



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica

Projecto da Suspensão do VEECO RT

HÉLDER JOSÉ COELHO DE LIMA
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio

Co-Orientadores: Professor Doutor Fernando José Ferreira
Mestre Afonso Manuel da Costa de Sousa Leite

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Carlos Quaresma Dias

Vogais: Prof. Doutor Carlos José de Oliveira Pereira e Jorge Alcobia
Prof. Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio
Prof. Doutor Fernando José Ferreira
Mestre Afonso Manuel da Costa Sousa Leite

Março de 2014

Aos meus Pais,

à Jordana.

Agradecimentos

Com todos os desafios que me foram surgindo, o projecto VEECO foi um que aceitei com muito agrado havendo grande entreaajuda entre todos os envolvidos, desde o relacionamento com a empresa VE – Fabricação de Veículos de Tracção Eléctrica, Lda. (VE), bem como os professores e colaboradores que sempre se mostraram disponíveis para ajudar.

Neste trabalho é necessário evidenciar o contributo dos professores Afonso Manuel da Costa de Sousa Leite, Fernando José Ferreira e Rui Pedro Chedas Sampaio que demonstraram um apoio incondicional, transmitindo eficazmente os seus conhecimentos.

Não posso esquecer todo o companheirismo vivido no CIPROMECC – Centro de Investigação e Projecto em controlo e aplicação em Máquinas Eléctricas , liderado pelo Paulo Almeida, onde toda a equipa do VEECO trabalhava para levar este ao sucesso.

Não poderei deixar de mencionar o Bruno Pires, o qual considero um irmão, depois de todos os anos vividos em Lisboa com as longas discussões de engenharia na “Janela das 6h30”.

Não pretendo enumerar mais nomes, apenas por achar que seria injusto, porque certamente não teria espaço para todos neste documento.

OBRIGADO A TODOS!

Resumo

Com a necessidade de alternativa aos combustíveis fósseis, os veículos eléctricos tem vindo a ganhar mercado nos dias de hoje. Com isto em mente a empresa VE em parceria com o Instituto Superior de Engenharia de Lisboa (ISEL), comprometeram-se a desenvolver um projecto de um Veículo Eléctrico ECOLógico – o VEECO.

Nesta parceria o ISEL cooperou com a VE para desenvolver vários sistemas a aplicar no VEECO, sendo um deles o sistema de suspensão.

Este trabalho tem como objectivo apresentar uma solução melhor para a configuração do actual sistema de suspensão existente no VEECO. A configuração que é procurada refere-se apenas à geometria e não à selecção das molas e amortecedores.

São demonstrados os parâmetros de interesse para este estudo, bem como os valores que normalmente são aplicados por parte dos grandes construtores, os quais serviram de base para obter uma boa geometria de suspensão para o VEECO.

Para este estudo foram utilizados os programas *SolidWorks* e *Lotus Suspension Analysis* (LSA), sendo que em *SolidWorks* foram modelados todos os componentes da suspensão. Do modelo são retiradas as coordenadas dos pontos de interesse e estes são colocados no LSA, permitindo assim a análise de cada configuração.

Palavras-chave: Suspensão, Direcção, Dinâmica de Veículos, *Lotus Suspension Analysis*.

Abstract

With the current search for alternatives to fossil fuels, electric vehicles (EV) have been gaining some market share nowadays. With that in mind, VE (a small EV manufacturer) in partnership with ISEL developed an “Ecologic EV” called VEECO.

In this partnership, ISEL helped VE to develop some systems that needed to be applied in VEECO, with the suspension being one of them.

This study has the objective of presenting a better configuration solution to the actual suspension system in VEECO. The pretended configuration refers only to the suspension geometry, hence the springs and dampers are not included in this study.

The important parameters for this study are shown, as well the values that are normally used by car manufacturers. These will be a guidance to obtain good suspension geometry for VEECO.

In this study both *SolidWorks* and *Lotus Suspension Analysis (LSA)* were used in which the 3D models of the suspension components were made in *SolidWorks*. Relevant data from the *SolidWorks* model is retrieved and these are used in LSA, allowing the analysis of each configuration.

Key-words: Suspension, Steering, Vehicle Dynamics, *Lotus Suspension Analysis*

Terminologia

LSA	<i>Lotus Suspension Analysis (software)</i>
VE	VE – Fabricação de Veículos de Tracção Eléctrica, Lda.
VEECO	Veículo Eléctrico Ecológico
RT	<i>Reverse Trike</i>
ISEL	Instituto Superior de Engenharia de Lisboa
l	Distância entre eixos
P	Centro instantâneo de rotação
R_0	Centro de rotação
h_{ro}	Altura do centro de rotação
σ	Inclinação do <i>Kingpin</i>
r_σ	Desvio do <i>Kingpin</i>
τ	Ângulo de <i>caster</i>
$r_{\tau,k}$	<i>Caster</i> cinemático

Lista de Figuras

Figura 1 – Sistema de direcção e suspensão de um Volkswagen Polo [3].	4
Figura 2 – Sistema de direcção assistida hidraulicamente [3].	4
Figura 3 - Método de determinação do efeito de Ackermann.[2]	5
Figura 4 - Determinação do ângulo de Ackermann. [4]	6
Figura 5 - Suspensão independente do tipo <i>multi-link dos modelos de 2010 do Mercedes-Benz E-Klass. (AutoEvolution)</i>	7
Figura 6 - Suspensão independente de triângulos sobrepostos. (<i>CarBibles</i>)	8
Figura 7 - Suspensão independente do tipo <i>McPherson. (CarBibles)</i>	8
Figura 8 – Modelo inicial da suspensão de triângulos sobrepostos para o VEECO RT.	9
Figura 9 – Exemplos de um braço oscilante bifurcado. (<i>CarBibles</i>)	9
Figura 10 – Exemplo de um mono braço oscilante. (<i>CarBibles</i>)	10
Figura 11 – Mono braço oscilante montado no VEECO.	10
Figura 12 - Exemplo da alteração da posição da roda provocada por efeitos elasto-cinemáticos. [2]	11
Figura 13 - Indicação da distância entre eixos [1]. [2]	12
Figura 14 – Efeito <i>Scrub</i> provocado pela alteração da distância entre rodas. [2]	13
Figura 15 - Com o centro de rotação ao nível do solo a alteração da distância entre rodas é quase nula. [2]	14
Figura 16 – Comparação do efeito <i>scrub</i> em veículos com suspensões diferentes. [2]	14
Figura 17 - Determinação geométrica da altura do centro de rotação e do <i>Roll Centre</i> . [2] ...	15
Figura 18 - Determinação do centro instantâneo de rotação quando os triângulos não são paralelos. [2]	15
Figura 19 - O eixo C que junta os centros de rotação da suspensão da frente e de trás, representa o eixo de rotação teórico. [2]	16
Figura 20 – Exemplo de <i>camber</i> negativo, neutro e positivo. [1]	17
Figura 21 - Efeito do <i>camber</i> no desgaste dos pneus. [2]	18
Figura 22 - Alteração do <i>camber</i> em curva sem aplicar um triângulo superior de menor dimensão. [2]	19
Figura 23 - Obtenção do ângulo de <i>toe</i> . [2]	19
Figura 24 – Exemplo de um método de determinação da localização do <i>pivot</i> interno do tirante da direcção para uma suspensão de triângulos sobrepostos [2]	20
Figura 25 - Determinação do <i>pivot</i> interno do tirante da direcção para o modelo actual.	21

Figura 26 - Determinação do <i>kingpin</i> e do <i>kingpin offset</i> . [2]	22
Figura 27 - Determinação do <i>caster</i> . [2]	23
Figura 28 - Modelo da suspensão da frente do VEECO em <i>SolidWorks</i>	24
Figura 29 - Marcação dos pontos de interesse para a modelação da suspensão em LSA.....	25
Figura 30 - Método utilizado para obter as coordenadas de cada ponto.....	25
Figura 31 - Sistema de coordenadas do LSA.....	26
Figura 32 - Coordenadas dos pontos da suspensão da frente do VEECO no LSA.....	26
Figura 33 - Modelação da suspensão da frente do VEECO em LSA.	27
Figura 34 - Modelo da suspensão da frente em LSA.....	27
Figura 35 - Definição de outras características da suspensão e do veículo.	28
Figura 36 - <i>Camber</i> e <i>toe</i> estáticos da configuração inicial.....	28
Figura 37 - Suspensão actual do VEECO.	29
Figura 38 - <i>Roll Center</i>	30
Figura 39 – Modelo da suspensão da frente esquerda do VEECO.....	30
Figura 40 – Marcação do centro instantâneo de rotação e do centro de rotação.	31
Figura 41 - Representação do centro de rotação com o modelo da suspensão.....	31
Figura 42 - <i>Half Track Change</i> (mm).....	32
Figura 43 - Ângulos de <i>camber</i> com o movimento vertical das rodas.	33
Figura 44 – <i>Toe</i>	33
Figura 45 - <i>Caster angle</i>	34
Figura 46 - <i>Caster offset</i>	35
Figura 47 - <i>Kingpin angle</i>	35
Figura 48 - <i>Kingpin offset</i>	36
Figura 49 - Testes em pista fechada.....	39
Figura 50 - Coordenadas dos pontos de interesse do modelo final.....	41
Figura 51 - <i>Roll centre</i>	42
Figura 52 - <i>Half Track</i>	42
Figura 53 - <i>Camber Angle</i>	43
Figura 54 - <i>Toe Angle</i>	44
Figura 55 - <i>Caster Angle</i>	45
Figura 56 - <i>Caster Offset</i>	45
Figura 57 – <i>Kingpin</i>	46
Figura 58 - <i>Kingpin Offset</i>	46
Figura 59 - Inexistência do efeito de Ackermann.....	48

Figura 60 - Determinação da localização do pivot externo do tirante da direcção.....	48
Figura 61 - Coordenadas do modelo final da suspensão com correcção de Ackermann.....	49
Figura 62 - Modelo final da suspensão em LSA.....	49
Figura 63 - <i>Roll Centre</i> final.....	50
Figura 64 - <i>Half Track</i> final.....	50
Figura 65 - Ângulo de <i>camber</i> final.....	51
Figura 66 - Ângulo de <i>toe</i> final.....	52
Figura 67 - Ângulo de <i>caster</i> final.....	52
Figura 68 - <i>Caster offset</i> final.....	53
Figura 69 - <i>Kingpin</i> final.....	53
Figura 70 - <i>Kingpin offset</i> final.....	54
Figura 71 - Efeito de Ackermann na configuração final da suspensão.....	54

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Resumo dos valores obtidos com a configuração inicial da suspensão.....	36
Tabela 2 – Resumo dos resultados da nova configuração.	47
Tabela 3 - Resumo dos resultados da configuração final.	55

Índice

AGRADECIMENTOS	I
RESUMO	III
ABSTRACT	V
TERMINOLOGIA	VII
LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE TABELAS	XI
ÍNDICE	XII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJECTIVOS.....	2
2. SISTEMAS RELEVANTES PARA O ESTUDO	3
2.1. SISTEMA DE DIRECÇÃO	3
2.2. SISTEMA DE SUSPENSÃO	7
3. GEOMETRIA DA SUSPENSÃO	11
3.1. DESCRIÇÃO DOS PARÂMETROS DE CONFIGURAÇÃO	12
4. MODELAÇÃO DA SUSPENSÃO	24
4.1. MODELO <i>SOLIDWORKS</i>	24
4.2. MODELO EM LSA	26
5. ANÁLISE DO MODELO EXISTENTE	29
5.1. ANÁLISE DOS PARÂMETROS	29
5.2. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	38
6. NOVA CONFIGURAÇÃO DA SUSPENSÃO	40
6.1. ANÁLISE DOS PARÂMETROS DA NOVA CONFIGURAÇÃO	40
6.2. DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	47
6.3. NOVO MODELO CONSIDERANDO O EFEITO DE ACKERMANN	48
6.4. COMPARAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	55
7. CONCLUSÕES FINAIS	56
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58

1. Introdução

Com o constante aumento dos preços dos combustíveis fósseis, existe cada vez mais uma procura por produtos que não sejam dependentes da indústria petrolífera. Entre o vasto leque de ofertas, um dos mercados que tem vindo a evoluir neste sentido é a indústria automóvel. Neste ramo tem surgido várias ofertas de diferentes fabricantes que recorrem a energias que não dependem do petróleo ou a vários tipos de energia, como é o caso dos veículos híbridos.

Devido à existência de poucas alternativas existentes no mercado, a VE-Fabricação de Veículos de Tracção Eléctrica, Lda., associou-se ao Instituto Superior de Engenharia de Lisboa (ISEL) com o objectivo de criar um veículo totalmente eléctrico produzido em Portugal – o Veículo Eléctrico Ecológico (VEECO). Desta parceria fizeram parte uma vasta equipa de professores e investigadores do ISEL que contribuíram para que o protótipo deste veículo já tenha sido apresentado ao público a 3 de Fevereiro de 2012.

O veículo em questão adquiriu uma configuração de duas rodas à frente e uma atrás, para permitir uma maior eficiência energética, dado que o objectivo no final do projecto passa por ter um veículo que consiga percorrer 400 km com apenas uma carga. Dada a configuração de triciclo invertido, este modelo passou a designar-se VEECO RT (RT – *Reverse Trike*), sendo até à data o único modelo da marca a poder entrar em produção, sendo por isso referido apenas como VEECO neste documento.

O desenvolvimento e dimensionamento de muitas das estruturas e sistemas ficou a cargo dos vários investigadores envolvidos no projecto, sendo o sistema de suspensão um dos sistemas com mais relevância para atingir os objectivos finais tanto em termos de autonomia como em conforto e controlo do veículo.

Após os primeiros testes efectuados em pista, verificou-se que o comportamento dinâmico do VEECO era imprevisível e não garantia segurança. Com outros sistemas e estruturas já estudados, verificou-se que o problema seria do sistema de suspensão e de direcção instalados, sendo o motivo deste trabalho encontrar uma configuração que possa resolver os problemas que surgiram.

Este trabalho foca-se apenas na configuração da geometria da suspensão, excluindo a escolha do conjunto mola amortecedor. Esta opção deve-se ao facto de não haver muita informação disponível sobre a configuração da geometria de uma suspensão, havendo por outro lado

imensos estudos para determinar uma boa escolha de amortecedores e molas. Muitos destes estudos utilizam um modelo simples de “um quarto de carro”. Para mais informação sobre o modelo simples de “um quarto de carro” recomenda-se a leitura de [1] e [2].

Com o foco na afinação da geometria da suspensão, será efectuada uma descrição dos principais parâmetros que a definem e será efectuada uma simulação, recorrendo ao programa *Lotus Suspension Analysis* (LSA) da configuração actualmente a ser utilizada no VEECO, permitindo comparar estes resultados com as informações obtidas num ensaio em pista do veículo.

O estudo abaixo apresentado refere-se apenas à suspensão do eixo da frente do VEECO, sendo o que demonstrou problemas nos testes em pista fechada.

1.1. Objectivos

Pretende-se com este trabalho propor à VE uma configuração para a suspensão que permita melhorar o comportamento dinâmico do veículo, melhorando desta forma tanto o conforto como a segurança para os seus ocupantes. Será indicada uma configuração com base nos dados recebidos, mas que poderá ser ajustada com base na variação dos parâmetros.

Pretende-se descrever brevemente os sistemas a utilizar no VEECO e apresentar algumas referências de configuração utilizadas pelos grandes fabricantes de automóveis sempre que possível.

Depois de detectados quais os parâmetros a corrigir, será necessário efectuar novas simulações recorrendo ao LSA, para determinar uma configuração que proporcionará uma condução mais confortável.

Além destes parâmetros poderá ser necessário corrigir o efeito de Ackermann e a posição dos tirantes da direcção.

2. Sistemas Relevantes Para o Estudo

Este capítulo aborda os sistemas que influenciam a obtenção de uma correcta configuração da geometria de uma suspensão.

Será efectuada uma breve descrição destes sistemas sendo também indicado alguns dos tipos existentes.

2.1. Sistema de Direcção

O sistema de direcção é responsável por controlar a orientação das rodas permitindo um correcto alinhamento do veículo com a estrada. Os sistemas de suspensão e de direcção estão interligados, sendo necessário ter em atenção que tipo de sistema de direcção é utilizado para que possa haver uma correcta afinação do sistema de suspensão.

Os componentes principais do sistema de direcção são o volante, a coluna da direcção e os tirantes transversais da direcção que se encontram ligados nas suas extremidades às rodas, mais precisamente à manga de eixo. Nos veículos modernos a direcção é assistida, significando que existe um componente adicional que alivia o esforço necessário a aplicar no volante para virar as rodas. Este sistema de assistência de direcção é, na grande maioria dos automóveis, do tipo hidráulico. Contudo, existem sistemas de direcção assistida eléctricos, que por serem mais simples, compactos e versáteis, são uma boa alternativa aos sistemas hidráulicos. A vasta utilização da direcção assistida nos dias de hoje deve-se ao aumento do peso dos veículos, devido à adição de vários sistemas de segurança e equipamentos para o conforto dos passageiros. No caso do VEECO RT não existe necessidade da utilização de direcção assistida, bastando a utilização de um sistema com pinhão e cremalheira, dado ao sua baixa massa (inferior a 800 kg).

Apesar da baixa complexidade, no sistema de direcção não existe uma relação funcional entre o ângulo de viragem do volante e a mudança da direcção de condução porque a correlação entre o ângulo do volante, o ângulo das rodas, o desenvolvimento de forças laterais nas rodas

e a alteração da direcção do veículo, não são lineares. Devido a esta não linearidade o condutor tem que ajustar continuamente o ângulo do volante para que o veículo siga a direcção desejada.

A informação mais importante que o condutor recebe do sistema de direcção é o binário exercido pelo volante, permitindo-o perceber a magnitude das forças a actuar nas rodas. Sendo este um factor de elevada importância para a percepção das forças envolvidas na condução do veículo, o sistema de direcção assistida deverá permitir que o condutor sinta estas forças, para que este consiga perceber quais os limites do veículo.

As imagens seguintes mostram exemplos do posicionamento dos componentes do sistema de direcção e dos componentes que constituem um sistema de direcção.

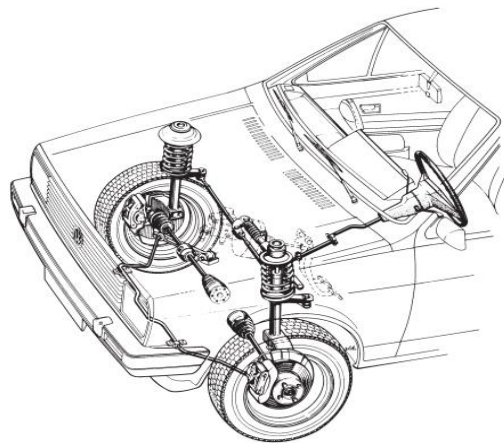


Figura 1 – Sistema de direcção e suspensão de um Volkswagen Polo [3].

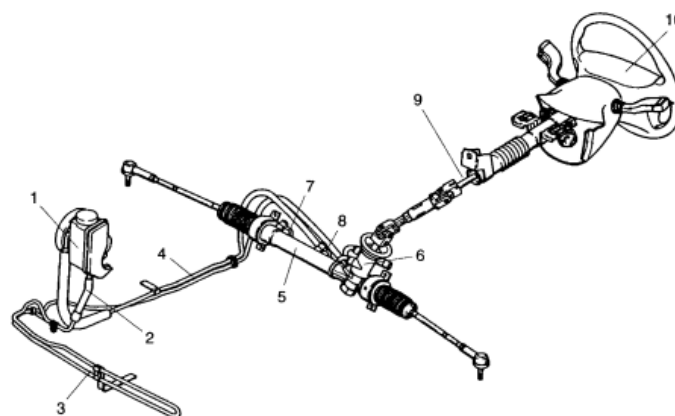


Figura 2 – Sistema de direcção assistida hidraulicamente¹ [3].

¹ 1 – Bomba hidráulica; 2 – Linha de alta pressão; 3 – Circuito de arrefecimento; 4 – Linha de retorno da válvula da direcção para a bomba; 5 – Actuador hidráulico; 6 – Válvula da direcção; 7/8 – Linha de pressão para o actuador; 9 – Coluna de direcção; 10 – Volante

Com base nos ensaios efectuados e no seu baixo peso, optou-se por utilizar um sistema de direcção simples apenas com pinhão e cremalheira, como o aplicado no primeiro protótipo².

Neste trabalho não haverá um estudo aprofundado sobre este sistema, sendo apenas indicado a influência que o comprimento das hastes do sistema de direcção podem ter na sua ligação ao sistema de suspensão.

Este efeito permite uma mudança de *toe* ao mudar a direcção das rodas.

2.1.1. Ackermann

Este efeito faz virar mais a roda que se encontra no interior da curva, isto é, a roda mais próxima do interior da curva terá um aumento de *toe* (negativo) em relação à outra roda. Nem sempre este efeito se manifesta neste sentido, podendo haver casos onde a roda mais afastada do interior da curva é que vira mais que a do interior.

Este efeito é necessário porque a roda mais próxima do centro da curva percorre um arco menor que a roda mais afastada.

