

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

PME-2598

Projeto Integrado II

Relatório Final

Estudo sobre suspensão automotiva
focado em veículos off-road

Professor Orientador: Marcelo A. L. Alves

Aluno: Rogério Bocuzzi Macorin

Nº USP: 3305012

São Paulo - 2006



Macorin, Rogério Bocuzzi

**Estudo sobre suspensão automotiva focado em veículos
off-road / R.B. Macorin. -- São Paulo, 2006.**

46 p.

**Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Engenharia automotiva 2.Suspensão mecânica I.Universi-
dade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Enge-
nharia Mecânica II.t.**



SUMÁRIO

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO.....	2
FICHA CATALOGRÁFICA	2
LISTA DE TABELAS	4
LISTA DE FIGURAS	4
1. RESUMO	6
2. INTRODUÇÃO	7
2.1. DEFINIÇÃO.....	7
2.2. TIPO DE TERRENO.....	8
3. OBJETIVOS	9
4. DESENVOLVIMENTO	10
4.1. ESTUDO DO ÂNGULO DE ACKERMAN.....	11
4.2. DIMENSIONAMENTO DOS PONTOS DA SUSPENSÃO.....	17
4.2.1. <i>Dimensionamento da suspensão dianteira</i>	19
4.2.2. <i>Dimensionamento da suspensão traseira</i>	26
4.3. DIMENSIONAMENTO DOS CONJUNTOS MOLA-AMORTECEDOR.....	29
4.3.1. <i>Metodologia para o dimensionamento das molas</i>	30
4.3.2. <i>Metodologia para o dimensionamento dos amortecedores</i>	33
5. PROJETO FÍSICO	34
6. CONCLUSÃO	42
7. AGRADECIMENTOS	44
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45



LISTA DE TABELAS

ESTUDO SOBRE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA FOCADO EM VEÍCULOS OFF-ROAD	2
TABELA 1 – NOMENCLATURA DOS HARDPOINTS DA SUSPENSÃO DIANTEIRA.	21
TABELA 2 – LOCALIZAÇÃO DOS HARDPOINTS DA SUSPENSÃO DIANTEIRA.	24
TABELA 3 – NOMENCLATURA DOS HARDPOINTS DA SUSPENSÃO TRASEIRA.	27
TABELA 4 – LOCALIZAÇÃO DOS HARDPOINTS DA SUSPENSÃO TRASEIRA.	28

LISTA DE FIGURAS

45	2
PME - DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA	2
PME2598 – PROJETO INTEGRADO II	2
FIG. 1 – DIFERENÇA ENTRE OS ÂNGULOS DA RODA DE UM VEÍCULO DURANTE UMA CURVA.	11
FIG. 2 – DIFERENCIAÇÃO NO ESTERÇAMENTO DAS RODAS DEVIDO AO ÂNGULO NO BRAÇO DE DIREÇÃO.	12
FIG. 3 – GRÁFICOS COM O ENTRE RODAS DE 3000 MM E ENTRE EIXOS DE 3000 MM.	13
FIG. 4 – GRÁFICOS COM O ENTRE RODAS DE 3000 MM E ENTRE EIXOS DE 4000 MM.	13
FIG. 5 – GRÁFICOS COM O ENTRE RODAS DE 3000 MM E ENTRE EIXOS DE 5000 MM.	14
FIG. 6 – GRÁFICOS COM O ENTRE RODAS DE 3000 MM E ENTRE EIXOS DE 6000 MM.	14
FIG. 7 – GRÁFICOS COM O ÂNGULO DO BRAÇO DE DIREÇÃO DE APROXIMADAMENTE 21,8°.	15
FIG. 8 – GRÁFICOS COM O ÂNGULO DO BRAÇO DE DIREÇÃO DE APROXIMADAMENTE 24,2°.	15
FIG. 9 – GRÁFICOS COM O ÂNGULO DO BRAÇO DE DIREÇÃO DE APROXIMADAMENTE 26,6°.	16
FIG. 10 – GRÁFICOS COM O ÂNGULO DO BRAÇO DE DIREÇÃO DE APROXIMADAMENTE 31,0°.	16
FIG. 11 – GRÁFICOS REPRESENTAÇÃO DO ÂNGULO DE CASTER.	17
FIG. 12 – REPRESENTAÇÃO DO ÂNGULO DE KING PIN.	18
FIG. 13 – MODELO DE SUSPENSÃO DIANTEIRA CARREGADO NO MSC.ADAMS/CAR.	19
FIG. 14 – MODELO HARDPOINTS DA ESTRUTURA UTILIZADA.	20
FIG. 15 – TELA DE PROCESSAMENTO DE DADOS DO SOFTWARE.	22
FIG. 16 – SUSPENSÃO DIANTEIRA: GRÁFICOS DA ROTAÇÃO DA RODA E DO ERRO DE ACKERMAN EM FUNÇÃO DA MOVIMENTAÇÃO DA “CREMALHEIRA”.	25



FIG. 17 – SUSPENSÃO DIANTEIRA: GRÁFICOS DA CAMBAGEM, CONVERGÊNCIA E ENTRE RODAS EM FUNÇÃO DA MOVIMENTAÇÃO VERTICAL DAS RODAS.	25
FIG. 18 – SUSPENSÃO TRASEIRA: GRÁFICOS DA CAMBAGEM, CONVERGÊNCIA E ENTRE RODAS EM FUNÇÃO DA MOVIMENTAÇÃO VERTICAL DAS RODAS.	28
FIG. 19 – FIGURA ILUSTRATIVA DE UM AMORTECEDOR.	29
FIG. 20 – CONJUNTO AMORTECEDOR-MOLA EM UM VEÍCULO OFF-ROAD.	30
FIG. 21 – VISÃO FRONTAL DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DIANTEIRA.	32
FIG. 22 – VISÃO FRONTAL DA SUSPENSÃO DIANTEIRA A SER MODELADA EM BANCADA.....	35
FIG. 23 – NO TOPO À ESQUERDA, AS BUCHAS TORNEADAS. Á DIREITA OS TUBOS MONTADOS. EM BAIXO, À ESQUERDA, DETALHE DO PARAFUSO DE FIXAÇÃO.	36
FIG. 24 – JUNTA ESFÉRICA ADAPTADA DE UM TERMINAL DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO DE MERCADO.	36
FIG. 25 – NA FIGURA, A REPRESENTA A BANDEJA SUPERIOR, B A BARRA DE DIREÇÃO E C E D A BANDEJA INFERIOR.	37
FIG. 26 – DEFINIÇÃO DO PONTO 05 EM RELAÇÃO À ESTRUTURA DO STRUT.	38
FIG. 27 – DEFINIÇÃO DO PONTO 06 EM RELAÇÃO À ESTRUTURA DO STRUT.	39
FIG. 28 – DEFINIÇÃO DO PONTO 08 EM RELAÇÃO À ESTRUTURA DO STRUT.	39
FIG. 29 – DEFINIÇÃO DO PONTO 07 EM RELAÇÃO À ESTRUTURA DO STRUT.	40
FIG. 30 – MANOPLA QUE SIMULA A AÇÃO DE UMA CREMALHEIRA.	41
FIG. 31 – VISÃO COMPLETA DA BANCADA.	41



