FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise do Comportamento Dinâmico de um Veículo Automóvel de Rali

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Autor

Vítor Emanuel Correia Almeida

Orientadores

Maria Augusta Neto

Daniel Ferreira do Patrocínio

Júri

Presidente	**Professor Doutor Ana Paula Bettencourt Martins Amaro** **Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra**
Vogal	**Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira** **Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra**

Colaboração Institucional

ARC Sport

Coimbra, Julho, 2014

“The winner ain't the one with the fastest car, its the one who refuses to lose"

Dale Earnhardt

Aos meus pais.

Agradecimentos

A elaboração desta dissertação, que assinala o terminar de mais uma etapa do meu percurso académico, apenas foi possível graças ao apoio de algumas pessoas, às quais não poderia deixar de dar umas palavras de agradecimento.

À Professora Doutora Maria Augusta Neto, por aceitar ser minha orientadora e por toda a sua disponibilidade e apoio.

A toda a equipa da ARC Sport, pela oportunidade da realização do estágio e pela forma de como fui tratado durante esse período.

Ao Engenheiro Daniel Patrocínio, pelas sugestões de trabalho e pelo apoio dado durante todo o estágio.

Aos meus amigos de faculdade, por todos os momentos que passámos juntos, uns de festa e outros de estudo.

Aos meus amigos de infância, por todos os momentos malucos por que passámos, pela força e pela motivação durante todo o curso.

A toda a minha família, por todo o apoio e motivação durante a minha vida.

À minha irmã, Nádia, por ser a pessoa que é e ter uma paciência enorme para me aturar quando me dá para implicar com ela.

Aos meus pais, Vítor e Aldina, acima de tudo por serem os pais que são. Pela educação e conselhos que me deram, tornando-me na pessoa que sou hoje em dia, e pela confiança depositada em mim ao longo destes vinte e três anos de vida. E apesar de todas as dificuldades, por me ajudarem na realização deste sonho e por toda a força e motivação dada durante todo este percurso. Obrigado PAIS.

Resumo

O objetivo deste trabalho é prever a alteração do ângulo de camber em função do deslocamento vertical da roda.

Para o estudo foram selecionados dois tipos de suspensão, triângulos sobrepostos e *McPherson*, os quais foram comparados com dois modelos cinemáticos de dois mecanismos, mecanismo de quatro barras e mecanismo de biela-manivela invertido, respetivamente.

Os resultados obtidos pela comparação dos dados teóricos e medidos, são bastante satisfatórios uma vez que os valores se encontram bastante próximos, o que permite confirmar a validade dos modelos adotados.

Palavras-chave: Ângulo de camber, Suspensão de triângulos sobrepostos, Suspensão *McPherson*, Mecanismo de quatro barras, Mecanismo de biela-manivela invertido.

Abstract

The main objective of this work is to predict the camber angle change due to the vertical displacement of the wheel.

Two types of suspension, Double-Wishbone and McPherson, have been selected, which were compared with two kinematic models of two mechanisms, four-bar linkage and inverted slider-crank mechanism respectively.

The results obtained, by comparing the theoretical and measured data, are quite satisfactory since the values are quite similar, allowing to confirm the validity of the adopted models.

Keywords Camber angle, Double-Wishbone suspension, McPherson suspension, Four-bar linkage, Inverted slider-crank mechanism.

Índice

Índice de Figuras vi

Índice de Tabelas viii

Simbologia e Siglas ix
Simbologia ix
Siglas ix

1. Introdução 1
1.1. A empresa 2
1.2. Organização da dissertação 2

2. Revisão bibliográfica 4
2.1. Dinâmica do veículo 4
2.2. Subviragem, sobreviragem e comportamento neutro 5
2.2.1. Ângulo de escorregamento 5
2.2.2. Forças aplicadas 6
2.2.3. Pressão do ar no pneu 10
2.2.4. Temperatura 11
2.3. Movimentos do veículo 11
2.3.1. Sistema de eixos do veículo 12
2.3.2. Movimentos do veículo 13
2.4. Fatores que influenciam o comportamento dinâmico do veículo 15
2.4.1. Suspensão 16
2.5. Geometria da direção 22
2.5.1. Camber 23
2.5.2. *Caster* 24
2.5.3. Convergência 24
2.6. Mecanismos aplicados 25
2.6.1. Mecanismo de quatro barras 26
2.6.1. Mecanismo biela-manivela invertido 28

3. Métodos utilizados 31
3.1. Métodos analíticos 31
3.1.1. Triângulos sobrepostos 31
3.1.2. *McPherson* 34
3.2. Medições 37
3.2.1. Ferramentas utilizadas 37
3.2.2. Procedimento 38

4. Resultados obtidos 40
4.1. Suspensão de triângulos sobrepostos 40
4.2. Suspensão do tipo *McPherson* 43
4.2.1. *McPherson* 1 43
4.2.2. *McPherson* 2 46

5. Conclusões e trabalhos futuros 49
5.1. Conclusões 49
5.2. Proposta para trabalhos futuros 49
Referências bibliográficas 51

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Škoda Fabia S2000 assistido pela ARC Sport. (http://www.supermotores.net/cpr-ricardo-moura-vence-rali-mortagua/) 2

Figura 2.1. Representação dos comportamentos neutro, de subviragem e sobreviragem, respetivos ângulos de escorregamento. (Wan (2000)) 5

Figura 2.2. Representação do ângulo de escorregamento da respetiva deformação do pneu. (Wan (2000)) 6

Figura 2.3. Sistema de eixos de um pneu, segundo a SAE. (Milliken e Milliken (1995)) 7

Figura 2.4. Comportamento elástico do pneu, quando solicitado a uma força lateral. (Milliken e Milliken (1995)) 8

Figura 2.5. Relação entre a força em curva e o ângulo de escorregamento de três tipos de pneus. (Puhn (1976)) 9

Figura 2.6. Relação entre a força lateral e a carga vertical, para diferentes ângulos de escorregamento. (Rio (2009)) 10

Figura 2.7. Sistemas de eixos usados para a determinação do sistema de eixos do veículo. (Milliken e Milliken (1995)) 12

Figura 2.8. Representação das variáveis responsáveis por alterações de velocidade no veículo. (Milliken e Milliken (1995)) 14

Figura 2.9. Suspensão traseira de um veículo todo-o-terreno (Dodge Ram). (http://maybach300c.blogspot.pt/2012/09/rigid-and-semi-rigid-crank-axle.html.) 17

Figura 2.10. Exemplo do tipo de suspensão de triângulos sobrepostos. (Longhurst (2014)) 18

Figura 2.11. Exemplo de uma suspensão do tipo *McPherson*. (Longhurst (2014)) 19

Figura 2.12. Amortecedor hidráulico em corte. (http://www.tecnologiadoglobo.com/2013/06/como-funcionam-os-amortecedores/) 22

Figura 2.13. Relação entra a força e o deslocamento de um amortecedor, para várias velocidades. (http://www.soft-engine.org/pagine.web/inglese/sospensioni02.htm) 22

Figura 2.14. Camber positivo e negativo na roda da frente de um automóvel. (Adaptado de Jazar (2008)) 23

Figura 2.15. *Caster* positivo e negativo na roda da frente de um automóvel. (Jazar (2008)) 24

Figura 2.16. Convergência positiva (*toe-in*) e negativo (*toe-out*) na roda da frente de um automóvel. (Jazar (2008)) 25

Figura 2.17. Mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008)) 26
Figura 2.18. Possível representação de vetores num mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008)) 27
Figura 2.19. Suspensão de triângulos sobrepostos como um mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008)) 27
Figura 2.20. *Coupler point curve* de um mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008)) 28
Figura 2.21. Mecanismo de quatro barras com o respetivo *Coupler point*. (Jazar (2008)) . 28
Figura 2.22. Mecanismo biela-manivela invertido. (Jazar (2008)) 29
Figura 2.23. Possível representação de vetores num mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008)) 29
Figura 2.24. Suspensão do tipo *McPherson* como um sistema de biela-manivela invertido. (Jazar (2008)) 30
Figura 2.25. Mecanismo de biela-manivela invertido com o respetivo *Coupler point*. (Jazar (2008)) 30
Figura 3.1. Modelo cinemático para um sistema de suspensão de triângulos sobrepostos. 32
Figura 3.2. Modelo apresentado por Jazar (2008) (A) e modelo utilizado neste estudo (B), para o sistema de suspensão do tipo *McPherson*. 34
Figura 3.3. Modelo cinemático para um sistema de suspensão do tipo *McPherson*. 35
Figura 3.4. Nível digital da marca Precision Point. (http://www.precisionpoint.co.uk/products/camber-rite-cg200-digital-camber-gauge) 38
Figura 3.5. Régua para medição entre dois pontos. 38
Figura 3.6. Ponto de ancoragem onde foi colocado o macaco hidráulico no processo de medição. 39
Figura 4.1. Gráfico h vs. φ para o sistema de triângulos sobrepostos. 42
Figura 4.2. *Coupler point curve* para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos. .. 43
Figura 4.3. Gráfico h vs. φ para o sistema *McPherson* 1 44
Figura 4.4. *Coupler point curve* para o sistema *McPherson* 1. 46
Figura 4.5. Gráfico h vs. φ para o sistema *McPherson* 2 48
Figura 4.6. *Coupler point curve* para o sistema *McPherson 2*. 48

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1. Valores das constantes para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos. 40

Tabela 4.2. Valores iniciais da posição da roda, para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos. 41

Tabela 4.3. Valores teóricos e medidos para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos. 41

Tabela 4.4. Valores das constantes para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 1. 44

Tabela 4.5. Valores inicias da posição da roda, para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 1 44

Tabela 4.6. Valores teóricos e medidos para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 1. 45

Tabela 4.7. Valores das constantes para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 2. 46

Tabela 4.8. Valores inicias da posição da roda, para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 2 46

Tabela 4.9. Valores teóricos e medidos para o sistema de suspensão do tipo *McPherson 2*. 47

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A – Ponto de ancoragem do braço na manga de eixo

B – Ponto de ancoragem do braço na manga de eixo

C – Ponto central da roda

M – Ponto de ancoragem do braço inferior ao chassis

N – Ponto de ancoragem do braço superior ao chassis

a – Comprimento do braço superior

b – Distância entre pontos de ancoragem da manga de eixo

c – Comprimento do braço inferior

d – Distância entre pontos de ancoragem do chassis

e – Comprimento do segmento de reta $\overline{BC}$; comprimento do conjunto mola-amortecedor

h – Deslocamento vertical da roda

s – Comprimento do segmento de reta $\overline{AC}$

$\hat{u}_z$– Vetor unitário na direção z

$\mathbf{u}_{\boldsymbol{c}}$ – Vetor posição do ponto C

x_c – Abcissa do ponto C

y_c – Ordenada do ponto C

φ – Ângulo de camber

Siglas

ARC – Auto Ramiro Competições

SAE – Society of Automotive Engineers

1. INTRODUÇÃO

A presente dissertação, que foi realizada em regime de estágio curricular na empresa ARC Sport, visa a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. O tema da dissertação tem como principal objetivo a análise do comportamento dinâmico de um veículo automóvel de ralis.

O trabalho desenvolvido durante o estágio dividiu-se entre o trabalho realizado em oficina, onde eram feitas todas as reparações e atividades de manutenção dos automóveis, e o acompanhamento de provas e testes, onde eram expostos os problemas do comportamento dinâmico dos automóveis e realizadas as respetivas alterações com o objetivo de melhorar esse comportamento. O trabalho da dissertação compreende duas fases distintas. A primeira fase integra o processo de ambientação ao trabalho realizado na empresa, e a familiarização com os sistemas mecânicos de veículos automóveis. Durante esta fase foram discutidos vários problemas e temas interessantes para esta dissertação. A segunda fase integra o desenvolvimento e aplicação de dois modelos cinemáticos aplicáveis à análise cinemática de dois sistemas de suspensão. Posteriormente os modelos são validados através da comparação dos resultados analíticos com os resultados avaliados por experimentação.

O comportamento dinâmico de um automóvel, seja ele para utilização diária ou para utilização em competição, depende diretamente das forças exercidas no contacto entre os pneus e o solo. Assim, é necessário garantir que esse contacto seja o mais adequado a cada uma das solicitações a que um automóvel está sujeito durante a sua condução. Essa garantia vai depender dos sistemas de suspensão e direção, aerodinâmica, etc.

Sendo este um tema bastante abrangente, decidiu-se então estudar a variação do camber da roda, durante o seu movimento vertical, em dois tipos de suspensão diferentes, triângulos sobrepostos e *McPherson*. A suspensão de triângulos sobrepostos é constituída por dois braços em forma de A, um superior e um inferior, que fazem a ligação entre a manga de eixo e o chassis do veículo, a suspensão do tipo *McPherson* utiliza apenas um braço inferior e o conjunto mola-amortecedor para fazer essa ligação. Esse estudo foi baseado na comparação entre os sistemas de suspensão e dois tipos de

mecanismos, o mecanismo de quatro barras para a suspensão de triângulos sobrepostos e o mecanismo de biela-manivela invertido para o tipo *McPherson*.

1.1. A empresa

Sedeada na vila de Aguiar da Beira, a ARC Sport tem como missão a construção, preparação e assistência de automóveis de competição. Depois de uma já longa tradição na participação no desporto automóvel, a nível pessoal, inicia a sua atividade em 2001. Com o apoio da casa mãe – Auto Ramiro, Lda – a empresa dispõe de uma estrutura moderna e profissional, com ótimas instalações técnicas, onde é prestada a assistência aos automóveis. Conta ainda com a parceria de vários preparadores de renome a nível mundial, com destaque para a Renault-Sport, de que também é distribuidora oficial em Portugal.

Durante a sua existência, a ARC Sport, conta já com um grande palmarés a nível nacional, com especial destaque para os anos de 2011, 2012 e 2013, nos quais se sagrou campeã nacional absoluta de ralis.

Na Figura 1.1 pode ver-se a fotografia de um Škoda Fabia S2000, viatura assistida pela ARC Sport, neste momento a disputar o Campeonato Nacional de Montanha.

Figura 1.1. Škoda Fabia S2000 assistido pela ARC Sport.
(http://www.supermotores.net/cpr-ricardo-moura-vence-rali-mortagua/)

1.2. Organização da dissertação

Esta dissertação apresenta-se dividida em duas partes principais.

Na primeira parte são sucintamente apresentados conceitos fundamentais à realização da dissertação, bem como uma descrição dos métodos utilizados durante o estudo realizado.

Os resultados obtidos no estudo e a sua discussão são apresentados na segunda parte desta dissertação.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados alguns conceitos teóricos fundamentais na compreensão do comportamento de um veículo automóvel.

De entre as muitas obras estudadas para a realização deste trabalho há duas que serviram de base, merecendo especial destaque devido à sua simplicidade e objetividade (Milliken e Milliken (1995) e Jazar (2008)).

Atendendo a que o Engenheiro inglês Frederick William Lanchester foi um dos primeiros a escrever sobre o comportamento dinâmico de um automóvel, ao longo de todo o trabalho irão ser apresentados inúmeros termos escritos em inglês.

2.1. Dinâmica do veículo

O estudo dinâmico de um veículo baseia-se no estudo da origem e efeitos das forças em ação nos momentos em que este se encontra em aceleração, em travagem e em curva. Algumas destas forças são geradas no contacto dos pneus com o solo, pelo que é necessário compreender o comportamento do pneu durante as várias solicitações a que este fica sujeito.

É necessário também estabelecer a diferença entre dois termos, comportamento dinâmico e *handling*, este último muitas vezes utilizado para descrever o comportamento dinâmico de um veículo a curvar, a evitar um obstáculo ou apenas como resposta à ação do piloto. O comportamento do veículo nas mudanças de direção depende apenas da capacidade de o veículo suportar a aceleração lateral provocada por essa mudança de direção. Já o *handling* é a capacidade de o veículo transmitir ao piloto esse comportamento de modo a que este possa manter um maior controlo sobre o próprio veículo. Pode dizer-se então que o *handling* é a combinação das performances do piloto e da máquina (Gillespie (1992)).

Esta combinação de performances permite, dentro dos limites da física, que todas as intenções do piloto sejam obedecidas pela viatura, bem como as reações da viatura possam ser previstas pelo piloto.