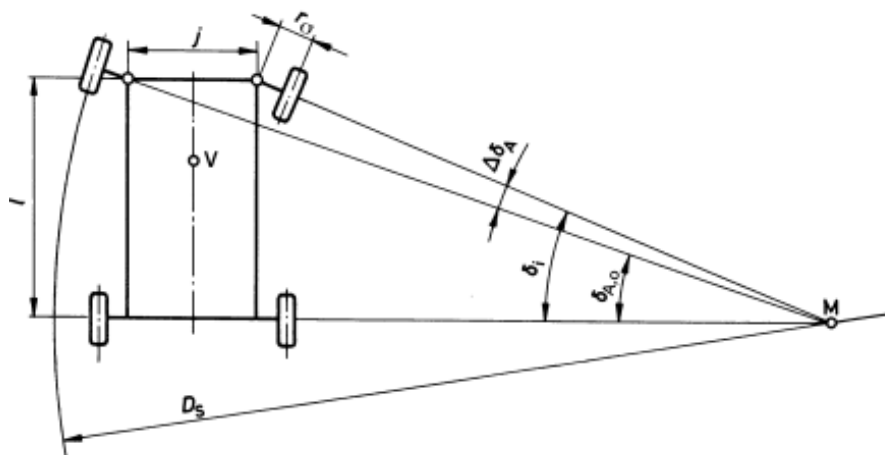


Figura 3 - Método de determinação do efeito de Ackermann.[2]

Num sistema de direcção de pinhão e cremalheira, como o que será usado no VEECO, o ajuste do *Ackermann* pode ser feito de duas formas. Mudando a posição do braço da direcção na manga de eixo e o respectivo comprimento dos tirantes da direcção ou avançando ou recuando todo o sistema de pinhão e cremalheira.

² Protótipo de um veículo eléctrico que viria a dar lugar ao projecto do VEECO.

A opção de avançar ou recuar todo o sistema não pode ser aplicada dada a limitação de espaço. Para atingir o efeito desejado apenas será ajustado o comprimento dos tirantes da direcção. Esta limitação pode impossibilitar a obtenção de um ângulo de Ackermann correcto, dado que alterando apenas o comprimento dos tirantes da direcção poderá haver outras consequências como a alteração de maior magnitude de outros parâmetros devido a um posicionamento incorrecto dos tirantes.

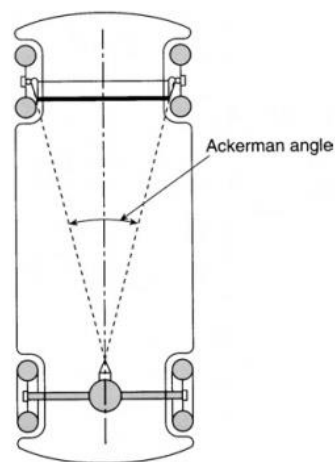


Figura 4 - Determinação do ângulo de Ackermann. [4]

O ângulo de Ackermann pode ser determinado pelo método apresentado na figura anterior. Esta figura apresenta um sistema de direcção posicionado atrás do eixo das rodas da frente, situação idêntica ao VEECO.

Para determinar a localização do *pivot* da direcção é traçado um segmento de recta entre o eixo da manga de eixo e o centro do eixo traseiro, que no caso do VEECO será o centro da roda traseira. A intersecção dos tirantes da direcção com este segmento de recta determina a posição do *pivot*.

Será impossível impor o ângulo de Ackermann no sistema de direcção modificando apenas o comprimento dos tirantes da direcção. Para que seja possível obter este efeito o *pivot* da direcção na manga de eixo terá que mudar de posição. Para tal será alterada a geometria deste *pivot* para que possa ser apresentada uma alternativa com o efeito de Ackermann. A opção de utilização ou não nesta modificação será opção da VE.

2.2. Sistema de Suspensão

Este sistema destina-se a amortecer as irregularidades do piso efectuando também a ligação entre o chassis do automóvel e as rodas. Trata-se de um componente que apresenta uma importância crucial, nomeadamente no que respeita às qualidades dinâmicas do veículo, facilidade em descrever curvas, de proporcionar elevados níveis de conforto aos passageiros, de garantir uma elevada segurança passiva e por contribuir para travagens eficientes e seguras [1][2][3].

2.2.1. Tipos de Suspensão

As suspensões podem ser do tipo independente (cada roda funciona isoladamente), semi-independentes, ou de eixo rígido.

Uma suspensão independente pressupõe que não exista qualquer ligação mecânica entre duas rodas do mesmo eixo. Nesta categoria estão incluídas as suspensões tipo *McPherson*, *Multi-link* e *Double Wishbone* (triângulos sobrepostos), que apenas diferem na sua configuração.

A suspensão *multi-link* apresenta várias ligações entre o chassis e a roda, havendo várias configurações que permitem um correcto ajuste das características da suspensão, mas é um sistema complexo e de elevado custo.

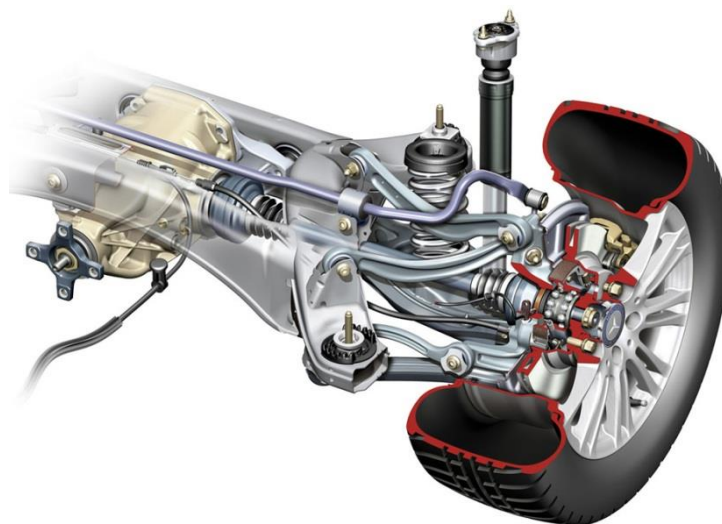


Figura 5 - Suspensão independente do tipo multi-link dos modelos de 2010 do Mercedes-Benz E-Klass. (AutoEvolution)

Já a suspensão de triângulos sobrepostos, apesar de também ser de alguma complexidade tem um custo de produção razoável e tem um processo de fabrico mais económico e simples.

Uma das vantagens deste tipo de suspensão é o melhor controlo das variações elasto-cinémáticas, o que permite configurar mais facilmente a suspensão.

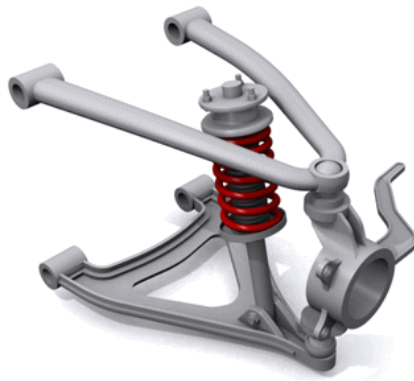


Figura 6 - Suspensão independente de triângulos sobrepostos. (CarBibles)

A suspensão do tipo *McPherson* é um tipo de suspensão constituída por um triângulo inferior e um sistema mola/amortecedor, montados no mesmo eixo. Representa o sistema de suspensão dianteira mais simples e mais utilizado na indústria automóvel. A grande desvantagem deste sistema é a necessidade de bastante espaço na vertical para incorporar o sistema mola/amortecedor. A vantagem deste sistema é a sua simplicidade e baixo custo, sendo esta a principal razão da sua vasta utilização nos dias de hoje.



Figura 7 - Suspensão independente do tipo *McPherson*. (CarBibles)

As suspensões semi-independentes ou rígidas aplicam-se a veículos mais pesados ou de trabalho, porque estas não garantem o conforto dos passageiros, não tendo interesse para este projecto.

Em [1], [3], [5] e [6] pode ser aprofundado o conhecimento dos vários tipos de suspensões, sendo possível observar imensos exemplos.

Dadas as inúmeras configurações possíveis de um sistema de suspensão foi necessário analisar os prós e contras de cada uma delas. Com base nos resultados dos ensaios efectuados no primeiro protótipo do VEECO, a configuração de triângulos sobrepostos simples demonstrou ser uma boa solução.

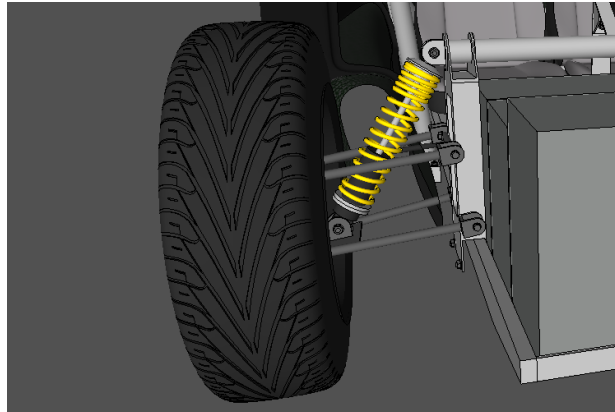


Figura 8 – Modelo inicial da suspensão de triângulos sobrepostos para o VEECO RT.

A suspensão traseira do VEECO basear-se-á nas suspensões dos motociclos, que utilizam um braço oscilante que pode ser bifurcado ou mono braço. A utilização de um mono braço oscilante facilita a troca da roda, mas gera maiores forças de flexão e torção no braço, sendo necessário reforçar esse braço em relação a um braço bifurcado, o qual, devido à sua configuração, permite uma melhor distribuição de forças.

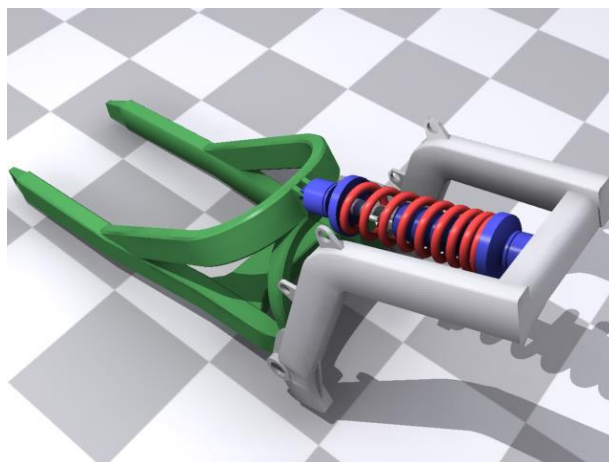


Figura 9 – Exemplos de um braço oscilante bifurcado. (CarBibles)

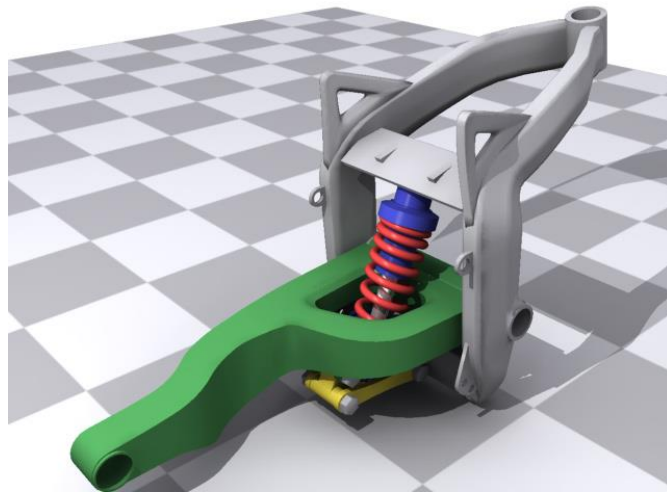


Figura 10 – Exemplo de um mono braço oscilante. (CarBibles)

Tendo como prioridade a praticabilidade da substituição da roda, o braço oscilante do VEECO será do tipo mono braço.



Figura 11 – Mono braço oscilante montado no VEECO.

2.2.2. Elastocinemática

A elasto-cinemática define as alterações de posição das rodas, causadas pelas forças e momentos entre as rodas e a estrada, ou pelo movimento longitudinal da roda. Estas alterações devem-se à elasticidade dos componentes que constituem a suspensão.

Numa suspensão independente de triângulos sobrepostos esta situação tem um efeito menor, dada a configuração da suspensão e a sua principal característica – a rigidez, sendo por esta razão, um factor que não será analisado neste trabalho, dando-se mais ênfase ao procedimento de afinação da geometria da suspensão, para que o veículo possa ser ajustado a diferentes utilizadores, ou a diferentes tipos de utilização.

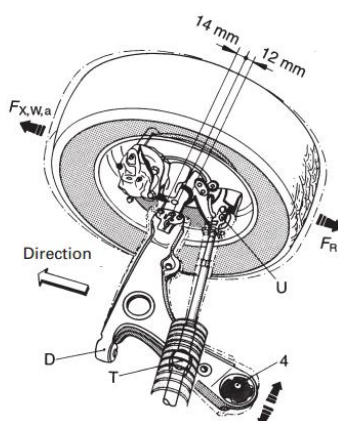


Figura 12 - Exemplo da alteração da posição da roda provocada por efeitos elasto-cinemáticos. [2]

3. Geometria da Suspensão

A geometria da suspensão é determinante no comportamento dinâmico de um veículo. A definição dos seus parâmetros é necessária para haver um bom controlo e estabilidade de um veículo, além de prevenir um desgaste excessivo dos pneus.

Enquanto alguns parâmetros são facilmente ajustáveis, outros são obtidos a partir das características do próprio desenho e não são fáceis de medir, sendo usado actualmente apenas para verificar que o veículo está apto a circular em estradas públicas.

Devido à importância da utilização de uma correcta geometria da suspensão, os fabricantes de automóveis especificam alguns parâmetros, incluindo as tolerâncias para todos os veículos.

Sempre que possível serão indicados os valores normalmente utilizados pelos fabricantes de automóveis e as tolerâncias aplicadas. Estes valores apenas servirão para comparar com os valores aplicados ao VEECO, dado que este tem algumas características muito diferentes dos actuais veículos a circular em estrada, sendo um exemplo disso o facto de ter apenas três rodas.

Para uma correcta compreensão dos procedimentos que serão efectuados para seleccionar uma boa configuração da suspensão, será efectuada uma breve descrição dos principais parâmetros necessários para configurar a suspensão.

Todos os exemplos que serão dados direccionam-se para a configuração de uma suspensão independente de triângulos sobrepostos, podendo muitos dos métodos de cálculo e afinação também ser aplicados a outros tipos de suspensão, mas não será mencionada nenhuma referência a outros tipos de suspensão neste capítulo.

3.1. Descrição dos Parâmetros de Configuração

A descrição dos vários parâmetros e a sua aplicação seguem as recomendações de [2] e [3].

É importante também informar nesta fase que sempre que possível será indicado em português o nome do parâmetro em estudo, mas dado que quase toda a informação relativa à configuração de suspensões se encontra em inglês, bem como o LSA, sempre que houver referência aos parâmetros, esta será efectuada em inglês.

3.1.1. *Wheelbase* - Distância Entre Eixos

É a distância entre o centro do eixo da frente ao centro do eixo de trás

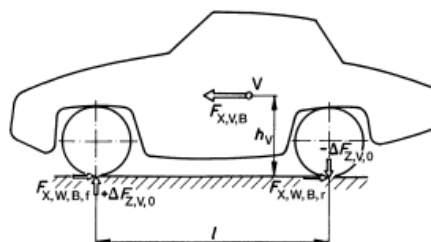


Figura 13 - Indicação da distância entre eixos [1]. [2]

Uma maior ou menor distância entre eixos pode influenciar o comportamento do veículo ao travar ou a descrever curvas. Uma distância entre eixos maior permite uma maior estabilidade ao travar, mas tendo um influência directa no ângulo necessário para curvar.

3.1.2. *Track*

Track ou distância entre rodas do mesmo eixo, é o valor medido entre o centro de cada roda do mesmo eixo.

3.1.3. *Scrub*

Movimento lateral da roda, relativamente ao solo, que resulta do movimento vertical dos pneus. De forma mais simples, o efeito de *scrub* resulta do aumento ou diminuição da distância entre rodas do mesmo eixo (*track*) devido ao movimento vertical da roda.

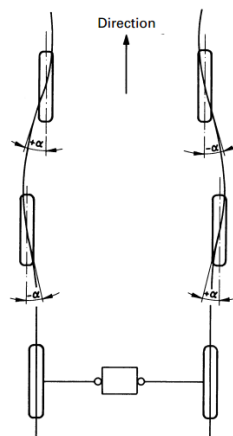


Figura 14 – Efeito *Scrub* provocado pela alteração da distância entre rodas. [2]

Este efeito prejudica o controlo e a estabilidade do veículo tanto em linha recta como a curvar, sendo preferencialmente o mais baixo possível.

Este efeito ocorre com o movimento da suspensão quando o veículo passa sobre uma lomba, trava, acelera, por exemplo, como demonstrado na figura anterior. Poderá ter outra representação quando está a curvar, mas sempre que há movimento vertical das rodas há alteração da distância entre rodas.

O *scrub* pode ser reduzido baixando os pivôs dos braços da suspensão. Para obter uma alteração da distância entre rodas quase nula, é necessário que o centro de rotação se encontre ao nível do solo (ou no infinito).

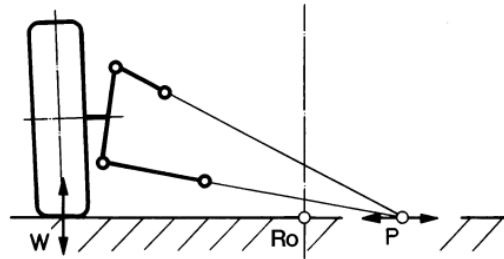


Figura 15 - Com o centro de rotação ao nível do solo a alteração da distância entre rodas é quase nula. [2]

Este efeito assume diferentes dimensões em diferentes tipos de suspensão, como é o caso do exemplo demonstrado na figura seguinte. Enquanto a curva no Opel e Audi correspondem a suspensões do tipo *McPherson*, a suspensão montada no Honda é de triângulos sobrepostos.

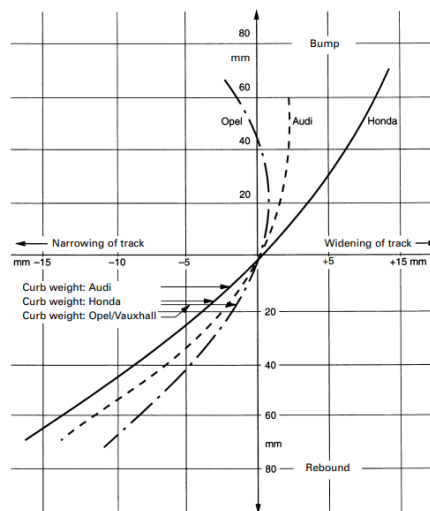


Figura 16 – Comparação do efeito *scrub* em veículos com suspensões diferentes. [2]

3.1.4. Roll Centre - Centro de Rotação

É o ponto no centro do veículo (visto de frente), e no centro do eixo (visto de lado), à volta do qual o corpo de veículo começa a rodar quando uma força lateral actua, e onde as forças de reacção são absorvidas entre o eixo e o corpo do veículo.

A partir das projecções de ambos os triângulos da suspensão é possível obter o centro instantâneo de rotação (observe a figura seguinte). A partir deste é efectuada a ligação entre *P*

e o centro da roda na zona de contacto com a estrada. O cruzamento deste segmento de recta com o eixo central do veículo irá definir o centro de rotação, representado por R_0 , de onde se pode obter a sua altura ao solo h_{R_0} .

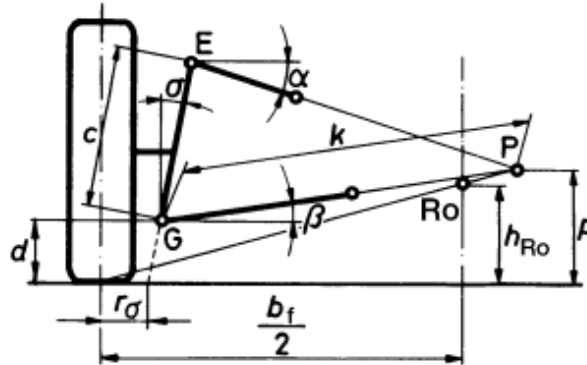


Figura 17 - Determinação geométrica da altura do centro de rotação e do Roll Centre. [2]

Quando os triângulos da suspensão não são paralelos entre si assume-se que o cálculo do centro instantâneo de rotação seja obtido pela forma representada na figura seguinte.

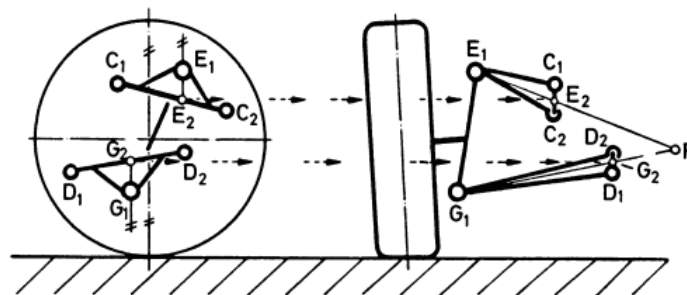


Figura 18 - Determinação do centro instantâneo de rotação quando os triângulos não são paralelos. [2]

A configuração actual do VEECO não possui triângulos paralelos, daí que a figura anterior será de grande utilidade para a determinação do centro instantâneo de rotação.