1. Resumo

Esse projeto visa estudar o sistema de suspensão automotiva, esclarecendo as influências de diversas configurações de geometrias existentes, focando em soluções para veículos off-road.

Após um estudo dos modelos de suspensão existentes, foi realizada a escolha do modelo de suspensão onde o estudo seria focado, o qual foi dimensionado e analisado em um software de simulação. Definidos os pontos da suspensão e com uma estimativa de peso das peças de um veículo pode-se então calcular as constantes de elasticidade das molas e os fatores de amortecimento dos amortecedores. Vale observar que estes são grandes limitantes de projeto, pois sua construção pode ser cara e trabalhosa. Portanto deve-se chegar a uma geometria que permita o uso de modelos de amortecedores que já se encontram disponíveis no mercado.

Para a conclusão do estudo será desenvolvida uma bancada onde se pode configurar uma geometria de uma meia suspensão dianteira para diversas possibilidades de dimensões e ângulos (dentro das limitações da geometria da bancada) e simular fisicamente a movimentação das bandejas e rotação da roda, visualizando a resposta da suspensão em movimento.



2. Introdução

De uma maneira geral, todos os veículos são constituídos pelos mesmos elementos. Tem-se, em quase todos os tipos, um chassi, que é o suporte do veículo; uma cobertura para conduzir os passageiros ou carga, que se chama carroçaria; um conjunto moto-propulsor constituído por um motor e transmissão de movimento, que é capaz de criar a energia para deslocar o veículo.

Há ainda outros elementos com certas funções básicas. Entre eles, os principais são:

- Direção: todo veículo deve ter um sistema de direção, que é capaz de fazê-lo deslocar-se para onde se deseja;
- Suspensão: o veículo deve possuir ainda um sistema de suspensão, para não transmitir aos passageiros ou carga as oscilações do veículo, quando passar em terreno irregular.

2.1. Definição

Diz-se de suspensão o conjunto de peças que adequa a transmissão de energia da excitação de base (uma lombada, por exemplo) e a capacidade de aderência do veículo ao solo. Ela é constituída basicamente por um conjunto de [mola](#) e [amortecedor](#). O conjunto suspensão pode ser considerado como um filtro mecânico, pois pode permitir ou rejeitar faixas de frequências do espectro da excitação do solo. Por isso, carros *off-roads* e urbanos possuem características díspares quanto ao desempenho. É pertinente ressaltar que o primeiro, em geral, possui exigências maiores quanto às solicitações mecânicas, tornando o projeto de suspensão mais restritivo.



No eixo dianteiro quase todos os veículos usam suspensão independente. Quando a suspensão não é independente, tem-se um eixo apenas e uma mola em cada roda (ou ainda uma mola única, bem no centro). Na suspensão independente, em vez de um eixo só, tem-se dois meios-eixos e, na ponta de cada um, as rodas. Como resultado, ao passar num buraco, apenas a roda afetada trepida; a outra não. Esta é a grande vantagem da suspensão independente.

O sistema se completa por um amortecedor, cuja função é amortecer as oscilações que a mola criou. Se não houvesse amortecedor, a carroçaria oscilaria para cima e para baixo, e essas oscilações demorariam a acabar. Graças ao amortecedor, essas oscilações diminuem rapidamente, melhorando as condições de conforto dos passageiros.

Em geral, as suspensões permitem ajustes e acertos. Entre eles temos: convergência (*toe angle*), cambagem (*camber*), caster, pressão de óleo e molas no amortecedor, vários tipos de rodas e pneus (que também influenciam na ação da suspensão) etc. Enfim, um carro poderá ter um rendimento compatível com o acerto feito, para os mais diversos tipos de traçados e regiões.

2.2. Tipo de terreno

O tipo de terreno, que pode ser asfalto, terra ou um circuito misto (Rally), definirá a geometria da suspensão do veículo.

Grosso modo pode-se dizer que para andar no asfalto ele deverá ter a suspensão baixa para auxiliar na estabilidade e não capotar em curvas de alta velocidade. Para andar na terra o ideal é uma suspensão mais alta, para poder passar por lombadas e desníveis. Já em circuitos mistos, utiliza-se uma altura intermediária.



3. Objetivos

Durante o curso de uma suspensão, dependendo do modelo da mesma, podem ocorrer grandes variações de convergência e cambagem, o que não é interessante para o desempenho do veículo. Outros parâmetros que podem ser abordados no projeto de uma suspensão são os ângulos de caster, de pino mestre (*king pin*), de mergulho (*dive*), de agachamento (*squat*) e ainda a distância entre eixos, a distância entre as rodas (*total track*) e as constantes das molas e amortecedores.

O objetivo deste projeto é realizar um estudo sobre suspensão focando em soluções para veículos off-road, além de escolher e modelar um sistema, exemplificando a metodologia de desenvolvimento de uma suspensão e, por fim, construir uma bancada capaz de realizar testes físicos dos modelos estudados no software e sendo ainda extremamente útil didaticamente, para aqueles que estão iniciando seus estudos sobre suspensão.

O sistema escolhido deve possuir uma geometria a qual, ao mesmo tempo, atenda às necessidades de uma suspensão off-road, caracterizada por permitir longos percursos, e ainda seja factível, pois deverá ser testado na bancada a ser construída.

O interessante é desenvolver um modelo que apresente uma solução melhor que as encontradas atualmente no mercado automotivo, isto é, fugir dos modelos tradicionalmente utilizados pelos fabricantes de automóveis e buscar soluções mais otimizadas.