2.2. Subviragem, sobreviragem e comportamento neutro

Na inserção do veículo em curva, o condutor poderá obter dois tipos de reação. Subviragem ou *understeer*, situação em que será necessária uma reação para aumentar o ângulo de direção durante a curva. Sobreviragem ou *oversteer* é a situação em que é necessária uma reação para o ângulo de direção durante a curva. Quando não é necessário realizar qualquer alteração no volante, o piloto encontra-se perante uma situação de comportamento neutro ou *neutral steer*.

Estas reações estão diretamente relacionadas com o ângulo de escorregamento e com a aderência dos pneus. Um veículo com comportamento de sobreviragem apresenta um ângulo de escorregamento superior nas rodas traseiras comparativamente com as dianteiras e vice-versa. Como pode observar-se na Figura 2.1.

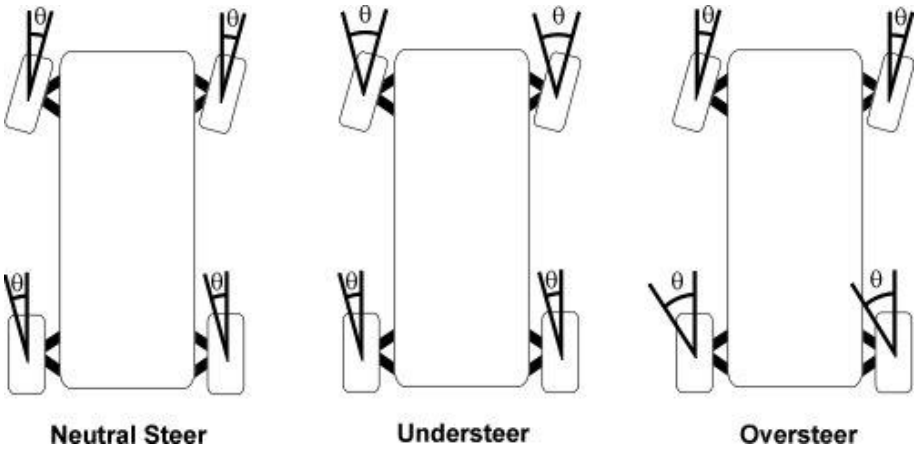

Figura 2.1. Representação dos comportamentos neutro, de subviragem e sobreviragem, respetivos ângulos de escorregamento. (Wan (2000))

Os pneus são um componente muito importante no estudo do comportamento dinâmico de um veículo automóvel, pois é através destes que é feita a ligação veículo/estrada. Neste contexto, nas subseções seguintes são abordados alguns conceitos associados ao comportamento dos pneus.

2.2.1. Ângulo de escorregamento

O ângulo de escorregamento (*slip angle*) é o ângulo criado entre a interseção do plano de simetria do pneu com o solo e a linha de ação do vetor velocidade do pneu. O ângulo de escorregamento surge durante a realização de uma curva e depende das propriedades elásticas da borracha utilizada no pneu (rigidez lateral do pneu) (Milliken e

Milliken (1995)). Na Figura 2.2, é possível ver a deformação do pneu e o respetivo ângulo de escorregamento.

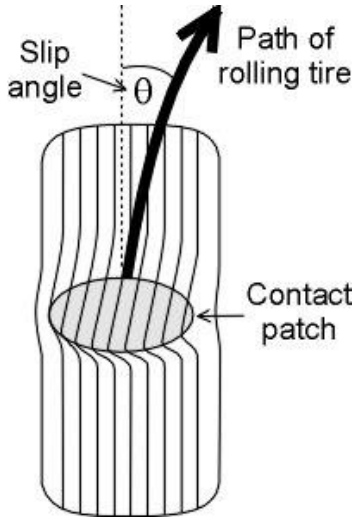

Figura 2.2. Representação do ângulo de escorregamento da respetiva deformação do pneu. (Wan (2000))

Para o veículo apresentar um comportamento neutro (*neutral steer*) os quatro pneus devem apresentar ângulos de escorregamento idênticos, maximizando assim a performance do automóvel.

2.2.2. Forças aplicadas

Todas as forças geradas pelo veículo na aceleração, travagem, etc. são transmitidas para os pneus, Figura 2.3, provocando as reações de contacto entre o pavimento e o pneu. Estas forças podem ser definidas segundo o sistema de eixos apresentado na Figura 2.3 e a ação resultante de todas as forças e momentos aplicados no pneu irá ditar a área de contacto do pneu com o solo, a direção para a qual este se vai deslocar, bem como o ângulo de escorregamento.

Um veículo é capaz de curvar devido à ação das forças laterais (*side forces*) aplicadas nos pneus. Este tipo de forças tem origem no centro da pegada do pneu, sendo estas perpendiculares ao plano da roda e definidas no plano da estrada.

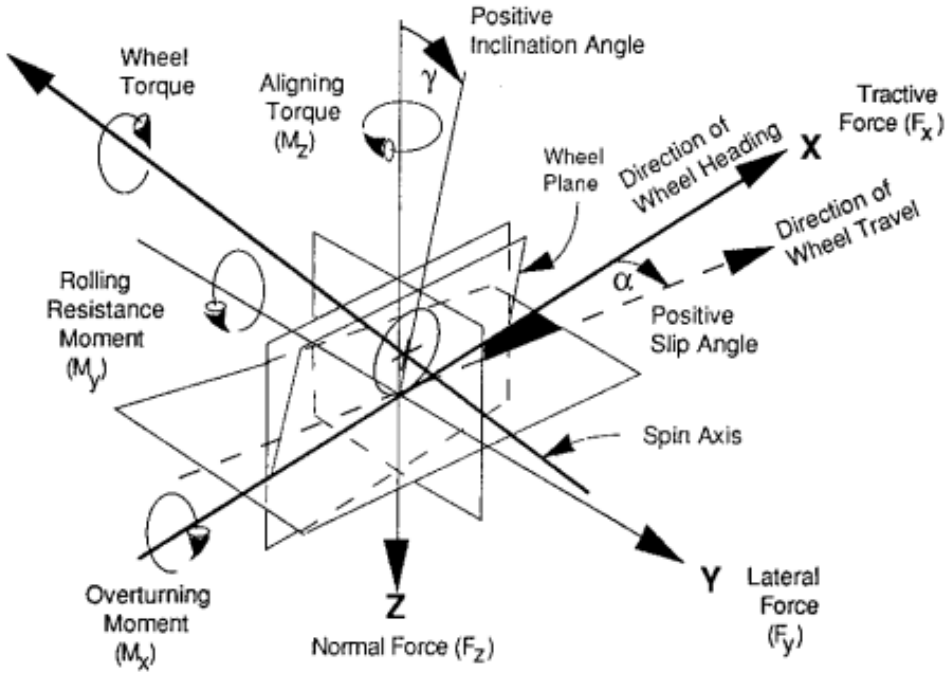

Figura 2.3. Sistema de eixos de um pneu, segundo a SAE. (Milliken e Milliken (1995))

Durante a descrição de uma curva, o pneu desenvolve uma força de viragem, denominada de força em curva ou *cornering force*, que é consequência da ação de uma força lateral (*side force*), aplicada no centro da roda que obriga o pneu a deformar-se no sentido dessa força, como pode observar-se na Figura 2.4. Também na Figura 2.4 é possível observar o ângulo de escorregamento do pneu quando sujeito a forças laterais.

O pneu em curva apresenta um comportamento muito semelhante a uma mola até a força atingir o valor que provoca o escorregamento deste sobre o pavimento, momento a partir do qual a força lateral no pneu passa a ser constante. A força em curva surge pela capacidade de o pneu resistir a esse escorregamento lateral. O ângulo de escorregamento e a força em curva aumentam durante a descrição de uma curva, até que o ponto de aderência máxima é atingido, a partir desse momento ocorre o escorregamento. Esse comportamento pode ser observado na Figura 2.5.

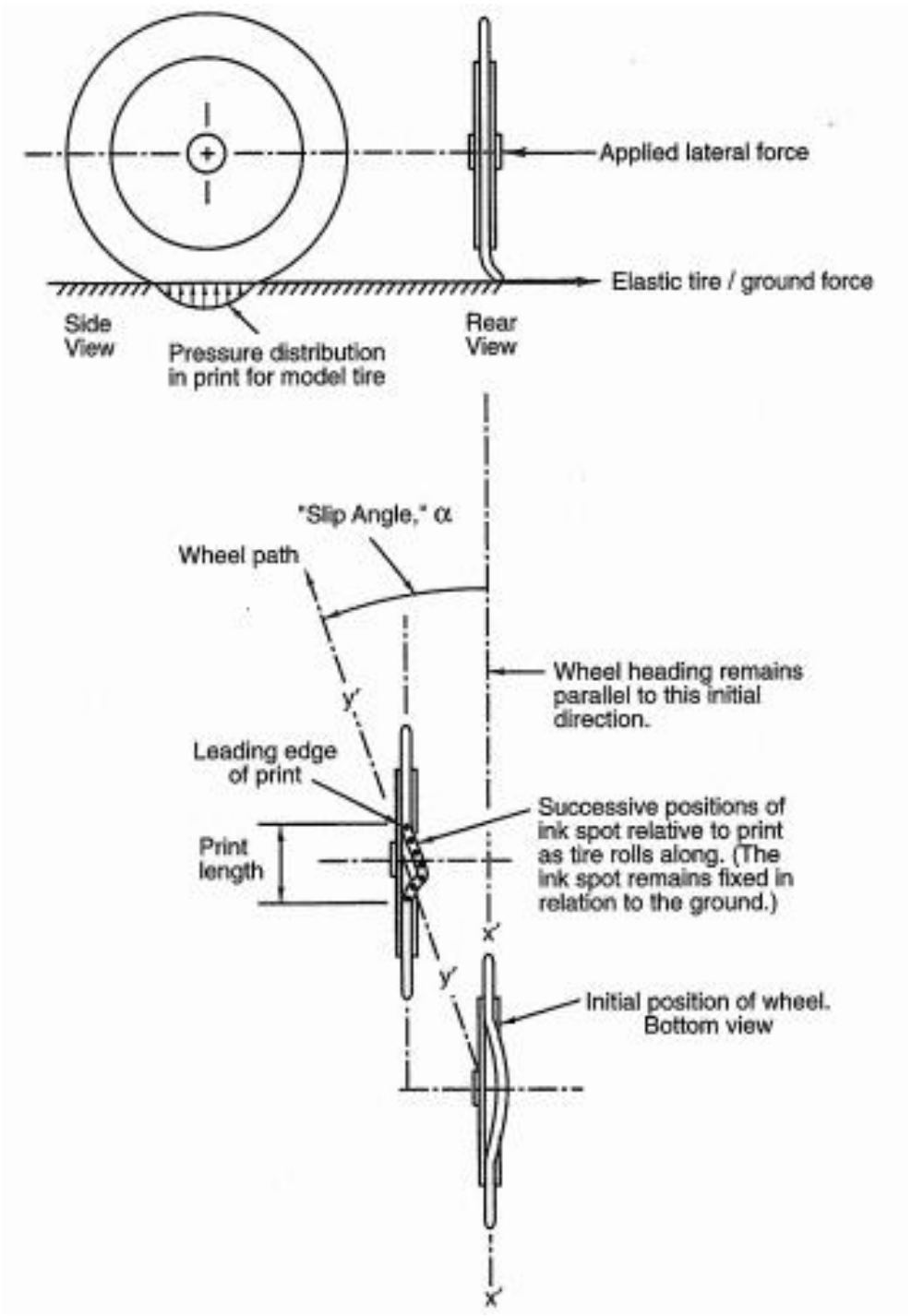

Figura 2.4. Comportamento elástico do pneu, quando solicitado a uma força lateral. (Milliken e Milliken (1995))

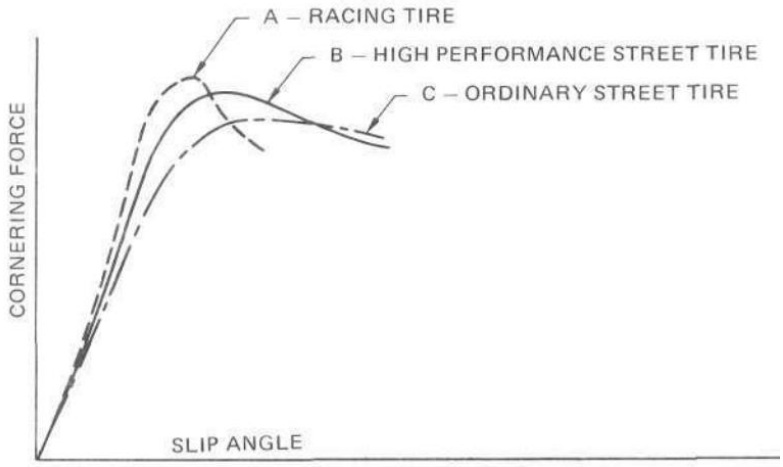

Figura 2.5. Relação entre a força em curva e o ângulo de escorregamento de três tipos de pneus. (Puhn (1976))

No gráfico da Figura 2.5 pode observar-se que a relação entre o ângulo de escorregamento e a força em curva difere para vários tipos de pneus (A- pneu de competição; B- pneu de estrada de alta performance; C- pneu de estrada normal). O pneu de competição proporciona uma maior força em curva, para o mesmo ângulo de escorregamento, mas o feedback de escorregamento recebido pelo condutor é muito mais tardio. Este atraso é visível na quebra que se pode observar no pico da curva. Pelo contrário o pneu de estrada apresenta uma menor força em curva, mas a sensação de escorregamento dada ao condutor ocorre mais cedo, daí um pico na curva C muito mais suave.

Para além da força lateral que causa a deformação do pneu e consequentemente a forma em como este entra em contacto com o solo, existem também outros fatores que influenciam esse contacto com o solo. A carga vertical a que o pneu está sujeito, devido à percentagem de massa do veículo que é suportada nessa roda quando está na posição estática, e da transferência de massa, durante os movimentos de aceleração, de travagem e de curva, vai também ter uma grande influência na pegada do pneu. Atendendo a que quanto maior for a carga vertical maior será a força lateral gerada, que por sua vez depende do ângulo de escorregamento, a percentagem de carga vertical no pneu vai ter a mesma influência que a força lateral, isto é, à medida que esta aumenta, aumenta também a força lateral e consequentemente o ângulo de escorregamento até um ponto máximo onde terá lugar o escorregamento. No gráfico da Figura 2.6 está representada a relação entre estes três fatores. Nesta figura, é possível observar que a força lateral aumenta com o aumento

da carga vertical e que, para cada ângulo de escorregamento, existe uma força lateral máxima.

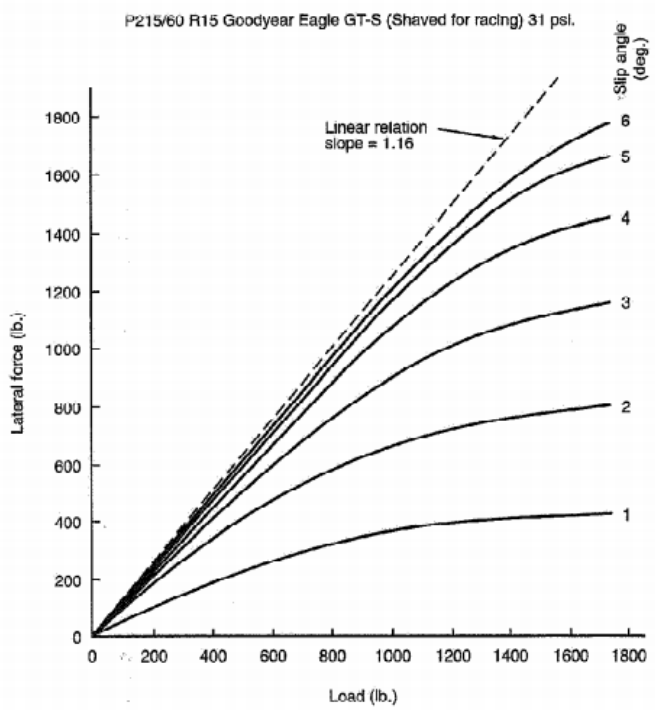

Figura 2.6. Relação entre a força lateral e a carga vertical, para diferentes ângulos de escorregamento. (Rio (2009))

2.2.3. Pressão do ar no pneu

Uma das alterações mais efetuadas e mais simples de realizar nos automóveis de competição é a alteração da pressão do ar nos pneus. A gama de pressões a que o pneu deverá funcionar está bem definida pelo fabricante, essa gama tem como principal objetivo aumentar a durabilidade do pneu através da manutenção do coeficiente de atrito na gama de valores desejável. De fato o coeficiente de atrito é um fator importante no desempenho do pneu. Quanto menor for a pressão de ar no interior do pneu, maior será a área de contacto entre o pneu e o solo (pegada do pneu), aumentando assim o coeficiente de atrito efetivo. Por outro lado, uma pressão de ar muito baixa pode levar à criação de áreas de alta pressão nas paredes do pneu, devido à sua elevada rigidez.