3.1.5. Roll Axis - Eixo de rotação

O eixo de rotação é obtido com base no centro de rotação do eixo da frente e do eixo de trás, sendo de extrema importância para as propriedades do controlo dinâmico de veículo.

Sendo a suspensão da frente independente, é necessário ter em conta a directa relação entre a alteração da distância entre rodas (*track*) e a altura do centro de rotação h_{ro} . Por esta razão o centro de rotação e a distância entre rodas devem ser analisados conjuntamente.

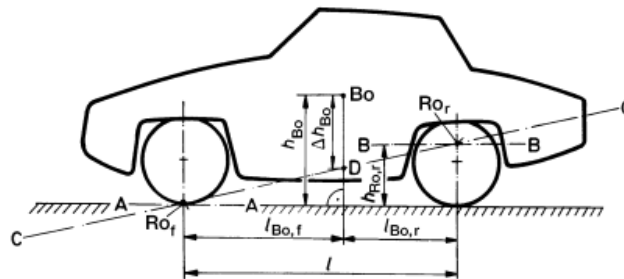


Figura 19 - O eixo C que junta os centros de rotação da suspensão da frente e de trás, representa o eixo de rotação teórico. [2]

A altura do centro de rotação e a mudança deste com o movimento (curso) da suspensão leva a um compromisso entre os seguintes requisitos:

- Alterações definidas da carga na roda ao curvar, para obter subviramento;
- Mudança da distância entre rodas que não são críticos para a dinâmica de movimento do veículo;
- Rigidez da barra estabilizadora, que não é importante para o conforto;
- Mudança de camber (desejado/permitido);
- Forças de reacção a actuar no veículo o mais baixas possível;
- A posição do eixo de rolamento.

O eixo de rolamento deve subir ligeiramente atrás para que possa ser usado fracções do amortecimento da carroceria para amortecer o adornar do veículo em curva. As alturas dos centros de rotação no desenho de suspensões independentes compreendem-se entre os seguintes valores:

- 30 a 100 mm à frente;
- 60 a 130 mm atrás.

Devido ao requisito apresentado anteriormente, quando se opta por criar um veículo com suspensões independentes à frente e atrás deve-se começar por modelar a suspensão da frente, e depois de saber o centro de rotação deste eixo, aí sim passa-se para a suspensão traseira, de forma a subir um pouco o centro de rotação do eixo de trás em relação ao da frente.

3.1.6. *Camber*

É o ângulo entre o plano central da roda e uma vertical ao plano da estrada. É positivo quando a roda está inclinada para fora e negativo quando inclinada para o interior do veículo.

Valores de *camber* positivo são normalmente usados em veículos que circulam fora de estrada, pois permite virar as rodas com menos esforço.

Uma configuração com *camber* neutro proporciona um contacto plano entre o pneu e a estrada, o que permite melhor aceleração e travagem.

Por sua vez o *camber* negativo melhora a aderência em curva.

Para novos veículos os valores de *camber* situam-se entre 0° e $1^\circ 20'$ [2].

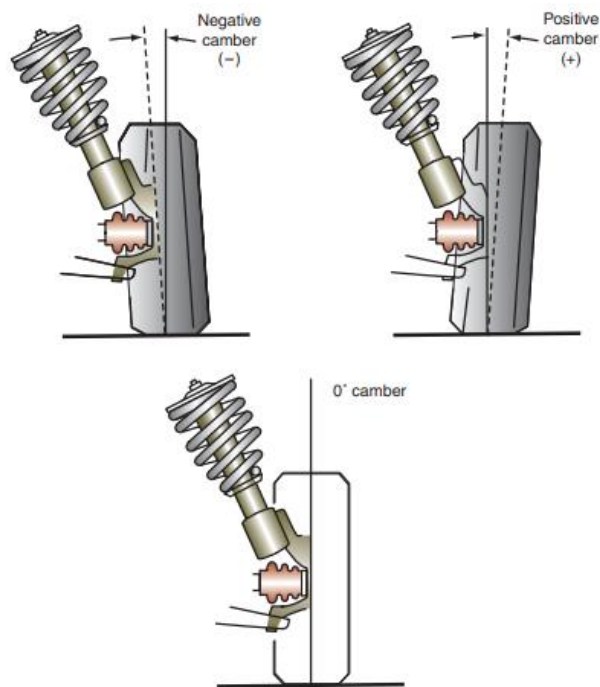


Figura 20 – Exemplo de *camber* negativo, neutro e positivo. [1]

Alguns estudos demonstram que um *camber* de $+5'$ a $10'$ proporciona um desgaste uniforme do pneu. Se o *camber* adquirir valores positivos mais altos haverá um desgaste maior no ombro externo do pneu. No caso de adquirir valores negativos, o desgaste será no ombro interno, como se pode observar na figura seguinte. [2]

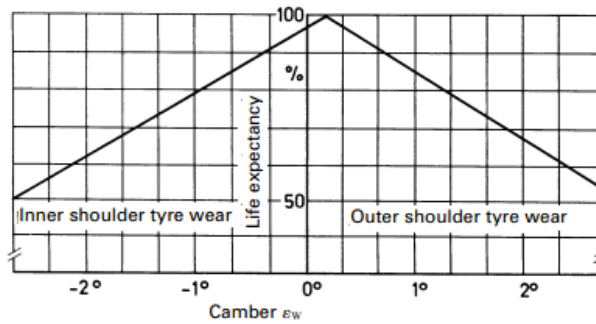


Figura 21 - Efeito do *camber* no desgaste dos pneus. [2]

Uma tolerância de $\pm 30'$ é considerada aceitável para permitir uma construção económica dos componentes, e por esta razão nem sempre é possível ajustar o *camber* nas suspensões dos automóveis.

3.1.7. Taxa de Variação/Alteração cinemática do ângulo de *camber*

Quando um veículo efectua uma curva ou passa por uma lomba ou depressão na estrada, o movimento da roda provoca uma mudança do ângulo de *camber*. Este efeito é considerado uma desvantagem em suspensões independentes, isto porque quando um veículo curva a tendência será de que a roda que se encontra no exterior da curva irá adquirir *camber* positivo, enquanto a roda que se encontra no interior da curva irá adquirir *camber* negativo. Esta disposição das rodas não é benéfica para um bom controlo do veículo em curva, dado que a zona de contacto dos pneus será menor nestas circunstâncias. Para contrariar este efeito, o triângulo superior da suspensão deverá ser mais curto que o inferior. Esta alteração irá permitir que ao curvar as rodas assumam valores de *camber* inversos à situação anteriormente descrita. Esta solução é aplicada a suspensões independentes com triângulos sobrepostos, mas o conceito pode ser aplicado a outros tipos de suspensão independente, caso a sua configuração o permita.

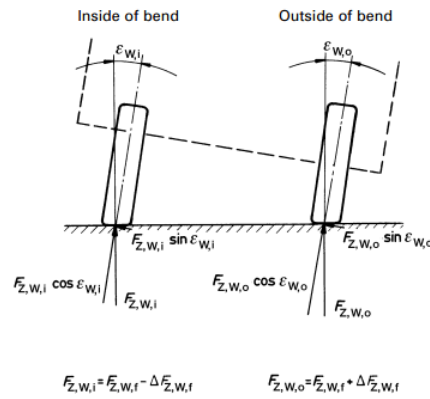


Figura 22 - Alteração do camber em curva sem aplicar um triângulo superior de menor dimensão. [2]

3.1.8. Toe

É o ângulo entre o plano central do veículo (longitudinalmente) e a linha que intersecta o plano central da roda direita ou esquerda. É positivo quando a parte da frente da roda está virada para o plano longitudinal central do veículo. Este designa-se em português por convergência, pode ser designado por um número (como descrito) ou por um ângulo.

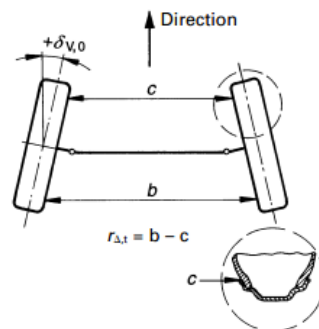


Figura 23 - Obtenção do ângulo de toe. [2]

O ângulo de toe de uma roda corresponde ao ângulo de escorregamento da mesma. Este escorregamento tem a desvantagem de aumentar o atrito de rolamento bem como o desgaste prematuro dos pneus.

O toe é por diversas vezes indicado em milímetros, mas nesta situação o valor é influenciado pelo tamanho da jante, dado que o valor é medido a partir das extremidades desta.

Em veículos com tracção atrás, o toe assume preferencialmente valores positivos, que devido ao atrito de rolamento muitas vezes anulam-se devido a efeitos elastocinemáticos. Quando a tracção ocorre no eixo da frente, o binário que é aplicado na roda tende a levar o toe no

sentido dos valores positivos, sendo que nesta situação terá que haver uma maior atenção ao comportamento da suspensão por haver mais forças envolvidas. Normalmente em situações como esta, o *toe* negativo pode ser mais benéfico, isto porque a intenção de uma correcta escolha do valor de *toe* prende-se com o objectivo de manter as rodas alinhadas quando o veículo encontra-se em andamento, ou seja, ter um *toe* nulo em marcha.

É importante verificar se a configuração se mantém quando o veículo se encontra em movimento pois caso os valores sofram alterações, há uma mudança de comportamento que deve ser evitada.

Além disso, o simples facto da carga/passageiros variar, iria alterar os parâmetros do *toe*, o que consequentemente provocaria um aumento da resistência ao rolamento, maior desgaste, e redução da estabilidade direccional.

A principal causa da alteração do *toe* resulta do incorrecto posicionamento ou comprimento do tirante da direcção.

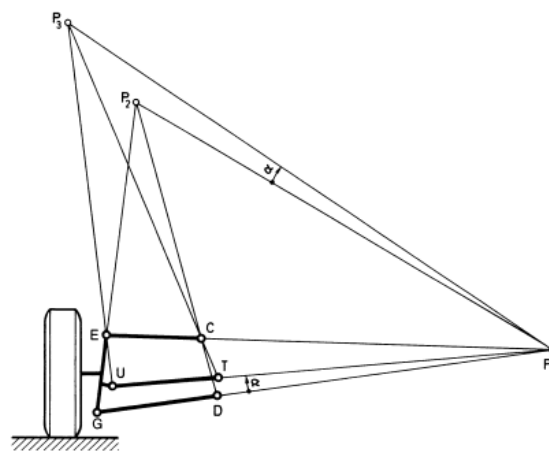


Figura 24 – Exemplo de um método de determinação da localização do *pivot* interno do tirante da direcção para uma suspensão de triângulos sobrepostos [2]

A determinação gráfica é a mais simples para calcular uma posição correcta do *pivot* interno do tirante da direcção (assinalado como *T* na figura anterior). O *pivot* *U* depende da manga de eixo utilizada sendo que se considera definido de início. O processo de determinação da posição de *T* passa pelos seguintes passos:

1. Determinação do ponto *P1* prolongando os segmentos *GD* e *EC*;

2. Determinação do ponto P_2 com o prolongamento dos segmentos GE e DC;
3. Criar o segmento UP_1 ;
4. Obter o ângulo α entre os segmentos UP_1 e GP_1 ;
5. Determinação de P_3 com o prolongamento do segmento EU e uma linha com o ângulo α ;
6. A intersecção do prolongamento do segmento P_3C com o segmento UP_1 determina a posição do *pivot* interno T .

A figura seguinte demonstra a posição do *pivot* T na actual configuração do VEECO, onde é possível observar que a sua determinação não respeitou esta recomendação.

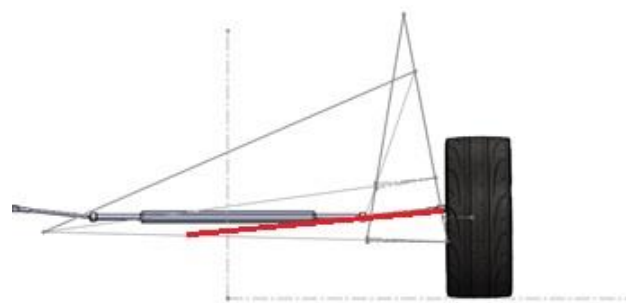


Figura 25 - Determinação do *pivot* interno do tirante da direcção para o modelo actual.

Nem foi possível utilizar por completo o método apresentado acima pois o segmento de recta UT não é colinear com o segmento de recta UP_1 .

Para posicionar correctamente o *pivot* T o sistema de direcção necessita subir para que o prolongamento do segmento UT intersecte o ponto P1. A correcta posição do *pivot* T nesse segmento pode ser obtida com o ajustamento do comprimento do tirante da direcção.

Os modelos criados para melhorar a configuração da suspensão vão ter em consideração o correcto posicionamento do ponto T.

3.1.9. Kingpin

A inclinação do *kingpin* é dada pelo ângulo σ que surge a partir do eixo de rotação da roda, definido pelos pontos E e G, e uma vertical com a estrada (visualize a imagem seguinte).

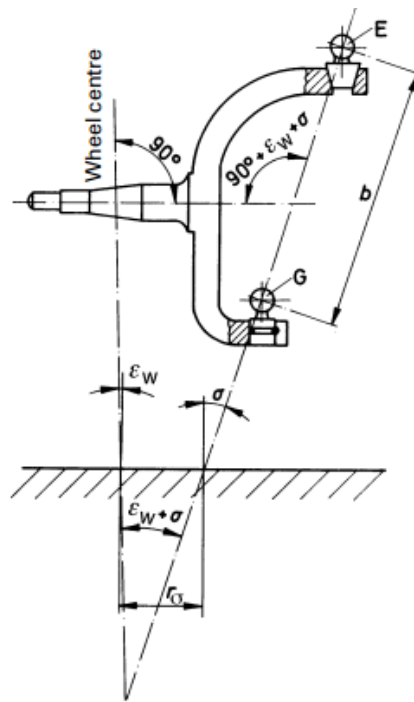


Figura 26 - Determinação do *kingpin* e do *kingpin offset*. [2]

Outro conceito importante é o desvio do *kingpin* (*kingpin offset*) r_{σ} que é a distância horizontal entre o ângulo do *kingpin* e o plano central da roda, medido ao nível do solo. O *kingpin offset* também é influenciado pela largura do pneu, fazendo que este aumente proporcionalmente ao aumento da largura do pneu.

Este parâmetro cria um momento em torno do seu eixo que permite auto centrar a direcção depois de descrever uma curva, evitando que o condutor tenha que aplicar muita força para voltar a colocar o veículo a circular em “linha recta”.

Para evitar que a direcção puxe o veículo para a esquerda ou direita quando este se encontra a mover numa linha recta, a diferença do ângulo de *kingpin* entre a roda da direita e esquerda não deve superar uma diferença de 30’.

Os valores típicos utilizados nos veículos dos grandes construtores são [2]:

$$\sigma = 11^{\circ} a 15^{\circ}30'$$

$$r_{\sigma} = -18 \text{ mm} a + 20 \text{ mm}$$

3.1.10. Ângulo de Caster e rasto de *caster*

O ângulo entre a projecção do *kingpin* no plano longitudinal vertical do veículo e uma vertical que passa pelo centro da roda é o chamado ângulo de *caster*, que na figura seguinte está representado por τ .

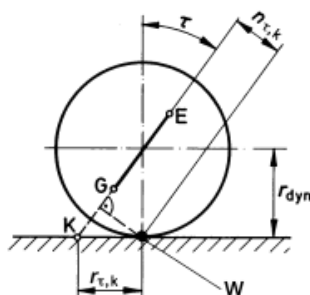


Figura 27 - Determinação do *caster*. [2]

Outro parâmetro de importância é o rasto de *caster*, ou a distância do eixo de *caster* ao eixo vertical da roda medida no solo, *caster* cinemático (*kinematic caster trail*) $r_{\tau,k}$, que associado ao *kingpin offset*, permite perceber em que quadrante da roda o eixo de rotação da roda intersecta o solo, bem como a que distância esse ponto se encontra do centro da roda.

O *caster* permite o auto alinhamento da suspensão ao curvar, mas caso os seus valores sejam exagerados a direcção fica muito pesada. Contrariamente se os valores forem negativos, o veículo poderá ser instável.

Um ajuste incorrecto deste parâmetro implicará a necessidade do condutor ter que aplicar mais correcções no volante na entrada e saída das curvas, sendo mais difícil manter o veículo a andar em linha recta.

Valores grandes de *caster* poderiam ser utilizados caso a intenção seja circular a altas velocidades (*caster* positivo), mas no caso do VEECO não é esta a intenção.

Dada a velocidade máxima pretendida para este veículo os valores de *caster* deverão ser positivos mas baixos, permitindo um auto alinhamento da direcção ao sair das curvas sem que seja necessário grande esforço por parte do condutor.

4. Modelação da Suspensão

Este capítulo aborda a metodologia de modelação e obtenção dos pontos de interesse para caracterizar os parâmetros de funcionamento da suspensão do VEECO, bem como para aconselhar modificações e conducentes melhorias. Neste trabalho foi usada uma metodologia de engenharia inversa, onde toda a modelação ocorre *a posteriori* da construção de um protótipo funcional do veículo, que foi tomado para base da mesma modelação.

4.1. Modelo *SolidWorks*

A suspensão foi modelada a partir de cada componente real que a constitui. Após a modelação foram efectuadas algumas correcções para que os valores dos vários parâmetros da suspensão correspondessem aos reais.

Depois destas correcções na modelação do conjunto, foi possível retirar a partir desta, as coordenadas dos vários pontos da geometria de suspensão que são fundamentais para a simulação da mesma no programa *Lotus Suspension Analysis (LSA)*.

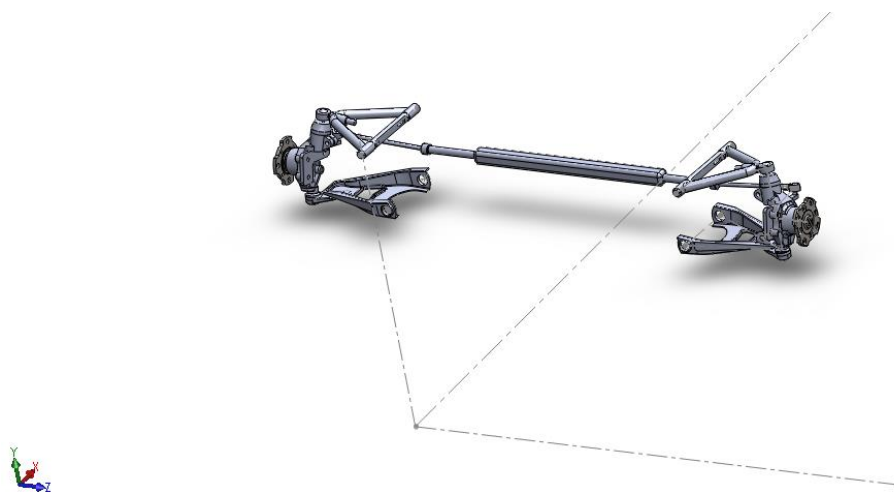


Figura 28 - Modelo da suspensão da frente do VEECO em *SolidWorks*.

Para obter as coordenadas de cada ponto, retiraram-se alguns pontos do modelo 3D para criar um modelo simples da suspensão, retirando-se a partir deste as coordenadas de cada ponto, como é possível verificar nas figuras seguintes.

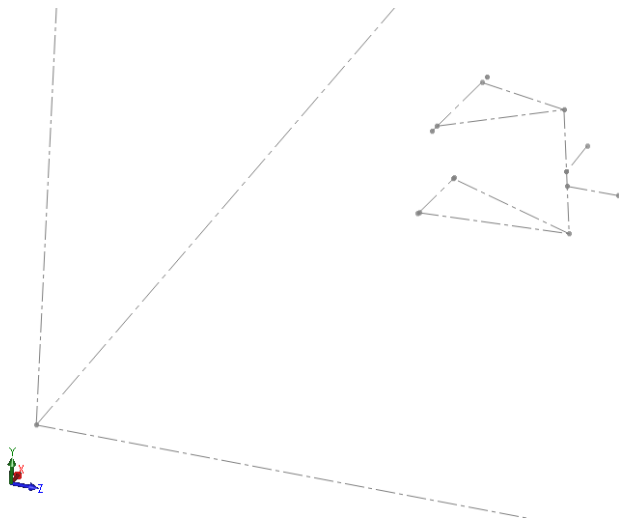


Figura 29 - Marcação dos pontos de interesse para a modelação da suspensão em LSA.

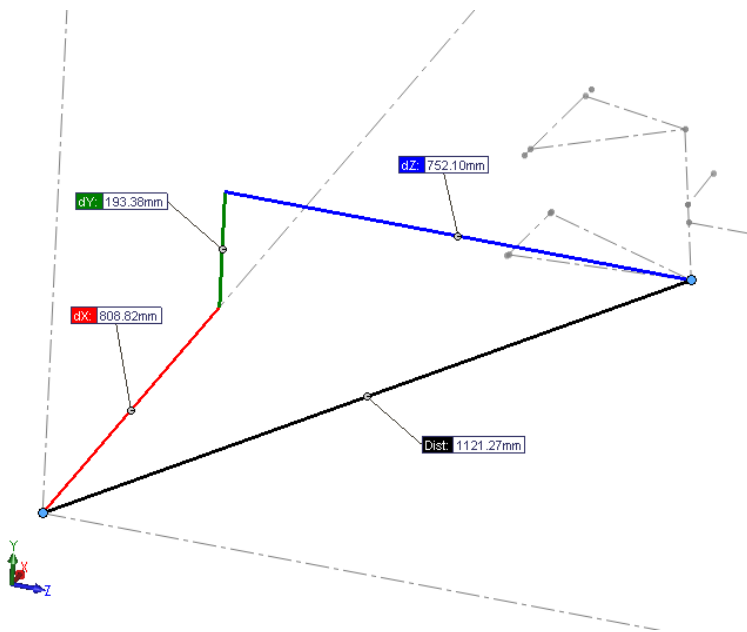


Figura 30 - Método utilizado para obter as coordenadas de cada ponto.