4. Desenvolvimento

O primeiro passo do projeto foi a realização de um estudo dos modelos de suspensão (*onroads* e *offroads*) que poderiam ser utilizados tanto para a dianteira quanto para a traseira.

A dianteira possui basicamente duas opções, que seriam a MacPherson (apenas uma bandeja) e a de Bandeja Dupla (ou duplo A). Na traseira as opções principais seriam Monochoque, onde as suas rodas movem-se juntas, Bandeja Simples, Bandeja Dupla ou ainda a Facão, onde se tem apenas três pontos de apoio para a roda: um do conjunto mola-amortecedor, um do próprio eixo de transmissão e um terceiro ponto que serve apenas de apoio.

Estudadas as possibilidades e focando no objetivo de desenvolver uma suspensão com um curso interessante, minimizando as variações indesejadas como alinhamento, cambagem, etc. o modelo de suspensão escolhido, tanto para dianteira quanto para a traseira, é o de bandeja dupla. Esse modelo é o que garante maior precisão de movimento. Os dois pontos fracos mais significativos, e que influenciam a indústria automobilística a não utilizá-lo são fato de ser um modelo que normalmente apresenta mais peso (no caso o projeto prioriza o desempenho da suspensão e não a velocidade a ser atingida) e a questão de ocupar mais espaço, o que não é prejudicial para um veículo *offroad*, que é normalmente utilizado em competições. No caso, a bandeja superior será representada apenas por uma barra, que facilita tanto o dimensionamento quanto a construção.

Deve-se ainda, verificar o peso médio de um veículo como este e estimar o baricentro do veículo montado, o que é essencial para o dimensionamento das molas e amortecedores e para a definição de uma geometria de suspensão viável.



4.1. Estudo do ângulo de Ackerman

Um veículo, durante a realização de uma curva, tem a roda interior à curva descrevendo um círculo de raio menor ao da roda exterior. Isto se deve à distância entre as rodas do veículo.

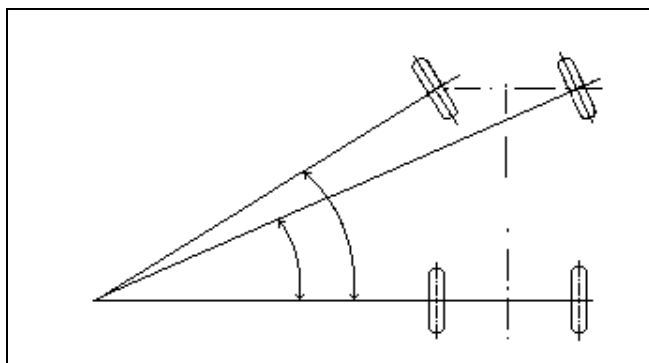


Fig. 1 – Diferença entre os ângulos da roda de um veículo durante uma curva.

Para que não haja escorregamento das rodas durante uma curva, faz-se necessário um ângulo de esterçamento diferente para cada roda. Uma maneira de gerar um esterçamento diferenciado para cada roda, minimizando esse efeito de escorregamento, é por meio da utilização da geometria de Ackerman, que consiste em angular o braço de direção presente no *strut* (ou manga de eixo). Essa geometria garante que, em um certo ângulo de esterçamento, ocorra a convergência das rodas para um único centro de rotação.

A figura a seguir nos mostra que, para um mesmo curso da cremalheira (ou da barra que faz o papel da cremalheira) é possível diferenciar a rotação das rodas em 8° (42° na interna a curva e 34° na externa) com uma angulação de apenas 15° no braço de direção.

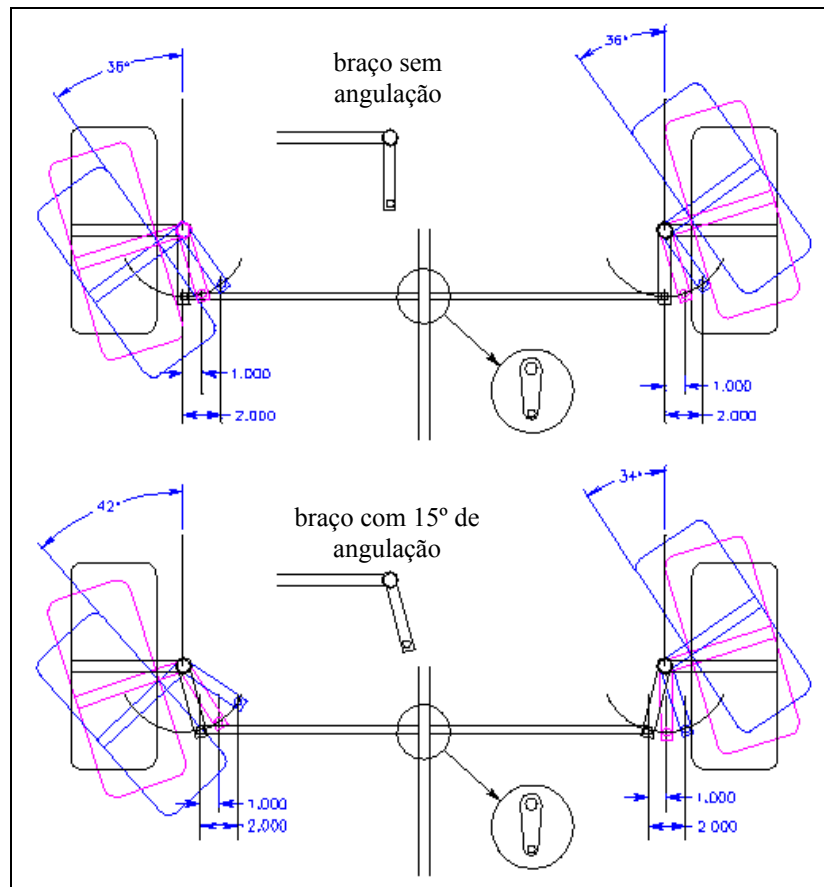


Fig. 2 – Diferenciação no esterçamento das rodas devido ao ângulo no braço de direção.

O ângulo ideal depende, além do esterçamento que se pretende atingir, da relação do entre rodas (largura do carro) com o entre eixos (comprimento do carro). Para entender melhor a influência dessa relação, foram gerados, com auxílio do software MSC.ADAMS, no módulo MSC.ADAMS/Car, gráficos para um ângulo fixo do braço de direção de cerca de 31° , um entre rodas fixo de 3000 mm e variações do entre eixo de 3000 mm a 6000 mm.