O aumento da pressão de ar no interior do pneu irá fazer com que a carcaça fique mais dura, e por isso mais difícil de distorcer. Nesse caso, quando esse pneu é sujeito a uma força lateral, apresenta um ângulo de escorregamento pequeno e uma elevada rigidez que proporcionam uma maior força lateral. O ideal será então definir uma pressão

em que a banda central do pneu, onde este entra em contato com o solo, e as paredes laterais estejam sujeitas a uma carga proporcional. A alteração das pressões dos pneus nas rodas de trás e da frente do veículo, poderá ajudar na correção do comportamento subvirador/sobrevirador.

A pressão de ar no interior dos pneus tem também grande influência no efeito de mola dos mesmos, uma vez aumentada a pressão, esse efeito vai ser reduzido e vice-versa. Em veículos de competição, que utilizam molas de elevada rigidez, o efeito mola total do veículo é muito importante na sua performance, pelo que a pressão deve ser ajustada de modo a obter uma boa relação entre o efeito de mola dos pneus e o efeito de mola total do veículo.

2.2.4. Temperatura

A temperatura dos pneus é também um importante fator a ter em conta na análise do comportamento dinâmico de um veículo. Esta afeta não só o desempenho do pneu, como também a sua vida útil.

A mudança de temperatura nos pneus irá afetar o comportamento do veículo em curva, uma vez que vai alterar o módulo de elasticidade da borracha do pneu, ou seja, a rigidez da carcaça do pneu, que é responsável pela rigidez deste em curva.

A temperatura e a pressão de ar nos pneus estão relacionadas. Sendo que quanto menor for a pressão de ar inicial no interior do pneu, maior será a distorção do pneu em curva, aumentando assim a temperatura, que por sua vez resulta numa maior pressão de funcionamento.

Posto isto, pode então dizer-se que a temperatura dos pneus está em constante mudança, pois está dependente das forças, pressões e velocidades a que o pneu está sujeito durante o seu funcionamento.

2.3. Movimentos do veículo

Em cada instante, um veículo está sujeito a forças que atuam num determinado ponto numa certa direção. Essas forças, provenientes dos pneus, da aerodinâmica ou de forças gravitacionais, são responsáveis por manter a velocidade do veículo ou causar qualquer tipo de aceleração no mesmo.

De maneira a que as velocidades e acelerações presentes no veículo possam ser calculadas nas direções desejadas, é necessário definir sistemas de eixos. O sistema de eixos mais utilizado no estudo do comportamento dinâmico de um automóvel, e o que irá ser utilizado durante este trabalho, é o definido pela SAE.

2.3.1. Sistema de eixos do veículo

O sistema de eixos do veículo é proveniente do sistema de eixos utilizado no estudo e desenvolvimento de aeronaves. A principal razão para a sua utilização é que o sistema está fixo ao veículo, pelo que se move juntamente com o próprio veículo, logo as propriedades de inércia relativas a este sistema são tomadas como constantes, mas não em relação a outros sistemas, como um sistema em que a sua origem seja no solo, por exemplo.

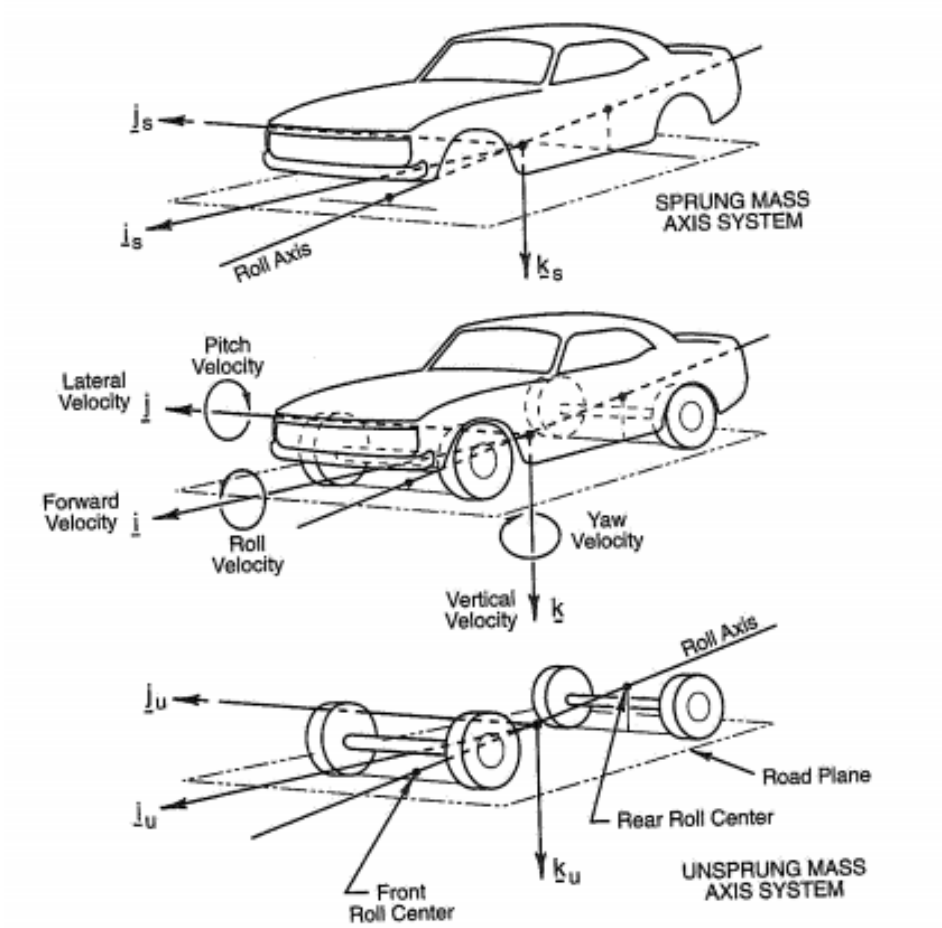

Figura 2.7. Sistemas de eixos usados para a determinação do sistema de eixos do veículo. (Milliken e Milliken (1995))

O automóvel é composto por dois sistemas de massa, denominados por massa suspensa (*sprung mass*) e massa não suspensa (*unsprung mass*). A primeira representa toda a massa suportada pela suspensão do veículo, digamos que toda a parte da carroceria em si, a segunda, massa não suspensa, é todo o sistema que faz a ligação entre a carroceria e o solo, ou seja, sistema de suspensão, direção, rodas, etc. Na Figura 2.7 pode ver-se a representação dessas mesmas massas e dos respetivos sistemas de eixos de cada uma, bem como esses sistemas são transferidos para um só sistema de eixos, o do veículo.

Estas duas massas partilham o mesmo eixo de rolamento (*roll axis*) e a relação entre elas é dada pelo *roll angle* ou ângulo de rolamento, em português. Em consequência da partilha do eixo de rolamento, a origem do sistema de eixos do veículo (x, y, z), coincide com a origem dos sistemas de ambas as massas.

2.3.2. Movimentos do veículo

Durante o movimento de um veículo este fica sujeito a diferentes variações de velocidade, derivadas de acelerações, travagem, curva, etc. Pelo que se podem enumerar as seguintes velocidades a que este estará sujeito durante o seu movimento:

- Velocidade de *pitch* (q);
- Velocidade de rolamento (*roll*) (p);
- Velocidade de *yaw* (r);
- Velocidade longitudinal (u);
- Velocidade lateral (v);
- Velocidade normal (w).

Quando estas variações de velocidade ocorrem, as componentes fixas nos eixos do sistema do veículo devem ser medidas tendo em conta um ponto de referência diferente. Normalmente, quando é pretendido conhecer a trajetória de um veículo em relação ao solo, utiliza-se o referencial da estrada como referência.

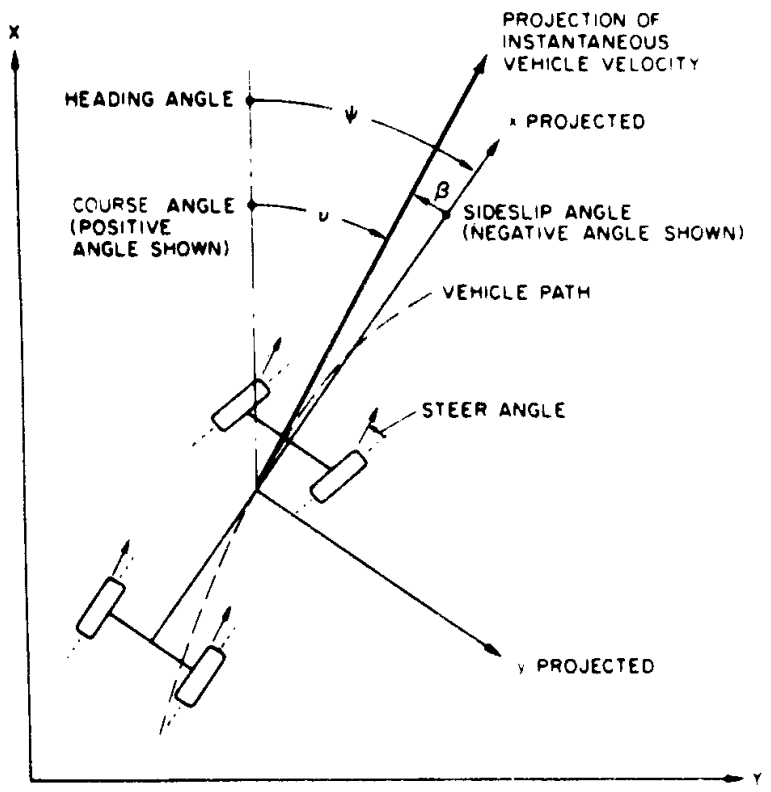

Figura 2.8. Representação das variáveis responsáveis por alterações de velocidade no veículo. (Milliken e Milliken (1995))

Na Figura 2.8 pode ver-se uma representação das várias componentes da aceleração, responsáveis pela variação de velocidades durante o movimento do veículo. De seguida são apresentadas as definições dessas perturbações, assim como as forças e momentos aplicados ao veículo.

1. Aceleração longitudinal – componente da aceleração vetorial de qualquer ponto do veículo na direção x.

2. *Side acceleration* – componente da aceleração vetorial de qualquer ponto do veículo na direção y.

3. Aceleração normal – componente da aceleração vetorial de qualquer ponto do veículo na direção z.

4. Aceleração lateral – componente da aceleração vetorial de qualquer ponto do veículo perpendicular ao eixo x do veículo e paralelo ao plano do solo.

5. Aceleração centrípeta – componente da aceleração vetorial de qualquer ponto do veículo perpendicular à tangente da trajetória desse ponto e paralela ao plano da estrada.

6. *Heading angle (Ψ)* – ângulo entre o eixo dos xx do veículo e o eixo dos xx do sistema de eixos da Terra, no plano XY.

7. *Sideslip angle* ou *Attitude angle (β)* – ângulo entre o eixo dos xx do veículo e o vetor velocidade do veículo num determinado ponto, no plano XY.

8. *Course angle (ν)* – ângulo entre o vetor velocidade de determinado ponto do veículo e o eixo dos xx do sistema de eixos da Terra, no plano XY. Este ângulo é dado pelo somatório do *heading angle* e do *sideslip angle*.

9. Ângulo de rolamento – ângulo entre o eixo dos yy do veículo e o plano do solo.

10. Ângulo de *pitch* – ângulo entre o eixo dos xx do veículo e o plano do solo.

11. Força longitudinal (F_x) – componente do vetor força na direção x.

12. Força lateral (F_y) – componente do vetor força na direção y.

13. Força normal (F_z) – componente do vetor força na direção z.

14. Momento de rolamento (M_x) – componente do vetor momento que tende a girar o veículo em torno do eixo dos xx, no sentido horário.

15. Momento de *pitch* (M_y) – componente do vetor momento que tende a girar o veículo em torno do eixo dos yy, no sentido horário.

16. Momento de *yaw* (M_z) – componente do vetor momento que tende a girar o veículo em torno do eixo dos zz, no sentido horário.

2.4. Fatores que influenciam o comportamento dinâmico do veículo

Num automóvel, seja este para competição ou não, é necessário conseguir manter a estabilidade em qualquer situação. Esta estabilidade depende de diversos fatores, fatores esses que serão explicados sucintamente nas subsecções seguintes.

2.4.1. Suspensão

A suspensão é o sistema que serve de ligação entre as rodas e o resto do veículo. Este sistema permite também que haja movimento das rodas relativamente ao veículo.

Para além de ser responsável pelo conforto, o sistema de suspensão tem também um papel muito importante no comportamento dinâmico do automóvel, sendo responsável por:

- Proporcionar o movimento vertical das rodas prevenindo o movimento do chassi com a irregularidade da estrada.
- Manter as rodas em determinada posição de modo a que o camber e a direção se mantenham ajustados à estrada.
- Reagir às forças produzidas pelos pneus.
- Resistir ao movimento de rolamento do veículo.
- Manter os pneus em contacto com a superfície, independentemente das irregularidades desta.

Os sistemas de suspensão estão divididos em dois grandes grupos, suspensão de eixo rígido e suspensão independente.

2.4.1.1. Suspensão de eixos rígidos

Como o próprio nome sugere, a suspensão de eixo rígido é aquela em que duas rodas estão ligadas através de um eixo rígido. Este tipo de suspensão é utilizada maioritariamente no eixo traseiro de veículos todo terreno e veículos utilizados para o transporte de grandes cargas. Um exemplo deste tipo de suspensão é apresentado na Figura 2.9.

Este tipo de suspensão apenas é capaz de realizar movimentos verticais, na direção do eixo dos zz, e movimentos de rotação no eixo dos xx, não havendo nem movimento lateral nem longitudinal. Estas restrições de movimento faz com que ambas as rodas apresentem o mesmo comportamento de camber e direção.

Uma das vantagens de suspensões de eixo rígido é que não existe alteração do camber da roda com o movimento de rolamento do veículo. Como desvantagem, este tipo de suspensão, produz alguma vibração quando o veículo é inserido em curva.

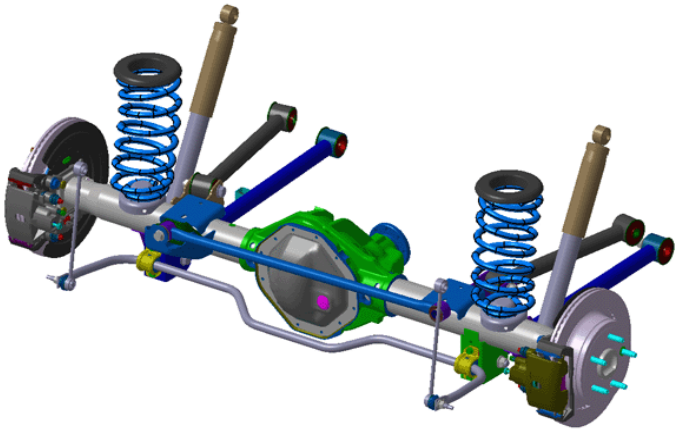

Figura 2.9. Suspensão traseira de um veículo todo-o-terreno (Dodge Ram).
(http://maybach300c.blogspot.pt/2012/09/rigid-and-semi-rigid-crank-axle.html.)

2.4.1.2. Suspensões independentes

Ao contrário das suspensões de eixo rígido, os sistemas de suspensão independentes permitem o movimento vertical de uma roda, sem que a posição da roda situada no lado oposto, do mesmo eixo, sofra qualquer alteração. Esta característica permite um maior controlo do movimento de rolamento do veículo. É possível obter também maiores movimentos da suspensão, permitindo assim que os pneus continuem mais facilmente em contato com a superfície devido às suas irregularidades. Os sistemas de suspensão independentes têm a particularidade de serem sistemas compactos, pelo que se podem encontrar no eixo de todo o tipo de veículos, incluindo veículos de carga.