4.2. Modelo em LSA

Depois de retiradas as coordenadas de cada ponto no modelo em *SolidWorks*, foi necessário converter os valores para o sistema de coordenadas do LSA, dado que o modelo em *SolidWorks* foi criado com base em outro referencial.

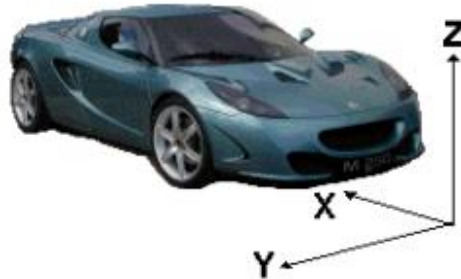


Figura 31 - Sistema de coordenadas do LSA.

	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
(1) Point 1: Lower Wishbone Front Pivot	750,950	-476,750	206,850
(2) Point 2: Lower Wishbone Rear Pivot	945,470	-476,750	193,250
(3) Point 3: Lower Wishbone Outer Ball Joint	808,820	-752,100	193,380
(4) Point 4: Upper Wishbone Front Pivot	743,900	-506,750	392,790
(5) Point 5: Upper Wishbone Rear Pivot	993,290	-506,750	375,350
(6) Point 6: Upper Wishbone Outer Ball Joint	870,560	-709,990	412,180
(7) Point 7: Damper Wishbone End	845,940	-682,210	210,490
(8) Point 8: Damper Body End	866,580	-522,750	498,490
(9) Point 9: Outer Track Rod Ball Joint	954,720	-730,370	305,760
(10) Point 10: Inner Track Rod Ball Joint	967,600	-466,750	278,340
(11) Point 13: Wheel Spindle point	832,420	-736,000	277,030
(12) Point 14: Wheel Centre Point	833,930	-835,150	277,110
(13) Point 15: Part 1 C of G	4030,000	-440,000	195,000
(14) Point 16: Part 2 C of G	4170,000	-520,000	450,000
(15) Point 17: Part 3 C of G	4230,000	-525,000	220,000
(16) Point 18: Part 4 C of G	4130,000	-720,000	275,000

Figura 32 - Coordenadas dos pontos da suspensão da frente do VEECO no LSA.

É importante referir que a configuração inicial da suspensão foi desenvolvida pela VE. Muitas das medições dos pontos de interesse foram realizadas com parte do veículo montado, que poderão ter afectado o modelo inicial em *SolidWorks*. Alguns erros podem ter surgido por falta de acessibilidade para efectuar algumas das medições.

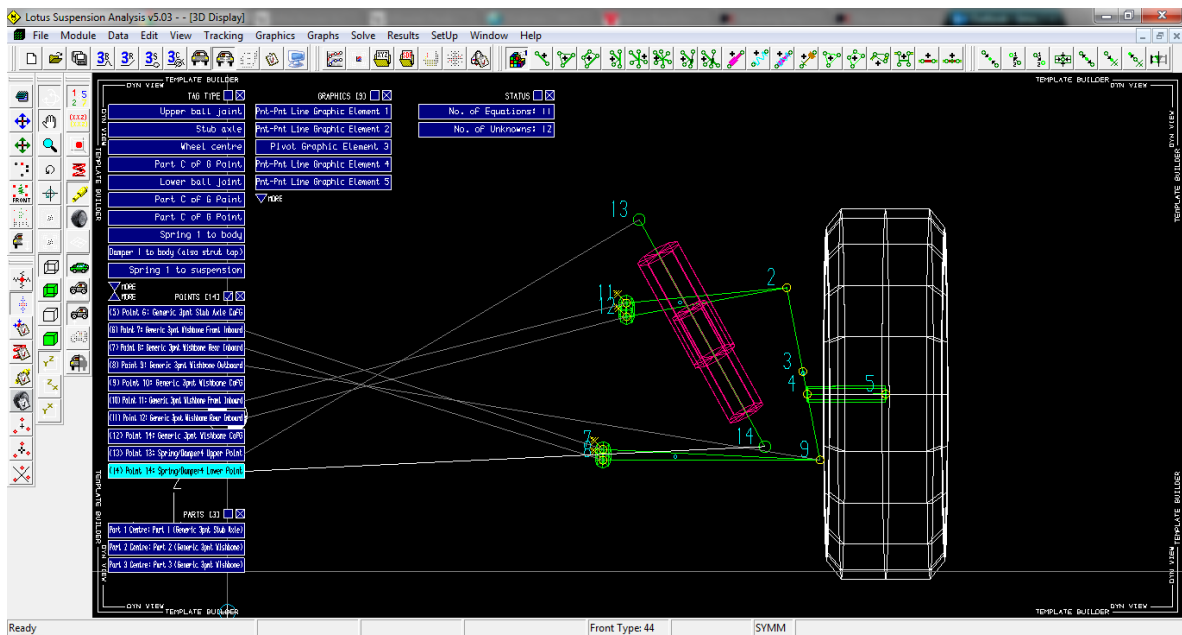


Figura 33 - Modelação da suspensão da frente do VEECO em LSA.

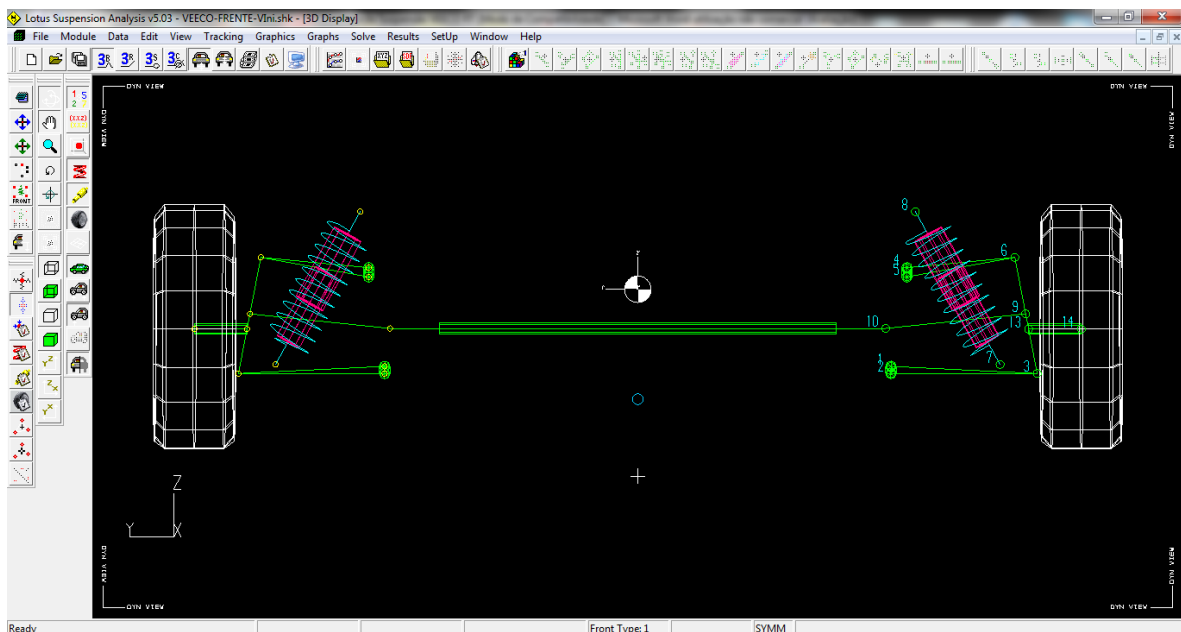


Figura 34 - Modelo da suspensão da frente em LSA.

Além de todos os pontos de importância para criar o modelo da suspensão, foi também necessário configurar outros parâmetros como a posição do centro de gravidade, o curso da suspensão entre outros. Estes valores são visíveis na figura seguinte.

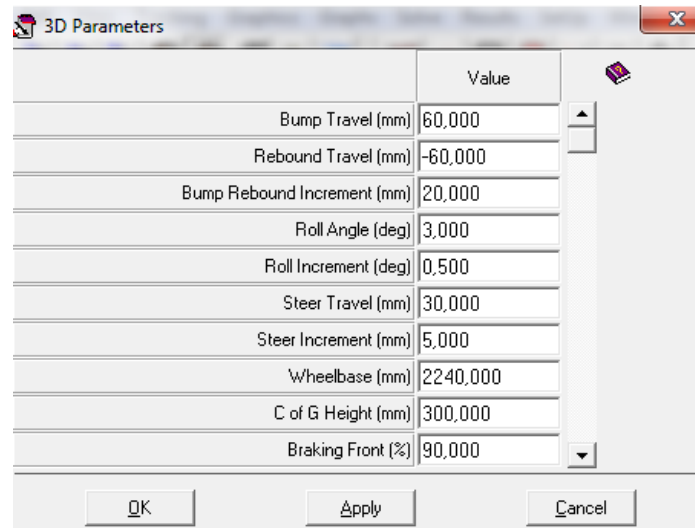


Figura 35 - Definição de outras características da suspensão e do veículo.

Os valores para o curso vertical da roda foram impostos pela VE. Os valores da distância entre eixos, percentagem de travagem à frente e altura do centro de gravidade foram obtidos a partir do protótipo do VEECO e dos modelos 3D existentes.

Depois de concluída a configuração foram retirados alguns valores de interesse como o *toe* e o *camber*. Uma análise mais detalhada destes e de outros parâmetros podem ler-se no capítulo seguinte.

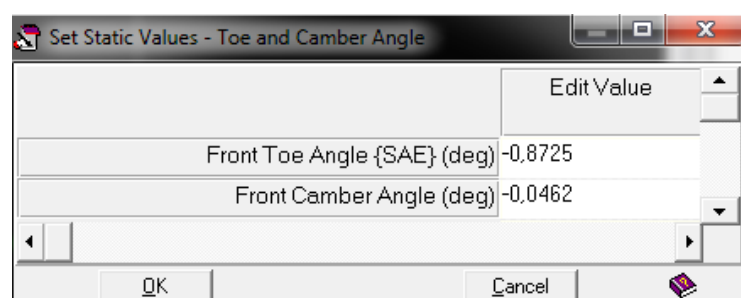


Figura 36 -Camber e toe estáticos da configuração inicial.



Figura 37 - Suspensão actual do VEECO.

5. Análise do modelo existente

A partir do modelo criado em LSA, é possível retirar valores de interesse para análise, como *camber*, *caster*, *toe*, *kingpin*, entre outros. Estes valores serão apresentados abaixo, com representação gráfica.

Para uma compreensão adequada dos gráficos é necessário ter em consideração as seguintes pontos:

- O eixo das abcissas representa o parâmetro que é indicado na legenda;
- O eixo das ordenadas representa o movimento vertical da roda;
- A coluna *Front -ve Y* representa a roda da frente esquerda.

Apesar de ser representada uma das rodas, os valores que ambas assumem são iguais, dada a simetria da suspensão, daí que na interpretação dos gráficos, possa ser feita referência apenas a uma das rodas.

5.1. Análise dos parâmetros

Uma das vantagens da utilização deste programa é a facilidade de obtenção dos parâmetros de interesse para este estudo. No caso de não ser possível recorrer a ele, todos os parâmetros

da suspensão teriam que ser calculados a partir de desenhos técnicos, recorrendo a relações perfeitamente reconhecidas como as que foram apresentadas anteriormente neste documento.

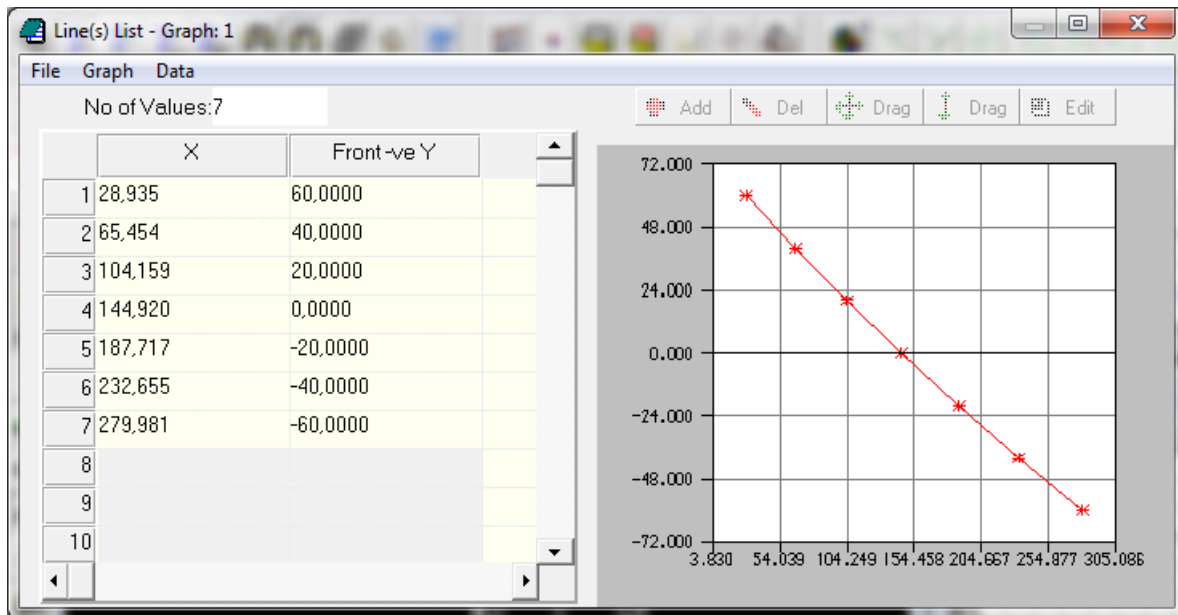


Figura 38 - Roll Center.

Apesar desta facilidade será boa prática comparar os resultados deste programa com um dos métodos convencionais de cálculo, para que se verifique que os resultados são idênticos.

O primeiro gráfico (fig. 38) representa a variação da altura do centro de rotação. O valor de interesse neste caso é o indicado na posição zero que irá servir para comparar com a determinação convencional deste.

$$h_{Ro} = 144,82 \text{ mm}$$

Utilizando o método convencional de determinação do centro de rotação apresentado anteriormente, e recorrendo ao programa *SolidWorks* para desenhar e determinar o centro de rotação, foi possível obter um valor da altura do centro de rotação de 135,48 mm.

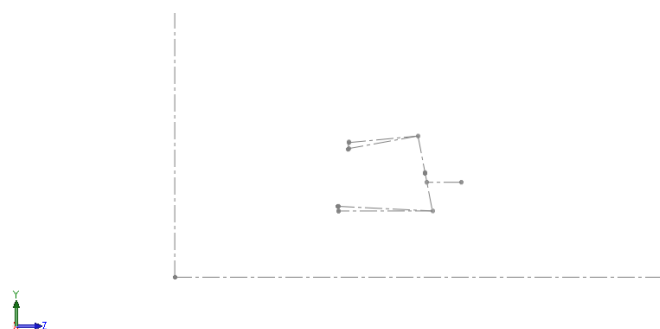


Figura 39 – Modelo da suspensão da frente esquerda do VEECO.

Para obter este valor foi necessário utilizar o modelo existente da suspensão e traçar segmentos de recta conforme representado na figura seguinte, para se encontrar o centro instantâneo de rotação.

Depois foi necessário traçar outro segmento de recta entre o ponto central de contacto do pneu com o solo e o centro instantâneo de rotação.

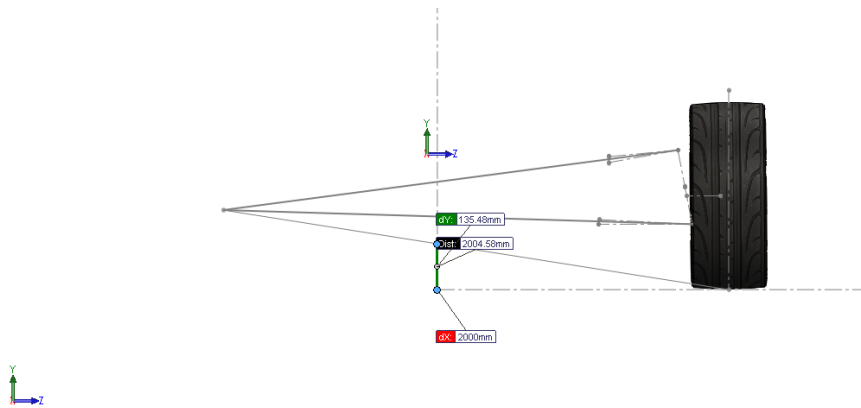


Figura 40 – Marcação do centro instantâneo de rotação e do centro de rotação.

A intersecção dessa linha com o plano vertical que atravessa longitudinalmente o veículo dá a altura do centro de rotação.

O valor obtido não corresponde ao resultado do LSA, mas encontra-se próximo. Estas diferenças podem dever-se ao posicionamento da roda.

Para uma visualização mais perceptível deste método de determinação do centro de rotação, a imagem seguinte mostra a marcação dos pontos com os modelos dos elementos da suspensão.

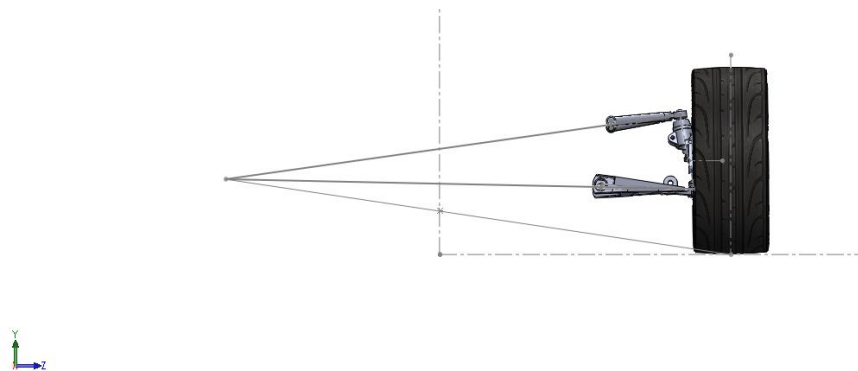


Figura 41 - Representação do centro de rotação com o modelo da suspensão.

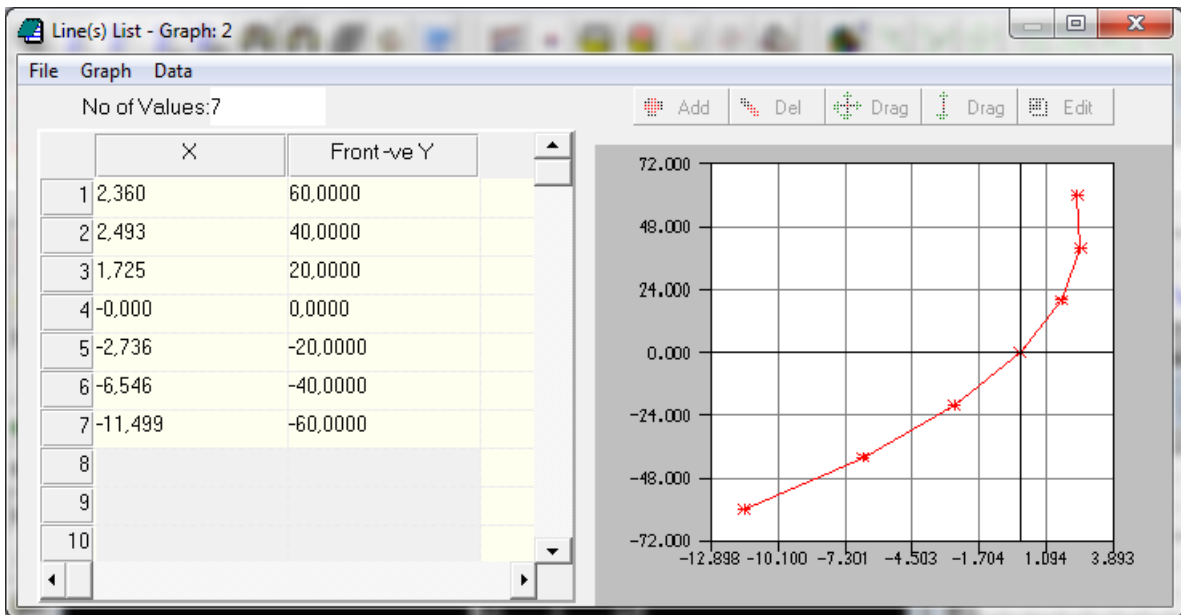


Figura 42 - *Half Track Change* (mm).

A alteração da distância entre rodas (em milímetros) é mais evidente quando há uma extensão da suspensão em relação à sua posição normal. Este efeito é menor no sentido contrário, mas será importante aproximar os valores em ambos os sentidos para que o condutor tenha um melhor controlo de veículo em qualquer situação. Com valores semelhantes em ambos os sentidos do movimento vertical das rodas, será mais previsível para o condutor perceber o comportamento em diferentes situações. Tendo outro ponto de vista, este efeito poderá ser vantajoso numa situação de travagem, aumentando a distância entre as rodas, criando uma maior estabilidade na frente do veículo, mas com um aumento do *track* na ordem dos 5 mm dificilmente será notada alguma diferença.