Os gráficos à esquerda apresentam a relação entre ângulo ideal (linha pontilhada) e ângulo realizado pela roda (linha contínua). Os gráficos à direita apresentam o “erro de Ackerman”, que é a diferença entre os ângulos ideal e real, mostrando claramente para que ângulo ocorre a convergência das rodas.

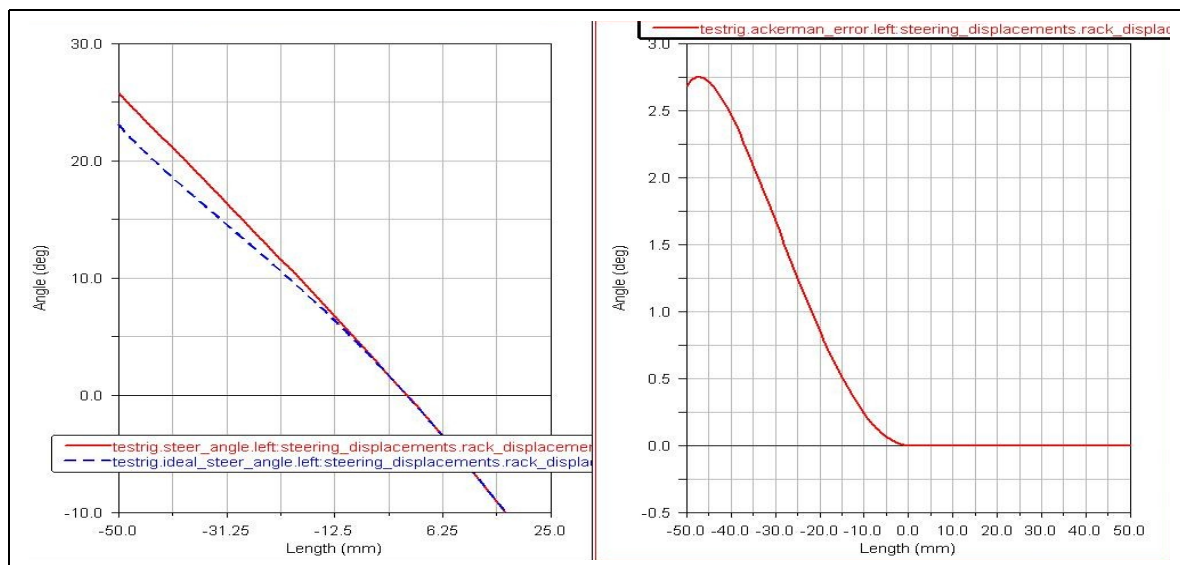


Fig. 3 – Gráficos com o entre rodas de 3000 mm e entre eixos de 3000 mm.

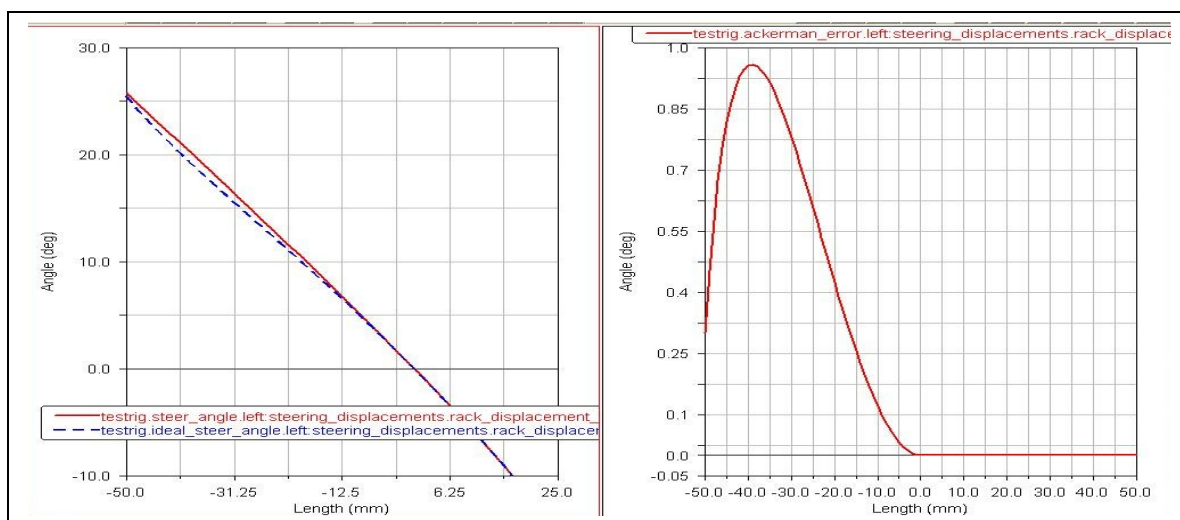


Fig. 4 – Gráficos com o entre rodas de 3000 mm e entre eixos de 4000 mm.

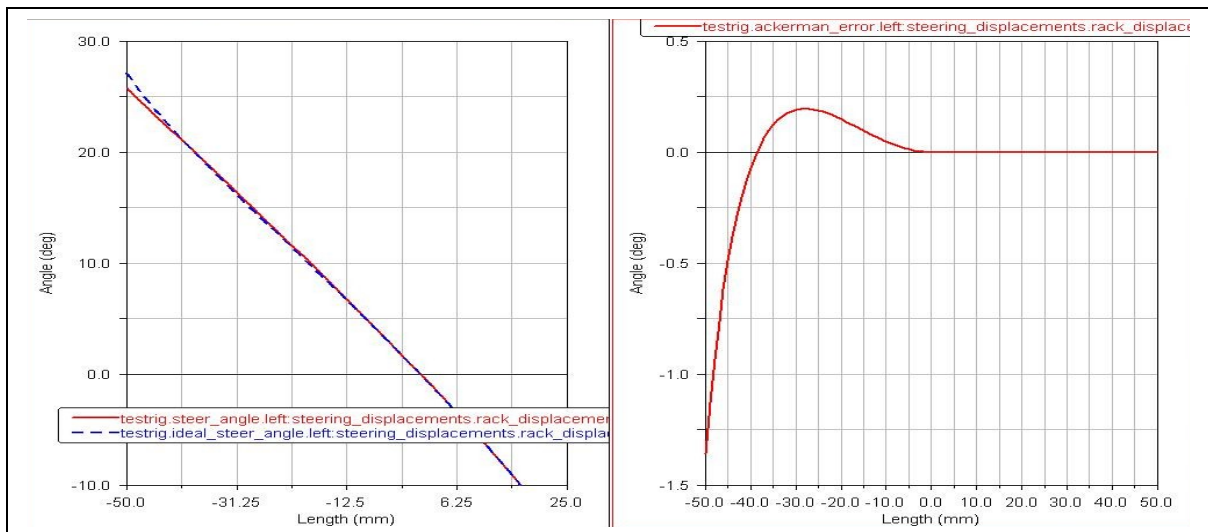


Fig. 5 – Gráficos com o entre rodas de 3000 mm e entre eixos de 5000 mm.