Os principais tipos de suspensão independente são *Trailing Arm*, *Semi Trailing Arm*, *Multilink*, *Double Wishbone* (em Inglaterra), também designado por *Double A-Arm* (nos E.U.A.) ou, em português, Triângulos sobrepostos, e *McPherson*.

Como neste trabalho os tipos de suspensão estudados serão o de Triângulos sobrepostos e *McPherson*, nas duas secções seguintes serão apresentadas as características de cada um desses tipos de suspensão.

2.4.1.2.1. Triângulos sobrepostos

Neste tipo de suspensão a manga de eixo é suportada por dois braços, um inferior e outro superior, em forma de A. O braço inferior é aquele que está sujeito a uma carga maior. Este sistema apresenta uma configuração muito próxima de um paralelogramo, que durante o movimento vertical da manga de eixo, descreve um arco em

torno dos pontos de fixação dos braços ao corpo do veículo. A este movimento dá-se o nome de *scrub*. Durante o movimento de *scrub*, existem ainda variações do ângulo de camber e de *toe*.

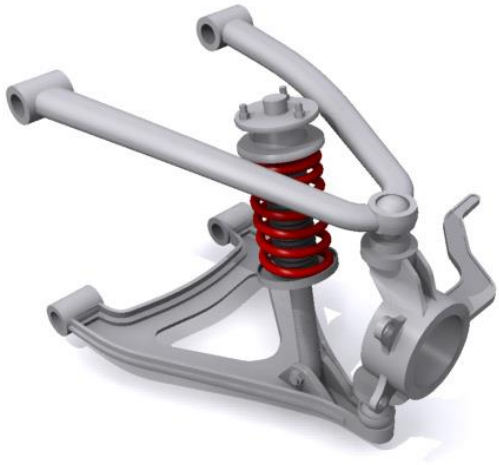

Figura 2.10. Exemplo do tipo de suspensão de triângulos sobrepostos. (Longhurst (2014))

2.4.1.2.1. McPherson

Este é o tipo de suspensão mais utilizado no eixo dianteiro de veículos automóveis, pois é um sistema de funcionamento simples o que o torna num sistema bastante compacto, permitindo o aumento de espaço na zona do motor, especialmente importante quando o motor se encontra na posição transversal.

Este sistema é composto por três componentes principais que são, o conjunto mola-amortecedor, um braço (que pode ser em forma de A ou não) e a manga de eixo. O braço e o conjunto mola-amortecedor estão conectados ao corpo do veículo e a manga de eixo serve de ligação entre os outros dois elementos.

No sistema de suspensão *McPherson*, toda a estrutura fica encarregue de suportar a carga aplicada pelo veículo, ficando o conjunto mola-amortecedor encarregue de prevenir o movimento de rolamento do veículo, ou por outras palavras, manter a roda em contacto com o solo.

Figura 2.11. Exemplo de uma suspensão do tipo *McPherson*. (Longhurst (2014))

2.4.1.3. Movimentos da suspensão

O movimento total da suspensão é designado por curso da suspensão (*suspension travel*).

Em condições de condução extrema, como acontece na competição, este movimento é extremamente importante, uma vez que o contacto do pneu com o solo depende diretamente deste movimento, pelo que um veículo com um curso de suspensão elevado é capaz de descrever uma curva sem que a suspensão chegue ao fim do curso.

O movimento ascendente da suspensão é designado por *bump* e o movimento descendente por *rebound*. Diz-se que a suspensão se encontra em *full bump*, quando o movimento de *bump* se encontra no seu limite, por outro lado quando o movimento de *rebound* atinge o seu limite diz-se que a suspensão se encontra numa situação de *full drop*. Para impedir que este limite seja alcançado, poderão ser utilizados limitadores de fim de curso nos amortecedores ou então encarregar as molas dessa função.

Quando se pretende efetuar ajustes no sistema de suspensão para melhoria do comportamento dinâmico do veículo, este deverá estar em repouso, ou seja, a suspensão deve estar na posição estática. Nesta posição é possível determinar algumas medidas importantes no ajuste do chassis, como a altura ao solo do veículo (*ride height*), por exemplo.

Os amortecedores, as molas e as barras estabilizadoras (*anti-roll bars*), são os componentes da suspensão que controlam estes movimentos, pelo que a sua seleção e afinação é de extrema importância para um bom comportamento do veículo em estrada/pista.

2.4.1.3.1. Molas e barras estabilizadoras

Uma característica que torna importante a presença das molas no sistema de suspensão, e o facto de estas serem flexíveis. Uma mola não exerce qualquer força até ser comprimida, e quanto maior for a compressão a que esta está sujeita, maior será a força exercida por ela.

O principal objetivo na utilização de molas nos sistemas de suspensão, é proporcionar um maior conforto aos passageiros e ajudar na tarefa de manter o pneu em contacto com o solo, pelo que a sua escolha afeta diretamente o *handling* do veículo. Quanto menor for a rigidez da mola usada, maior será o conforto para os ocupantes do automóvel bem como o contacto do pneu com o solo, por sua vez molas com uma rigidez muito baixa podem diminuir o *handling* em determinadas condições. Por outras palavras, pode dizer-se que, as taxas de movimento vertical e de rolamento dependem diretamente das constantes elásticas das molas e das barras estabilizadoras.

Existem vários tipos de molas utilizadas em automóveis, as molas semielípticas, as molas pneumáticas e as molas helicoidais. O primeiro e o segundo tipo são principalmente utilizados em veículos de carga, como camiões. O terceiro tipo, molas helicoidais, é o mais comum entre os carros do dia-a-dia, bem como nos carros de competição, pelo que irá ser dada maior importância a este último tipo. As molas helicoidais utilizam as propriedades de um arame (filamento), normalmente de diâmetro médio constante, em torção de forma a criar uma constante elástica retilínea.

O posicionamento físico das molas no veículo vai influenciar na forma em como estas resistem ao movimento de rolamento do veículo, quanto maior for a distância das molas ao centro do veiculo, maior será a resistência a esse movimento. A utilização de molas muito rígidas, com intenção de prevenir o movimento de rolamento do veículo, em pisos irregulares torna-se problemática, pois restringem o movimento vertical das rodas diminuindo o contacto entre o pneu e solo. Para aumentar, então, o contacto da roda com o solo e não perder resistência ao rolamento do veículo, recorre-se à utilização de barras estabilizadoras, permitindo assim reduzir a rigidez das molas. As barras estabilizadoras

são, no fundo, uma barra de torção, que está fixa à massa suspensa, mas com liberdade de rotação nos apoios, e fixa à massa não suspensa nas suas extremidades. Quando uma força é aplicada a uma roda, ou seja, quando acontece o movimento de rolamento do veículo, a barra estabilizadora tem como função resistir a esse movimento com uma força proporcional à sua rigidez e inversamente proporcional ao comprimento do braço dessa força. Um aspeto negativo da utilização de barras estabilizadoras, é que quando existe movimento vertical de apenas uma roda, a barra transmite esse movimento à roda oposta do mesmo eixo, deixando de ser totalmente independente o movimento da suspensão.

2.4.1.3.2. Amortecedores

Sem a utilização de amortecedores, isto é sistemas de suspensão apenas com a utilização de molas, a massa suspensa iria descrever um movimento harmónico, para prevenir esse comportamento oscilatório são usados amortecedores.

Tal como as molas, os amortecedores têm como principal objetivo proporcionar um maior conforto aos passageiros, num automóvel do dia-a-dia, mas num automóvel de competição, o objetivo é manter o contacto entre o pneu e o solo, aumentando o handling do veículo.

Em termos de funcionamento, os amortecedores transformam energia cinética em calor, pois os orifícios e válvulas presentes no pistão do amortecedor oferecem grande resistência à passagem do fluido que se encontra no interior do mesmo. Na Figura 2.12 encontra-se a representação de um amortecedor hidráulico em corte. Este tipo de amortecedores, presente na Figura 2.12, é o tipo de amortecedor mais utilizado quer em viaturas comuns quer em viaturas de competição.

Os amortecedores utilizados em competição são geralmente reguláveis em compressão e em extensão, fazendo assim que as forças exercidas nos dois movimentos sejam diferentes. O comportamento típico deste tipo de amortecedores está representado no gráfico da Figura 2.13.

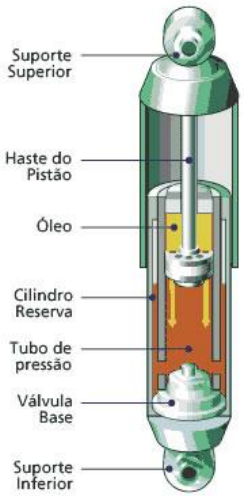

Figura 2.12. Amortecedor hidráulico em corte.
(http://www.tecnologiadoglobo.com/2013/06/como-funcionam-os-amortecedores/)

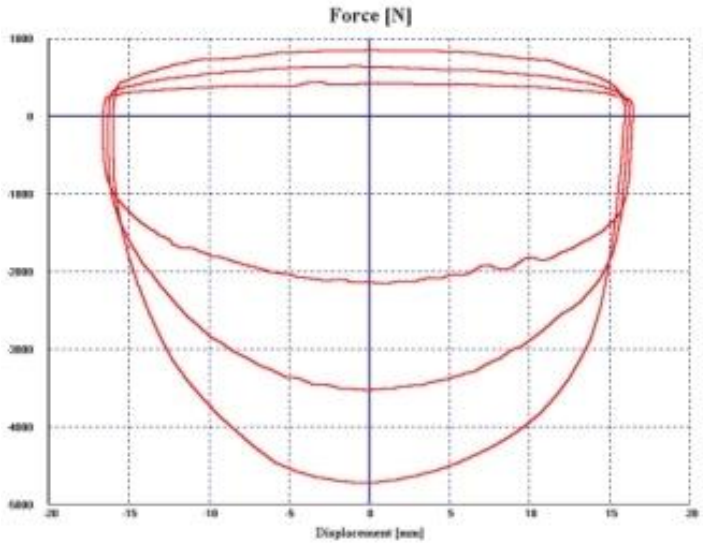

Figura 2.13. Relação entra a força e o deslocamento de um amortecedor, para várias velocidades.
(http://www.soft-engine.org/pagine.web/inglese/sospensioni02.htm)

2.5. Geometria da direção

A principal função do sistema de direção é virar as rodas dianteiras do veículo, quando solicitado pelo condutor, permitindo assim um controlo na trajetória do veículo. Contudo, os ângulos de direção obtidos alteram-se com o movimento da suspensão, pelo que dependem da geometria da mesma. Pretende-se assim que o alinhamento da direção seja o mais estável possível durante os movimentos do sistema de suspensão, de modo a

prevenir o fenómeno de *bump steer*, ou seja, o movimento involuntário da direção devido ao movimento da suspensão.

Os ângulos mais afetados com o movimento da suspensão, o ângulo de camber, o ângulo de *caster* e o ângulo de convergência (*toe*), irão ser discutidas nas secções seguintes.

2.5.1. Camber

O ângulo de camber é o ângulo que o plano de simetria da roda faz com a normal à estrada, quando visto de frente (Figura 2.14). Este apresenta valores positivos quando a zona superior da roda se encontra inclinada para a parte exterior do veículo, valor negativo quando esta zona se encontra inclinado na direção do interior do veículo, o seu valor é nulo quando a roda se encontra no plano vertical ao solo.

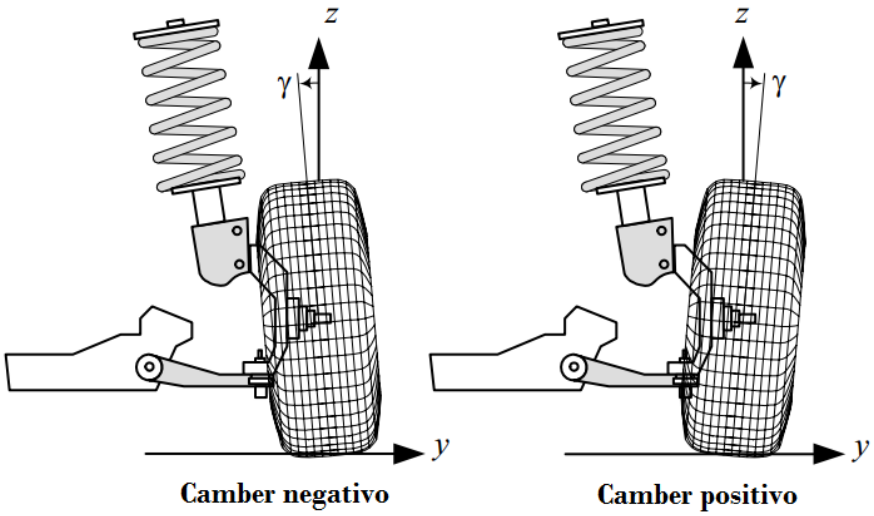

Figura 2.14. Camber positivo e negativo na roda da frente de um automóvel. (Adaptado de Jazar (2008))

Quando o valor do ângulo de camber é nulo, a área de contacto do pneu com o solo é máxima, pelo que este valor representa um valor ótimo para este ângulo. Contudo, é geralmente adotado um camber negativo, na posição estática do veículo, para que ao descrever uma curva haja uma maior área de contacto do pneu com o solo, pois este ângulo é alterado quando ocorre o movimento de rolamento do veículo.

2.5.2. *Caster*

O ângulo de *caster* é, normalmente, mencionado para o eixo dianteiro apenas. É o ângulo existente entre a linha que une os pivôs da direção e a vertical, observado lateralmente ao veículo (Figura 2.15). Este apresenta valor positivo quando o eixo que liga os pivôs da direção está inclinado para a dianteira do veículo e vice-versa.

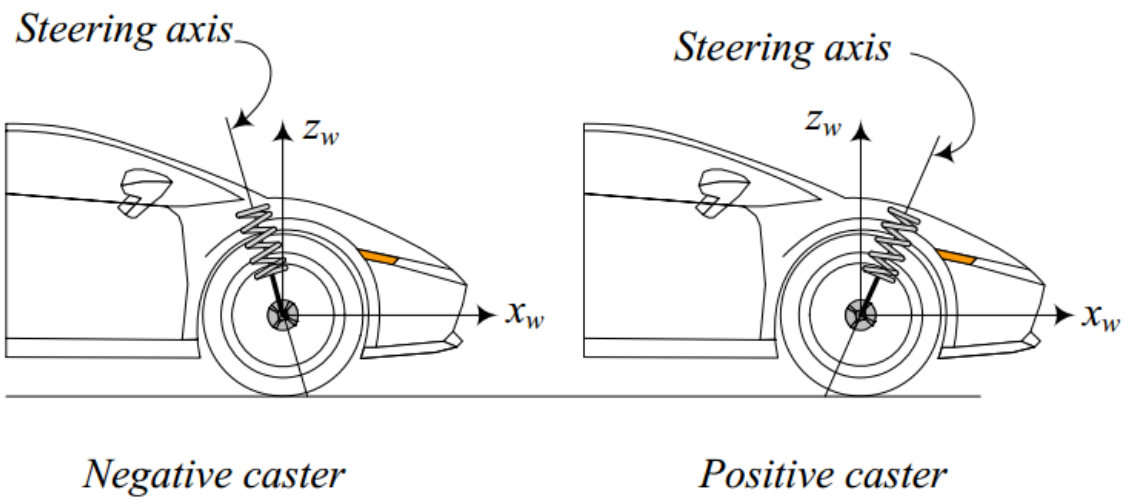

Figura 2.15. *Caster* positivo e negativo na roda da frente de um automóvel. (Jazar (2008))

Quando o ângulo de *caster* apresenta um valor negativo permite que, depois de uma curva, as rodas voltem à sua posição inicial mais rapidamente. Um valor positivo deste ângulo confere uma maior estabilidade ao veículo quando circula em linha reta.

2.5.3. Convergência

O ângulo de convergência refere-se, como o próprio nome indica, à convergência das rodas quando vistas de cima. Assim este assume o valor igual a zero quando as rodas se encontram paralelas uma à outra, valor positivo quando essa convergência se verifica na parte dianteira e negativo quando há convergência na zona traseira das rodas. Uma representação esquemática desse ângulo pode ver-se na Figura 2.16.