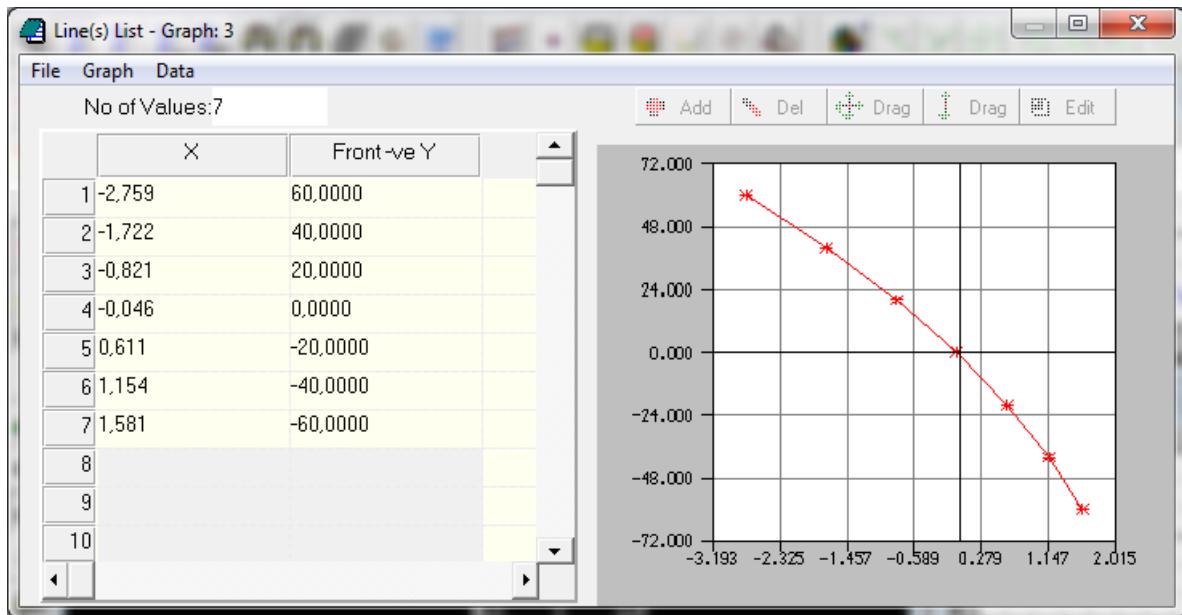


Figura 43 - Ângulos de *camber* com o movimento vertical das rodas.

Os valores do *camber* nesta configuração não sofrem grandes alterações e permitem que ao curvar a roda que se encontra mais próxima do interior da curva assumam valores negativos e a roda que se encontra mais afastada do interior da curva adquira valores positivos. Era esta a intenção no início do projecto, e para se obter tal resultado optou-se por usar um triângulo superior de suspensão de menores dimensões, para proporcionar tal efeito.

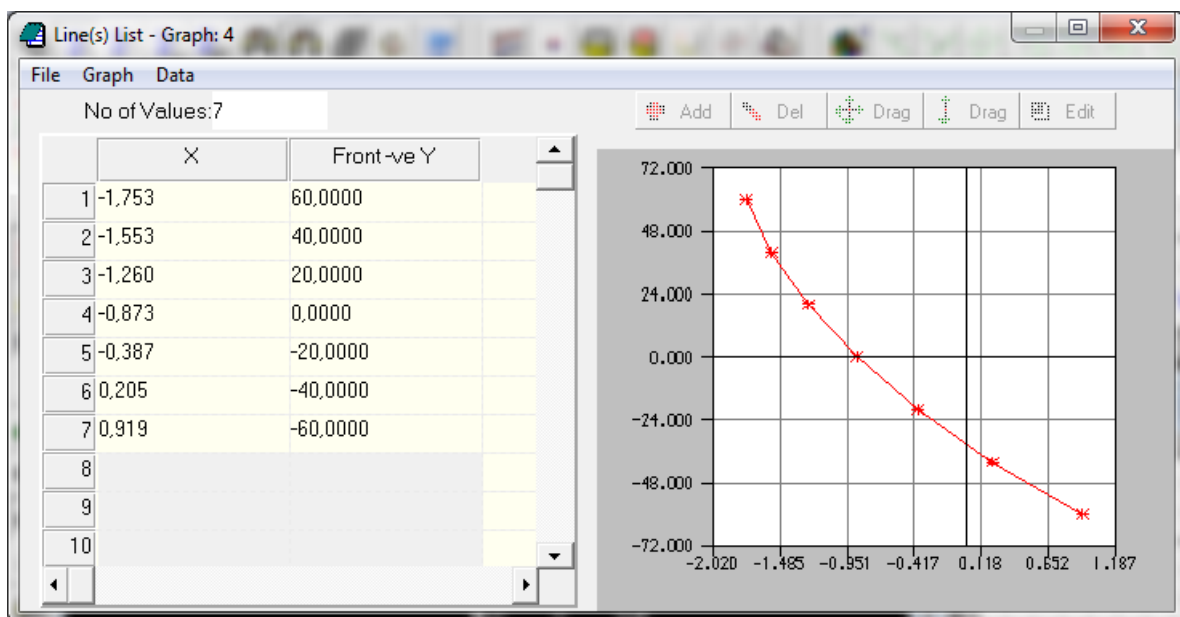


Figura 44 - *Toe*

Os valores de *toe* não são os ideais, pois para um veículo com tracção traseira, este valor em repouso deveria tender para valores positivos, para que estes valores sejam ligeiramente positivos ou neutros em marcha, devido aos efeitos elastocinemáticos, garantindo maior estabilidade em recta e provocando menor desgaste dos pneus.

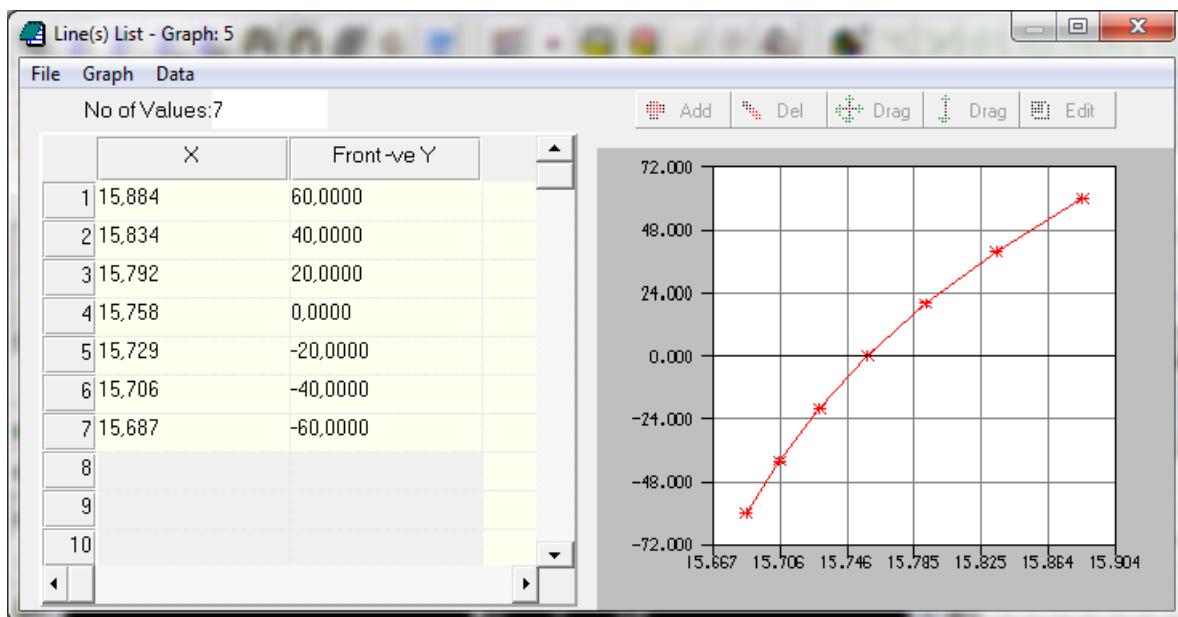


Figura 45 - *Caster angle*.

Os valores de *caster* são muito elevados, levando o condutor a ter que exercer mais força no volante para poder curvar. Estes valores terão que baixar significativamente para que haja um maior conforto de condução, resultante de um auto alinhamento adequado da direcção sem que seja necessário exercer muita força no volante.

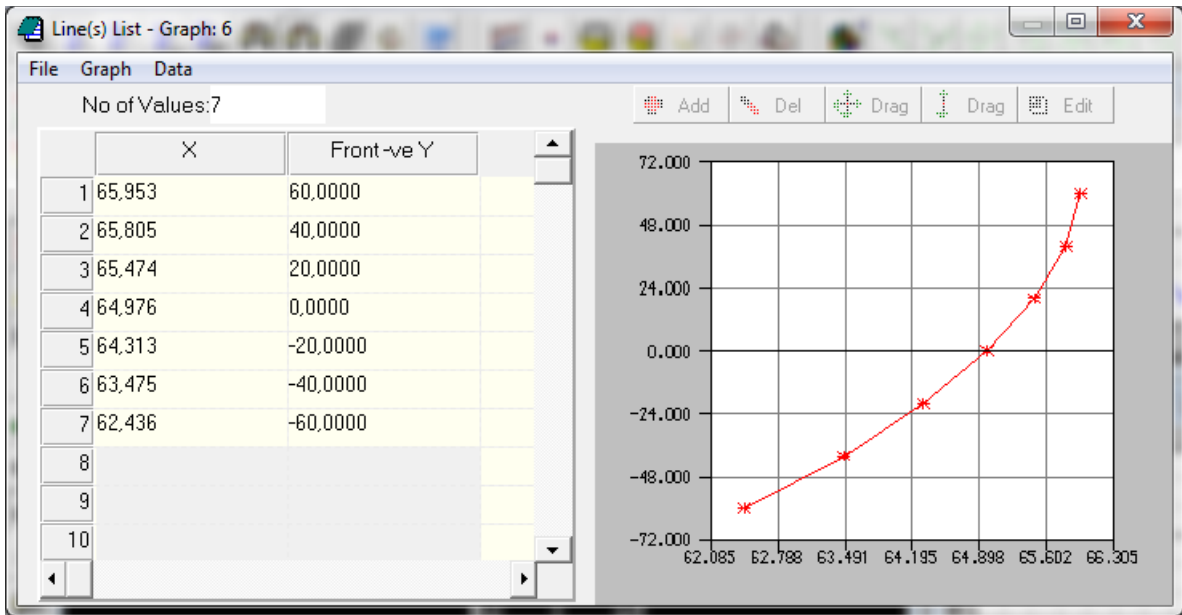


Figura 46 - *Caster offset*

Dado o elevado valor de *caster* o seu *offset* também demonstra ser elevado. Numa condução em auto-estrada estes valores permitiriam grande estabilidade, mas numa estrada com curvas e a baixas velocidades seria necessário exercer muita força no volante para descrever as curvas, tornando a condução desconfortável.

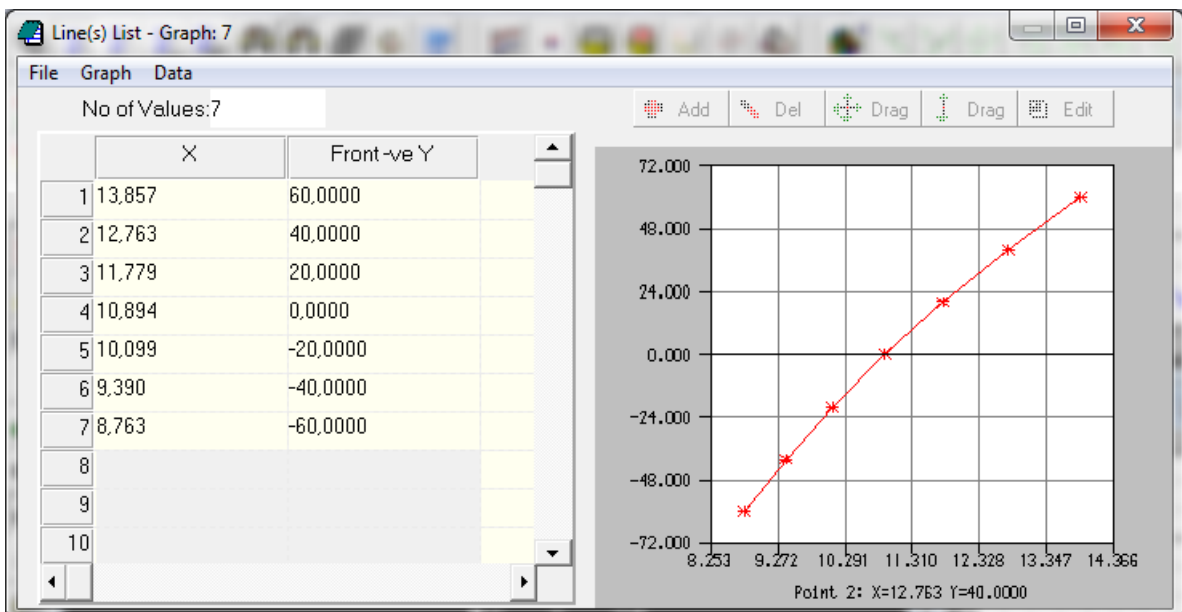


Figura 47 - *Kingpin angle*

Os valores do ângulo do *kingpin* normais costumam rondar os 6 ° a 8°, sendo que em repouso o valor encontra-se um pouco alto. O aumento do ângulo do *kingpin* cria um *kingpin offset* maior, fazendo com que a direcção seja mais “pesada”.

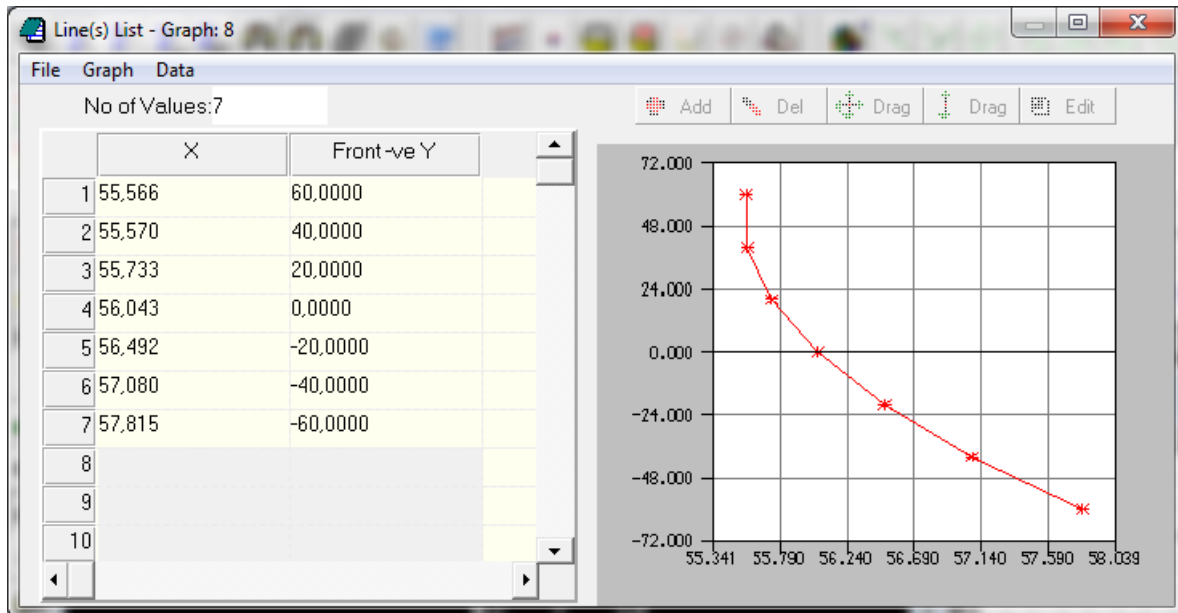


Figura 48 - *Kingpin offset*

Como seria de esperar devido ao valor do ângulo do *kingpin*, o *kingpin offset* apresenta valores um pouco acima dos recomendados. O *kingpin offset* deveria rondar preferencialmente os 30 mm, mas os resultados apontam para o dobro. Este valor resulta da manga de eixo e roda escolhida. Sem a substituição de pelo menos um destes componentes, estes valores não poderão sofrer grandes alterações.

Posição da roda	-60	0	60	Gama de valores pretendidos
Roll Centre [mm]	279,98	144,92	25,935	0
Half Track [mm]	-11,5	0	2,36	0
Camber Vertical [°]	1,58	-0,046	-2,76	+0,1° → -2°
Toe [°]	0,919	-0,87	-1,753	0° → 2°
Caster [°]	15,69	15,79	15,88	8° → 10°
Caster offset [mm]	62,44	64,98	65,95	≤ 40
Kingpin angle [°]	8,76	10,89	13,86	6° → 8°
Kingpin offset [mm]	57,82	56,04	55,57	≤ 30

Tabela 1 - Resumo dos valores obtidos com a configuração inicial da suspensão.

A tabela 1 apresenta um resumo dos valores obtidos neste estudo. Nela são indicados os parâmetros estudados, a posição da roda e a gama de valores pretendida para cada um dos parâmetros. O foco de estudo encontra-se na posição de repouso (0 mm), sendo que as posições mais alta (60 mm) ou mais baixa (-60 mm) da roda apenas servem de referência para perceber como variam os parâmetros.

Por fim, a gama de valores pretendidos indica valores nos quais o VEECO se enquadra. Estes valores tiveram em base o tipo de utilização que será dada ao veículo, dadas as suas características.

5.2. Discussão dos Resultados

Com base no estudo efectuado à actual configuração da suspensão foram encontrados os seguintes problemas:

1. A configuração actual permite que haja o efeito de *scrub*, que apesar de não ser significativo a obtenção de valores mais baixos trará um controlo mais estável do veículo (visível no gráfico de *half track* – Fig. 42). Para reduzir este efeito pretende-se baixar o centro de rotação para que este se aproxime o mais possível do solo;
2. Os valores de *caster* e *caster offset* encontram-se elevados, o que irá provocar uma maior dificuldade em controlar o veículo ao curvar, dado que este não possui direcção assistida. A redução do *caster* e consequentemente do *caster offset* pode ser efectuada com recurso à alteração da posição dos triângulos da suspensão, bem com recorrendo ao excêntrico de ajuste existente para tal efeito, montado no topo da manga de eixo. A opção final será efectuada pelo construtor com base na escolha que possa trazer menores custos para uma produção em série. Esta abordagem pressupõe que a manga de eixo e rodas sejam mantidas.
3. Tal como o *caster* o ângulo de *kingpin* e o *kingpin offset* também apresentam valores acima do recomendado. Este pode ser corrigido de forma similar à correcção do *caster*.
4. O *pivot* interno do tirante da direcção demonstrou não se encontrar numa posição recomendável, dificultando o controlo do VEECO, como ficou evidenciado nos testes em pista fechada. Será indicado com base no método geométrico a posição que este *pivot* deverá adquirir para que haja um controlo eficaz do veículo.
5. O valor de *toe* em repouso deve ser positivo ou mesmo neutro para um veículo com características como as do VEECO. No caso de atribuir algum valor positivo este deverá ser baixo, para apenas compensar os fenómenos elastocinemáticos.

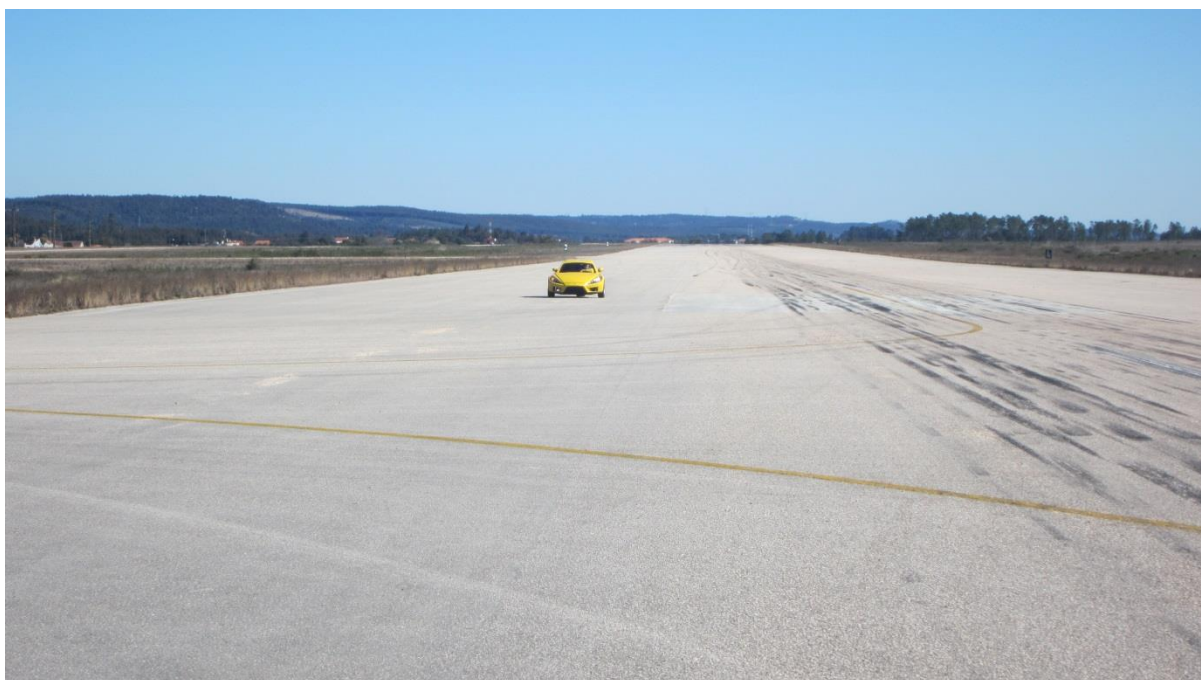


Figura 49 - Testes em pista fechada.