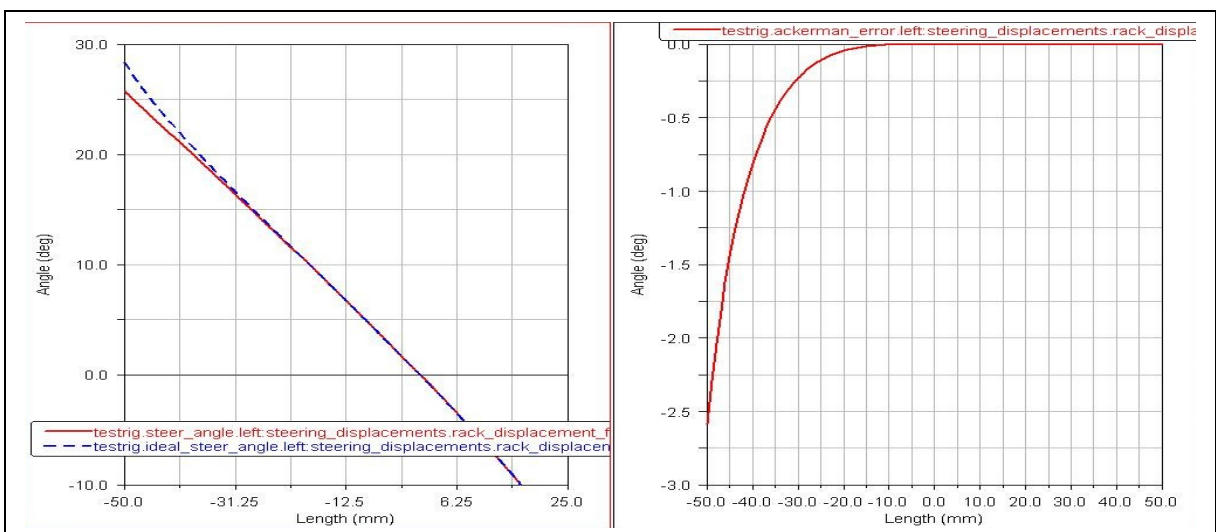


Fig. 6 – Gráficos com o entre rodas de 3000 mm e entre eixos de 6000 mm.

Outro estudo realizado foi a influência do ângulo do braço de direção no ponto de convergência. Novamente foram gerados gráficos com auxílio do MSC.ADAMS/Car, agora para um entre rodas fixo de 3000 mm, um entre eixo fixo de 6000 mm e variações do ângulo no braço de 21.8° a 31.0°.

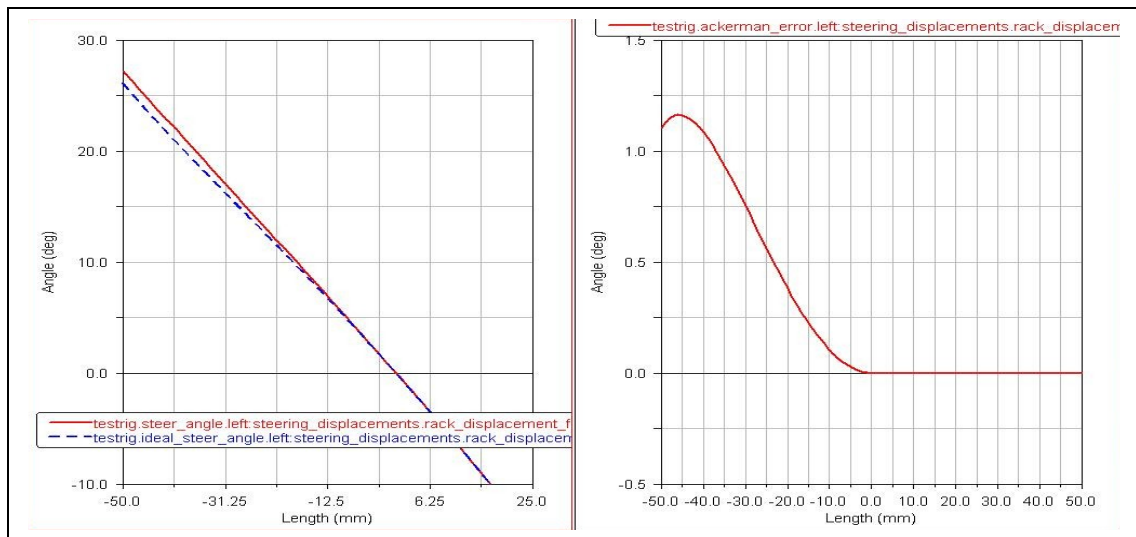


Fig. 7 – Gráficos com o ângulo do braço de direção de aproximadamente 21,8°.

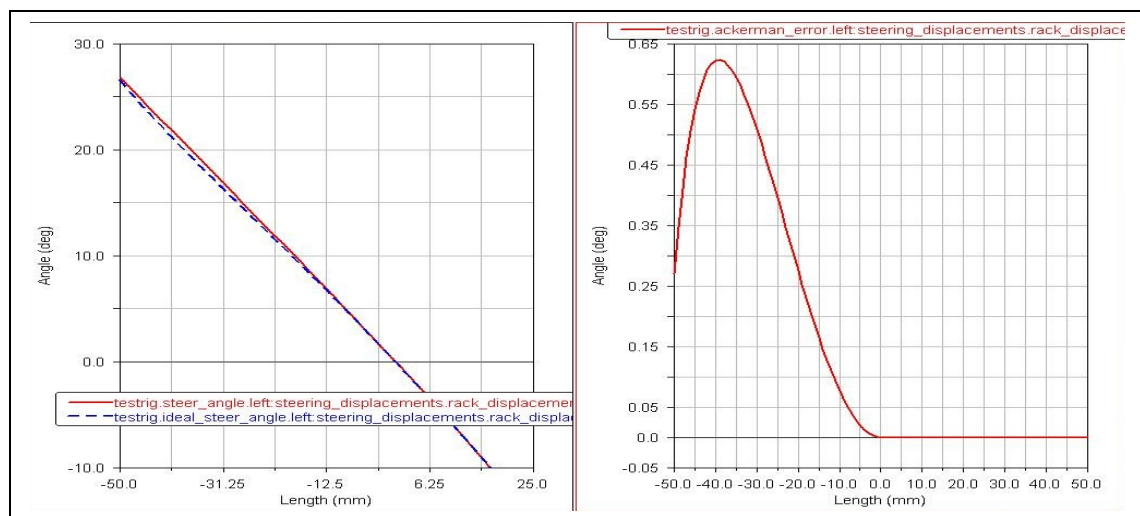


Fig. 8 – Gráficos com o ângulo do braço de direção de aproximadamente 24,2°.