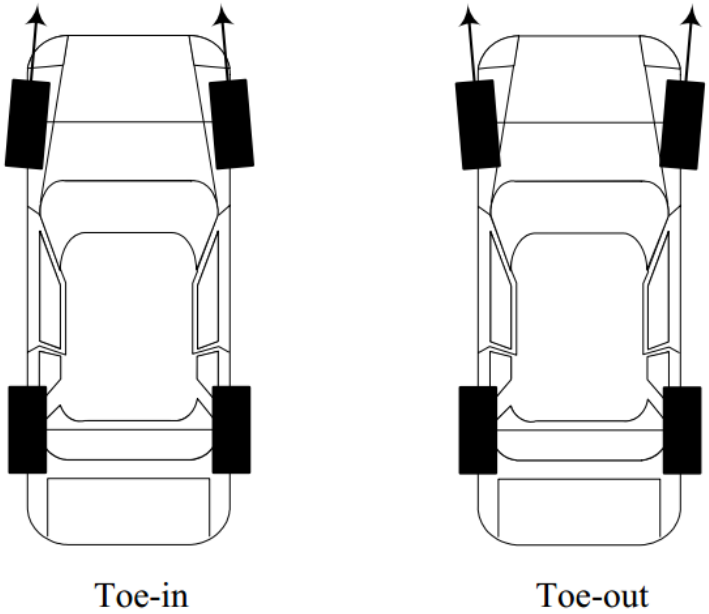

Figura 2.16. Convergência positiva (*toe-in*) e negativo (*toe-out*) na roda da frente de um automóvel. (Jazar (2008))

Existem três aspetos principais no comportamento dinâmico do veículo que são afetados pela convergência, o desgaste dos pneus, a estabilidade em linha reta e inserção do veículo em curva. Um aumento do ângulo de convergência irá fazer com que o desgaste dos pneus seja maior, mas por outro lado esse aumento do ângulo proporciona um melhor *handling* do veículo quando solicitado a uma mudança de direção. Quando o ângulo de convergência apresenta um valor negativo, o veículo irá perder estabilidade em linha reta.

Num veículo com suspensão independente nas quatro rodas também é possível existir convergência das rodas traseiras. Essa convergência das rodas traseiras afeta os parâmetros anteriormente referidos da mesma forma que nas rodas dianteiras.

2.6. Mecanismos aplicados

O processo de *design* e análise de vários mecanismos presentes num automóvel, como o sistema de suspensão e direção, por exemplo, recorre a variados métodos analíticos que utilizam mecanismos de barras para prever a posição relativa de determinados pontos desse mecanismo. As barras são conectadas entre si através de juntas que permitem o movimento de rotação ou translação.

Estes mecanismos podem ser de dois tipos, em paralelo ou *closed loop* e em série ou *open loop*. O primeiro tipo é utilizado na maioria dos mecanismos presentes num veículo, enquanto que o segundo tipo utiliza-se em sistemas robóticos.

Nas duas subsecções seguintes irão ser apresentados dois mecanismos que foram utilizados no desenvolvimento deste trabalho, mecanismo de quatro barras e o mecanismo de biela-manivela invertido.

2.6.1. Mecanismo de quatro barras

Na Figura 2.17 pode observar-se uma representação de um mecanismo de quatro barras. A barra número 1 é a base de todo o sistema, servindo assim de base para a medição de todas as variáveis. A barra número 2 é normalmente denominada por barra de entrada, sendo a sua posição definida pelo ângulo θ_2. A posição da barra de saída, barra número 4, é controlada pelo ângulo θ_4. Por fim, a barra número 3 serve de ligação entre as barras 2 e 4, e a sua posição é controlada pelo ângulo θ_3. Os ângulos θ_3 e θ_4 dependem do comprimento das barras que compõem o mecanismo e do ângulo de entrada θ_2.

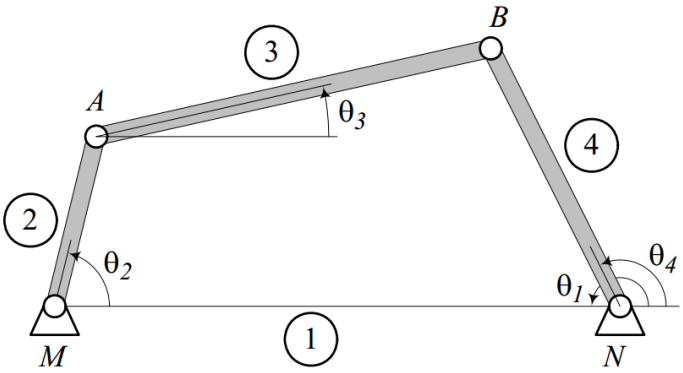

Figura 2.17. Mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008))

Este tipo de mecanismo pode ser analisado como um conjunto de vetores (Figura 2.18). A direção dos vetores não influencia a análise do mecanismo, apenas é necessário ter em conta a medição dos ângulos, que deverão respeitar a direção positiva do eixo dos xx.

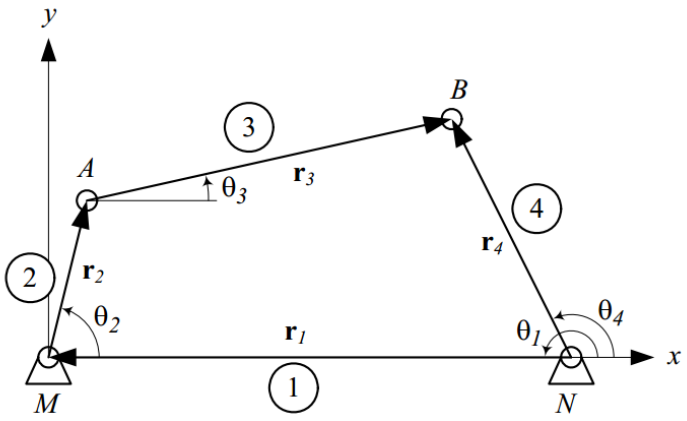

Figura 2.18. Possível representação de vetores num mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008))

O sistema de suspensão de triângulos sobrepostos (Subecção 2.4.1.2.1), pode ser analisado como um mecanismo de quatro barras, quando visto de frente (Figura 2.19), em que é adicionado ao sistema um ponto C, denominado de *coupler point*, que representa o ponto central da roda. Ao prever a posição relativa desse ponto C, pode então prever-se qual será o comportamento da roda quando esta se move na vertical.

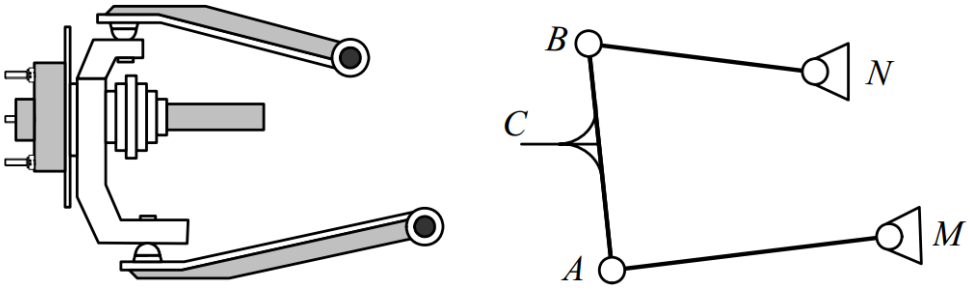

Figura 2.19. Suspensão de triângulos sobrepostos como um mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008))

2.6.1.1. *Coupler* point de um mecanismo de quatro barras

Durante o movimento do mecanismo de quatro barras, o ponto C irá descrever uma trajetória, denominada de *coupler point curve*, essa curva encontra-se representada na Figura 2.20.

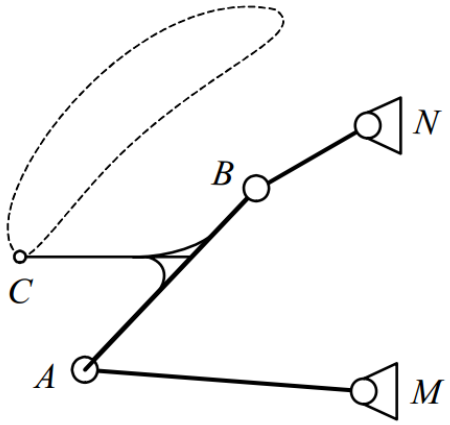

Figura 2.20. *Coupler point curve* de um mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008))

A posição do ponto C é definida pelas coordenadas do comprimento e e do ângulo α, relativas à barra que liga o ponto C ao resto do sistema, e das coordenadas cartesianas desse ponto em relação ao solo. Na Figura 2.21, pode ver-se uma representação esquemática de um sistema de quatro barras com um *coupler point* e as suas respetivas componentes.

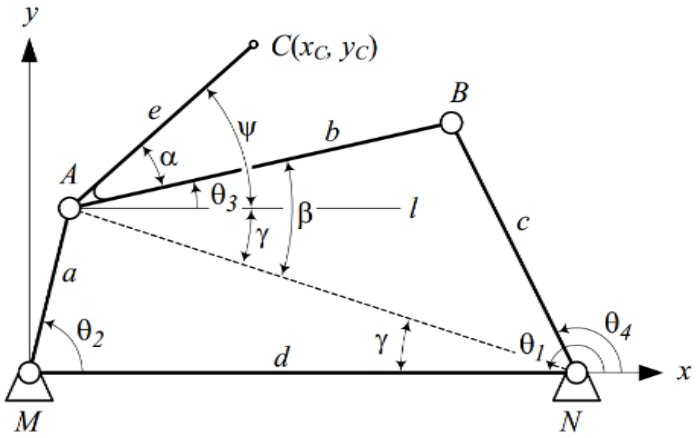

Figura 2.21. Mecanismo de quatro barras com o respetivo *Coupler point*. (Jazar (2008))

2.6.1. Mecanismo biela-manivela invertido

Uma representação típica deste tipo de mecanismos pode ver-se na Figura 2.22, onde a maioria dos componentes tem o mesmo comportamento que no mecanismo de quatro barras, à exceção do ponto de ligação entre a barra número 3 e a barra número 4, que neste tipo de mecanismo apenas permite o movimento de translação ao contrário do tipo anterior que permitia apenas o movimento de rotação.

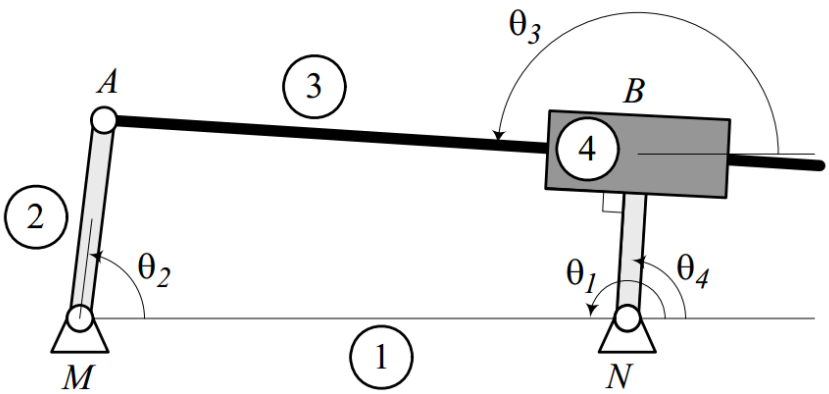

Figura 2.22. Mecanismo biela-manivela invertido. (Jazar (2008))

Tal como o mecanismo de quatro barras, também este poderá ser representado através de um conjunto de vetores, direcionados arbitrariamente e os ângulos entre si medidos no sentido positivo do eixo dos xx. Uma possível representação desses vetores é mostrada na Figura 2.23.

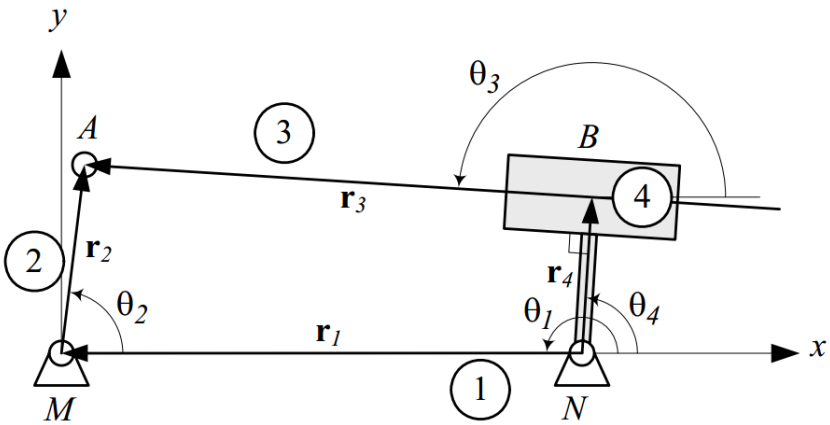

Figura 2.23. Possível representação de vetores num mecanismo de quatro barras. (Jazar (2008))

O mecanismo de biela-manivela invertido pode ser utilizado no estudo do sistema de suspensão do tipo *McPherson*. Para esse efeito é também adicionado um *coupler point*, para assim poder prever-se o comportamento da roda do veículo.

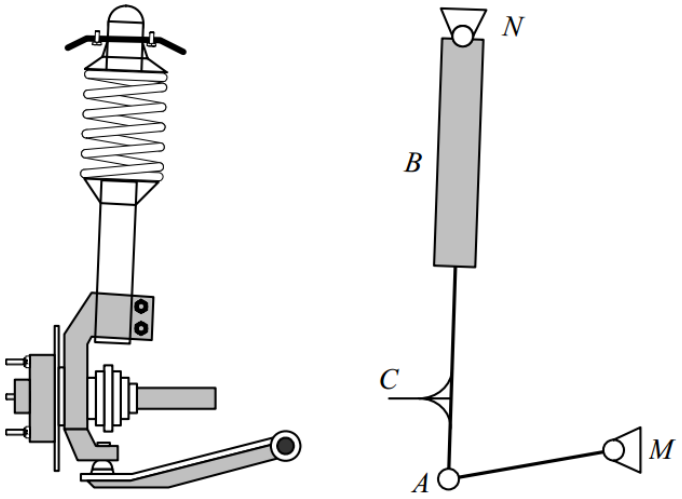

Figura 2.24. Suspensão do tipo *McPherson* como um sistema de biela-manivela invertido. (Jazar (2008))

2.6.1.1. *Coupler* point de um mecanismo de biela manivela invertido

Durante o movimento do sistema, o ponto C descreve uma determinada trajetória. A posição do ponto C durante essa trajetória pode ser obtida em função de θ_2 com o recurso a duas funções paramétricas dependentes dos comprimentos das barras e do ângulo α. Na Figura 2.25 encontra-se uma representação das variáveis que influenciam a posição do ponto C.

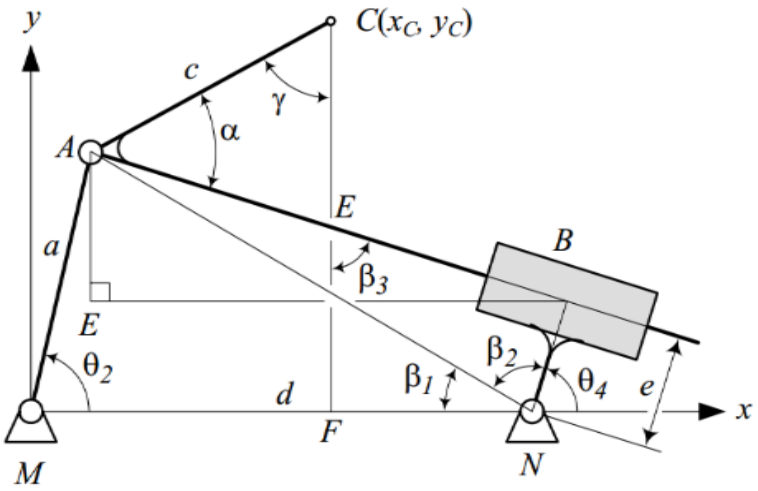

Figura 2.25. Mecanismo de biela-manivela invertido com o respetivo *Coupler point*. (Jazar (2008))

3. MÉTODOS UTILIZADOS

Para compreender o comportamento do ângulo de camber da roda quando esta está sujeita a um movimento vertical, procedeu-se ao estudo analítico dos mecanismos de quatro barras para o tipo de suspensão de triângulos sobrepostos e do mecanismo de biela-manivela para o tipo *McPherson*. Para comparação dos valores de camber obtidos analiticamente, procedeu-se à realização de várias medições efetuadas nos sistemas de suspensão dos veículos. O estudo na suspensão de triângulos sobrepostos foi baseado na suspensão traseira de um Subaru Impreza R4, para a suspensão do tipo *McPherson* utilizou-se um Škoda Fabia S2000, pois este veículo utiliza este tipo de suspensão em ambos os eixos.

