * \delta_e * C_{\alpha}} \quad 3.38$$

3.6.3 Cálculo do Centro Próprio de Rotação.

Numa primeira fase, é necessário encontrar o CPR resultante das rodas da esquerda. Para isso, há que se fazer uma análise vetorial apenas a estas rodas no referencial cartesiano x-y representado na Figura 3.36.

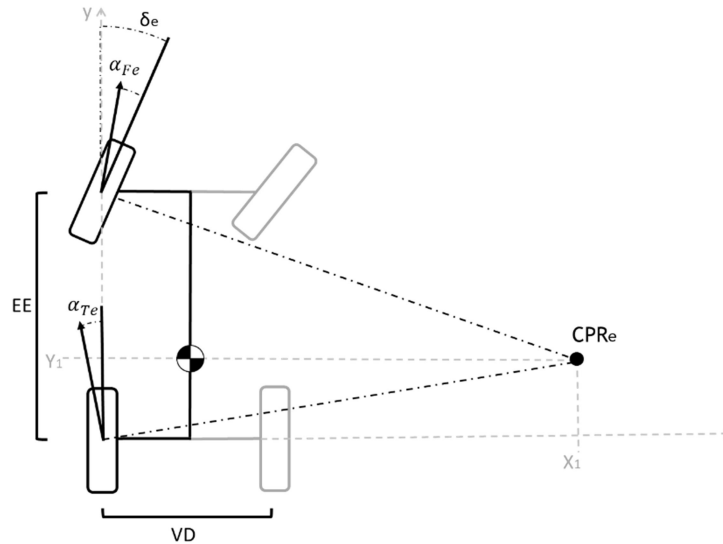


Figura 3.36 - Representação vetorial do CPR das rodas da esquerda.

Define-se então um sistema de equações para as retas (perpendiculares à direção real das rodas):

$$\begin{cases} y = \operatorname{tg}(\delta_e + \alpha_{Fe}) * x + EE & \text{(a)} \\ y = \operatorname{tg}(\alpha_{Te}) * x & \text{(b)} \end{cases} \quad 3.39$$

Em que,

X_1 - Coordenada segundo o eixo x onde as retas se cruzam.

Para se obter o ponto de intersecção entre elas, iguala-se uma equação à outra e resolve-se em ordem a X_1 .

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\delta_e + \alpha_{Fe}) * X_1 + EE &= y = \operatorname{tg}(\alpha_{Te}) * X_1 \\ \Rightarrow X_1 &= \frac{EE}{\operatorname{tg}(\alpha_{Te}) - \operatorname{tg}(\delta_e - \alpha_{Fe})} \end{aligned} \quad 3.40$$

Substituindo à equação (3.39 - b) o valor de X_1 obtido demonstrado na equação (3.40), obtém-se o valor de Y_1 :

$$\Rightarrow Y_1 = \operatorname{tg}(\alpha_{Te}) * \frac{EE}{\operatorname{tg}(\alpha_{Te}) - \operatorname{tg}(\delta_e - \alpha_{Fe})} \quad 3.41$$

Em que,

Y_1 - Coordenada segundo o eixo y onde as retas se cruzam.

No fim de se saber onde as retas se interceptam será necessário calcular qual o ângulo a corrigir na direção da direita para que as perpendiculares relativas a estas rodas, se cruzem no mesmo ponto. Para isso recorre-se mais uma vez a uma análise vetorial, mas agora para as rodas da direita.

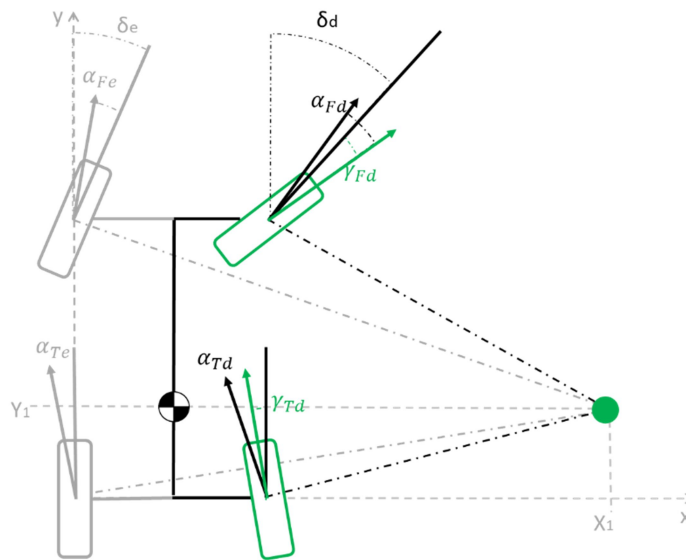


Figura 3.37 - Representação vetorial do CPR final.

É necessária, mais uma vez, a elaboração de um sistema de equações para estas duas novas retas, mas desta vez com o ângulo de correção necessário para satisfazer a condição inicial – o cruzamento das 4 retas no mesmo ponto (X_1, Y_1) .

$$\begin{cases} y = tg(-\delta_d + \alpha_{Fd} + \gamma_F) * (x - VD) + EE & (a) \\ y = tg(\alpha_{Td} + \gamma_T) * (x - VD) & (b) \end{cases} \quad 3.42$$

Resolvendo este sistema em ordem a γ_F e γ_T :

$$\Leftrightarrow \begin{cases} \gamma_F = \delta_d - \arctg\left(\frac{y - EE}{VD - x}\right) - \alpha_{Fd} & (a) \\ \gamma_T = -\arctg\left(\frac{y}{VD - x}\right) - \alpha_{Td} & (b) \end{cases} \quad 3.43$$

Como se sabe exatamente as coordenadas deste ponto, substitui-se x e y por X_1 e Y_1 , respetivamente:

$$\Rightarrow \begin{cases} \gamma_F = \delta_d - \arctg\left(\frac{Y_1 - EE}{VD - X_1}\right) - \alpha_{Fd} & (a) \\ \gamma_T = -\arctg\left(\frac{Y_1}{VD - X_1}\right) - \alpha_{Td} & (b) \end{cases} \quad 3.44$$

Sabe-se agora o ângulo a corrigir à roda da direita quando esta já está com um ângulo de viragem de δ_d .

É agora possível saber o ângulo da roda da frente direita (RFD) já corrigida ($\delta_{corrigido}$):

$$\delta_{corrigido} = \delta_d + \gamma_F \quad 3.45$$

3.6.4 Cálculo da posição da roda direcional direita.

Como a roda da direita não segue sempre o mesmo ângulo de viragem da roda da esquerda, não é certo assumir $\delta_e = \delta_d$. O encoder primário (que dá a informação da curva) está na roda da esquerda. Por isso, há que desenvolver uma expressão que ofereça o valor de δ_d à medida que δ_e seja processado pelo microcontrolador.

Na análise tratada em 3.1.5, chegou-se às expressões que relacionam todos os vetores presentes no mecanismo trapezoidal em uso neste sistema de direção.

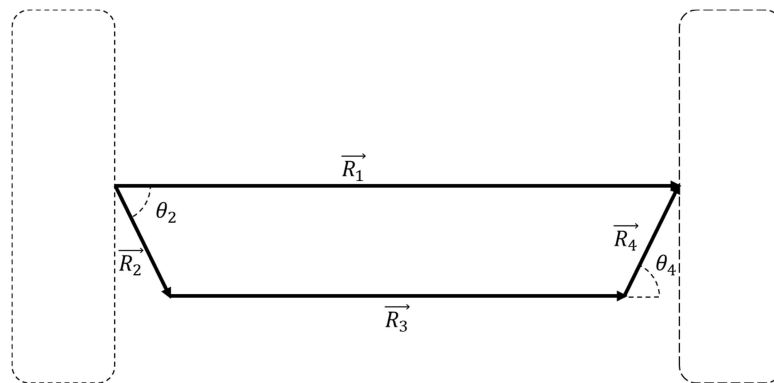


Figura 3.38 - Diagrama vetorial do mecanismo trapezoidal.

É certo afirmar que à medida que os ângulos θ_2 e θ_4 se vão alterando, a direção de cada roda altera na mesma quantidade, desta forma é possível assumir que:

$$\Delta\theta_2 = \theta_2 - \theta_{2i} \xrightarrow{\Delta\theta_2 = \delta_e} \delta_e = \theta_2 - \theta_{2i} \quad 3.46$$

$$\Delta\theta_4 = \theta_4 - \theta_{4i} \xrightarrow{\Delta\theta_4 = \delta_d} \delta_d = \theta_4 - \theta_{4i} \quad 3.47$$

Em que,

θ_{2i} - Valor de θ_2 na posição inicial (com as rodas alinhadas em frente);

θ_{4i} - Valor de θ_4 na posição inicial (com as rodas alinhadas em frente);

$\Delta\theta_2$ - Variação do ângulo θ_2 mediante a curva;

$\Delta\theta_4$ - Variação do ângulo θ_4 mediante a curva.

Desta maneira, examinando as equações deduzidas no ponto 3.1.5, tornam-se conhecidas todas as variáveis para a programação do ARDUINO.

3.6.5 Programa a instalar no Microcontrolador

Para se conseguir elaborar um programa, é preciso ter todos os passos bem delineados de modo a que não haja qualquer erro de concordância e de falta de elementos.

3.6.5.1 Cálculo de todas as variáveis.

Como o Arduino não irá ter um periférico de entrada, com a possibilidade de se inserir os valores de construção e mássicos no início da prova, é necessário inseri-los logo no início do programa. Especificamente para o veículo estudado, os valores estão apresentados na Tabela 3.6:

Tabela 3.6 - Valores iniciais para as variáveis afetas à construção do veículo.

SIGLA	VALOR	REFERÊNCIA
m	163,00 kg	3.2.1 (p. 25)
EE	1,70 m	3.2.1 (p. 25)
VD	0,90 m	3.2.1 (p. 25)
a	1,00 m	3.2.2 (p. 25)
b	0,70 m	3.2.2 (p. 25)
h	0,50 m	3.2.2 (p. 25)
R₁	0,90 m	3.2.3 (p. 26)
R₂	0,10 m	3.2.3 (p. 26)
R₃	0,85 m	3.2.3 (p. 26)
R₄	0,10 m	3.2.3 (p. 26)
C_{α_{Fe}}	14180,7 N/rad	Eq. 3.34 (p. 36)
C_{α_{Fd}}	14180,7 N/rad	Eq. 3.34 (p. 36)
C_{α_{Te}}	14180,7 N/rad	Eq. 3.34 (p. 36)
C_{α_{Td}}	14180,7 N/rad	Eq. 3.34 (p. 36)
g	9,81 m/s ²	

Posteriormente, o encoders comunicam ao Arduino as informações recolhidas para que este atribua esses valores às diversas variáveis, como se pode observar na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Parâmetros lidos pelos encoders e as variáveis a que são atribuídos.