Consequências dos valores que foram obtidos a partir dos resultados do LSA foram possíveis de verificar em testes qualitativos efectuados em pista fechada. Verificou-se que o VEECO se mostra estável em linha recta, mas ao curvar sente-se muita resistência no volante, bem como dificuldade em voltar a colocar a direcção numa posição central.

6. Nova configuração da suspensão

A nova configuração da suspensão do VEECO pretende corrigir os valores que se encontram fora do padrão comercial e de segurança numa tentativa de melhorar o conforto de condução bem como a segurança e estabilidade geral do veículo.

Estas recomendações deverão ser aplicadas ao VEECO e testadas em pista fechada de forma a serem validadas.

Para atingir este modelo foram efectuadas várias alterações com o intuito de encontrar uma configuração que forneça uma satisfação geral. Os ajustes foram efectuados progressivamente, sendo avaliadas as alterações de forma a proceder com as correcções.

Dada a geometria inicial e a posição e comprimento dos tirantes da direcção foi necessário proceder a algumas alterações de determinados componentes da suspensão, alguns sendo apenas afinados e em alguns casos sendo mesmo necessário mudar o comprimento e localização dos *pivots* da direcção.

Apenas serão demonstrados dois dos estudos finais, sendo que estes apenas diferem no facto de haver correcção do efeito de Ackermann ou não.

6.1. Análise dos parâmetros da nova configuração

Neste estudo não foram efectuadas correcções que permitam um correcto efeito de Ackermann.

Para obter esta configuração foi necessário mudar as coordenadas de alguns pontos. Estes estão circunscritos a tracejado verde na figura seguinte e referem-se aos seguintes pontos:

- *Pivot* do braço inferior na manga de eixo (3);
- *Pivot* do braço superior na manga de eixo (6);
- *Pivot* do tirante da direcção na manga de eixo (9);
- Centro da manga de eixo (11);
- Centro da roda (12).

	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label
1	1	750.960	-475.650	207.030	Lower Wishbone Front Pivot
2	2	945.490	-475.650	193.430	Lower Wishbone Rear Pivot
3	3	841.680	-748.700	189.430	Lower Wishbone Outer Ball Joint
4	4	743.900	-506.750	392.790	Upper Wishbone Front Pivot
5	5	993.290	-506.750	375.350	Upper Wishbone Rear Pivot
6	6	870.740	-705.400	414.690	Upper Wishbone Outer Ball Joint
7	7	945.940	-682.210	210.490	Damper Wishbone End
8	8	866.580	-522.750	498.490	Damper Body End
9	9	961.400	-733.300	285.790	Outer Track Rod Ball Joint
10	10	967.500	-491.500	277.500	Inner Track Rod Ball Joint
11	13	852.790	-732.100	275.820	Wheel Spindle point
12	14	850.710	-827.300	276.740	Wheel Centre Point
13	15	4030.000	-440.000	195.000	Part 1 C of G
14	16	4170.000	-520.000	450.000	Part 2 C of G
15	17	4230.000	-525.000	220.000	Part 3 C of G
16	18	4130.000	-720.000	275.000	Part 4 C of G

Figura 50 - Coordenadas dos pontos de interesse do modelo final

A redução do centro de rotação pode ser efectuada mudando a posição dos triângulos da suspensão. Será necessário substituir ou reposicionar estes componentes para obter os resultados pretendidos.

Dada a configuração inicial, a forma mais simples de baixar o centro de rotação passa por mudar a posição do triângulo inferior da suspensão. Dada a dimensão da manga de eixo e das restrições de espaço devido à presença do *chassis*, a sua alteração de posição não é possível. Uma solução passaria por mudar a manga de eixo para que o *pivot* do triângulo inferior, que é fixo ao pivot inferior da manga de eixo, pudesse subir.

Não havendo alternativa o centro de rotação não poderá ficar ao nível do solo, o que impossibilita a anulação do efeito de *scrub*.

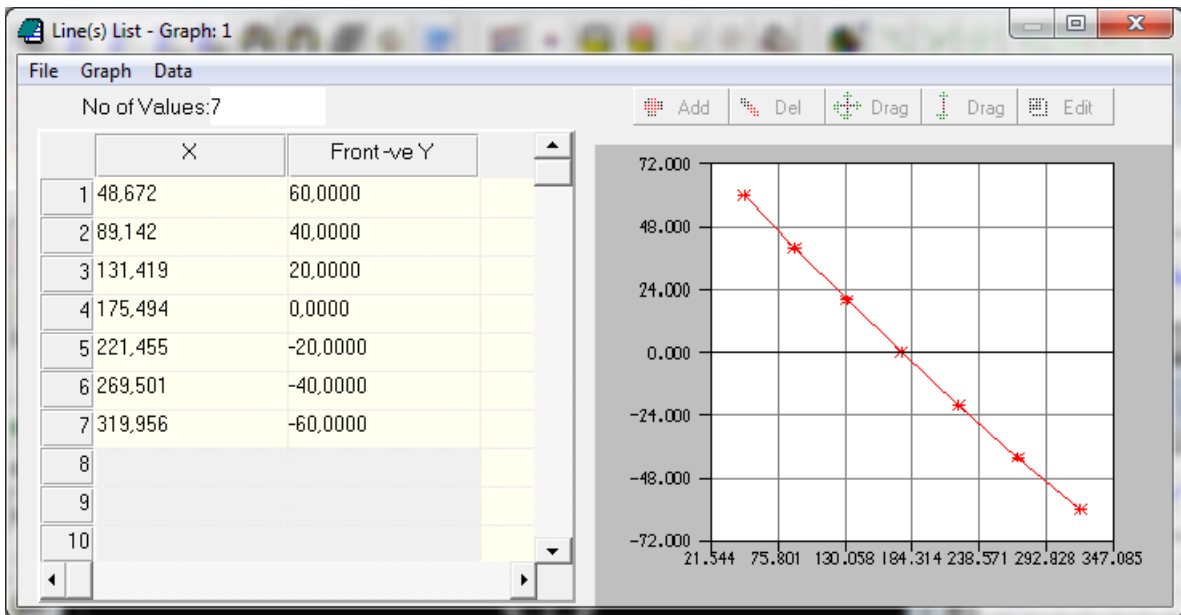


Figura 51 - Roll centre

Na configuração final o *roll centre* aumentou relativamente ao modelo inicial da suspensão. Assim sendo, o efeito de *scrub* irá aumentar como é possível observar no gráfico seguinte.

Dado não ser possível mudar a posição do triângulo inferior da suspensão (limitação imposta no projecto), nunca seria possível baixar o *roll centre* para o nível do solo. Uma alternativa passa por alterar também o ângulo do triângulo superior, mas com o sistema mola/amortecedor a passar pelo interior deste, uma mudança significativa de ângulo pode provocar uma colisão entre o triângulo superior e o sistema mola/amortecedor.

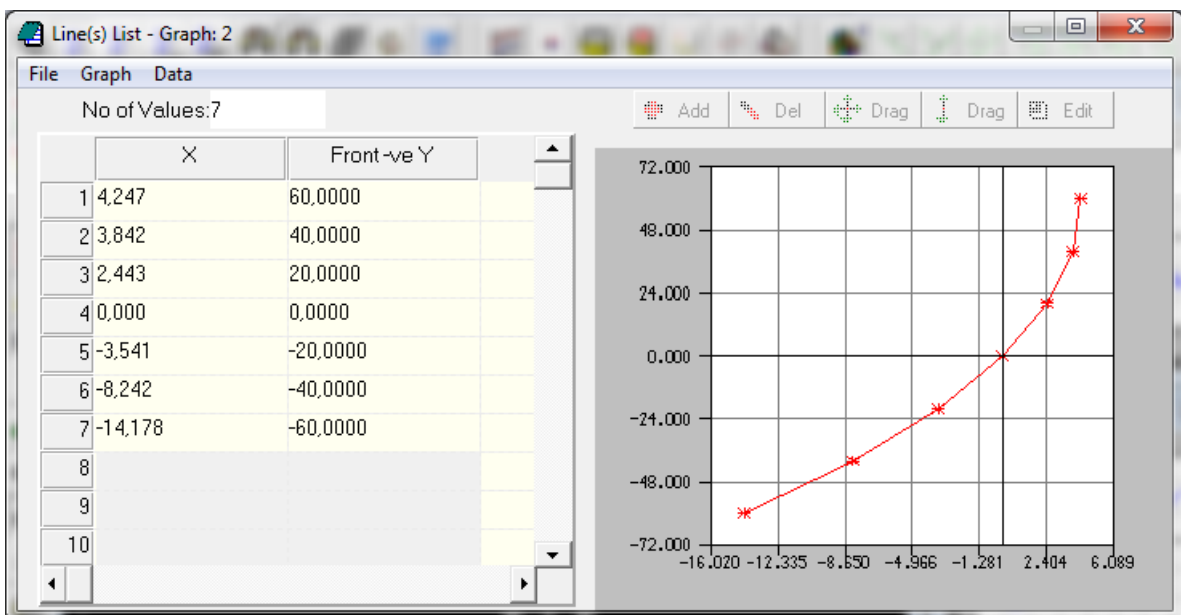


Figura 52 - Half Track

Com o aumento da altura do *roll centre* a distância entre rodas aumentou comparativamente com o modelo actualmente existente no VEECO.

Com um desvio 14,2 mm quando há um movimento descendente da roda em relação ao *chassis* e de apenas 4,3 mm no sentido contrário, por cada roda, a magnitude do efeito *scrub* não será grande, havendo a vantagem também de este efeito ser menor numa situação de travagem (4,3 mm). Um simples exemplo de que os valores são aceitáveis ocorre quando é necessário substituir uma roda num veículo com suspensão independente do tipo *Macpherson*. Ao levantar o carro é possível verificar que a roda move-se visivelmente para o interior do veículo. É evidente que dependendo do curso e configuração de cada suspensão este efeito pode ser mais ou menos notável.

É também importante verificar que o efeito *scrub* obtido para esta configuração é idêntico ao representado na figura 16 (comparação com o veículo de marca Honda com suspensão do tipo triângulos sobrepostos).

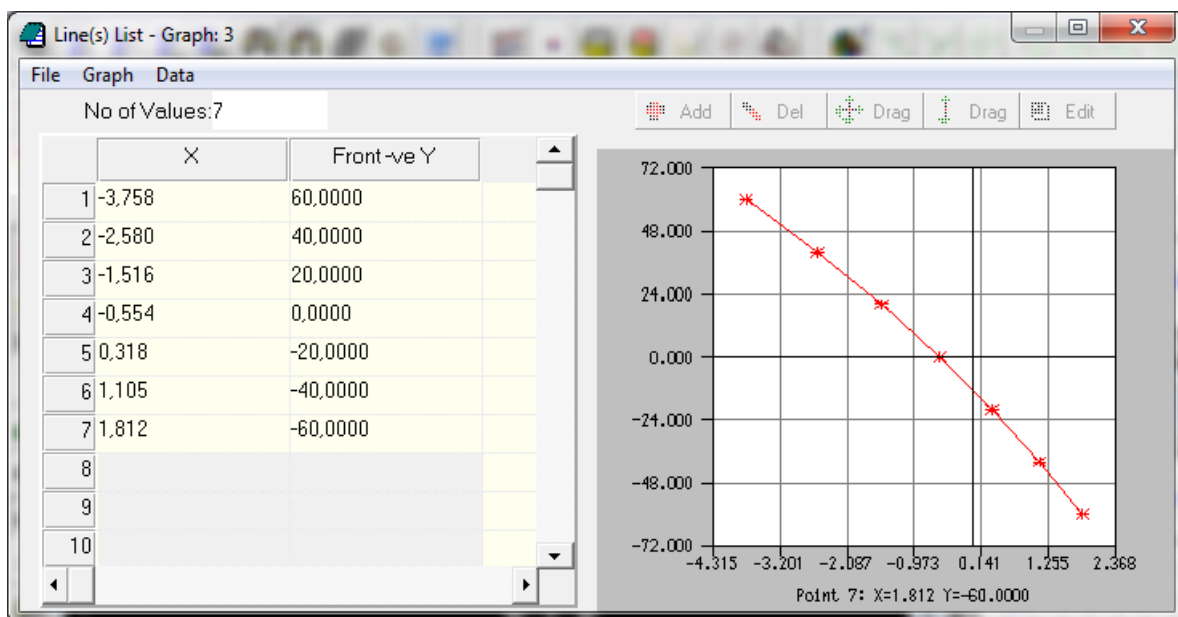


Figura 53 - *Camber Angle*

Inicialmente o objectivo para o ângulo de *camber* passaria por um ângulo nulo ou ligeiramente positivo, pois isto traria um desgaste uniforme dos pneus, como é possível observar na figura 21.

Dado o carácter desportivo do VEECO será necessário oferecer aos clientes um veículo que possa mostrar solidez ao curvar, mas não em demasia para evitar a perda da traseira do veículo por sobre viramento. Para ajudar a evitar este efeito, a escolha do correcto sistema

mola/amortecedor, contribuirá para que não haja perda de aderência na roda traseira (a escolha do sistema mola/amortecedor ficará à responsabilidade da VE).

Foi a necessidade de fornecer mais alguma aderência em curva que levou a que o *camber* fosse negativo, ainda que seja para valores baixos.

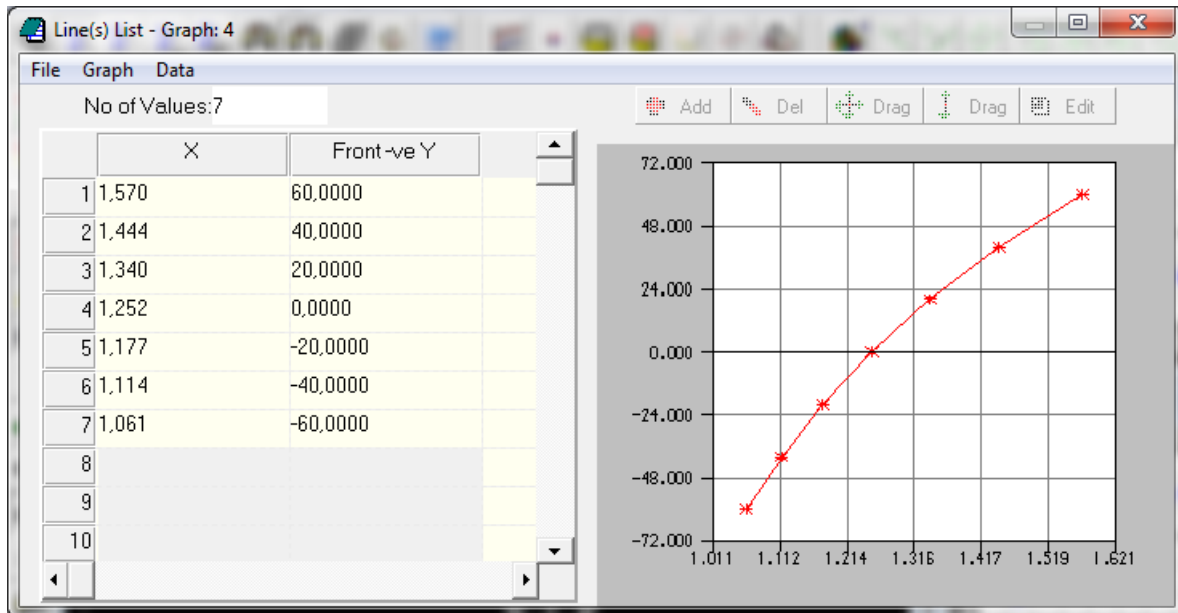


Figura 54 - Toe Angle

Inicialmente o valor de *toe* obtido era negativo quando o veículo se encontra em repouso. Devido aos efeitos elastocinemáticos, e dado que o VEECO possui tracção traseira, o ângulo de *toe* iria aumentar no sentido negativo, isto é, para que o ângulo de *toe* seja nulo quando um veículo com estas características se encontre em circulação, o ângulo de *toe* em repouso deverá ser ligeiramente positivo.

A quantificação de qual o valor do ângulo a aplicar implicaria o estudo elastocinemático da suspensão, o qual não foi abordado neste documento. Sem o conhecimento destes valores é correcto considerar o ângulo indicado como incorrecto, mas aumentar muito mais o ângulo poderia fazer que o *toe* fosse sempre positivo, mesmo quando o VEECO se encontra em marcha, no caso de este ser nulo é muito provável que o *toe* seja negativo em circulação.

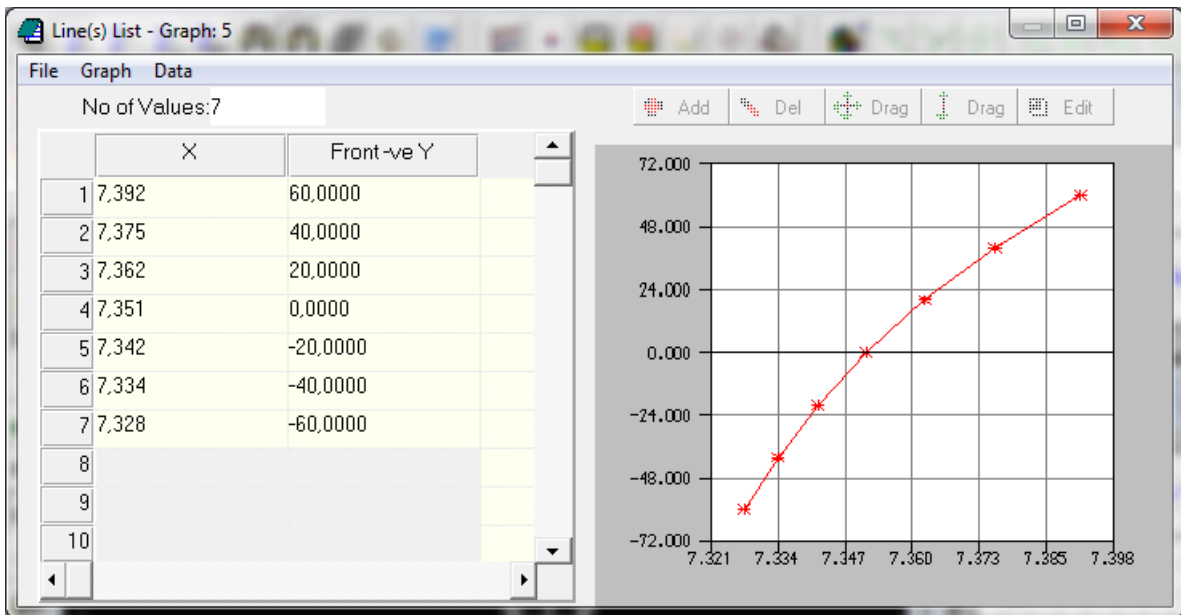


Figura 55 - Caster Angle

O ângulo de *caster* foi reduzido para que o seu *offset* diminuísse. Tanto o *caster* como o *caster offset* diminuiram os seus valores em mais de 50%.

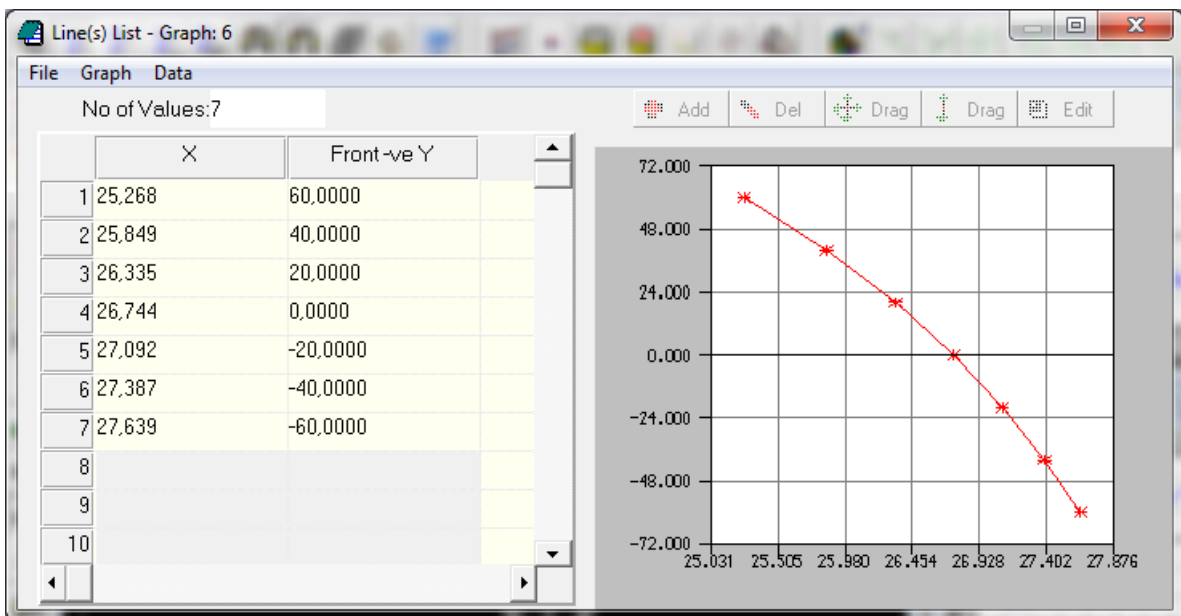


Figura 56 - Caster Offset

Esta redução mostra-se necessária porque o VEECO não irá ultrapassar os 800 kg, nem terá direcção assistida. O efeito de auto alinhamento era excessivo levando o condutor a exercer mais força para conseguir curvar.