Nas subsecções seguintes irão então ser mais aprofundadamente descritos os métodos utilizados na realização deste trabalho.

3.1. Métodos analíticos

3.1.1. Triângulos sobrepostos

Para a análise do sistema de suspensão de triângulos sobrepostos, foi utilizado o modelo do mecanismo de quatro barras apresentado na obra de Jazar (2008), para este tipo de suspensão. Na Figura 3.1, pode ver-se uma representação esquemática do modelo cinemático adotado, bem como a representação das suas variáveis, em que os ângulos são todos medidos na mesma direção e relativos ao eixo dos xx.

Na Figura 3.1, as constantes a, b, c e d, representam o comprimento do braço superior, a distância entre os pontos de ancoragem dos braços, superior e inferior, à manga de eixo (A e B), o comprimento do braço inferior e a distância entre os pontos de ancoragem dos braços ao chassis do veículo (M e N), respetivamente. Os valores dos ângulos θ_1 e α, são também constantes fundamentais no cálculo da posição do ponto C, assim como o comprimento de e ($\overline{AC}$). Todos os outros valores são considerados variáveis, sendo o θ_2 uma variável de entrada, uma vez que todas as outras irão ser dependentes desta.

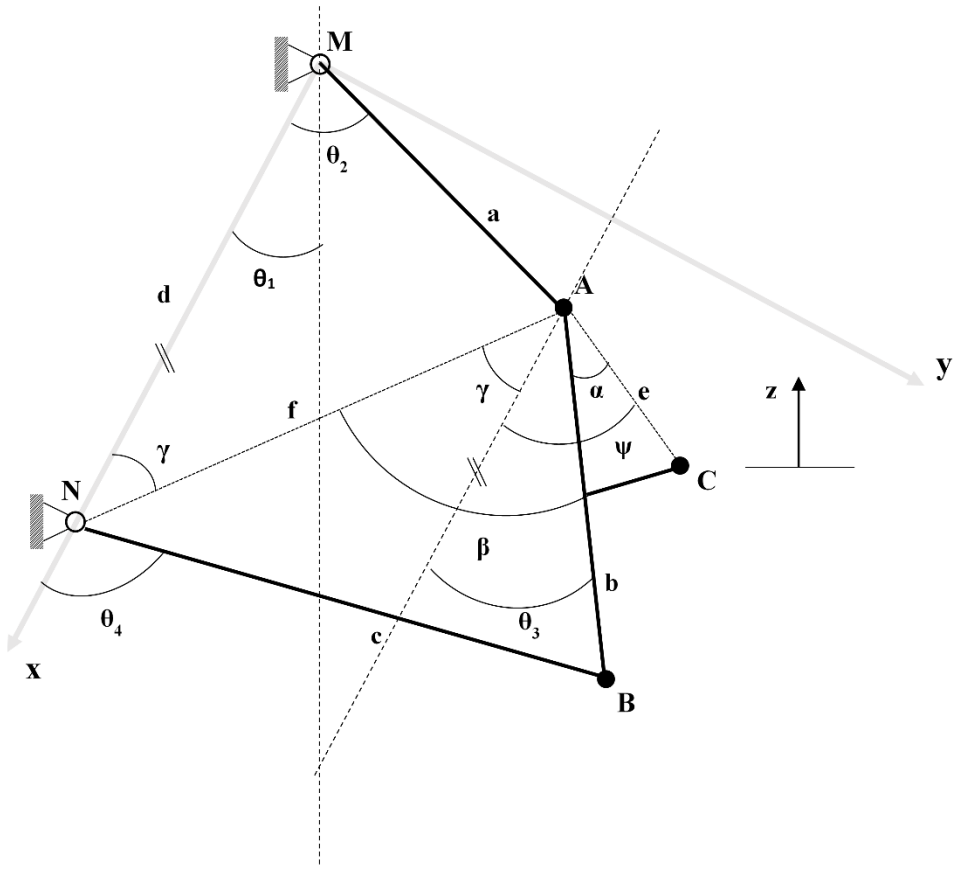

Figura 3.1. Modelo cinemático para um sistema de suspensão de triângulos sobrepostos.

As coordenadas do ponto C (x_c, y_c) podem ser obtidas pelas equações (3.1) e (3.2),

$$x_c = a \cdot cos\theta_2 + e \cdot \cos(\beta - \gamma + \alpha), \tag{3.1}$$

$$y_c = a \cdot sin\theta_2 + e \cdot \sin(\beta - \gamma + \alpha), \tag{3.2}$$

onde,

$$\gamma = tan^{-1}\left(\frac{a \cdot sin\theta_2}{d - a \cdot cos\theta_2}\right), \tag{3.3}$$

$$\beta = tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{4 \cdot b^2 \cdot f^2 - (b^2 + f^2 - c^2)^2}}{b^2 + f^2 - c^2}\right), \tag{3.4}$$

$$f = \sqrt{a^2 + d^2 - 2 \cdot a \cdot d \cdot cos\theta_2}. \tag{3.5}$$

O vetor posição do ponto C, $\mathbf{u_c}$, é dado por:

$$\mathbf{u_c} = x_c \cdot \hat{\imath} + y_c \cdot \hat{\jmath}, \tag{3.6}$$

e o vetor unitário na direção z por:

$$\hat{u}_z = -cos\theta_1 \cdot \hat{\imath} - sin\theta_1 \cdot \hat{\jmath}. \tag{3.7}$$

Pode então calcular-se o deslocamento z em função das coordenadas x_c e y_c.

$$z = \mathbf{u_c} \cdot \hat{u}_z = -x_c \cdot cos\theta_1 - y_c \cdot sin\theta_1. \tag{3.8}$$

Os valores de x_c, y_c e z, para quando a roda se encontra na posição de repouso, podem ser escritos da seguinte forma:

$$x_{c_0} = a \cdot cos\theta_{2_0} + e \cdot \cos(\beta_0 - \gamma_0 + \alpha), \tag{3.9}$$

$$y_{c_0} = a \cdot sin\theta_{2_0} + e \cdot \sin(\beta_0 - \gamma_0 + \alpha), \tag{3.10}$$

$$z_0 = -x_{c_0} \cdot cos\theta_1 - y_{c_0} \cdot sin\theta_1. \tag{3.11}$$

Com isto pode então obter-se o deslocamento vertical da roda, h.

$$h = z - z_0. \tag{3.12}$$

A variação do ângulo de camber da roda, $\Delta\varphi$, será dada pela variação do ângulo θ_3, como apresentado na equação (3.20). O ângulo θ_3 é obtido da seguinte forma:

$$\theta_3 = 2 \cdot tan^{-1}\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}\right), \tag{3.13}$$

onde,

$$A = J_3 - J_1 + (1 + J_2) \cdot cos\theta_2, \tag{3.14}$$

$$B = -2 \cdot sin\theta_2, \tag{3.15}$$

$$C = J_3 + J_1 - (1 - J_2) \cdot cos\theta_2, \tag{3.16}$$

e

$$J_1 = \frac{d}{a}, \tag{3.17}$$

$$J_2 = \frac{d}{b}, \tag{3.18}$$

$$J_3 = \frac{c^2 - d^2 - a^2 - b^2}{2 \cdot a \cdot b}. \tag{3.19}$$

A variação do ângulo de camber, $\Delta\varphi$, é então dada por:

$$\Delta\varphi = \theta_{3_0} - \theta_3. \tag{3.20}$$

Finalmente pode obter-se o valor do ângulo de camber, φ, presente na roda em cada posição, pela soma algébrica do ângulo de camber inicial, φ_0, ou seja, na posição de repouso, com a variação deste mesmo ângulo, $\Delta\varphi$, como mostra a equação (3.21).

$$\varphi = \varphi_0 + \Delta\varphi. \tag{3.21}$$

3.1.2. *McPherson*

Ao contrário do que foi feito para a suspensão de triângulos sobrepostos, em que se adotou o mesmo modelo que é apresentado na obra de Jazar (2008). Para este tipo de suspensão optou-se por modificar ligeiramente o modelo cinemático apresentado por esse mesmo autor, mas mantendo a mesma abordagem, isto é, utilizando como base um mecanismo biela-manivela invertido. Na Figura 3.2, pode ver-se a diferença entre o modelo apresentado por Jazar (2008) e o modelo utilizado neste trabalho.

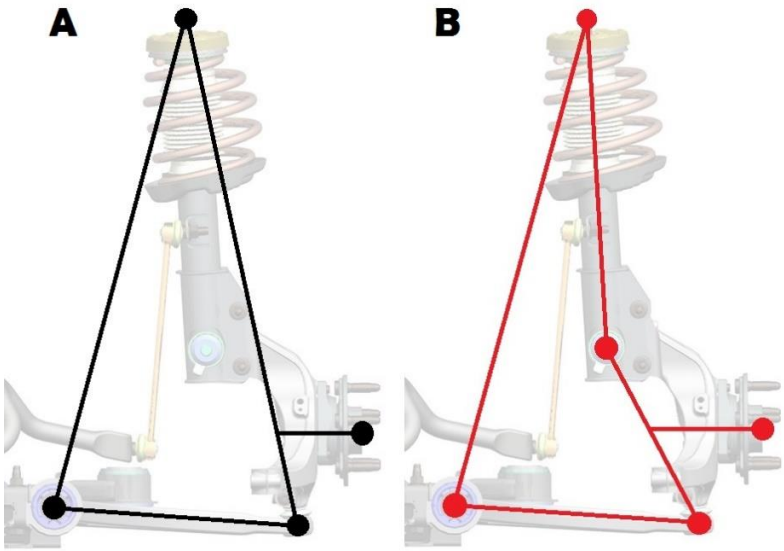

Figura 3.2. Modelo apresentado por Jazar (2008) (A) e modelo utilizado neste estudo (B), para o sistema de suspensão do tipo *McPherson*.

A diferença entre os dois modelos, é que no modelo descrito no livro de Jazar (2008) o sistema mola-amortecedor e a manga de eixo são considerados um só corpo, enquanto no modelo desenvolvido neste trabalho, esses dois corpos são considerados separadamente, com um ponto de ancoragem entre eles.

Na Figura 3.3 pode ver-se uma representação esquemática do modelo adotado, onde estão visíveis todas as variáveis, e onde, à semelhança do modelo usado na suspensão

de triângulos sobrepostos, os ângulos são todos medidos na mesma direção a partir do eixo dos xx.

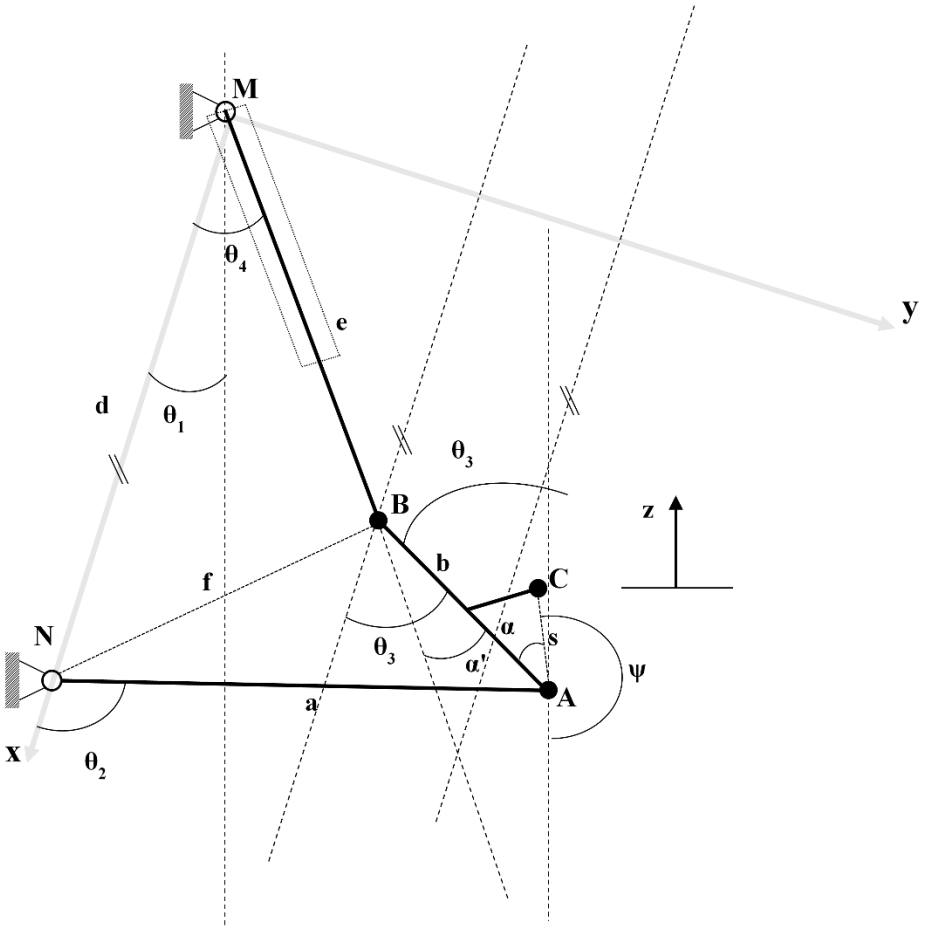

Figura 3.3. Modelo cinemático para um sistema de suspensão do tipo *McPherson*.

Na Figura 3.3, as constantes a, b, d e s, representam, respetivamente, o comprimento do braço inferior, a distância entre os pontos de ancoragem do braço inferior e do conjunto mola-amortecedor, à manga de eixo (A e B), a distância entre os pontos de ancoragem do sistema de suspensão ao chassis do veículo (M e N) e a distância entre o ponto central da roda, ponto C, e o ponto de ancoragem do braço inferior à manga de eixo (A). Os valores dos ângulos θ_1, α e α', são também constantes fundamentais ao cálculo da posição do ponto C. O comprimento e, apresenta-se como variável, pelo que representa o comprimento do sistema mola-amortecedor, o qual é responsável pelo movimento de todo o sistema. O ângulo θ_2 apresenta-se aqui como uma variável de entrada, uma vez que todas as outras irão ser dependentes do valor deste.

Para o cálculo das coordenadas do ponto C (x, y), considerou-se $\alpha' = 0$, não comprometendo a validade da hipótese de $\alpha' \neq 0$, obtendo assim as equações (3.22) e (3.23)

$$x_c = d + a \cdot cos\theta_2 + s \cdot \cos(\psi), \tag{3.22}$$

$$y_c = a \cdot sin\theta_2 + s \cdot \sin(\psi), \tag{3.23}$$

onde,

$$\psi = 180° + \theta_3 - \alpha, \tag{3.24}$$

e

$$\theta_3 = \theta_4 + \alpha'. \tag{3.25}$$

O vetor posição do ponto C, $\mathbf{u_c}$, no sistema de eixos (x', y'), em que x' se encontra na vertical e y' na horizontal, é obtido pela seguinte equação:

$$\mathbf{u_c} = A \cdot u_c, \tag{3.26}$$

onde,

$$A = \begin{bmatrix} cos\theta_1 & sin\theta_1 \\ -sin\theta_1 & cos\theta_1 \end{bmatrix} \tag{3.27}$$

e

$$u_c = \begin{bmatrix} x_c \\ y_c \end{bmatrix} \tag{3.28}$$

Pode então calcular-se o deslocamento z em função das coordenadas x_c e y_c.

$$z = -x_c \cdot cos\theta_1 - y_c \cdot sin\theta_1. \tag{3.29}$$

Os valores de x_c, y_c e z, para quando a roda se encontra na posição de repouso, podem ser escritos da seguinte forma:

$$x_{c_0} = d + a \cdot cos\theta_{2_0} + s \cdot \cos(180° + \theta_{3_0} - \alpha_0), \tag{3.30}$$

$$y_{c_0} = a \cdot sin\theta_{2_0} + s \cdot \sin(180° + \theta_{3_0} - \alpha_0), \tag{3.31}$$

$$z_0 = -x_{c_0} \cdot cos\theta_1 - y_{c_0} \cdot sin\theta_1. \tag{3.32}$$

O deslocamento vertical da roda, h, é calculado da mesma forma que no caso da suspensão de triângulos sobrepostos, como mostra a equação (3.12).