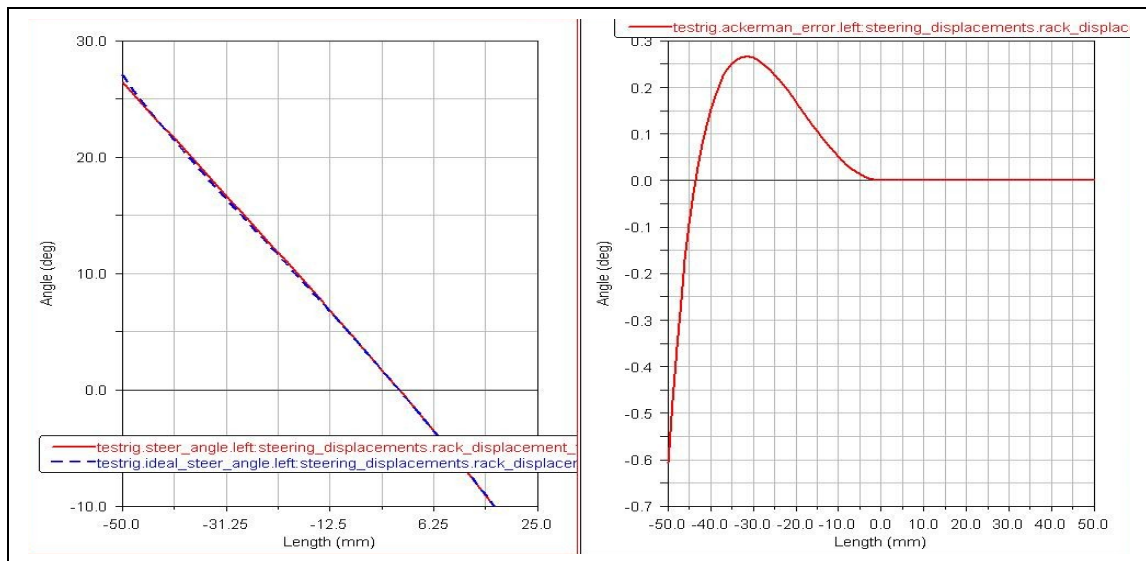


Fig. 9 – Gráficos com o ângulo do braço de direção de aproximadamente 26,6°.

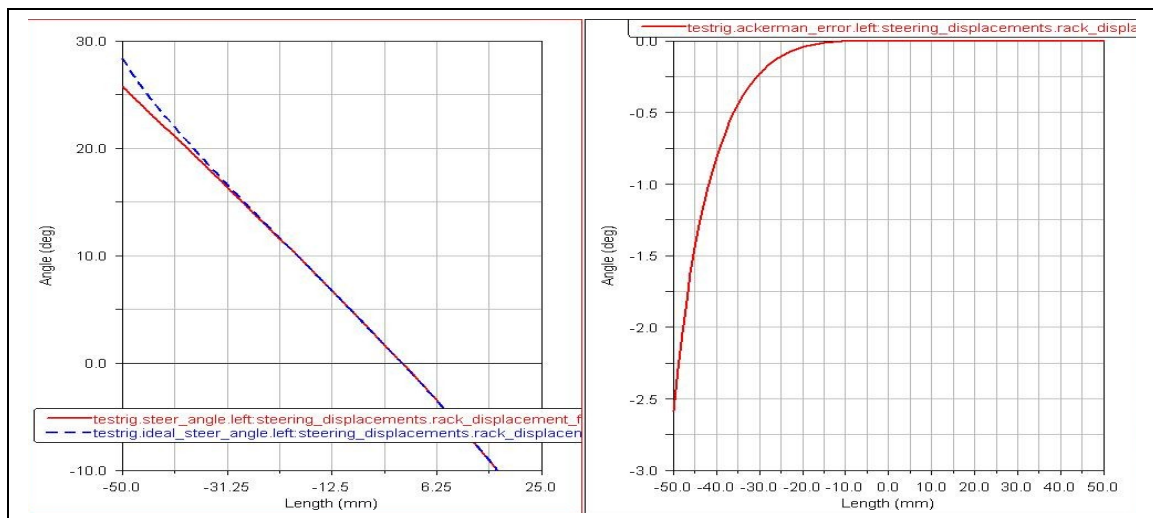


Fig. 10 – Gráficos com o ângulo do braço de direção de aproximadamente 31,0°.



4.2. Dimensionamento dos pontos da suspensão

Outros assuntos que também devem ser estudados para um bom dimensionamento de uma suspensão são os ângulos de caster, de pino mestre (*king pin*), de mergulho (*dive*) e de agachamento (*squat*).

Olhando o veículo lateralmente, o ângulo de caster é aquele que o pivô de rotação da roda faz com a vertical (fig. 14). Um ângulo mais vertical fornece uma resposta mais rápida da direção. Conforme se aumenta o ângulo, obtém-se uma resposta mais lenta da direção. Em compensação, essa angulação gera uma variação da cambagem das rodas em direção ao centro de giro do veículo, trazendo dois benefícios: um efeito estabilizante, pois a roda encontrar-se-á apoiada no solo não pelo seu centro, mas sim por uma das laterais e isso gerará uma força para devolver o apoio para o seu centro; e ainda uma resposta melhor em altas velocidades, pois como o contato do veículo com o solo se dá pelos pontos inferiores dos pneus e o centro de massa se encontra sempre acima da altura do solo, esse “braço” gera uma variação da cambagem para o lado externo do giro do veículo (por efeitos de torção nas peças), fato que é compensado pelo caster.