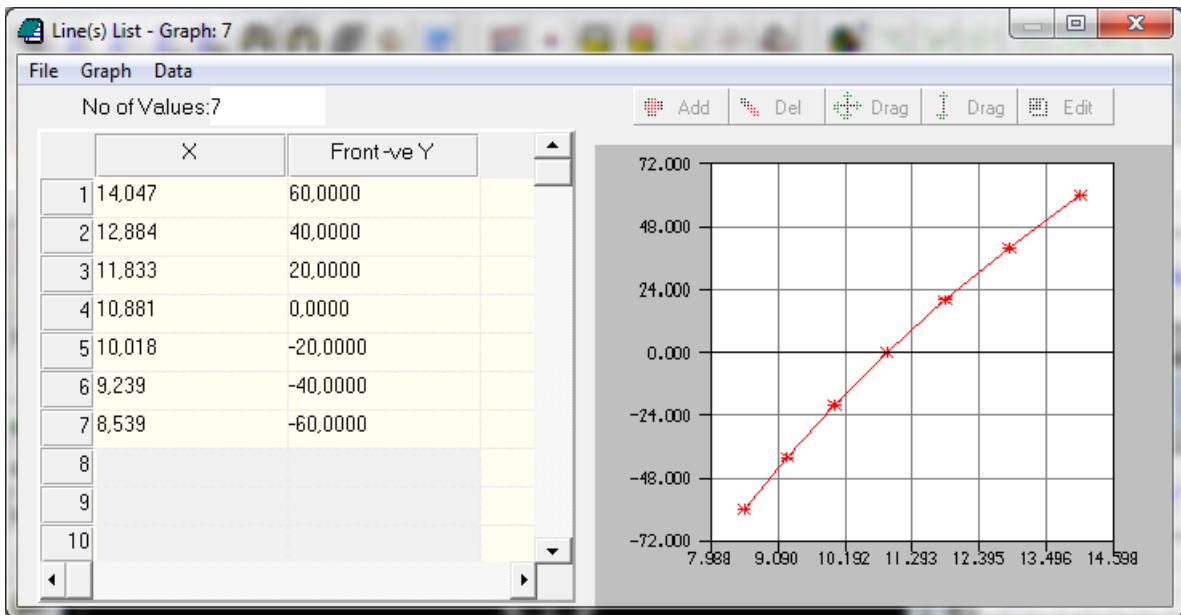


Figura 57 – Kingpin

No que toca ao *kingpin* não existe muita margem de alteração do seu valor dada a impossibilidade de utilizar outra manga de eixo. As pequenas alterações no ângulo devem-se apenas a pequenas mudanças de posição da manga de eixo.

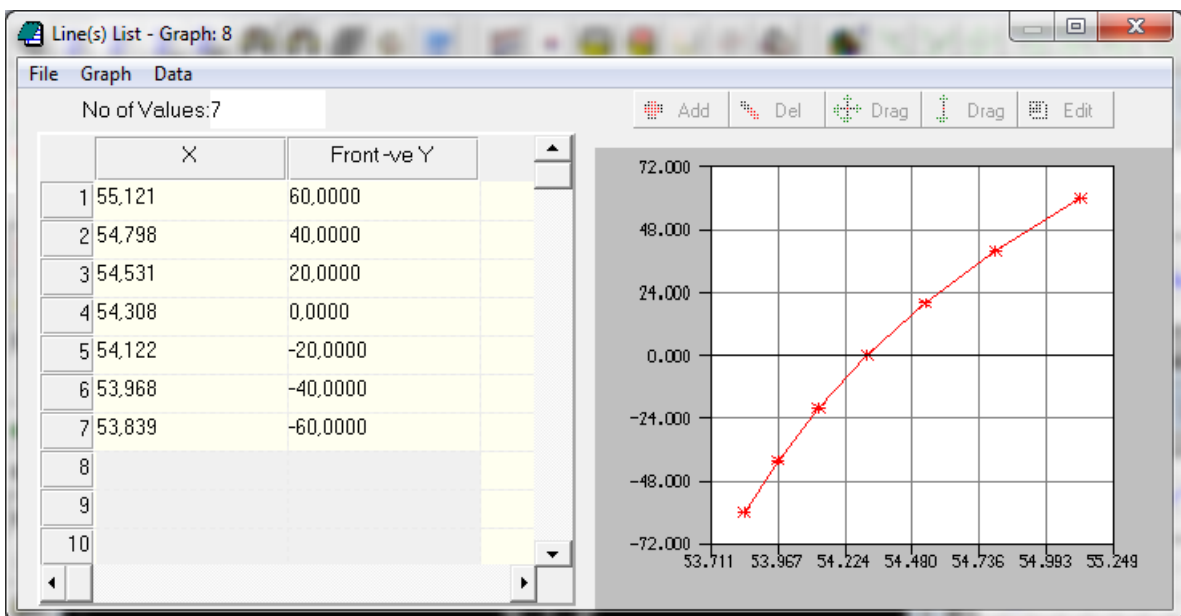


Figura 58 - Kingpin Offset

Dada a impossibilidade de mudar a manga de eixo, o *kingpin offset* manteve-se praticamente inalterado sendo que o seu valor é praticamente o dobro do recomendável (30 mm).

O facto do *kingpin offset* ser praticamente o dobro do recomendado leva a que a tolerância atribuída ao ângulo de *camber* e ao *kingpin* em ambas as rodas tenha que ser menor. Caso contrário poderá haver um desvio notável na direcção.

Posição da roda	-60	0	60	Gama de valores pretendidos
<i>Roll Centre [mm]</i>	319,96	175,49	48,67	0
<i>Half Track [mm]</i>	-14,18	0,00	4,25	0
<i>Camber Vertical [°]</i>	1,81	-0,55	-3,76	+0,1° → -2°
<i>Toe [°]</i>	1,06	1,25	1,57	0° → 2°
<i>Caster [°]</i>	7,32	7,35	7,39	8° → 10°
<i>Caster offset [mm]</i>	27,64	26,74	25,27	≤ 40
<i>Kingpin angle [°]</i>	8,54	10,88	14,05	6° → 8°
<i>Kingpin offset [mm]</i>	53,84	54,31	55,12	≤ 30

Tabela 2 – Resumo dos resultados da nova configuração.

6.2. Discussão de resultados

Dos resultados obtidos, e dadas as limitações, foi possível verificar que as correcções aplicadas contribuem para uma condução mais confortável, isto porque o condutor necessita de menos força para virar o volante (principalmente devido à redução do *caster* e *caster offset*).

Uma das definições que não foi aplicada nesta configuração foi o efeito de Ackermann. Por não ter sido aplicada é visível que ao curvar ambas as rodas mantem paralelismo entre si. Esta situação poderá provocar instabilidade ao curvar e para isso na configuração final da suspensão do VEECO, este efeito terá de ser aplicado.

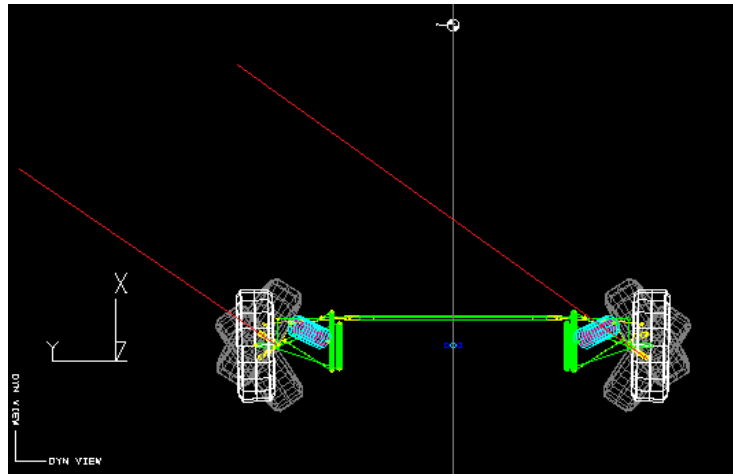


Figura 59 - Inexistência do efeito de Ackermann.

6.3. Novo modelo Considerando o efeito de Ackermann

Com a necessidade de proporcionar o efeito de Ackermann nas curvas procedeu-se á correcção da posição do *pivot* do tirante da direcção que o conecta à manga de eixo.

Na figura seguinte é possível observar a linha azul, a qual liga o centro da manga de eixo ao centro da roda traseira do VEECO. Com isto é visível que o *pivot* em causa não está alinhado com a linha azul, não havendo um correcto efeito de Ackermann.

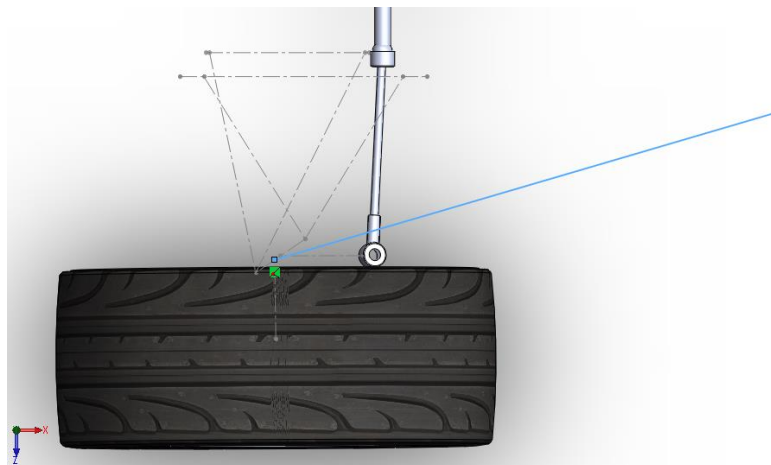


Figura 60 - Determinação da localização do *pivot* externo do tirante da direcção.

Foram efectuadas correcções no modelo em *SolidWorks* para haver um reposicionamento do *pivot* do tirante da direcção na manga de eixo. Também foi necessário mudar a posição do

pivot do tirante da direcção na régua da direcção, que resultou nas coordenadas indicadas na imagem seguinte.

	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label
1	1	750.960	-475.650	207.030	Lower Wishbone Front Pivot
2	2	945.490	-475.650	193.430	Lower Wishbone Rear Pivot
3	3	841.680	-748.700	189.430	Lower Wishbone Outer Ball Joint
4	4	743.900	-506.750	392.790	Upper Wishbone Front Pivot
5	5	993.290	-506.750	375.350	Upper Wishbone Rear Pivot
6	6	870.740	-705.400	414.690	Upper Wishbone Outer Ball Joint
7	7	945.940	-682.210	210.490	Damper Wishbone End
8	8	866.580	-522.750	498.490	Damper Body End
9	9	957.550	-709.140	285.820	Outer Track Rod Ball Joint
10	10	967.500	-481.500	277.500	Inner Track Rod Ball Joint
11	13	852.790	-732.110	275.540	Wheel Spindle point
12	14	850.780	-827.250	276.730	Wheel Centre Point
13	15	4030.000	-440.000	195.000	Part 1 C of G
14	16	4170.000	-520.000	450.000	Part 2 C of G
15	17	4230.000	-525.000	220.000	Part 3 C of G
16	18	4130.000	-720.000	275.000	Part 4 C of G

Figura 61 - Coordenadas do modelo final da suspensão com correcção de Ackermann.

Com as coordenadas inseridas no LSA, foi obtido o seguinte modelo.

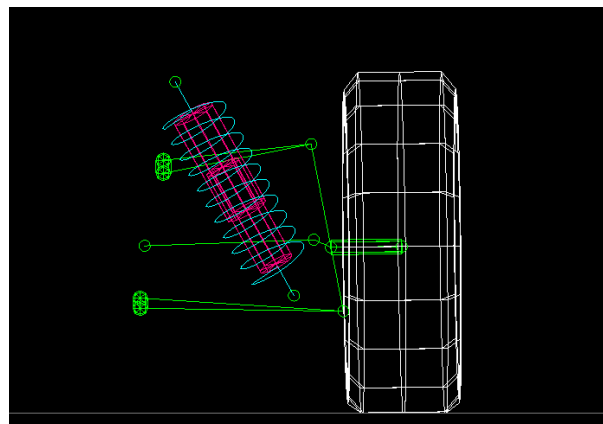


Figura 62 - Modelo final da suspensão em LSA.

Com o modelo final redefinido e já com o efeito de Ackermann aplicado, procedeu-se então à análise dos gráficos obtidos.

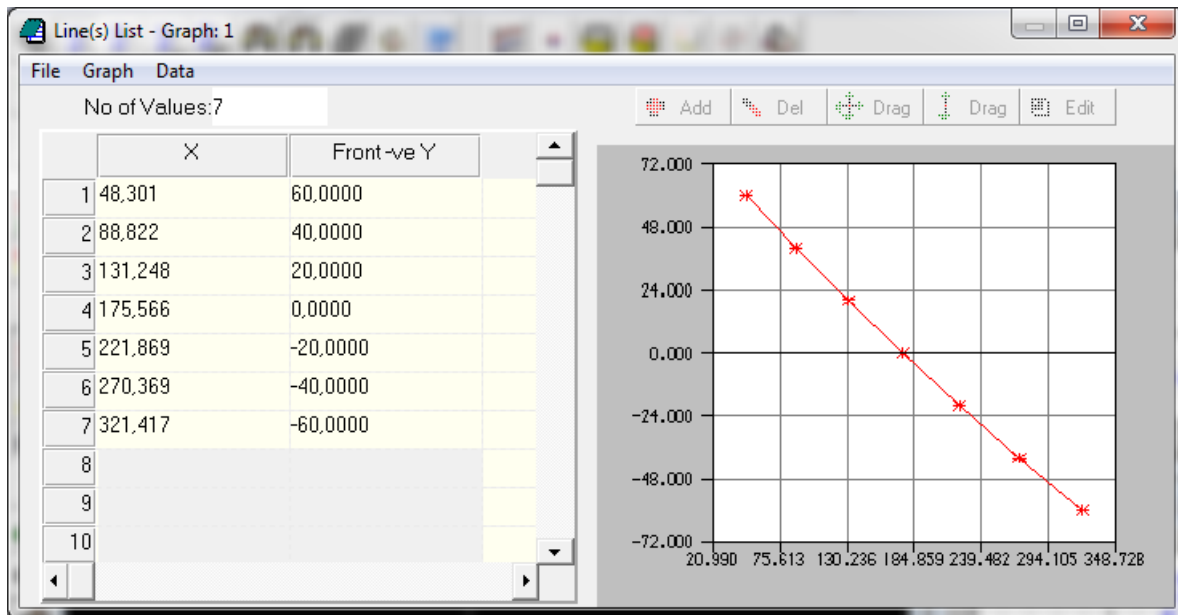


Figura 63 - Roll Centre final.

O *roll centre* manteve-se praticamente inalterado, comparativamente com o modelo anterior. Dado não ter havido nenhuma alteração com intuito de alterar este valor, o resultado é o esperado.

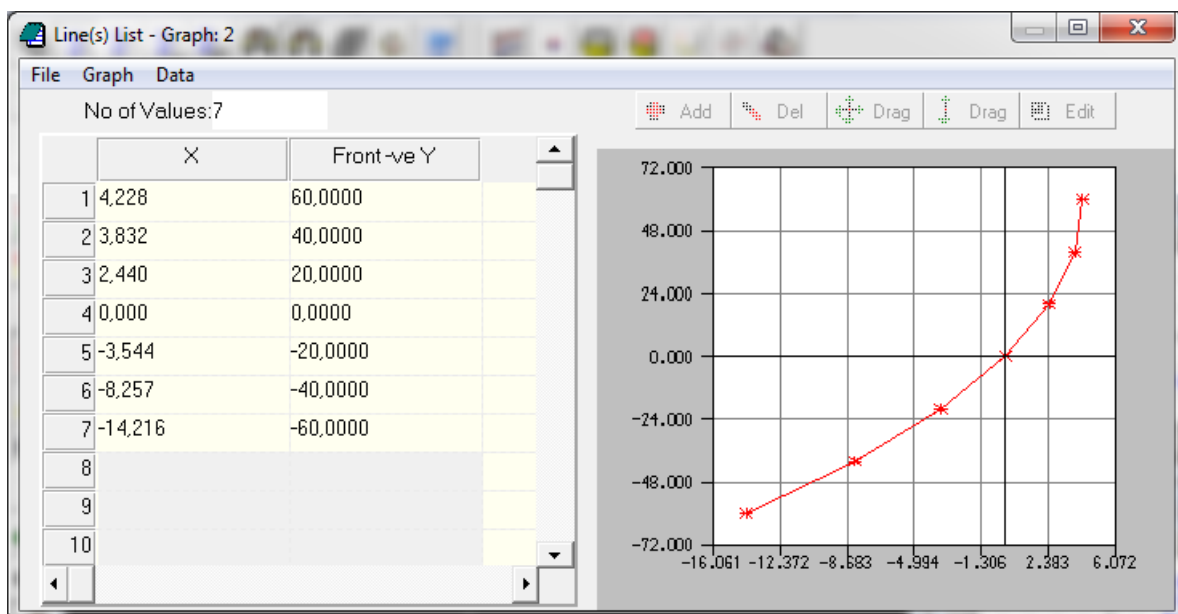


Figura 64 - Half Track final.

Pelas mesmas razões do *roll centre* e por estarem intrinsecamente relacionados, a distância entre rodas também não sofreu alterações significativas.

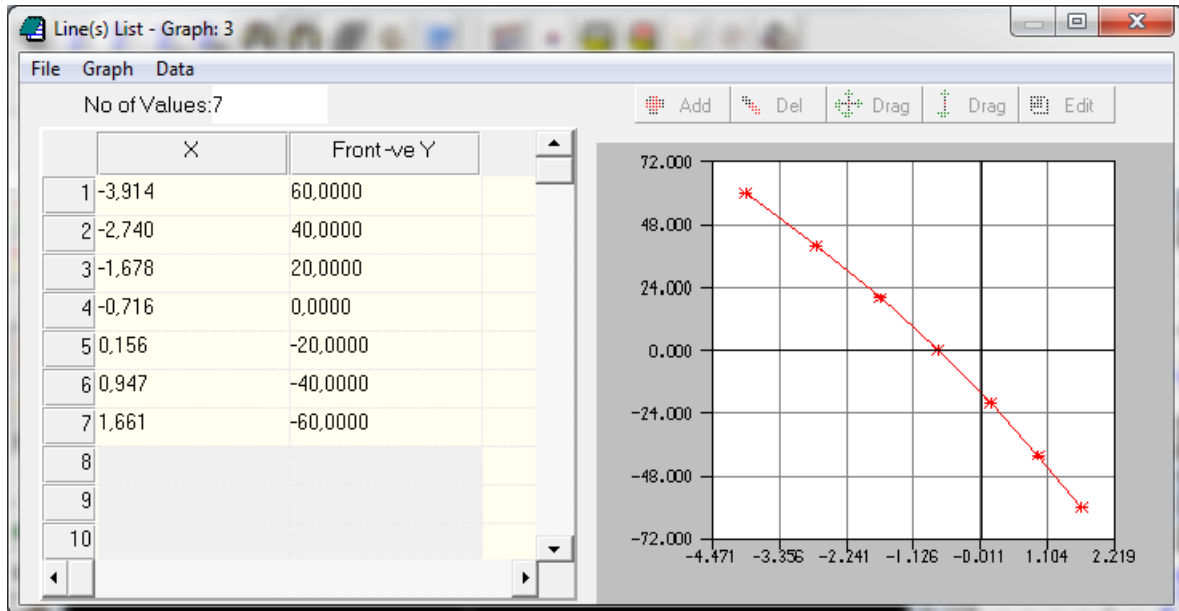


Figura 65 - Ângulo de *camber* final.

O valor do ângulo de *camber* aumentou ligeiramente. Dado que no modelo em *SolidWorks*, do qual são retiradas as coordenadas, a geometria da suspensão está dependente da interação de cada componente, não havendo fixação da posição da roda, as alterações efectuadas para incorporar o efeito de Ackermann alteraram ligeiramente a posição de outras coordenadas. Dado que estas ainda se encontram dentro dos valores aceitáveis, não houve necessidade de proceder a mais correcções.