A variação do ângulo de camber da roda, $\Delta\varphi$, será dada pela variação do ângulo θ_4, este é obtido da seguinte forma:

$$\theta_4 = 2 \cdot tan^{-1}\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}\right), \tag{3.33}$$

onde,

$$A = -b \cdot sin\alpha' - a \cdot sin\theta_2, \tag{3.34}$$

$$B = 2 \cdot d - 2 \cdot a \cdot cos\theta_2, \tag{3.35}$$

$$C = -b \cdot sin\alpha' + a \cdot sin\theta_2. \tag{3.36}$$

Portanto, a variação do ângulo de camber, $\Delta\varphi$, é então dada por:

$$\Delta\varphi = \theta_{4_0} - \theta_4. \tag{3.37}$$

Finalmente pode obter-se o valor do ângulo de camber, φ, presente na roda em cada posição, da mesma forma que é obtido para a suspensão de triângulos sobrepostos, como mostra a equação (3.21).

3.2. Medições

Nesta secção serão apresentadas as ferramentas utilizadas para realizar as medições dos sistemas de suspensão dos veículos, bem como o procedimento das mesmas. Para ambos os tipos de suspensão as ferramentas e o procedimento adotado foi o mesmo.

3.2.1. Ferramentas utilizadas

As ferramentas utilizadas para realizar as medições foram as seguintes:

- Fita métrica convencional;
- Macaco hidráulico de oficina;
- Nível digital (Figura 3.4);
- Régua para medição entre dois pontos (Figura 3.5).

Figura 3.4. Nível digital da marca Precision Point.
(http://www.precisionpoint.co.uk/products/camber-rite-cg200-digital-camber-gauge)

Figura 3.5. Régua para medição entre dois pontos.

3.2.2. Procedimento

O procedimento usado para efetuar as medições, foi o mesmo para ambos os tipos de suspensão. E ambos os veículos se encontravam com especificações de asfalto, pelo que o curso da suspensão era reduzido. Para as medições as viaturas encontravam-se apoiadas sobre quatro "preguiças", pelo que o sistema de suspensão se encontrava completamente expandido.

Inicialmente procedeu-se à medição da distância entre os pontos de ancoragem de todo o sistema, assinalados na Figura 3.1 e na Figura 3.3, utilizando a régua apresentada na Figura 3.5. Mediram-se também, recorrendo agora ao nível, os ângulos que se mantêm constantes durante o movimento de todo o sistema, sendo estes os ângulos θ_1 e α para o sistema de triângulos sobrepostos e os ângulos θ_1, α e α' para o sistema *McPherson*, cruciais no cálculo de todos os outros parâmetros.

Em seguida procedeu-se à medição do ângulo de camber da roda, para as várias posições verticais desta. Para tal iniciou-se a medição com a suspensão completamente expandida, fazendo incrementos de 5 mm na direção vertical, até esta se encontrar completamente comprimida. Para implementar esse incremento, utilizou-se o macaco hidráulico colocado no ponto de ancoragem entre a manga de eixo e o braço inferior, como assinalado na Figura 3.6. Para cada ponto na vertical foi medida a inclinação da roda e o ângulo de camber, utilizando o nível digital (Figura 3.4).

Figura 3.6. Ponto de ancoragem onde foi colocado o macaco hidráulico no processo de medição.

4. RESULTADOS OBTIDOS

Nesta secção serão apresentados os resultados obtidos teórica e experimentalmente, bem como a discussão desses resultados, de modo a facilitar o enquadramento da discussão a cada caso.

Para ser possível traçar a *coupler point curve* de todos os sistemas estudados, usaram-se os valores da variável de entrada no maior intervalo possível, $\theta_2 = [0°; 360°]$. Dos valores obtidos nesse intervalo, selecionaram-se os que se enquadravam nos limites do sistema de suspensão, pelo que não faria sentido, para uma comparação mais aproximada, utilizar valores fora desses limites. Para o tratamento de dados, foi utilizado o *software Microsoft Excel 2013*.

4.1. Suspensão de triângulos sobrepostos

Como já referido anteriormente, para o estudo deste tipo de suspensão utilizou-se o sistema de suspensão traseiro de um Subaru Impreza R4 com as especificações de asfalto, em que o ângulo de camber quando a roda se encontra na posição de repouso é $\varphi_0 = -2°$.

Na Tabela 4.1, são apresentados os valores das constantes necessárias para o cálculo de outros parâmetros, constantes essas que se encontram descritas na subsecção 3.1.1. Sendo o valor de θ_2, uma variável de entrada, foi necessário medir o valor desse ângulo na posição de repouso. Esse valor é apresentado na Tabela 4.2, bem como outros valores iniciais referentes à posição da roda em repouso.

Tabela 4.1. Valores das constantes para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos.

Constantes						
$\boldsymbol{a}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{b}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{c}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{d}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{e}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{\theta_1}$ [°]	$\boldsymbol{\alpha}$ [°]
27,0	32,5	45,6	22,0	21,5	14,0	57,0

Tabela 4.2. Valores iniciais da posição da roda, para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos.

Valores iniciais					
$\boldsymbol{\theta_{2_0}}$ [°]	$\boldsymbol{x_{c_0}}[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{y_{c_0}}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{z_0}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{h_0}$ $[\boldsymbol{cm}]$	$\boldsymbol{\varphi_0}$ [°]
97,0	-4,15676	48,28129	-7,64702	0	-2,0

Na Tabela 4.3 podem ver-se os valores teóricos selecionados nos limites de movimento da suspensão, bem como os valores medidos, valores esses que foram usados na construção do gráfico da Figura 4.1.

Tabela 4.3. Valores teóricos e medidos para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos.

Valores teóricos				Valores medidos	
$\boldsymbol{\theta_2}$ [°]	$\boldsymbol{\varphi}$ [°]	$\boldsymbol{h}$ $[\boldsymbol{cm}]$		$\boldsymbol{\varphi}$ [°]	$\boldsymbol{h}$ $[\boldsymbol{cm}]$
100	-2,48621	1,585865		-2,2	1,5
99	-2,31901	1,054557		-2,2	1
98	-2,15692	0,525881		-2,1	0,5
97	-2	0		-1,8	0
96	-1,84833	-0,52292		-1,5	-0,5
95	-1,70197	-1,04271		-1,4	-1
94	-1,561	-1,55921		-0,9	-1,5
93	-1,42551	-2,07225		-0,7	-2
92	-1,29559	-2,58165		-0,5	-2,5

De notar que existe um maior deslocamento do sistema quando ocorre extensão da suspensão, $h < 0$, do que quando ocorre a compressão, $h > 0$.

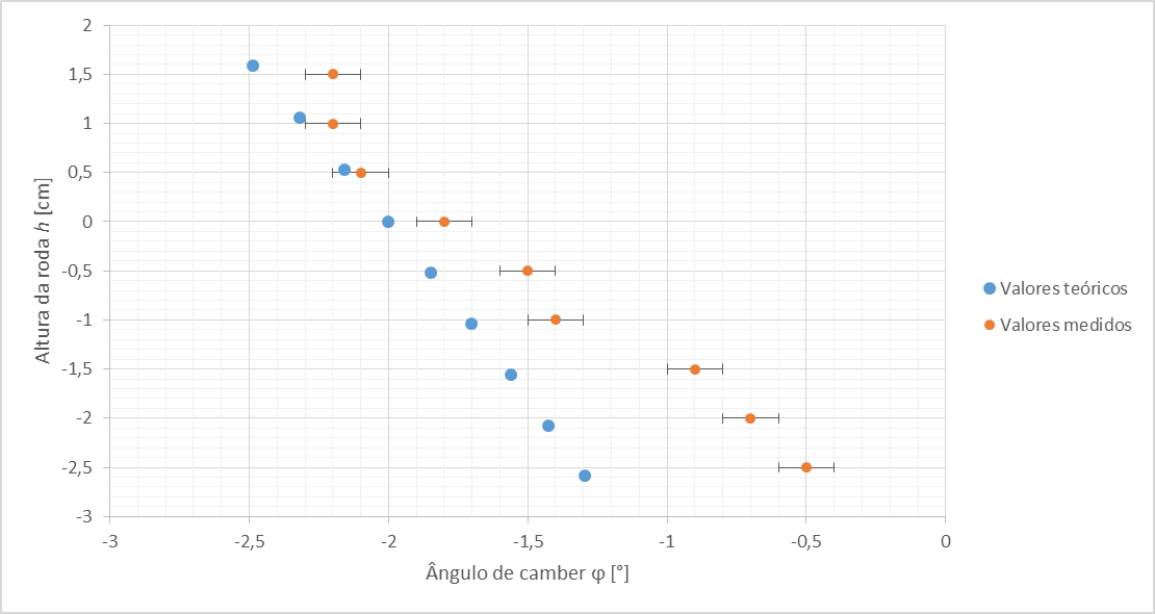

Figura 4.1. Gráfico h vs. φ para o sistema de triângulos sobrepostos.

No gráfico da Figura 4.1, pode observar-se, que no intervalo selecionado, existe um comportamento mais linear dos valores teóricos, comparativamente aos valores medidos, que se encontram um pouco mais dispersos. Contudo, pode ver-se que uma grande parte dos valores medidos se encontram bastante próximos dos valores obtidos analiticamente, à exceção de três pontos que se encontram mais afastados, apresentando no entretanto uma tendência semelhante aos restantes pontos.

Pode também fazer-se a comparação dos dados medidos com a *coupler point curve*, para esse efeito construi-se o gráfico da Figura 4.2. Neste caso, a curva não é uma curva fechada, devido às restrições de movimento impostas pelo mecanismo.

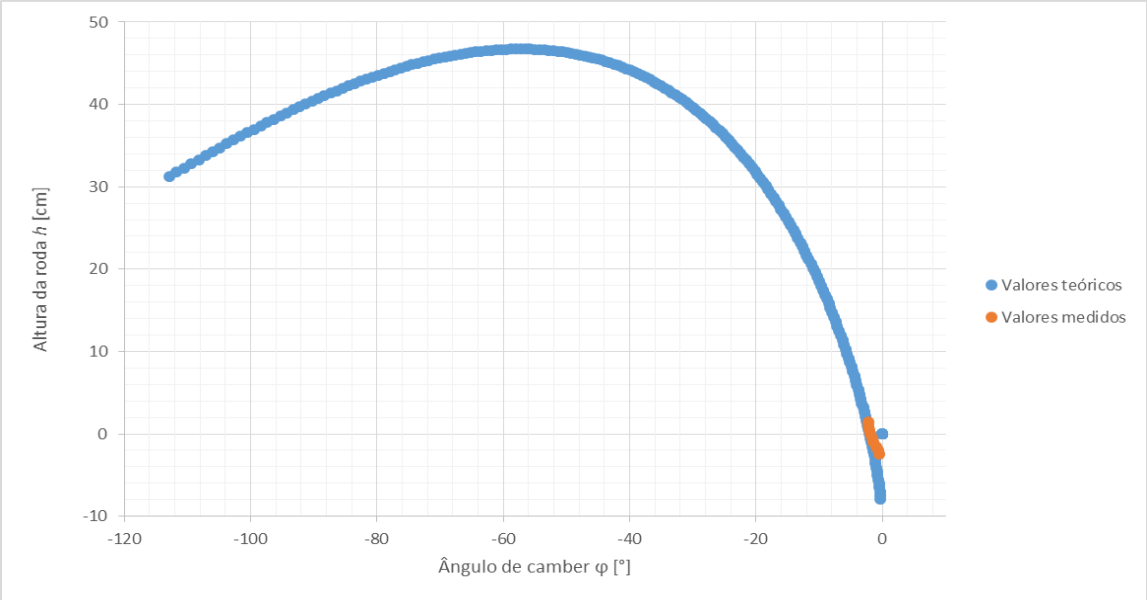

Figura 4.2. *Coupler point curve* para o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos.

Numa escala maior como a utilizada no gráfico da Figura 4.2, pode efetivamente dizer-se que os valores medidos seguem uma tendência muito próxima da tendência da *coupler point curve*.

Pode então afirmar-se que o modelo do mecanismo de quatro barras, adotado neste estudo, é um bom modelo de comparação com o sistema de suspensão de triângulos sobrepostos.

4.2. Suspensão do tipo *McPherson*

Para este tipo de suspensão foram analisados dois sistemas, ambos do mesmo automóvel (Škoda Fabia S2000), mas de eixos diferentes, pelo que serão enunciados aqui como *McPherson 1*, o sistema de suspensão dianteiro, e *McPherson 2*, o sistema traseiro. À semelhança do caso anterior, também neste caso, o veículo apresentava especificações de asfalto.

4.2.1. *McPherson* 1

O valor inicial do ângulo de camber para as rodas do eixo dianteiro é $\varphi_0 = -2{,}55°$. Os valores das constantes descritas na subseção 3.1.2, são apresentados na Tabela 4.4. Na Tabela 4.5, apresenta-se o valor de φ_0, bem como todos os outros valores iniciais da posição da roda. Na Tabela 4.6, encontram-se os valores obtidos analiticamente e

medidos, para a posição vertical da roda e os respetivos ângulos de camber. Os valores teóricos selecionados estão em menor número que os medidos, pois são os valores que se encontram dentro dos limites do movimento do sistema em estudo. Pode também ver-se que existe maior deslocamento do sistema na extensão do que na compressão.

Tabela 4.4. Valores das constantes para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 1.

Constantes						
a [cm]	b [cm]	d [cm]	s [cm]	θ_1 [°]	α [°]	α' [°]
43,8	31,5	67,0	20,7	20,0	33,2	18,4

Tabela 4.5. Valores inicias da posição da roda, para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 1.

Valores iniciais					
θ_{2_0} [°]	x_{c_0}[cm]	y_{c_0} [cm]	z_0 [cm]	h_0 [cm]	φ_0 [°]
109,2	31,96714	43,08279	44,77447	0	-2,55

No gráfico da Figura 4.3, onde foram utilizados os dados da Tabela 4.6, pode observar-se uma tendência dos valores medidos, muito próxima da tendência descrita pelos valores teóricos. Recorrendo à *coupler point curve* deste sistema, presente na Figura 4.4, pode observar-se essa tendência numa escala maior.

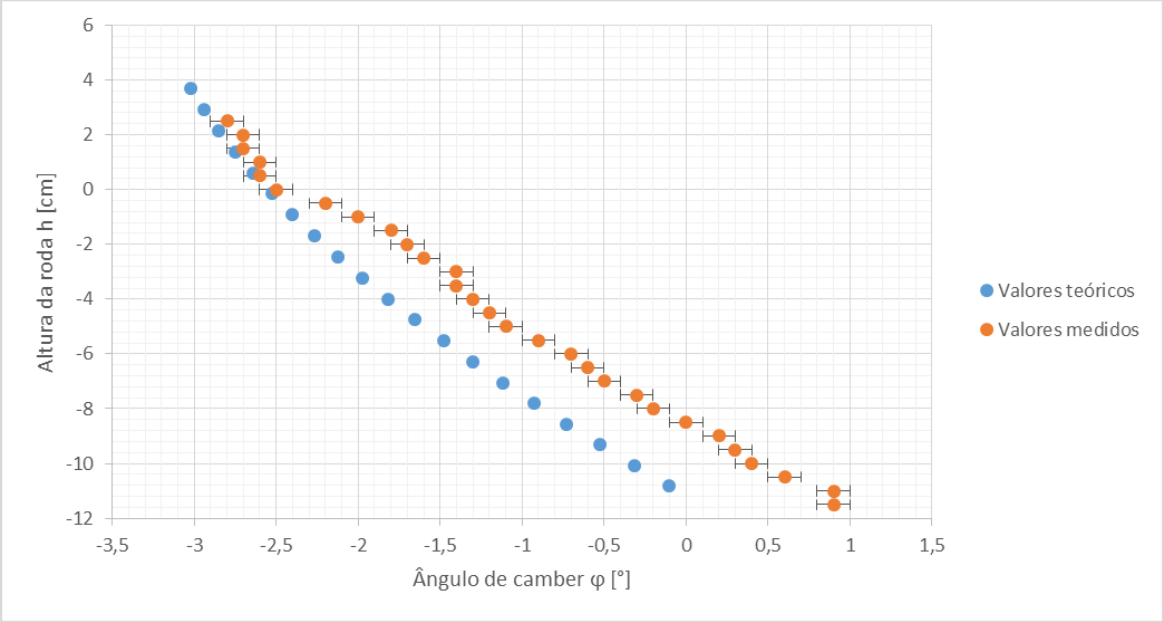

Figura 4.3. Gráfico h vs. φ para o sistema *McPherson* 1.