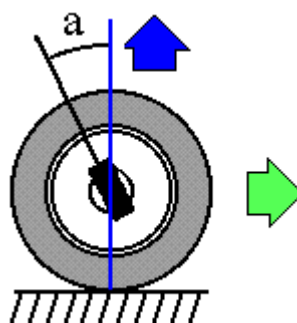


Fig. 11 – Gráficos Representação do ângulo de caster.



Olhando agora o veículo de frente, o ângulo de *king pin* ou pino mestre é aquele que o pivô de rotação da roda faz com a vertical (fig. 15). Aumentando esse ângulo, pode-se reduzir o braço entre o ponto de contato com o solo e o centro do pneu (distância da intersecção da linha azul com o solo até o centro do pneu). Quando esta intersecção se encontrar interior ao veículo (como na figura), temos a chamada “saída positiva”, que faz com que, durante uma frenagem, as peças da suspensão sofram uma torção, a qual faz o veículo divergir e, portanto, desestabilizar. Se estiver exterior ao veículo, temos uma “saída negativa”, que faz com que durante a frenagem o veículo tenda a convergir as rodas, ganhando estabilidade (posição mais comum para veículos de competição). Existe ainda a possibilidade de uma saída neutra, a qual reduz essa força e aumenta a vida útil dos rolamentos.

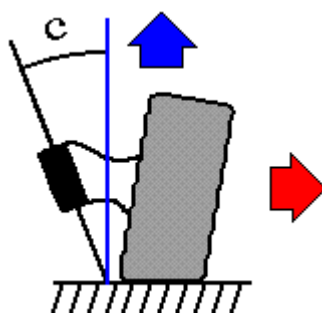


Fig. 12 – Representação do ângulo de *king pin*.

O ângulo de *dive* ou mergulho é a inclinação que se coloca nas bandejas dianteiras, posicionando o ponto frontal das bandejas numa altura superior ao ponto traseiro, a fim de minimizar os impactos frontais. Ângulos muito acentuados, no entanto, aumentam a tendência de ocorrer um agachamento da parte frontal do veículo durante a frenagem.

O ângulo de *squat* ou de agachamento é a inclinação das bandejas traseiras posicionando o ponto frontal das bandejas numa altura inferior ao ponto traseiro, a fim de



evitar o levantamento da parte frontal do veículo quando ocorrem acelerações muito acentuadas.

4.2.1. Dimensionamento da suspensão dianteira

Inicia-se então a modelagem em sistema, feita com auxílio do software MSC.ADAMS. No MSC.ADAMS/Car é possível “carregar” as opções de suspensão traseira e dianteira, montar um veículo, alterar os parâmetros desejados e gerar gráficos de simulações dinâmicas da resposta deste, sujeitando-o a movimentações verticais e ainda rotações da roda (simulação de resposta em curvas).

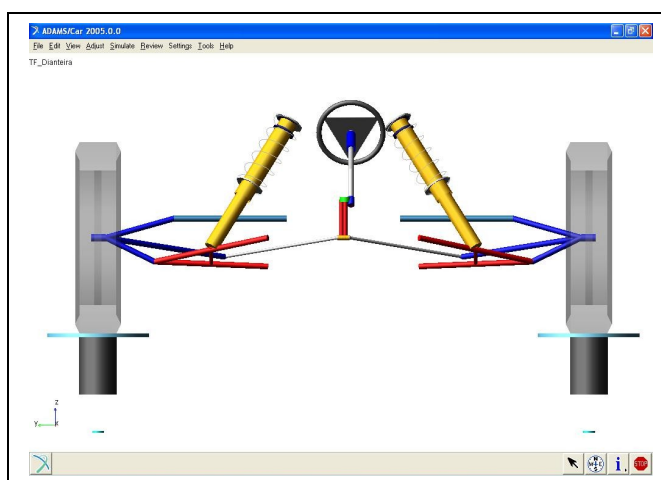


Fig. 13 – Modelo de suspensão dianteira carregado no MSC.ADAMS/Car.

Carregadas as opções de suspensão dianteira e direção que melhor representam o seu veículo, pode-se então modificar seus pontos principais (chamados *hardpoints*), modificando assim sua geometria. Esse é o chamado pré-processador do ADAMS, onde se pode apenas visualizar a geometria da suspensão. A figura 17 indica os *hardpoints* da suspensão dianteira e direção presentes no modelo escolhido para este projeto.

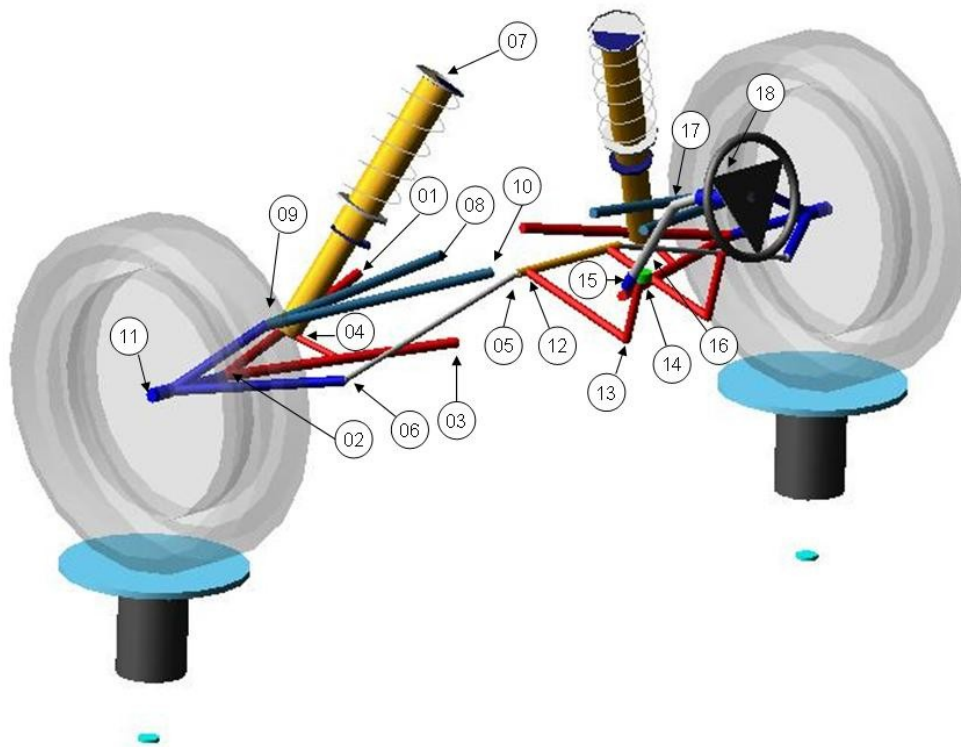


Fig. 14 – Modelo *Hardpoints* da estrutura utilizada.