ENCODER	DESCRIÇÃO	VARIÁVEL
1	Ângulo de rotação medido na RFE	θ_2
2	Ângulo de rotação medido na RFD	θ_{Fd}
3	Ângulo de rotação medido na RTD	θ_{TD}
6	Velocidade linear da RTE (sendo a do veículo)	v

É então altura de o Arduino calcular todos os parâmetros com o objetivo de encontrar o valor do ângulo necessário para que as rodas da direita dirijam o seu CPR para o ponto pretendido. Na Tabela 3.8 serão apresentados todos os cálculos por ordem de precedência, com a referência à respetiva equação e explicação.

Tabela 3.8 - Ordem pela qual o microcontrolador irá realizar os cálculos.

OPERAÇÃO	FÓRMULA	REF.
1ª	$R_a = \sqrt{(R_1^2 + R_2^2 - 2 * R_1 * R_2 * \cos(\theta_2))}$	3.5 (p. 24)
2ª	$\theta_a = \arctg\left(\frac{-R_2 * \text{sen}(\theta_2)}{-R_2 * \cos(\theta_2) + R_1}\right)$	3.6 (p. 24)
3ª	$\theta_4 = \theta_a + \arccos\left(\frac{R_3^2 - R_a^2 - R_4^2}{-2 * R_a * R_4}\right)$	3.7 (p. 24)
4ª	$\theta_{4i} = \arctg\left(\frac{2 * (EE)}{R_1}\right)$	3.2 (p. 24)
5ª	$\theta_{2i} = -\theta_{4i}$	3.4 (p. 24)
6ª	$\delta_e = \theta_2 - \theta_{2i}$	3.46 (p. 51)
7ª	$\delta_d = \theta_4 - \theta_{4i}$	3.47 (p. 51)
8ª	$W_T = m * g * \frac{a}{EE}$	3.16 (a) (p. 31)
9ª	$W_F = m * g * \frac{b}{EE}$	3.16 (b) (p. 31)
10ª	$R = \frac{(a - b) * h * m * v^2 + C_\alpha * VD * EE^2}{VD * EE * \delta_e * C_\alpha}$	3.38 (p. 48)
11ª	$\alpha_{Fd} = \frac{\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE}}{C_{\alpha F}}$	3.20 (p. 33)
12ª	$\alpha_{Fe} = \frac{-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{b}{EE}}{C_{\alpha F}}$	3.21 (p. 33)

13ª	$\alpha_{Td} = \frac{\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE}}{C_{\alpha_T}}$	3.22	(p. 33)
14ª	$\alpha_{Te} = \frac{-\frac{m * v^2}{R} * \frac{h}{VD} * \frac{a}{EE}}{C_{\alpha_T}}$	3.23	(p. 33)
15ª	$X_1 = \frac{EE}{tg(\alpha_{Te}) - tg(\delta_e - \alpha_{Fe})}$	3.40	(p. 49)
16ª	$Y_1 = \frac{tg(\alpha_{Te}) * EE}{tg(\alpha_{Te}) - tg(\delta_e - \alpha_{Fe})}$	3.41	(p. 49)
17ª	$\gamma_F = \delta_d - arctg\left(\frac{Y_1 - EE}{VD - X_1}\right) - \alpha_{Fd}$	3.44 (a)	(p. 50)
18ª	$\gamma_T = -arctg\left(\frac{Y_1}{VD - X_1}\right) - \alpha_{Td}$	3.44 (b)	(p. 50)
19ª	$\delta_{corrigido} = \delta_d + \gamma_F$	3.46	(p. 51)

3.6.5.2 Fluxograma.

Na Figura 3.39 está representado o fluxograma afeto ao programa a construir para que o sistema funcione corretamente com os dimensionamentos anteriormente concebidos.

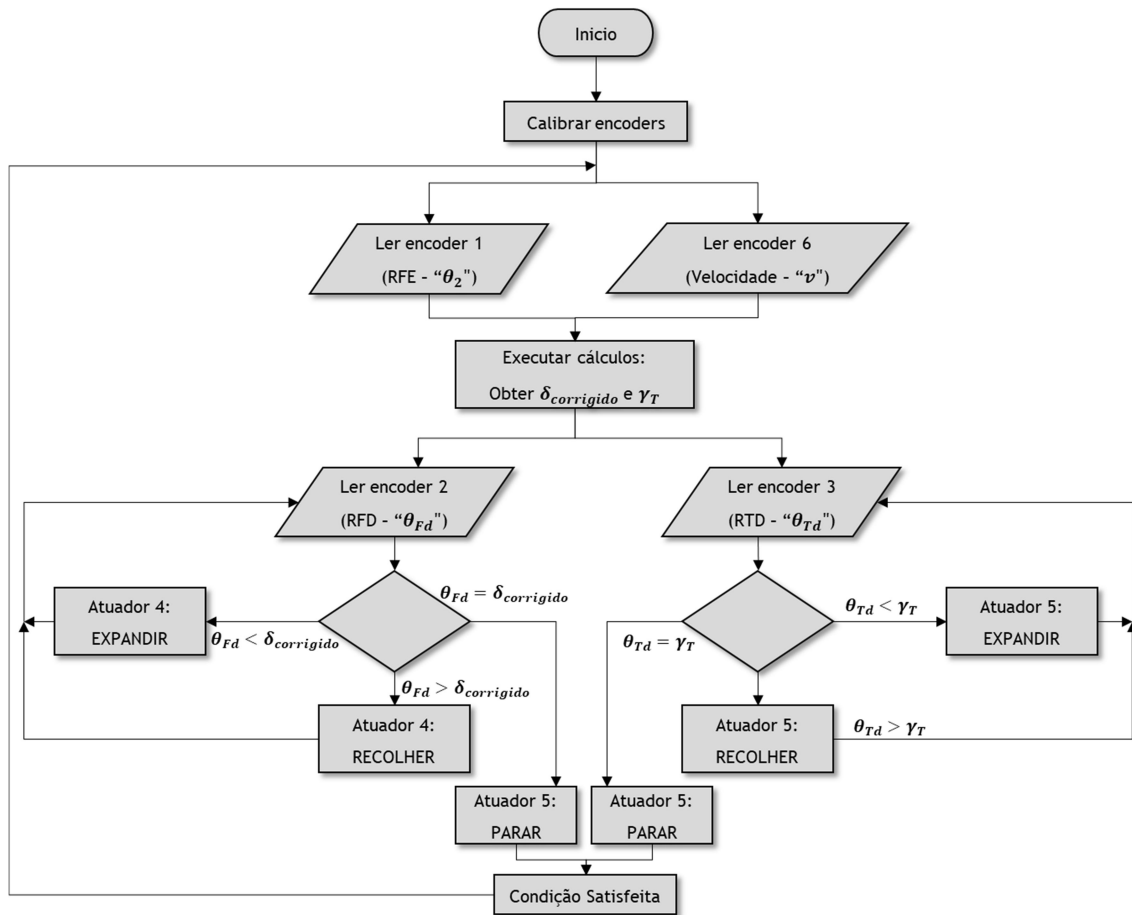


Figura 3.39 - Fluxograma referente ao processo de correção.

No início do programa, o microcontrolador deverá calibrar os encoders (os rotativos e o de velocidade) de modo a obter a sua posição de referência. Só depois se inicia o ciclo de correção.

No primeiro passo do ciclo, o encoder 2 irá recolher os dados relativos à velocidade angular, que automaticamente converte na velocidade linear atribuindo este valor à variável v . Ao mesmo tempo o encoder 1 recolhe o valor do ângulo da RFE que é atribuído a θ_2 .

Sabendo a velocidade a que o veículo se desloca e o ângulo a que a roda esquerda se encontra, o Arduino irá calcular todas as características do movimento (ex.: raio de curvatura, ângulos de escorregamento, centros próprios de rotação, ângulo da roda direita a partir da geometria – δ_d). Ainda no mesmo processo, é calculado o ângulo indicado, para cada roda, de modo a que não haja arrastamento. Os valores destes ângulos são conferidos às variáveis γ_F e γ_T . À variável γ_F é somado o valor de δ_d para obter a posição ideal da RFD, denominado de $\delta_{corrigido}$.

No passo imediato, é a vez dos encoders rotativos da direita fazerem o seu papel. Tanto o da frente como o de trás recolhem a posição da sua roda atribuindo os valores a θ_{Fd} e θ_{Td} , respetivamente.

É nessa sequência que o Arduino compara o valor de $\delta_{corrigido}$ com o valor de θ_{Fd} , e compara o valor de θ_{Td} com o valor de γ_T .

Na roda da frente:

- Se $\delta_{corrigido}$ (o ângulo que se quer obter) for maior que θ_{Fd} (o ângulo medido), significa que a RFD tem que aumentar o seu ângulo (no sentido positivo). O atuador 4 irá esticar para que isso aconteça;
- Se $\delta_{corrigido}$ for menor que θ_{Fd} , significa que a RFD tem que diminuir o seu ângulo (no sentido positivo). O atuador 4 irá encolher para que isso aconteça;
- Se o valor de $\delta_{corrigido}$ for igual ao de θ_{Fd} , passa-se ao passo seguinte.

Na roda de trás:

- Se γ_T (o ângulo que se quer obter) for maior que θ_{Td} (o ângulo medido), significa que a RTD tem que aumentar o seu ângulo (no sentido positivo). O atuador 5 irá esticar para que isso aconteça.
- Se γ_T for menor que θ_{Td} , significa que a RTD tem que diminuir o seu ângulo (no sentido positivo). O atuador 5 irá encolher para que isso aconteça.
- Se o valor de γ_T for igual ao de θ_{Td} , passa-se ao passo seguinte.

Sempre que um atuador é ativado, o processo entra num ciclo em que atualiza os valores de θ_{Fd} e θ_{Td} , mantendo estes atuadores sempre ativos com o mesmo sentido. Só quando os ângulos medidos igualarem os pretendidos é que o Arduino passa para o seguinte passo, onde os atuadores param, ficando com o comprimento estagnado. Acontecendo isto a condição de correção é satisfeita e recomeça o ciclo com a alteração de um dos parâmetros primários da curva.

Resumindo, o microcontrolador não precisa saber quanto os atuadores têm que expandir/recolher. Precisa sim, saber se as rodas estão na posição que devem estar, se não estão tem que saber se precisa abrir ou fechar. Nessa condição, atuam até obterem a informação de que as rodas estão nessa posição. Desta forma, não é preciso contar com o erro da geometria usada, nem com o alinhamento em linha reta.

4 Demonstração de resultados

4.1 Análise de comportamento

Nesta secção estão apresentados os gráficos que demonstram o comportamento das rodas e de todo o sistema de correção, tal como a sua análise.

Para que seja possível a compreensão correta dos gráficos, na Figura 4.1 é apresentada a conotação do sentido dos ângulos.

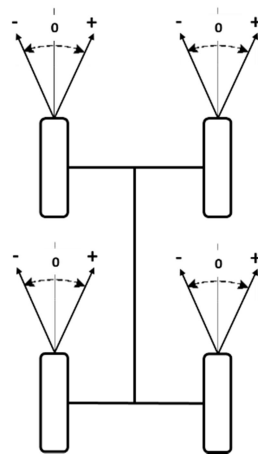


Figura 4.1 - Conotação do sentido dos ângulos.