Tabela 4.6. Valores teóricos e medidos para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 1.

Valores teóricos				Valores medidos	
$\boldsymbol{\theta_2}$ [°]	$\boldsymbol{\varphi}$ [°]	$\boldsymbol{h}$ [$\boldsymbol{cm}$]		$\boldsymbol{\varphi}$ [°]	$\boldsymbol{h}$ [$\boldsymbol{cm}$]
114	-3,01961	3,68145		-2,8	2,5
113	-2,94008	2,916061		-2,7	2
112	-2,85059	2,149629		-2,7	1,5
111	-2,75149	1,382382		-2,6	1
110	-2,64313	0,614544		-2,6	0,5
109	-2,52584	-0,15366		-2,5	0
108	-2,39994	-0,922		-2,2	-0,5
107	-2,26573	-1,69027		-2,0	-1
106	-2,12349	-2,45823		-1,8	-1,5
105	-1,97351	-3,22566		-1,7	-2
104	-1,81605	-3,99235		-1,6	-2,5
103	-1,65136	-4,75808		-1,4	-3
102	-1,47969	-5,52263		-1,4	-3,5
101	-1,30127	-6,28577		-1,3	-4
100	-1,11632	-7,0473		-1,2	-4,5
99	-0,92506	-7,807		-1,1	-5
98	-0,72769	-8,56465		-0,9	-5,5
97	-0,52441	-9,32003		-0,7	-6
96	-0,31541	-10,0729		-0,6	-6,5
95	-0,10087	-10,8232		-0,5	-7
				-0,3	-7,5
				-0,2	-8
				0	-8,5
				0,2	-9
				0,3	-9,5
				0,4	-10
				0,6	-10,5
				0,9	-11
				0,9	-11,5

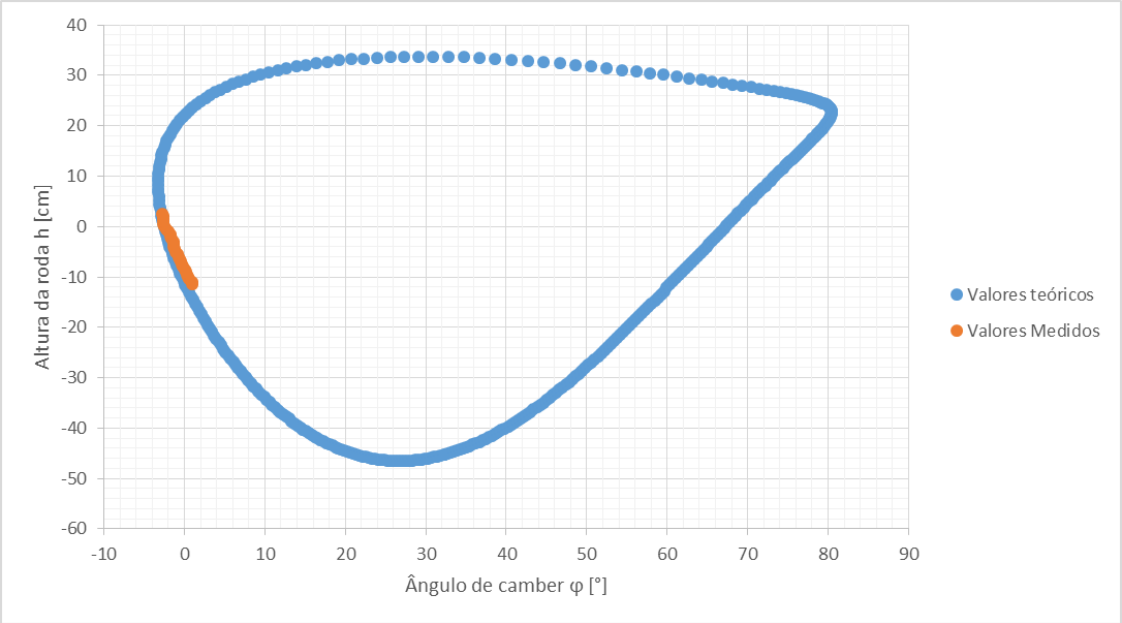

Figura 4.4. *Coupler point curve* para o sistema *McPherson* 1.

4.2.2. *McPherson* 2

O valor inicial do ângulo de camber, para este caso, sistema de suspensão traseiro, é $\varphi_0 = -3°$. Os valores das constantes utilizadas são apresentados na Tabela 4.7. Na Tabela 4.8 estão presentes todos os valores iniciais da posição da roda.

Tabela 4.7. Valores das constantes para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 2.

Constantes						
a [cm]	b [cm]	d [cm]	s [cm]	θ_1 [°]	α [°]	α' [°]
49,5	31,5	71,0	20,2	20,0	33,2	18,4

Tabela 4.8. Valores inicias da posição da roda, para o sistema de suspensão do tipo *McPherson* 2.

Valores iniciais					
θ_{2_0} [°]	x_{c_0}[cm]	y_{c_0} [cm]	z_0 [cm]	h_0 [cm]	φ_0 [°]
119	26,83587	44,46429	-51,92514	0	-3,0

Dentro dos limites de movimento do sistema em análise, selecionaram-se os valores obtidos analiticamente para a posição da roda, os quais são apresentados na Tabela 4.9, assim como os valores medidos. À semelhança dos outros sistemas, também este apresenta maior deslocamento vertical quando ocorre extensão do mesmo sistema.

Tabela 4.9. Valores teóricos e medidos para o sistema de suspensão do tipo *McPherson 2*.

Valores teóricos				Valores medidos	
$\boldsymbol{\theta_2}$ [°]	$\boldsymbol{\varphi}$ [°]	$\boldsymbol{h}$ [$\boldsymbol{cm}$]		$\boldsymbol{\varphi}$ [°]	$\boldsymbol{h}$ [$\boldsymbol{cm}$]
108	-3,29502	1,589127		-3,6	1,5
109	-3,15226	0,792319		-3,4	1
110	-3	0		-3,3	0,5
111	-2,83863	-0,78749		-3,0	0
112	-2,66853	-1,56982		-2,8	-0,5
113	-2,49005	-2,34667		-2,8	-1
114	-2,30355	-3,11771		-2,7	-1,5
115	-2,10933	-3,88265		-2,5	-2
116	-1,9077	-4,64119		-2,4	-2,5
117	-1,69896	-5,39302		-2,2	-3
118	-1,48338	-6,13787		-2,1	-3,5
119	-1,26123	-6,87545		-2,0	-4
120	-1,03275	-7,60549		-1,8	-4,5
121	-0,79819	-8,32773		-1,7	-5
				-1,4	-5,5
				-1,2	-6
				-1,1	-6,5
				-0,9	-7
				-0,8	-7,5
				-0,5	-8

Usando os dados da Tabela 4.9, foi possível traçar um gráfico (Figura 4.5) e assim poder analisar as tendências dos valores, teóricos e medidos, e compará-las diretamente. Para complementar a comparação das tendências, traçou-se a *coupler point curve* do sistema (Figura 4.6).

No gráfico da Figura 4.5, pode observar-se uma grande proximidade dos valores obtidos, pelo que as suas tendências são idênticas, apesar da existência de uma pequena interseção, que no gráfico da Figura 4.6 não é tão visível. Essa interseção indica que se fosse possível traçar a *coupler point curve* dos valores medidos, esta iria intersetar a curva dos valores teóricos, mas descrevendo uma curva semelhante.

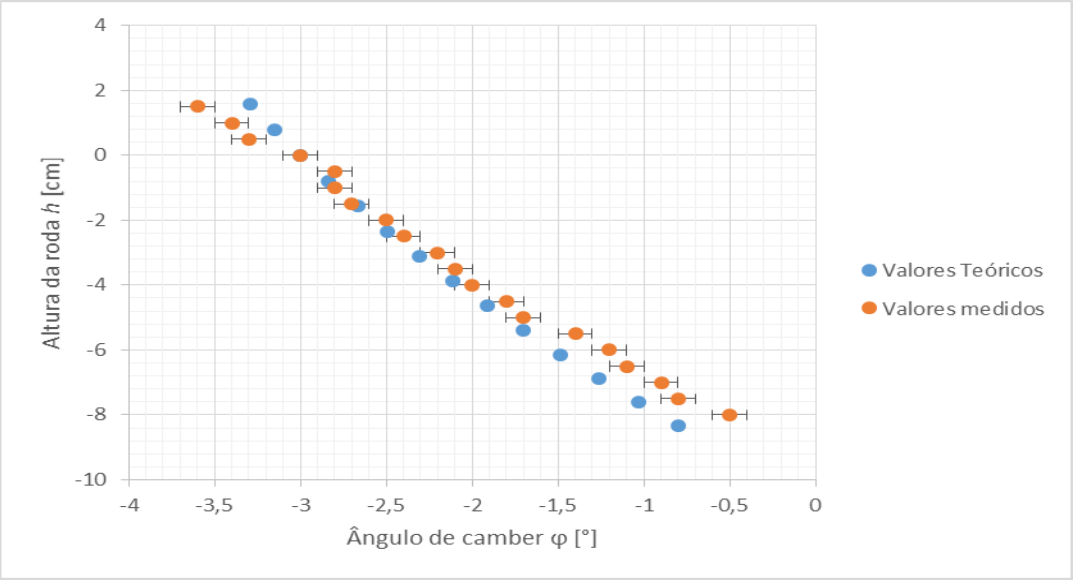

Figura 4.5. Gráfico *h* vs. *φ* para o sistema *McPherson* 2.

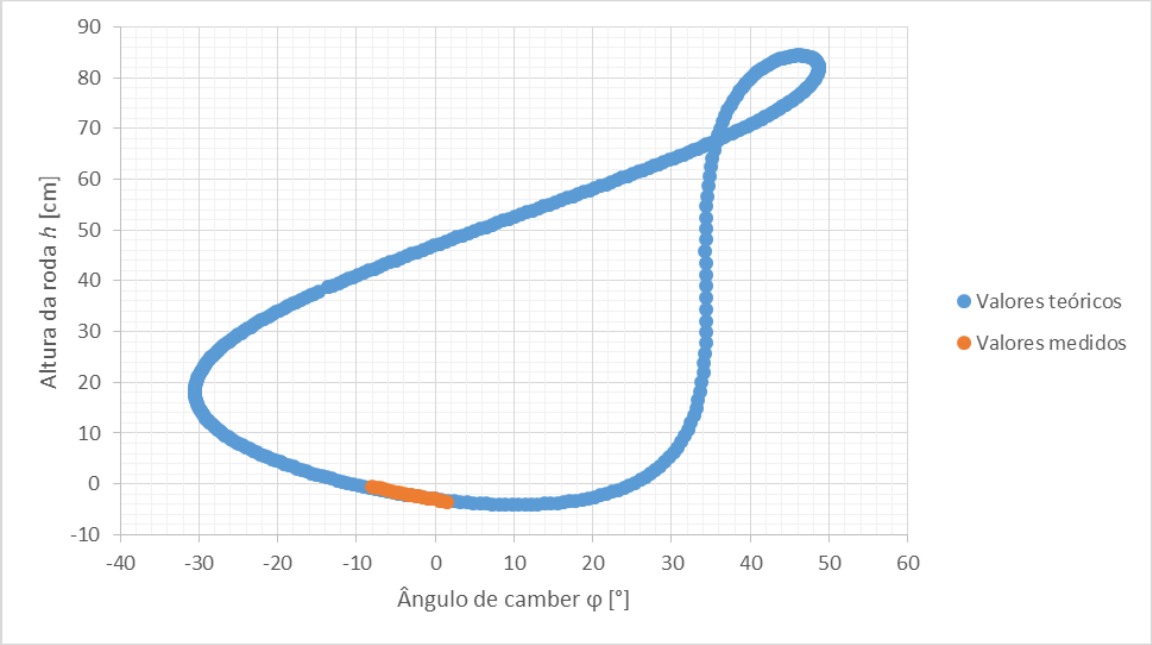

Figura 4.6. *Coupler point curve* para o sistema *McPherson 2*.

Com os resultados obtidos para ambos os sistemas deste tipo de suspensão, pode concluir-se que o modelo adotado, do mecanismo de biela-manivela invertido, é um modelo bastante aproximado para comparação com o sistema de suspensão do tipo *McPherson*.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Nesta secção irão ser apresentadas as conclusões da realização deste trabalho, bem como algumas propostas para trabalhos futuros.

5.1. Conclusões

O estudo do comportamento dinâmico de um automóvel é um trabalho bastante complexo, devido à quantidade de fatores que influenciam esse comportamento. Para a realização desse estudo é necessário adquirir um conhecimento profundo desses fatores.

Posto isto, decidiu-se então optar por estudar um dos fatores que mais afetam o comportamento dinâmico do automóvel, a variação do ângulo de camber em função da posição vertical da roda, pois esse ângulo influencia diretamente o contacto do pneu com o solo e consequentemente as forças exercidas por ele.

Os resultados obtidos neste estudo são satisfatórios, pelo que os modelos dos mecanismos adotados representam uma boa abordagem simplificada dos sistemas de suspensão estudados. Verificou-se que os resultados obtidos na análise teórica e nas medições, apresentam valores bastante próximos e seguem aproximadamente a mesma tendência. Uma das principais dificuldades encontradas durante as medições, foi o difícil acesso aos pontos de ancoragem dos sistemas de suspensão ao chassis do veículo.

Uma das alterações mais frequentes realizadas no veículo durante as provas é a alteração da altura ao solo, a qual afeta o ângulo de camber das rodas, pelo que se pode utilizar este trabalho para definir as alterações do sistema de suspensão que podem permitir recuperar o valor inicial do ângulo de camber.

5.2. Proposta para trabalhos futuros

O ângulo de camber não depende apenas da variação da posição vertical da roda, pois a transferência de massa do veículo em curva contribui também para a alteração desse ângulo, pelo que seria interessante estudar a variação do ângulo de camber em função da transferência de massa do veículo em várias situações.

Outros trabalhos interessantes seriam o estudo da variação dos ângulos de *caster* e de convergência, quer para a variação da posição vertical da roda quer para a influência da transferência de massa.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Borges, N.M.S. (2010), "Estudo do Comportamento Dinâmico do Punto Troféu FEUP 2". Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.

Gillespie. T.D. (1992), "Fundamentals of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, Inc, Warrendale.

Jazar, R.N. (2008), "Vehicle Dynamics: Theory and Applications", Springer, Riverdale.

Loughurst, C. (2014, 13 de Abril), "The Suspension Bible". Acedido em: http://www.carbibles.com.

Milliken, W.F. e Milliken, D.L. (1995), "Race Car Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, Inc, Warrendale.

Pacejka, H.B. (2002), "Tyre na Vehicle Dynamics", Butterworth-Heinmann, Burlington.

Puhn, F. (1976), "How to Make Your Car Handle", H.P. Books, Tucson.

Rio, P.S.F.E. (2009), "Dinâmica e Afinação de uma Viatura de Competição". Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto.

Wan, M. (2000), "Handling". Acedido em: http://www.autozine.org.

http://maybach300c.blogspot.pt/2012/09/rigid-and-semi-rigid-crank-axle.html.
http://www.precisionpoint.co.uk/products/camber-rite-cg200-digital-camber-gauge.
http://www.soft-engine.org/pagine.web/inglese/sospensioni02.htm.

http://www.supermotores.net/cpr-ricardo-moura-vence-rali-mortagua/.

http://www.tecnologiadoglobo.com/2013/06/como-funcionam-os-amortecedores/.