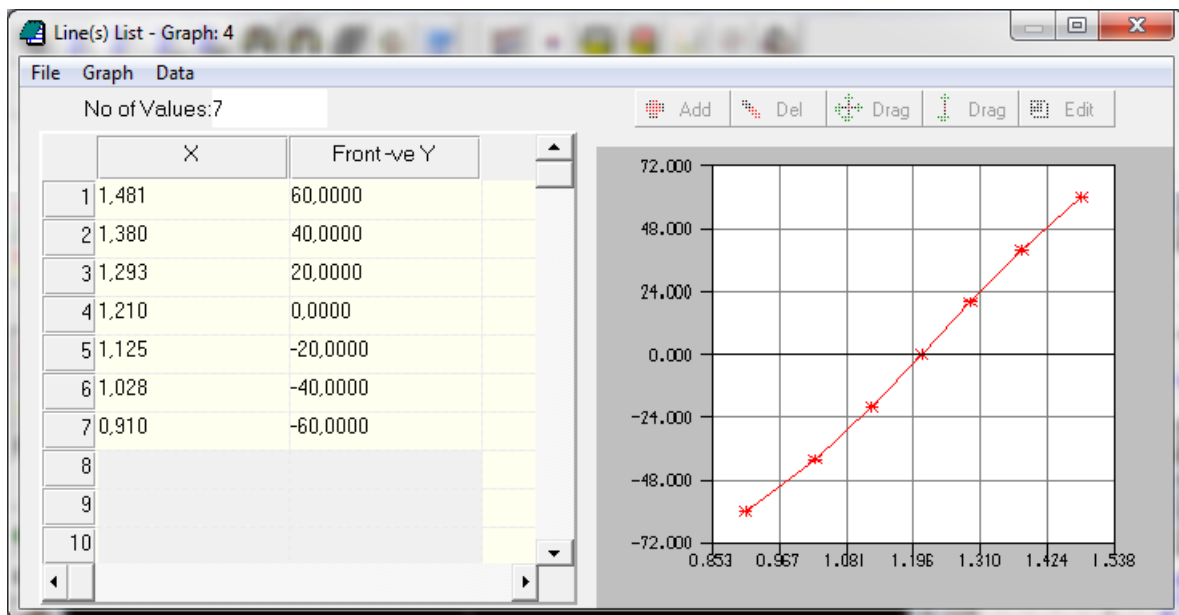


Figura 66 - Ângulo de *toe* final.

Este também aumentou ligeiramente, pelas mesmas razões do ângulo de *camber*.

Aqui a diferença também volta a não ser muita e com os efeitos elastocinemáticos a previsão será que estes tenderão para zero quando o veículo se encontra em marcha.

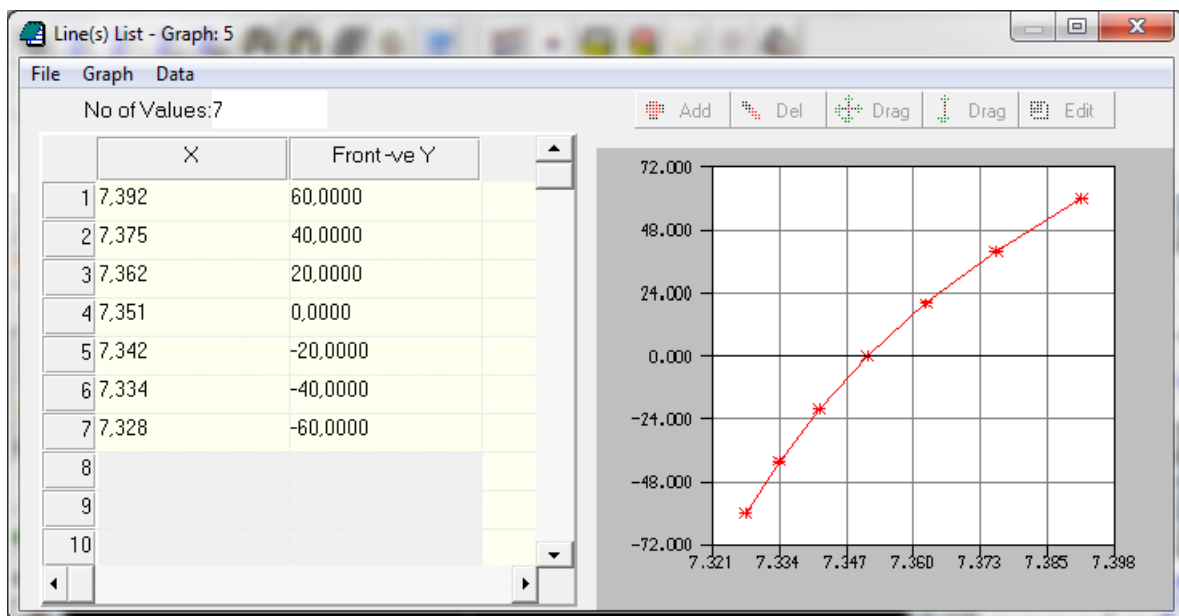


Figura 67 - Ângulo de *caster* final.

O ângulo de *caster* não sofreu alterações com as mudanças efectuadas.

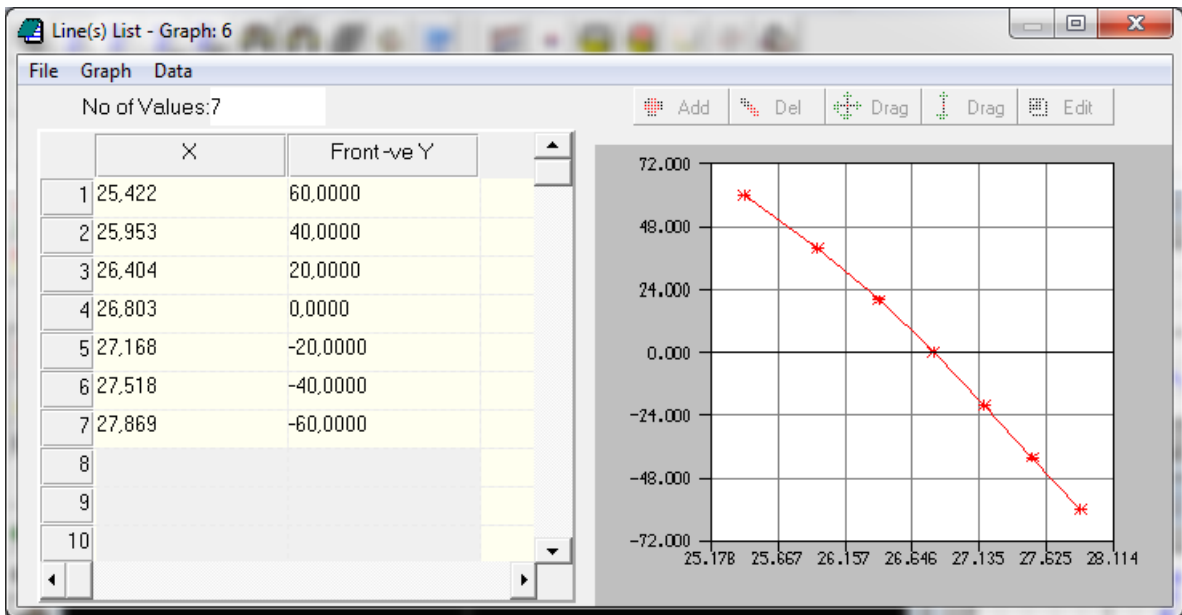


Figura 68 - Caster *offset* final.

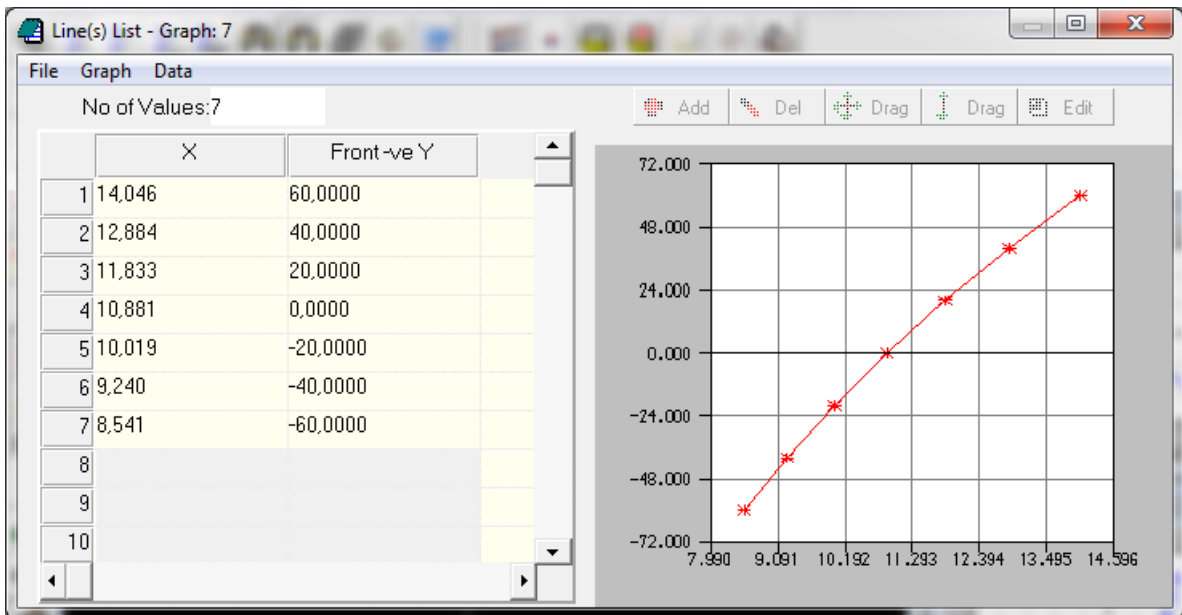


Figura 69 - Kingpin final.

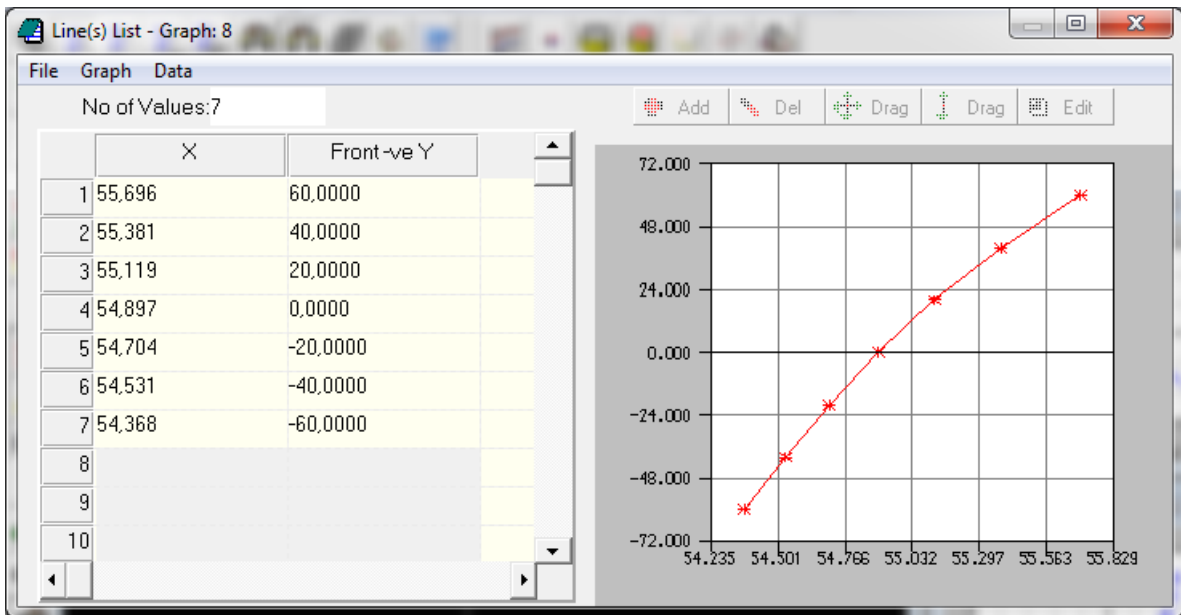


Figura 70 - Kingpin offset final.

Tal como o *caster*, os valores de *kingpin* também foram mantidos, sendo possível verificar que a alteração efectuada para permitir o efeito de Ackermann não altera a configuração existente da suspensão.

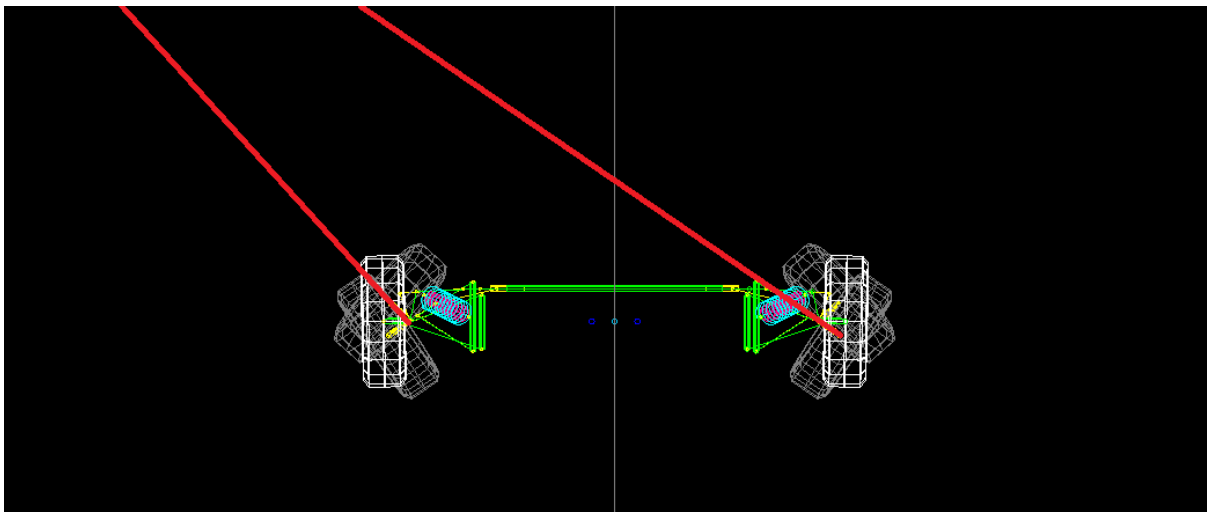


Figura 71 - Efeito de Ackermann na configuração final da suspensão.

Como é visível na figura anterior, a roda no interior da curva percorre um raio menor que a roda exterior e apesar da imagem não mostrar estes coincidem no mesmo ponto ao cruzarem-se com uma perpendicular à roda traseira.

Esta configuração permite um maior controle do VEECO em curva, contribuindo para um maior conforto e segurança durante a condução deste.

Posição da roda	-60	0	60	Gama de valores pretendidos
<i>Roll Centre [mm]</i>	321,42	175,57	48,30	0
<i>Half Track [mm]</i>	-14,22	0,00	4,23	0
<i>Camber Vertical [°]</i>	1,66	-0,72	-3,91	+0,1° → -2°
<i>Toe [°]</i>	0,91	1,21	1,48	0° → 2°
<i>Caster [°]</i>	7,33	7,35	7,39	8° → 10°
<i>Caster offset [mm]</i>	27,87	26,80	25,42	≤ 40
<i>Kingpin angle [°]</i>	8,54	10,88	14,05	6° → 8°
<i>Kingpin offset [mm]</i>	54,37	54,90	55,70	≤ 30

Tabela 3 - Resumo dos resultados da configuração final.

6.4. Comparação e Discussão dos Resultados

A configuração sugerida para uma nova suspensão para o VEECO não pode ser considerada a ideal, devido às limitações em termos de espaço e de troca de componentes.

Mesmo assim é possível verificar que esta melhorou em relação à que está a ser actualmente utilizada.

Apenas o *kingpin* ficou com valores um pouco exagerados, que poderão influenciar o conforto de condução. Para enquadrar os valores do *kingpin* dentro da gama recomendada será necessário substituir a manga de eixo por outra. Este processo pode não ser viável devido ao espaço existente para o posicionamento dos restantes componentes da suspensão.

7. Conclusões Finais

Este trabalho teve como objectivo apresentar uma nova configuração para a suspensão do VEECO para superar os problemas encontrados em algumas sessões de testes (dificuldade em curvar e Auto alinhamento da direcção pouco eficaz) em pista fechada e na própria fábrica.

Com base nos valores iniciais, o estudo da actual suspensão do VEECO demonstrou ter alguns desvios dos padrões. É evidente que a grande maioria dos problemas surgiu devido à falta de espaço para conseguir inserir todos os componentes da suspensão e direcção, mas também controladores, baterias, entre outros componentes e sistemas.

Apesar de vários problemas terem sido corrigidos, não foi possível corrigir todos e obter uma suspensão teoricamente ideal para as características do VEECO, seja devido à limitação em substituir componentes ou devido à falta de espaço. Infelizmente estas limitações influenciaram negativamente o resultado final.

Estas limitações foram uma prova de que os sistemas de direcção e suspensão deveriam ter sido uma prioridade no início do projecto, evitando os problemas agora encontrados. Apesar das restrições existentes, será necessário substituir alguns componentes do sistema de direcção. Só assim ambos os sistemas funcionarão de forma aceitável. Possivelmente, para além dos tirantes da direcção o próprio sistema de pinhão e cremalheira terão de ser substituídos para que o *pivot* que liga o tirante da direcção ao sistema de pinhão e cremalheira esteja posicionado de forma correcta. Esta alteração não irá ocupar mais espaço que a solução existente, a única dificuldade será encontrar uma existente no mercado.

A validação desta configuração só poderá ser efectuada depois de testada em pista, onde será do interesse da VE recorrer a métodos de ensaio que quantifiquem o desempenho dinâmico do VEECO, de forma a receber alguma informação sobre o conforto e sensibilidade de condução.

A utilização do LSA em paralelo com o *Solidworks* mostrou funcionar de forma eficiente, pois seria mais moroso obter os mesmos resultados apenas com o *SolidWorks*. Isto deve-se ao rápido processamento do LSA.

O LSA permite uma configuração mais exaustiva de diversos parâmetros, incluindo até efeitos elastocinémáticos, mas para isso seria necessário obter as propriedades dos materiais utilizados. Alguns seriam fáceis de obter, mas outros não se encontram acessíveis, daí ter sido necessário evitar seguir um estudo considerando a elastocinématica. Sem dúvida que a adição desta neste projecto traria outra perspectiva ao estudo, permitindo perceber, por exemplo, qual a alteração do *toe*.

Durante o desenvolvimento deste projecto surgiram algumas dificuldades que impossibilitaram um maior controlo dos parâmetros. A primeira foi a dificuldade em medir de forma precisa a posição de cada ponto de interesse para este estudo, no modelo real do VEECO. Isto introduziu pequenos erros no modelo inicial, mas dada a sua magnitude não terão efeitos significativos na configuração da suspensão.

Houve também alguma limitação em obter os valores recomendados pelos fabricantes, bem como a existência de estudos que validem os resultados obtidos, daí ser necessário efectuar testes reais depois de aplicada a nova geometria da suspensão.

Neste documento apenas são apresentadas as localizações de cada *pivot*, sendo que a VE, caso decida abordar esta configuração, terá que ajustar ou substituir os actuais componentes para obter os resultados apresentados.

No decorrer deste trabalho foi ficando mais evidente a correlação existente entre vários parâmetros, como a relação entre o *camber* e o *kingpin* ou a relação entre a altura do *roll centre* e a alteração da distância entre rodas (*track*), que permitiram perceber qual a importância que cada um deles tem na configuração de uma suspensão. Esta percepção permite uma avaliação mais crítica deste sistema, além de permitir perceber a dimensão da sua importância.

8. Referências Bibliográficas

[1] Knowles, Don - *Automotive Suspension & Steering Systems, 5th Edition*, Delmar, New York (2011).

[2] Reimpell, Jörn, et al - *The Automotive Chassis: Engineering Principles, Second Edition*, Butterworth-Heinemann, Oxford (2001).

[3] Crolla, David - *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*, Butterworth-Heinemann, Burlington (2009).

[4] Bonnick, Allen, Newbold, Derek - *A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance – Second Edition*, Butterworth-Heinemann, Burlington (2005).

[5] Dixon, John - *Suspension Geometry and Computation*, Wiley, Wiltshire (2009).

[6] Milliken, William F., Milliken, Douglas L. - *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE International, Warrendale (1995).

Páginas na internet

AutoEvolution, www.autoevolution.com, último acesso: 14/10/2013

CarBibles, www.carbibles.com, último acesso: 14/10/2013

Referências não mencionadas

Puhn, Fred - *How To Make Your Car Handle*, HPBooks, Los Angeles (1981).

Smith, Edward - *Mechanical Engineers Reference Book, Twelfth Edition*, Butterworth-Heinemann, Woburn (2000).

Smith, Carroll - *Tune To Win*, Aero Publishers, Fallbrook, (1978).

Riley, William F., Sturges, Leroy D. - *Engineering Mechanics Statics*. New York, John Wiley and Sons, Inc. (1993).

Staniforth, Allan, *Competition Car Suspension: Design, Construction, Tuning – Third Edition*, Haynes, Somerset, (2002).

Bamsey, Ian - *The Anatomy and development of the Sports Prototype Racing Car*, Motorbooks International, Osceola (1991).

Páginas na Internet

Servotest, www.servotestsystems.com, último acesso: 12/11/2013

Re-Test, www.re-test.com, último acesso: 22/10/2013

IAutoInfo, www.iautoinfo.com, último acesso: 14/10/2013

CarBibles, www.carbibles.com, último acesso: 15/10/2013

Lola, <http://www.lolacars.com>, último acesso: 05/10/2013