4.1.1 Comportamento da geometria em curva

Na Figura 4.2 está representada a direção das rodas da frente e como é que a alteração do ângulo da roda da esquerda (δ_e) influencia o ângulo da roda da direita (δ_d). δ_d é obtido apenas através da geometria trapezoidal da direção instalada no UBicar, não contendo componente alguma relacionada com a correção eletromecânica a ser feita. Os valores estão apresentados em módulo, para que seja mais fácil reconhecer a diferença entre eles nos dois lados da curva.

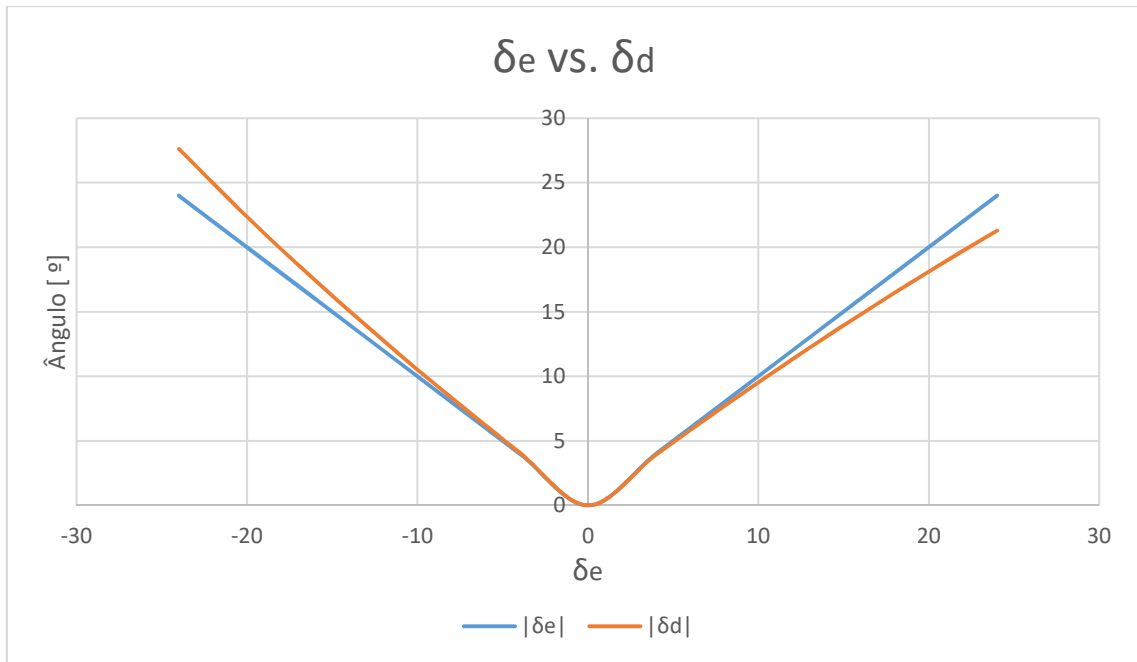


Figura 4.2 - δ_e vs δ_d .

Numa curva à esquerda, o ângulo da roda da direita é maior que o ângulo da roda da esquerda, enquanto que numa curva à direita acontece o contrário.

Por exemplo, para $\delta_e = -24^\circ$, tem-se $\delta_d = -27,6^\circ$, enquanto que para $\delta_e = 24^\circ$, tem-se $\delta_d = 21,3^\circ$.

Estes valores foram obtidos resolvendo a Geometria Trapezoidal, que é a que mais se aproxima à geometria de Ackermann – a geometria ideal.

Para uma melhor compreensão da curva, foi construído um gráfico (Figura 4.3) que mostra qual o raio da curva que um veículo descreve, quando a sua direção está rodada δ_e . São apresentadas várias curvas, cada uma referente a um valor de velocidade compreendido entre 5 e 40 km/h, sendo este o valor máximo que o veículo poderá vir a atingir. O ângulo da direção está compreendido entre -24° e 24°

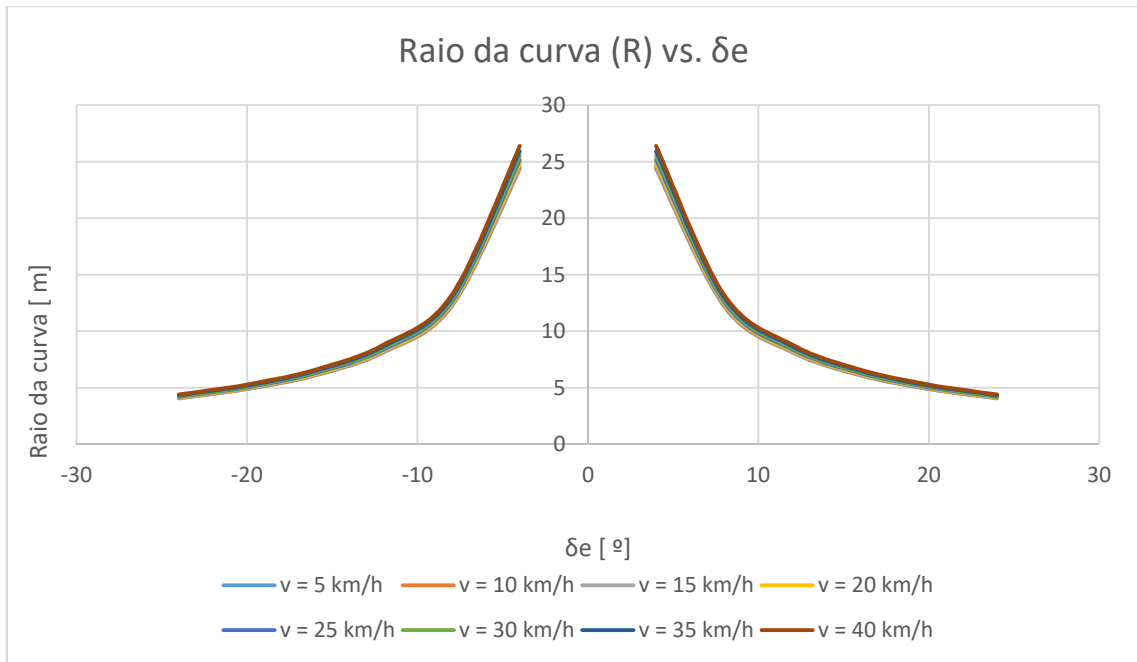


Figura 4.3 - Raio da Curva vs. δ_e

É evidente que quer a curva seja para a esquerda, quer seja para a direita, o valor do raio da curva para um ângulo $|\delta_e|$ é o mesmo. É também claro que mesmo com velocidades diferentes, R mantém-se quase inalterado. Quando $\delta_e = 24^\circ$ (ou -24°), tem-se $R = 4,399 \text{ m}$, enquanto que para $\delta_e = 2^\circ$ (ou -2°), tem-se $R = 52,788 \text{ m}$ – a uma velocidade de 25 km/h. Usou-se “24 °” como o valor máximo a atribuir a δ_e , pois equivale a um raio de 4 m, o que é menor que todas as curvas do percurso da prova SEM, deixando então os resultados obtidos dentro dos limites.

4.1.2 Comportamento dos ângulos de escorregamento

Aqui se apresenta a variação dos ângulos de escorregamento, relativos a cada uma das rodas. A Figura 4.4 e a Figura 4.5 representam a variação dos ângulos de escorregamento para as rodas do lado esquerdo, enquanto a Figura 4.6 e a Figura 4.7 são relativas ao lado direito. Esta variação deve-se ao aumento ou diminuição do ângulo da direção da roda da esquerda, pois é esta que guiará o veículo na curva.

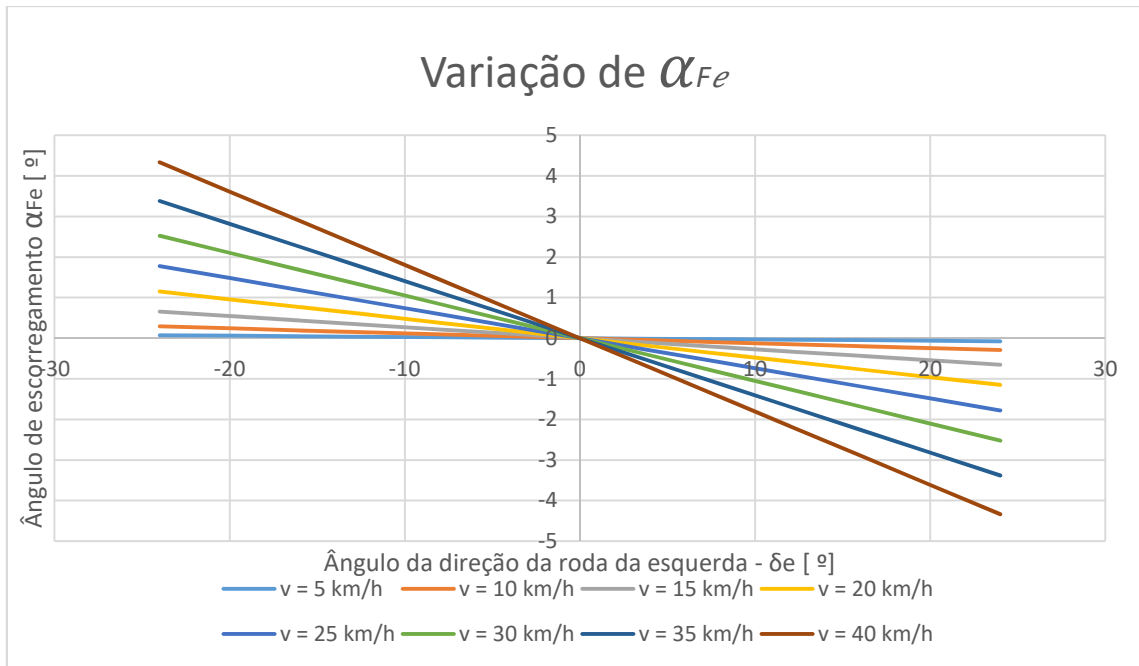


Figura 4.4 - Variação de α_{Fe} consoante a alteração da direção δ_e .

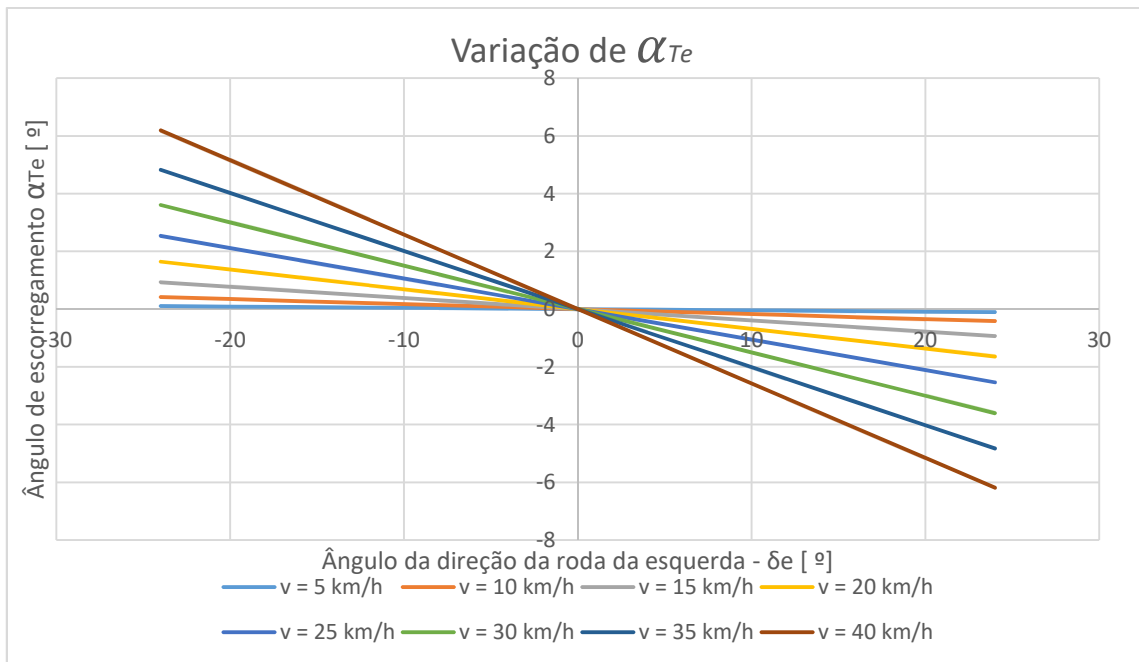


Figura 4.5 - Variação de α_{Te} consoante a alteração de δ_e .

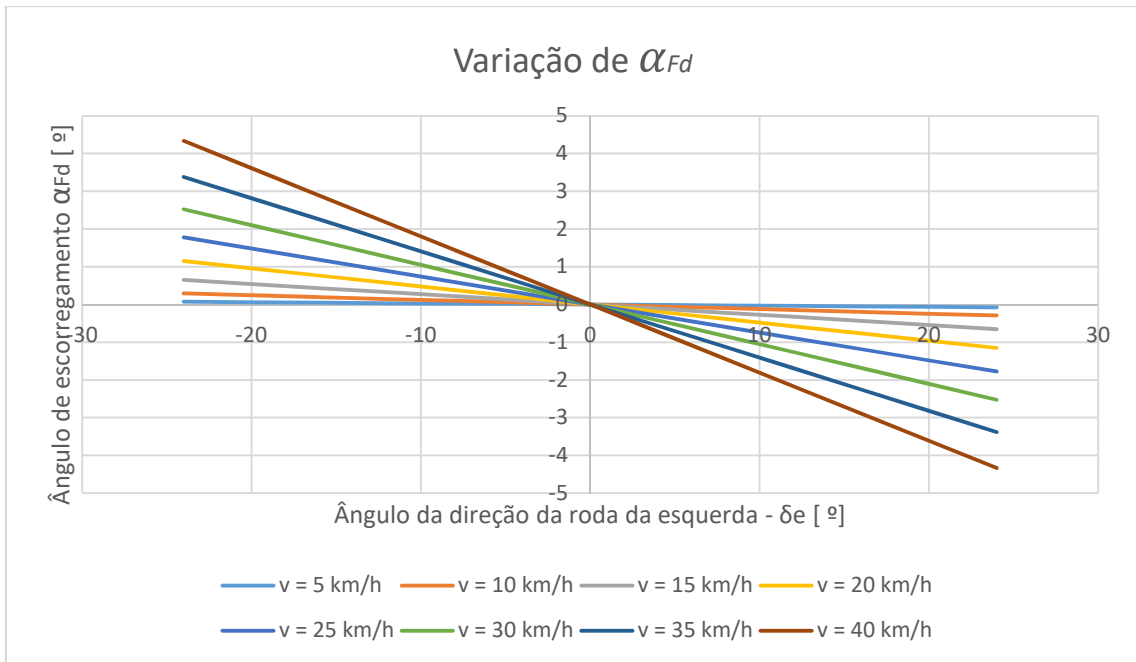


Figura 4.6 - Variação de α_{Fd} consoante a alteração da direção δ_e .

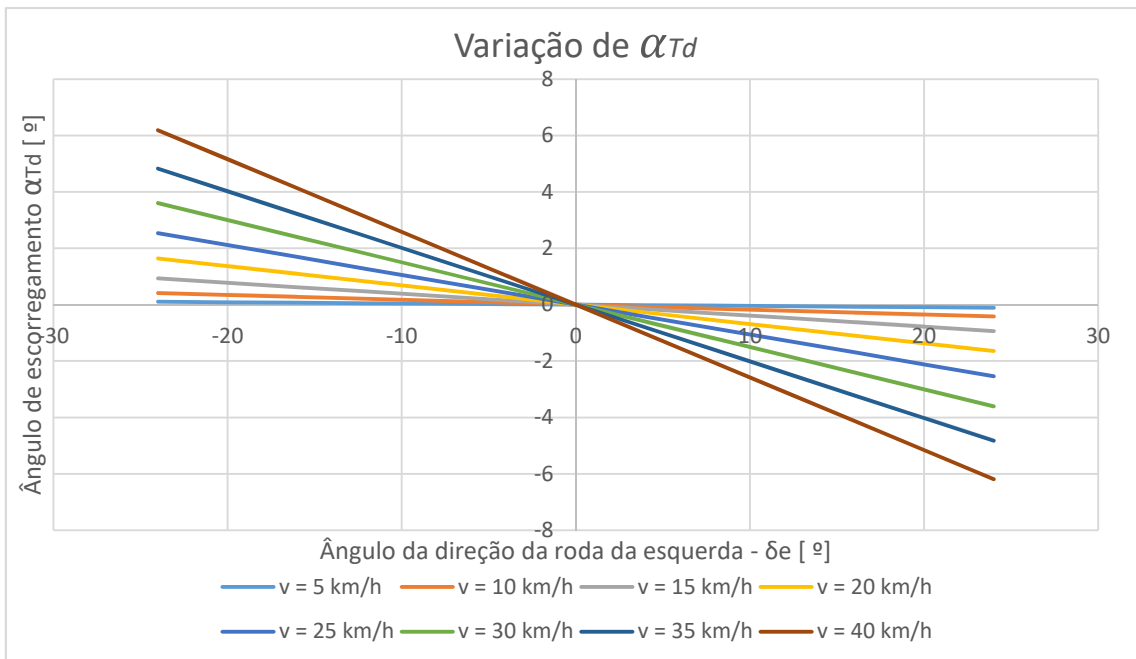


Figura 4.7 - Variação de α_{Td} consoante a alteração da direção δ_e .

Como era de esperar nas quatro rodas, os ângulos de escorregamento mudam o seu sinal em $\delta_e = 0$, isto é, quando a curva muda para o lado oposto. É de notar que os ângulos de escorregamento nas rodas da frente são menores que os das rodas de trás. Este fenómeno deve-se ao facto de o CG estar desviado para a parte de trás, distribuindo uma maior parte do peso para estas rodas.

É visível a diferença de α para os diferentes valores de velocidade. Quanto maior for a velocidade a que o veículo se desloca, maior o ângulo de deslocamento presente em todas as rodas. A velocidades reduzidas α é quase inexistente. Pode observar-se nos gráficos que para a velocidade de 5 m/s, $\alpha \approx 0$. Com o aumento da velocidade começa a notar-se o aumento do ângulo de deslocamento (em módulo). Para $v = 10 \text{ km/h}$ nota-se $\alpha_{m\acute{a}x} \approx 0,283^\circ$ em todas as rodas. Para valores mais altos, como $v = 25 \text{ km/h}$ há já um α significativo, pois $\alpha_{F_{m\acute{a}x}} = 1,777^\circ$, $\alpha_{T_{m\acute{a}x}} = 2,54^\circ$, ambos obtido quando $\delta_e = 24^\circ$. Ao valor máximo de velocidade, $v = 40 \text{ km/h}$ (limite máximo do UBicar) salientam-se os valores de $\alpha_{F_{m\acute{a}x}} = 3,35^\circ$ e $\alpha_{T_{m\acute{a}x}} = 6,19^\circ$ – um valor já bastaste elevado, que está muito próximo do limite das condições impostas pelo fabricante ($\alpha_{m\acute{a}x} = 9^\circ$).

O ângulo de escorregamento da roda da esquerda é igual ao da roda da direita, não fazendo a distinção entre eles conforme a curva for para a direita ou para a esquerda. Ou seja, está única e exclusivamente ligado à força lateral que atua sobre o veículo, não dependendo do desvio do CG ao longo da curva.

Tal como referido anteriormente, existe um ângulo de escorregamento máximo para que o pneu não ultrapasse a zona da deformação elástica. Esse ângulo é de $1,8^\circ$. Caso esse valor seja ultrapassado, o veículo é projetado para fora da curva. Este fenómeno deve-se ao facto de o coeficiente de atrito estático ser ultrapassado, fazendo com que os pneus percam a aderência à estrada – derrapando.

4.1.3 Ângulos de correção

Nas Figura 4.8 e Figura 4.9 está apresentada a variação dos ângulos de correção necessários a aplicar à RFD (γ_F) e à RTD (γ_T) respetivamente. É este o ângulo, a ser produzido automaticamente, para que se façam coincidir os CPR das 4 rodas.

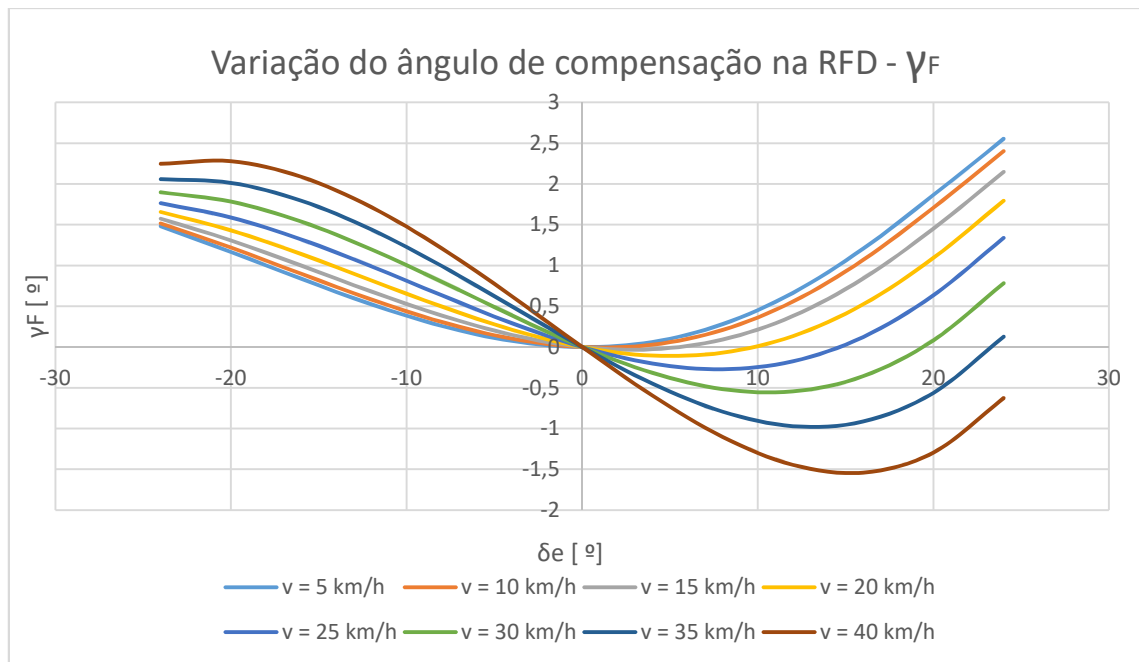


Figura 4.8 - Variação de γ_F consoante a alteração da direção δ_e .

Analisando o gráfico tiram-se as seguintes conclusões:

Numa curva à esquerda ($\delta_e < 0$):

- Para qualquer que seja δ_e , o valor de γ_F é sempre positivo;
 - A roda afeta a este ângulo está do lado de fora da curva e a velocidade é reduzida, por isso tem que subir o seu CPR para fazer coincidir com o CPR da roda esquerda;
- O valor máximo deste ângulo é $\gamma_F = 2,28^\circ$ para $\delta_e = -20^\circ$ (com $v = 40$ km/h, que é uma velocidade muito exagerada);
- O valor máximo para uma velocidade aceitável ($v = 25$ km/h) é $\gamma_F = 1,765^\circ$ para $\delta_e = -24^\circ$.

Numa curva à direita ($\delta_e > 0$):

- Para $v \leq 15$ km/h, a qualquer que seja δ_e , o valor de γ_F é sempre positivo:
 - A roda afeta a este ângulo está do lado de dentro da curva, por isso tem que baixar o seu CPR para fazer coincidir com o CPR da roda esquerda;
 - O valor máximo deste ângulo é $\gamma_F = 2,5538^\circ$ para $\delta_e = 24^\circ$ (com $v = 5$ km/h);
- Para $v > 15$ km/h, há para alguns valores de δ_e , zonas em que o valor de γ_F é negativo:
 - Como a velocidade e o raio de curvatura são elevados, há a necessidade de fazer subir o ponto do CPR para coincidir com o da roda da esquerda;

- O valor máximo (negativo) deste ângulo é $\gamma_F = -1,5404^\circ$ para $\delta_e = 16^\circ$ (com $v = 40 \text{ km/h}$, que é uma velocidade muito exagerada);
 - O valor máximo (negativo) para uma velocidade aceitável ($v = 25 \text{ km/h}$) é $\gamma_F = -0,5459^\circ$ para $\delta_e = 12^\circ$.
- À medida que δ_e vai aumentando, o raio de curvatura vai diminuindo, fazendo com que γ_F passe outra vez a positivo (e voltar a baixar o CPR).

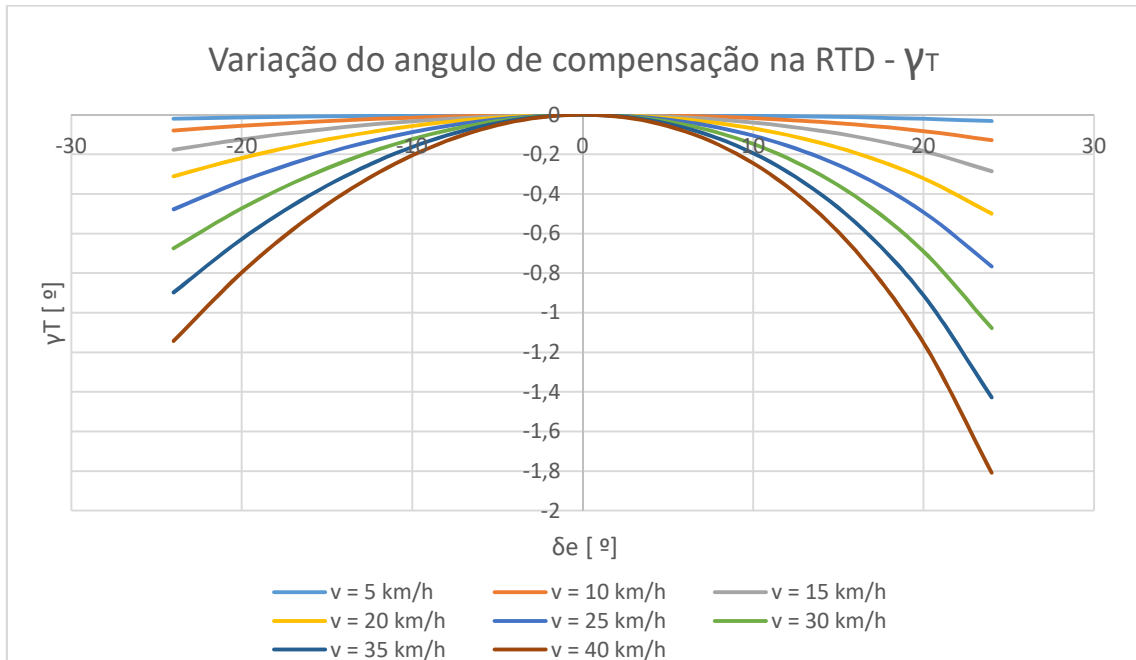


Figura 4.9 - Variação de γ_T consoante a alteração da direção δ_e .

Instantaneamente se nota que para qualquer que seja a velocidade ou δ_e , todos os valores para γ_T são negativos, querendo isto dizer que numa curva à esquerda a RTD baixa o seu CPR e numa curva à direita sobe.

É de frisar que os valores de γ_T são bastante menores que os de γ_F , comparando-os à mesma velocidade.

O valor máximo (negativo), a uma velocidade de 25 km/h, é $\gamma_T = -0,7663^\circ$ quando $\delta_e = 24^\circ$.

4.1.4 Direção com/sem correção

Na Figura 4.10 pode observar-se o gráfico do ângulo da direção do lado direito antes e depois de ser aplicada a correção (δ_d e $\delta_{\text{corrigido}}$), com $v = 25 \text{ km/h}$ pois é a velocidade média do UBicar em prova.

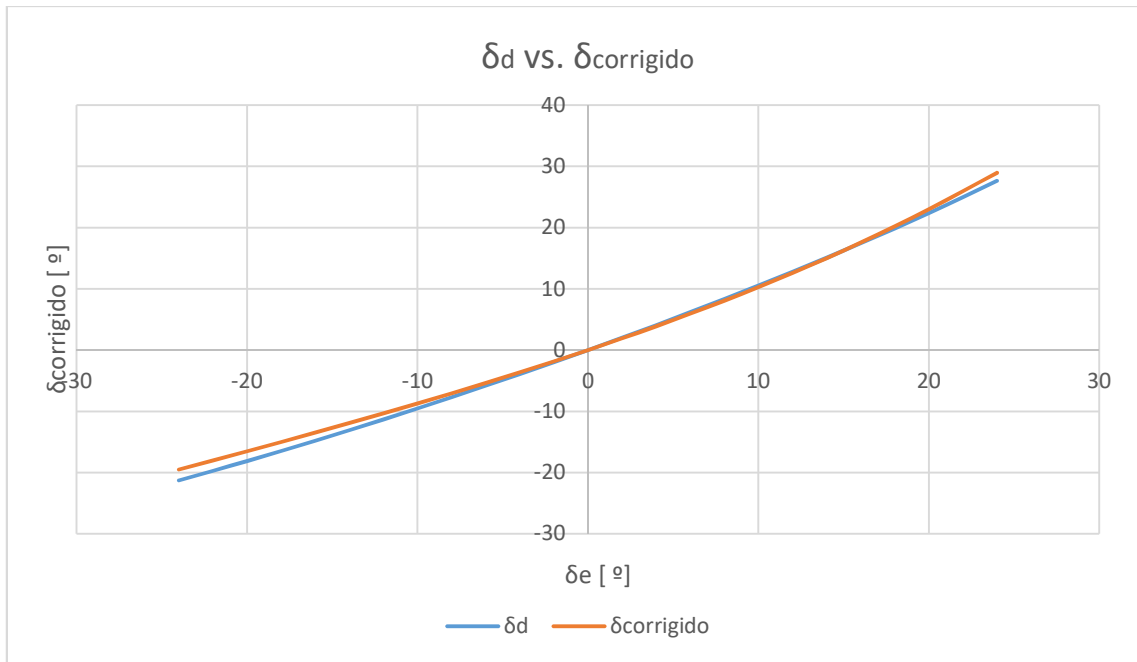


Figura 4.10 - δ_d vs. $\delta_{corrigido}$.

Numa curva à esquerda, δ_d está mais inclinado do que $\delta_{corrigido}$, enquanto que numa curva à direita acontece o contrário. A diferença entre estas duas retas é o valor de γ_F .

4.2 Valores absolutos

A Tabela 4.1 apresenta os valores representados nas figuras anteriores. Estes apenas dizem respeito à análise feita quando $v = 25 \text{ km/h}$ pois é a velocidade média que o veículo deve ter durante a prova da SEM.

Tabela 4.1 - Valores obtidos para os vários parâmetros estudados.

δ_e	α_{Fe}	α_{Te}	α_{Fd}	α_{Td}	γ_F	γ_T
-24	1,78	2,54	1,78	2,54	1,76	-0,48
-20	1,48	2,12	1,48	2,12	1,59	-0,34
-16	1,18	1,69	1,18	1,69	1,32	-0,22
-12	0,89	1,27	0,89	1,27	0,99	-0,13
-8	0,59	0,85	0,59	0,85	0,63	-0,06
-4	0,3	0,42	0,3	0,42	0,29	-0,01
0	0	0	0	0	0	0
4	-0,3	-0,42	-0,3	-0,42	-0,2	-0,02
8	-0,59	-0,85	-0,59	-0,85	-0,27	-0,07
12	-0,89	-1,27	-0,89	-1,27	-0,18	-0,16
16	-1,18	-1,69	-1,18	-1,69	0,12	-0,29
20	-1,48	-2,12	-1,48	-2,12	0,63	-0,49
24	-1,78	-2,54	-1,78	-2,54	1,34	-0,77

Como se pode observar, os ângulos de correção feitos pelo sistema eletromecânico a 25 km/h, podem chegar até $1,76^\circ$ à frente, e até $-0,77^\circ$ a trás.

5 Conclusões e trabalhos futuros

Conclui-se que mesmo para grandes raios de curvatura, sendo a velocidade elevada, a geometria tem grande influência no desempenho do veículo.

Quanto maior for a velocidade, e menor for o raio de curvatura, maior será o ângulo de escorregamento, trazendo uma grande implicação no movimento do veículo – o arrastamento de várias rodas.

Para uma maior poupança de combustível, a implementação de um sistema deste género é indispensável, pois são evidentes as grandes diferenças entre o caso real e o ideal. Este sistema consegue mesmo reduzir o arrastamento de todas as rodas para zero.

Em relação aos sistemas eletromecânicos de correção estudados, o relativo à correção das duas rodas laterais é o que mais se ajusta à plataforma utilizada pela equipa do UBicar, pela sua simplicidade, eficácia e baixo custo.

Este sistema corrige ângulos de até $2,6^\circ$, o que num veículo ultra-eficiente, é uma diferença entre a orientação de duas rodas muito significativa.

Uma grande vantagem deste sistema é que, independentemente do erro associado à geometria instalada no veículo, este procede à sua correção total, tanto deste erro como do ângulo de escorregamento.

Cada pneu tem um ângulo de escorregamento máximo, e que se ultrapassado faz com que o veículo perca a aderência e seja projetado para fora da curva. Com os gráficos obtidos nesta dissertação é possível saber qual a velocidade máxima para cada raio de curvatura.

Para uma melhoria na prestação em prova, seria uma boa aposta informar o piloto, consoante a leitura do raio de curvatura, qual a velocidade máxima a que este pode circular sem que perca a aderência à estrada.

No futuro, recomenda-se a elaboração do código de programação para este sistema, bem como a construção e a sua instalação efetiva. Recomenda-se também o ensaio do comportamento do sistema em pista.

Referências

- [1] S. Eco-marathon, “Make the Future Live,” 2017.
- [2] “Results and awards | Shell Global.” [Online]. Available: <http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/europe/results-and-awards.html#vanity-aHR0cDovL3d3dy5zaGVsbC5jb20vZ2xvYmFsL2Vudmlyb25tZW50LXNvY2lldHkvZWVvbWVYXRob24vZXZlbnRzL2V1cm9wZS8yMDE1LXJlc3VsdHMuaHRtbA>. [Accessed: 23-Apr-2017].
- [3] A. R. C. de Oliveira, “Estudo e implementação do mecanismo de direção mais eficiente no protótipo UBICAR,” Universidade da Beira Interior, 2015.
- [4] N. N. R. Nuñez, “Síntese estrutural e dimensional de mecanismos de direção.,” Florianópolis, 2014.
- [5] “A Evolução da Direção.” [Online]. Available: <http://www.newtonbraga.com.br/index.php/artigos/51-automotivos/108-a-evolucao-da-direcao.pdf>. [Accessed: 26-Mar-2017].
- [6] “Ângulo de escorregamento - Wikipédia, a enciclopédia livre.” [Online]. Available: https://pt.wikipedia.org/wiki/Ângulo_de_escorregamento. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [7] “Benz Patent Motor Car: The first automobile (1885-1886) | Daimler & Company & Tradition & Company History.” [Online]. Available: <https://www.daimler.com/company/tradition/company-history/1885-1886.html>. [Accessed: 03-May-2017].
- [8] “mecatronica : Automotriz.” [Online]. Available: <http://inglessena956.blogspot.pt/2015/08/automotriz.html>. [Accessed: 26-Mar-2017].
- [9] “Geometria de Direção.” [Online]. Available: <https://pt.scribd.com/doc/169709169/Geometria-de-Direcao#>. [Accessed: 02-Apr-2017].
- [10] P. J. E. Rio, “Dinâmica e afinação de uma viatura de competição,” FEU Porto, 2009.
- [11] “1963 Volkswagen Beetle 1300 Sedan blueprints free - Outlines.” [Online]. Available: <https://getoutlines.com/blueprints/1402/1963-volkswagen-beetle-1300-sedan-blueprints>. [Accessed: 26-Sep-2017].

- [12] S. Das and B. Redrouthu, "Tyre modelling for rolling resistance," p. 61, 2014.
- [13] G. S. Vorotovic, B. B. Rakicevic, S. R. Mitic, and D. D. Stamenkovic, "Determination of cornering stiffness through integration of a mathematical model and real vehicle exploitation parameters," *FME Trans.*, vol. 41, no. 1, pp. 66-71, 2013.
- [14] W. F. Milliken and D. L. Milliken, "Race Car Vehicle Dynamics," *Race*, vol. 1. p. 1000, 1995.
- [15] Y. Chen, Y. Ji, and K. Guo, "A reduced-order nonlinear sliding mode observer for vehicle slip angle and tyre forces," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 52, no. 12, pp. 1716-1728, 2014.
- [16] "O raio-x das forças físicas que atuam sobre o carro em curvas | Quatro Rodas." [Online]. Available: <https://quatrorodas.abril.com.br/auto-servico/o-raio-x-das-forcas-fisicas-que-atuam-sobre-o-carro-em-curvas/>. [Accessed: 12-May-2017].
- [17] T. D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," *Analysis*, vol. 400. p. 519, 1992.
- [18] C. Ruelle, "Race Car Engineering & Data Acquisition Seminar." .
- [19] "Oversteer and understeer explained |." [Online]. Available: <http://www.toyotazone.co.za/howitworks/oversteer-and-understeer-explained/>. [Accessed: 28-Jun-2017].
- [20] G. Mirone, "Multi-body elastic simulation of a go-kart: Correlation between frame stiffness and dynamic performance," *Int. J. Automot. Technol.*, 2010.
- [21] H. B. Pacejka, "MF-Tire/MF-Swift Parameters and Estimation Methods," in *Tire and Vehicle Dynamics*, 2012.
- [22] H. B. Pacejka, *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2006.
- [23] R. Woods, "Normalization of the Pacejka Tire Model," *SAE Tech. Pap.*, 2004.
- [24] R. van Gaal, *Pacejka's Magic Formula*. Racer, 2010.
- [25] "Rack-and-pinion Steering - How Car Steering Works | HowStuffWorks." [Online]. Available: <http://auto.howstuffworks.com/steering2.htm>. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [26] Min Wan Choi, J. S. Park, Bong Soo Lee, and Man Hyung Lee, "The performance of independent wheels steering vehicle(4WS) applied Ackerman geometry," in *2008 International Conference on Control, Automation and Systems*, 2008, pp. 197-202.

- [27] “Steering Wheel System Animation | ZGJOI.” [Online]. Available: <https://www.zgjoi.com/archives/1309>. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [28] “Performance - Ultimate energy tire | Michelin The tire digest.” [Online]. Available: <http://thetiredigest.michelin.com/michelin-ultimate-energy-tire#nav>. [Accessed: 13-May-2017].
- [29] “MICHELIN TYRES AND RIMS CHARACTERISTICS - Urban Concept.” [Online]. Available: http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/americas/for-americas-participants/important-information/_jcr_content/par/expandablelist_308692417/expandablesection_2145897029.stream/1447099688730/28671495bfd965e5c0fb65447f5229fb6c6d1987b1b48. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [30] B. Li, H. Du, W. Li, and Y. Zhang, “Side-slip angle estimation based lateral dynamics control for omni-directional vehicles with optimal steering angle and traction/brake torque distribution,” *Mechatronics*, vol. 30, pp. 348-362, 2015.
- [31] A. Store, “Arduino UNO Rev3,” *Online*, 2014.
- [32] “Arduino Uno Rev3.” [Online]. Available: <https://store.arduino.cc/arduino-uno-rev3>. [Accessed: 30-Jul-2017].
- [33] “Arduino UNO - Conheça os detalhes do seu hardware.” [Online]. Available: <https://www.embarcados.com.br/arduino-uno/>. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [34] “2” Stroke 25 lb Thrust Heavy Duty Linear Actuator.” [Online]. Available: <https://www.servocity.com/hda2-2>. [Accessed: 10-Aug-2017].
- [35] “Magnetic Encoder Products from BEI Sensors.” [Online]. Available: <http://www.beisensors.com/magnetic-rotary-encoders.html>. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [36] “Arduino e Cia: Como medir a rotação de um motor com o sensor de velocidade LM393.” [Online]. Available: <http://www.arduinoecia.com.br/2016/02/sensor-de-velocidade-lm393-arduino.html>. [Accessed: 26-Sep-2017].
- [37] “6” Stroke 25 lb Thrust Heavy Duty Linear Actuator.” [Online]. Available: <https://www.servocity.com/hda6-2>. [Accessed: 26-Sep-2017].

ANEXOS

ANEXO A

Dados relativos aos parâmetros a entrar na “Fórmula Mágica de Pacejka” para os pneus 90 85R16. Estes dados foram fornecidos pela Michelin Europa.

```
$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE           = 'tir'
FILE_VERSION        = 2
FILE_FORMAT         = 'ASCII'
(COMMENTS)
{comment_string}
'Tire               95 / 80 R 16'
'Manufacturer       MICHELIN'
'Nom. Section width (m) 0.045'
'Nom. aspect ratio (-) 75'
'Infl. pressure (Pa)  400000'
'Rim radius (m)      0.2032'
'Measurement ID'     J5L8Q333 NEUF'
'Test speed (m/s)    10'
'Road surface        Safety walk'
'Road condition       Dry'
'MICHELIN property   28-juin-2013'
'Matricule           E187683S118A'
'Critères d'ajustement'
'TED Xpur            = 0'
'TEG Xpur            = 0'
'TED Xcouple         = 0'
'TEG Xcouple         = 0'
'TED Ypur            = 3.91'
'TEG Ypur            = 3.91'
'TED Ycouple         = 0'
'TEG Ycouple         = 0'
'TED Mzpur           = 69.12'
'TEG Mzpur           = 69.12'
'TED Mzcouple        = 0'
'TEG Mzcouple        = 0'
'TED Mx              = 32.10'
'TEG Mx              = 32.10'
'TED My              = 0'
'TEG My              = 0'
$-----units
[UNITS]
LENGTH              = 'meter'
FORCE                = 'newton'
ANGLE                = 'radians'
MASS                 = 'kg'
TIME                 = 'second'
$-----model
[MODEL]
PROPERTY_FILE_FORMAT = 'MF_05'
USE_MODE              = 14           $typarr( 1)      $Tyre use switch
FITTYP                = 6           $typarr( 2)      $Magic Formula Version number
MFSAFE1               = -528        $typarr( 3)
MFSAFE2               = 0           $typarr( 4)
MFSAFE3               = 0           $typarr( 5)
VXLOW                 = 1           $typarr( 29)
LONGVL                = 10          $typarr( 6)      $Measurement speed
$-----dimension
[DIMENSION]
UNLOADED_RADIUS      = 0.28          $typarr( 7)      $Free tyre radius
WIDTH                 = 0.045         $typarr( 8)      $Nominal section width of the
tyre
RIM_RADIUS            = 0.2032        $typarr( 9)      $Nominal rim radius
RIM_WIDTH             = 0.0343        $typarr( 10)     $Rim width
$-----shape
[SHAPE]
{radial width}
```

1.0 0
 1.0 0.2
 1.0 0.4
 1.0 0.5
 1.0 0.6
 1.0 0.7
 1.0 0.8
 1.0 0.85
 1.0 0.9
 0.9 1

```

$-----vertical
[VERTICAL]
VERTICAL_STIFFNESS = 10000000000 $typarr( 15) $Tyre vertical stiffness
VERTICAL_DAMPING   = 500 $typarr( 16) $Tyre vertical damping
BREFF              = 30.3375 $typarr( 11) $Low load stiffness e.r.r.
DREFF              = -6106.6341 $typarr( 12) $Peak value of e.r.r.
FREFF              = -61.8130 $typarr( 13) $High load stiffness e.r.r.
FNOMIN             = 588.6 $typarr( 14) $Nominal wheel load
$-----long_slip_range
[LONG_SLIP_RANGE]
KPUMIN             = 0 $typarr( 23) $Minimum valid wheel slip
KPUMAX             = 0 $typarr( 24) $Maximum valid wheel slip
$-----slip_angle_range
[SLIP_ANGLE_RANGE]
ALPMIN             = -0.16 $typarr( 25) $Minimum valid slip angle
ALPMAX             = 0.16 $typarr( 26) $Maximum valid slip angle
$-----inclination_slip_range
[INCLINATION_ANGLE_RANGE]
CAMMIN             = -0.09 $typarr( 27) $Minimum valid camber angle
CAMMAX             = 0.09 $typarr( 28) $Maximum valid camber angle
$-----vertical_force_range
[VERTICAL_FORCE_RANGE]
FZMIN              = 14.0161 $typarr( 21) $Minimum allowed wheel load
FZMAX              = 702.914 $typarr( 22) $Maximum allowed wheel load
$-----scaling
[SCALING_COEFFICIENTS]
LFZO               = 1 $typarr( 31) $Scale factor of nominal
(rated) load
LCX                = 1 $typarr( 32) $Scale factor of Fx shape
factor
LMUX               = 1 $typarr( 33) $Scale factor of Fx peak
friction coefficient
LEX               = 1 $typarr( 34) $Scale factor of Fx curvature
factor
LKX               = 1 $typarr( 35) $Scale factor of Fx slip
stiffness
LHX               = 1 $typarr( 36) $Scale factor of Fx horizontal
shift
LVX               = 1 $typarr( 37) $Scale factor of Fx vertical
shift
LGAX              = 1 $typarr( 58) $Scale factor of camber for Fx
LCY               = 1 $typarr( 38) $Scale factor of Fy shape
factor
LMUY              = 1 $typarr( 39) $Scale factor of Fy peak
friction coefficient
LEY              = 1 $typarr( 40) $Scale factor of Fy curvature
factor
LKY              = 1 $typarr( 41) $Scale factor of Fy cornering
stiffness
LHY              = 1 $typarr( 42) $Scale factor of Fy horizontal
shift
LVY              = 1 $typarr( 43) $Scale factor of Fy vertical
shift
LGAY              = 1 $typarr( 44) $Scale factor of camber for Fy
LTR               = 1 $typarr( 45) $Scale factor of Peak of
pneumatic trail
LRES              = 1 $typarr( 46) $Scale factor for offset of
residual torque
LGAZ              = 1 $typarr( 47) $Scale factor of camber for Mz
LXAL              = 1 $typarr( 48) $Scale factor of alpha
influence on Fx
LYKA              = 1 $typarr( 49) $Scale factor of alpha
influence on Fx

```

d

LVYKA	= 1	\$typarr(50)	\$Scale factor of kappa induced
Fy			
LS	= 1	\$typarr(51)	\$Scale factor of Moment arm of
Fx			
LSGKP	= 1	\$typarr(52)	\$Scale factor of Relaxation
length of Fx			
LSGAL	= 1	\$typarr(53)	\$Scale factor of Relaxation
length of Fy			
LGYR	= 1	\$typarr(54)	\$Scale factor of gyroscopic
torque			
LMX	= 1	\$typarr(55)	\$Scale factor of overturning
couple			
LVMX	= 1	\$typarr(57)	\$Scale factor of Mx vertical
shift			
LMY	= 1	\$typarr(56)	\$Scale factor of rolling
resistance torque			
\$-----longitudinal			
[LONGITUDINAL_COEFFICIENTS]			
PCX1	= 0	\$typarr(61)	\$Shape factor Cfx for
longitudinal force			
PDX1	= 0	\$typarr(62)	\$Longitudinal friction Mux at
Fznom			
PDX2	= 0	\$typarr(63)	\$Variation of friction Mux with
load			
PDX3	= 0	\$typarr(60)	\$Variation of friction Mux with
camber			
PEX1	= 0	\$typarr(64)	\$Longitudinal curvature Efx at
Fznom			
PEX2	= 0	\$typarr(65)	\$Variation of curvature Efx
with load			
PEX3	= 0	\$typarr(66)	\$Variation of curvature Efx
with load squared			
PEX4	= 0	\$typarr(67)	\$Factor in curvature Efx while
driving			
PKX1	= 0	\$typarr(68)	\$Longitudinal slip stiffness
Kfx/Fz at Fznom			
PKX2	= 0	\$typarr(69)	\$Variation of slip stiffness
Kfx/Fz with load			
PKX3	= 0	\$typarr(70)	\$Exponent in slip stiffness
Kfx/Fz with load			
PHX1	= 0	\$typarr(71)	\$Horizontal shift Shx at Fznom
PHX2	= 0	\$typarr(72)	\$Variation of shift Shx with
load			
PVX1	= 0	\$typarr(73)	\$Vertical shift Svz/Fz at Fznom
PVX2	= 0	\$typarr(74)	\$Variation of shift Svz/Fz with
load			
RBX1	= 0	\$typarr(75)	\$Slope factor for combined slip
Fx reduction			
RBX2	= 0	\$typarr(76)	\$Variation of slope Fx
reduction with kappa			
RCX1	= 0	\$typarr(77)	\$Shape factor for combined slip
Fx reduction			
REX1	= 0	\$typarr(82)	\$Curvature factor of combined
Fx			
REX2	= 0	\$typarr(83)	\$Curvature factor of combined
Fx with load			
RHX1	= 0	\$typarr(78)	\$Shift factor for combined slip
Fx reduction			
PTX1	= 0	\$typarr(79)	\$Relaxation length SigKap0/Fz
at Fznom			
PTX2	= 0	\$typarr(80)	\$Variation of SigKap0/Fz with
load			
PTX3	= 0	\$typarr(81)	\$Variation of SigKap0/Fz with
exponent of load			
\$-----overturning			
[OVERTURNING_COEFFICIENTS]			
QSX1	= 0.0010	\$typarr(86)	
QSX2	= 0.4690	\$typarr(87)	
QSX3	= -0.0717	\$typarr(88)	
\$-----lateral			
[LATERAL_COEFFICIENTS]			
PCY1	= 2.6757	\$typarr(91)	\$Shape factor Cfy for lateral
forces			
PDY1	= 0.9415	\$typarr(92)	\$Lateral friction Muy

PDY2	=	-0.1242	\$typarr(93)	\$Variation of friction μ_{xy} with
load				
PDY3	=	0.0619	\$typarr(94)	\$Variation of friction μ_{xy} with
squared camber				
PEY1	=	1.3904	\$typarr(95)	\$Lateral curvature E_{fy} at F_{znom}
PEY2	=	-0.4098	\$typarr(96)	\$Variation of curvature E_{fy} with
load				
PEY3	=	0.0356	\$typarr(97)	\$Zero order camber dependency of
curvature E_{fy}				
PEY4	=	0.2419	\$typarr(98)	\$Variation of curvature E_{fy} with
camber				
PKY1	=	-77097.6066	\$typarr(99)	\$Maximum value of stiffness
K_{fy}/F_{znom}				
PKY2	=	6483.5045	\$typarr(100)	\$Load at which K_{fy} reaches
maximum value				
PKY3	=	-0.6208	\$typarr(101)	\$Variation of K_{fy}/F_{znom} with camber
PHY1	=	-0.0004	\$typarr(102)	\$Horizontal shift S_{hy} at F_{znom}
PHY2	=	-0.0003	\$typarr(103)	\$Variation of shift S_{hy} with load
PHY3	=	0.0001	\$typarr(104)	\$Variation of shift S_{hy} with camber
PVY1	=	-0.0174	\$typarr(105)	\$Vertical shift in S_{vy}/F_z at F_{znom}
PVY2	=	-0.0021	\$typarr(106)	\$Variation of shift S_{vy}/F_z with load
PVY3	=	-0.3018	\$typarr(107)	\$Variation of shift S_{vy}/F_z with
camber				
PVY4	=	-0.0899	\$typarr(108)	\$Variation of shift S_{vy}/F_z with
camber and load				
RBV1	=	0	\$typarr(109)	\$Slope factor for combined F_y
reduction				
RBV2	=	0	\$typarr(110)	\$Variation of slope F_y
reduction with alpha				
RBV3	=	0	\$typarr(111)	\$Shift term for alpha in slope
F_y reduction				
RCY1	=	0	\$typarr(112)	\$Shape factor for combined F_y
reduction				
REY1	=	0	\$typarr(122)	\$Curvature factor of combined
F_y				
REY2	=	0	\$typarr(123)	\$Curvature factor of combined
F_y with load				
RHY1	=	0	\$typarr(113)	\$Shift factor for combined F_y
reduction				
RHY2	=	0	\$typarr(124)	\$Shift factor for combined F_y
reduction with load				
RVY1	=	0	\$typarr(114)	\$Kappa induced side force
$S_{vy}/\mu_{xy} * F_z$ at F_{znom}				
RVY2	=	0	\$typarr(115)	\$Variation of $S_{vy}/\mu_{xy} * F_z$ with
load				
RVY3	=	0	\$typarr(116)	\$Variation of $S_{vy}/\mu_{xy} * F_z$ with
camber				
RVY4	=	0	\$typarr(117)	\$Variation of $S_{vy}/\mu_{xy} * F_z$ with
alpha				
RVY5	=	0	\$typarr(118)	\$Variation of $S_{vy}/\mu_{xy} * F_z$ with
kappa				
RVY6	=	0	\$typarr(119)	\$Variation of $S_{vy}/\mu_{xy} * F_z$ with
$\text{atan}(\text{kappa})$				
PTY1	=	0	\$typarr(120)	\$Peak value of relaxation
length $\text{SigAlp0}/R0$				
PTY2	=	0	\$typarr(121)	\$Value of F_z/F_{znom} where
SigAlp0 is extreme				
\$-----rolling				
[ROLLING_COEFFICIENTS]				
QSY1	=	0.01	\$typarr(126)	\$Rolling resistance torque
coefficient				
QSY2	=	0	\$typarr(127)	\$Rolling resistance torque
depending on F_x				
QSY3	=	0	\$typarr(128)	\$Rolling resistance torque
depending on speed				
QSY4	=	0	\$typarr(129)	\$Rolling resistance torque
depending on speed ^4				
\$-----aligning				
[ALIGNING_COEFFICIENTS]				
QBZ1	=	12.1167	\$typarr(131)	\$Trail slope factor for trail
Bpt at F_{znom}				
QBZ2	=	-1.9747	\$typarr(132)	\$Variation of slope Bpt with
load				

QBZ3 squared	= 12.7466	\$typarr(133)	\$Variation of slope Bpt with load
QBZ4 camber	= -0.3812	\$typarr(134)	\$Variation of slope Bpt with
QBZ5 absolute camber	= 0.4075	\$typarr(135)	\$Variation of slope Bpt with
QBZ9 torque Mzr	= 0.0680	\$typarr(136)	\$Slope factor Br of residual
QBZ10 torque Mzr	= 0	\$typarr(130)	\$Slope factor Br of residual
QCZ1 trail	= 1.2965	\$typarr(137)	\$Shape factor Cpt for pneumatic
QDZ1	= 0.0205	\$typarr(138)	\$Peak trail Dpt"
QDZ2	= -0.0002	\$typarr(139)	\$Variation of peak Dpt" with load
QDZ3 camber	= -1.7284	\$typarr(140)	\$Variation of peak Dpt" with
QDZ4 camber squared	= 80.3936	\$typarr(141)	\$Variation of peak Dpt" with
QDZ6	= -0.007	\$typarr(142)	\$Peak residual torque Dmr"
QDZ7 with load	= 0.0026	\$typarr(143)	\$Variation of peak factor Dmr"
QDZ8 with camber	= -0.0249	\$typarr(144)	\$Variation of peak factor Dmr"
QDZ9 with camber and load	= -0.0022	\$typarr(145)	\$Variation of peak factor Dmr"
QEZ1	= -13.8053	\$typarr(146)	\$Trail curvature Ept at Fznom
QEZ2 load	= 26.3762	\$typarr(147)	\$Variation of curvature Ept with
QEZ3 load squared	= -12.5781	\$typarr(148)	\$Variation of curvature Ept with
QEZ4 sign of Alpha-t	= -0.1278	\$typarr(149)	\$Variation of curvature Ept with
QEZ5 sign Alpha-t	= 14.0951	\$typarr(150)	\$Variation of Ept with camber and
QHZ1 Fznom	= 0.0002	\$typarr(151)	\$Trail horizontal shift Sht at
QHZ2	= 0.0088	\$typarr(152)	\$Variation of shift Sht with load
QHZ3 camber	= 0.3720	\$typarr(153)	\$Variation of shift Sht with
QHZ4 camber and load	= -0.9086	\$typarr(154)	\$Variation of shift Sht with
SSZ1 Fx on Mz	= 0	\$typarr(155)	\$Nominal value of s/R0: effect of
SSZ2 Fy/Fznom	= 0	\$typarr(156)	\$Variation of distance s/R0 with
SSZ3 camber	= 0	\$typarr(157)	\$Variation of distance s/R0 with
SSZ4 load and camber	= 0	\$typarr(158)	\$Variation of distance s/R0 with
QTZ1	= 0	\$typarr(159)	\$Gyration torque constant
MBELT	= 0	\$typarr(160)	\$Belt mass of the wheel

ANEXO B

Características do atuador linear HDA2-2 de 25 lb (12 kgf) e com um curso de 2" (5 cm) da ServoCity, obtidas a partir do website de compra deste material [37].

27/09/2017

2" Stroke 25 lb Thrust Heavy Duty Linear Actuator

[Home](#) > [Motors & Actuators](#) > [Linear Actuators](#) > [Heavy Duty Linear Actuators](#) > 2" Stroke, 25 lb Thrust

2" Stroke 25 lb Thrust Heavy Duty Linear Actuator



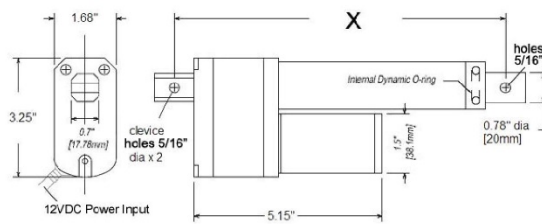
1 of 4

[ADD TO WISHLIST](#) [ADD TO CART](#)

Price	\$129.99 Sign up for Price Alert
Part	HDA2-2
Status	In stock

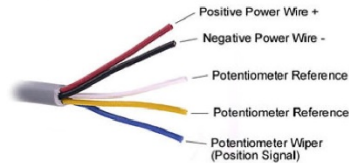
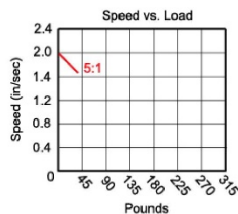
This Product? Share It!

SPECS



X = Center to Center

Stroke Retracted	Extended
1.96"	7.68"
	9.64"



Feedback Wiring Schematic:
 White - 10K Pot Reference
 Blue - 10K Pot Wiper (Position Signal)
 Yellow - 10K Pot Reference

Product Weight	38.2 oz
Voltage Range (Recommended)	6V - 12V
Operating Temperature	-26°C ~ +65°C
Speed (No Load)*	2.00" per second

<https://www.servocity.com/hda2-2>

1/2

Speed (Max Load)*	1.37" per second
Dynamic Thrust*	25 lbs
Static Load	500 lbs
Current Drain (No-Load)*	800mA
Current Drain (Max Load)*	3.8A
Current Drain (Stall)*	15A
Motor Type	3 Pole Ferrite
Feedback Style	10KΩ Potentiometer
Potentiometer Tolerance	± 5%
Potentiometer Linearity	± 0.25%
Feedback Density	5KΩ / inch
Gear Ratio	5:1
Gear Material	Metal Gear Train, Nylon Pinion
Gearbox Style	Straight Cut Spur
Wire Length	24"
Ingress Protection (IP)	IP54
Duty Cycle	25% (25% on, 75% off)
Housing Material	Zinc Alloy
Lead Screw Type	3mm pitch, single thread

[RESOURCES](#)

[TECH TIPS](#)

Recommended Products



Lightweight Linear Actuator Mounting Bracket



Heavy Duty Linear Actuator Mounting Bracket

[Get To Know Us](#)

[Let Us Help You](#)

[Join Our Community](#)

[Connect With Us](#)

[Shop Secure](#)



ANEXO C

Datasheet do encoder rotativo AHM3 com a conexão via cabo L3D, da BEIsensors [35].



BEI Sensors SAS
Espace Européen de l'Entreprise
2, rue de Copenhague
B.P. 70044 Strasbourg
F67013 Strasbourg Cedex

Tel : +33 (0)3 88 20 80 80
Fax : +33 (0)3 88 20 87 87
Mail : info@beisensors.com
Web : www.beisensors.com

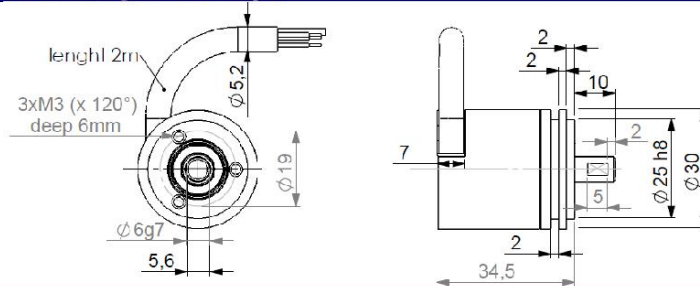


MAGNETIC ANALOG ABSOLUTE SINGLE TURN ENCODERS, AHM3 RANGE

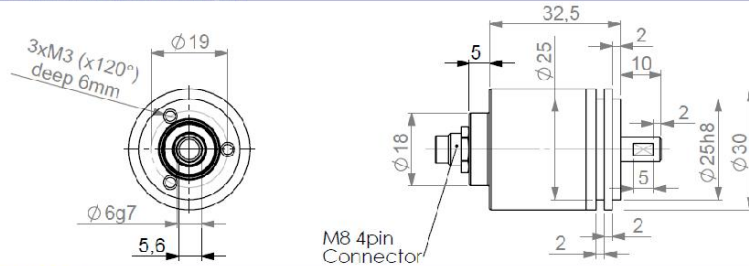
- With its 30mm size and a 6mm solid shaft, AHM3 encoder characterizes itself by its strong robustness of the mechanical and electro-magnetic parts, it's the most compact really industrial encoder with a solid shaft.
- Application fields : agriculture, construction, forestry vehicles, medical applications, solar panels...
- Magnetic technology, contactless.
- Available resolution up to 12 bits per revolution.
- Power supply from 10 to 30Vdc.
- Available output interfaces : 0..10V, 0.5..4.5V, 4..20mA.
Also available : PWM, SSI and CANopen outputs.
- Available in option : Extended temperature range (up to -40...+125°C), IP67, angular ranges and output levels, redundancy...



AHM3 L3D connection (diagonal cable output)



AHM3 L2A connection (axial M8 output)



MECHANICAL DATA

Material	Shaft: stainless steel	Isolation	500Veff
	Cover: aluminium	EMC	EN 61000-6-4
	Body: aluminium		EN 61000-6-2
Bearings	696 series	Operating temperature	- 40... + 85 °C (encoder T°)
Maximal loads	Axial: 20 N	Storage temperature	- 40... + 85 °C
	Radial: 50 N	Protection	IP 65
Shaft inertia	$\leq 0,1 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Shocks (EN60068-2-27)	$\leq 2000 \text{ m} \cdot \text{s}^2$ (during 6 ms)
Torque	$\leq 1 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$	Vibrations (EN60068-2-6)	$\leq 200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (55 ... 2 000 Hz)
Nominal max. speed	6 000 min ⁻¹	Theoretical mechanical lifetime $10^9 \text{ tums} (F_{axial} / F_{max})$	
Encoder weight (approx.)	0,150 kg	20 N / 50 N	15

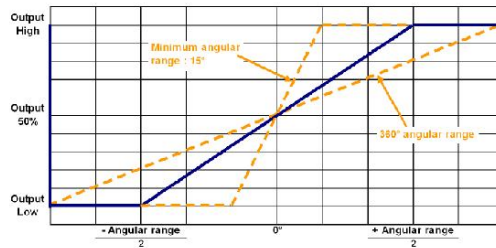
Change possible with authorization n° 100730

MAGNETIC ANALOG ABSOLUTE SINGLE TURN ENCODERS, AHM3 RANGE

ELECTRICAL DATA

Power supply	5V or 10-30Vdc or 15-30Vdc	Introduction	< 1 s
Consumption without load	< 40mA (at 24Vdc)	Response time	< 10 ms (5L2 & 3L1 electronic)
Resolution	12 bits		< 1ms (other electronics)
Accuracy	± 0.3 %	Advised load	> 10kOhms (Voltage output)
Repeatability	± 0.1 %		500Ohms (current output)

ANALOG OUTPUT



CONNECTION

		0V	+Vcc	Analog output	Ground
I3	3 wire cable PVC 8230/022	White WH	Brown BN	Green GN	General shielding
I2	M8 connector 4 pinouts*	1	2	3	Connector body

* Note : pinout number 4 is not connected - If extension cable is used : please refer to its wiring arrangement / wire colors

ORDERING REFERENCE (Contact the factory for special versions, ex : stainless steel version, connections...)

	Shaft Ø	Supply Output stage	Direction	Resolution	Connection	Connection orientation
AHM3	06 : 6mm	3L1 : 15 to 30Vdc 0..10V output	1 : CW Clockwise 2 : CCW Counterclockwise	00360 : Analog output calibrated on 360° Other: Consult us	I2 : 4 pinouts M8	A : Axial
		5L2 : 10 to 30Vdc 0.5..4.5V output 3L3 : 15 to 30Vdc 4..20mA output 2IR : 5V +/- 5% Ratio 10...90% voltage supply			I3 : 3 wire cable PVC	A020 : Axial Cable 2m D020 : Diagonal Cable 2m
Ex: AHM3 _ 06 // 3 L1 1 // 00360 // I3 D020						

Made in France

Changes possible without further notice 200716