A direção escolhida é um sistema bem simples, utilizado em veículos como Kart, alguns topos de tratores e até carrinhos de controle remoto. O mesmo trabalha com uma barra no lugar da cremalheira (a barra amarela), que tem liberdade de rotação em torno do ponto 13, movimentando assim as rodas.

A tabela 1 a seguir indica o que cada um dos pontos significa e a nomenclatura utilizada pelo software.

Tabela 1 – Nomenclatura dos *hardpoints* da suspensão dianteira.

#	Hardpoint	Nomenclatura no ADAMS
1	Ponto frontal da bandeja inferior	hpl_lca_front
2	Ponto da bandeja inferior no strut	hpl_lca_outer
3	Ponto traseiro da bandeja inferior	hpl_lca_rear
4	Ponto inferior do amortecedor	hpl_lwr_strut_mount
5	Ligação da barra de direção com a "cremalheira"	hpl_tierod_inner
6	Ligação da barra de direção com o strut	hpl_tierod_outer
7	Ponto superior do amortecedor	hpl_top_mount
8	Ponto frontal da bandeja superior	hpl_uca_front
9	Ponto da bandeja superior no strut	hpl_uca_outer
10	Ponto traseiro da bandeja superior	hpl_uca_rear
11	Centro da roda	hpl_wheel_center
12	Vínculo de rotação da "cremalheira"	hpl_arm_foward
13	Centro de rotação do ponto 12	hpl_arm_rearward
14	Ponto a ser rotacionado para que as rodas virem	hpl_arm_upper
15	Vínculo da barra de direção com o ponto 14	hps_input_shaft_forward
16	Ponto intermediário inferior da barra de direção	hps_intermediate_shaft_forward
17	Ponto intermediário superior da barra de direção	hps_intermediate_shaft_rearward
18	Centro da direção	hps_steering_wheel_center

Cada um desses pontos deve ter suas posições X, Y e Z definidas no espaço, sendo o eixo X na direção de frente para traz do veículo, o eixo Y do centro do veículo para a direita do mesmo (de forma a manter uma simetria do eixo central, que facilita as alterações que, uma vez realizadas em um dos lados, é espelhada para o outro) e o eixo Z como a altura, apontado de baixo para cima.

O tamanho do entre rodas é definido pela coordenada Y do ponto do centro da roda (ponto 11). O diâmetro do pneu e a distância do entre eixos não são definidos nessa tabela, mas devem ser ajustados para a realização das simulações.

Para verificar a eficiência dessa suspensão dianteira podem-se gerar basicamente dois tipos de simulação pelo processador do ADAMS: uma de movimentação vertical das rodas e outra de rotação do volante. É possível ainda combinar os testes, gerando movimentações verticais com um esterçamento pré-estabelecido ou rotações do volante com a posição vertical das rodas pré-determinada.

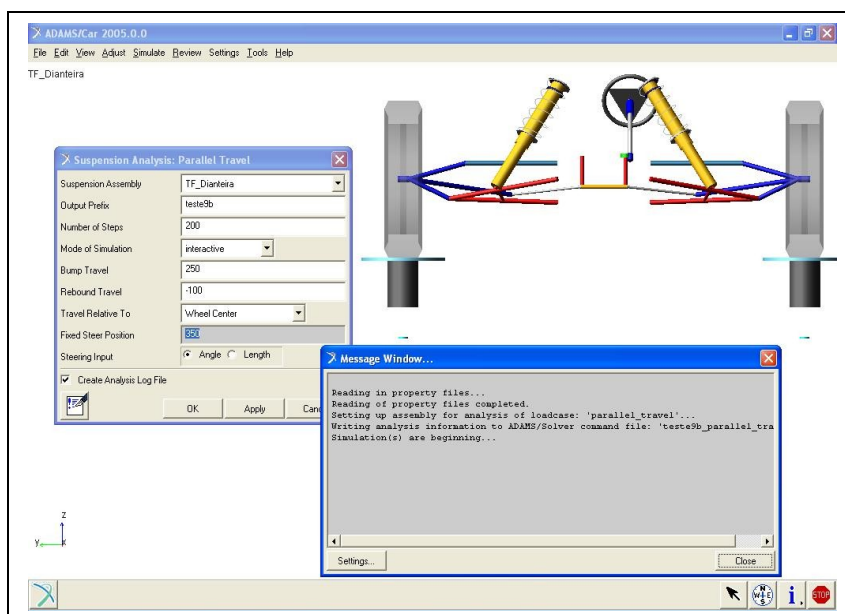


Fig. 15 – Tela de processamento de dados do software.

Ainda no processador do ADAMS é possível visualizar a movimentação da suspensão conforme os processamentos gerados, de forma a verificar se os resultados estão visualmente conforme o esperado.

Uma vez definida e processada a geometria que se deseja testar, o pós-processador do ADAMS fornece gráficos que auxiliam a visualização das respostas do veículo às simulações. Para o estudo do Ackerman, já mencionado, foram gerados gráficos da rotação da roda em função da movimentação da “cremalheira”, os quais foram comparados com gráficos do ângulo ideal de rotação da roda para que o centro de rotação de todas fosse único.

Para testar a movimentação vertical de uma suspensão, alguns gráficos que são interessantes são o de variação de cambagem, variação da convergência das rodas e variação da distância do entre rodas. A variação de cambagem não é tão crítica, a menos que seja superior a cerca de 2° para cambagem positiva (“pernas fechadas”) ou superior a 5° para cambagem negativa (“pernas abertas”). Para a convergência, o ideal é ser inferior a 2°, pois mesmo auxiliando a estabilidade, ela gera arrasto. Já a divergência é ainda mais crítica, pois



além do arrasto ela gera instabilidade, devendo então ser limitada em cerca de 1°. A mudança do entre rodas gera um arrasto durante o curso vertical da suspensão, que pode prejudicar a ação do conjunto mola/amortecedor e ainda reduz o atrito do veículo com o solo. O ideal é conseguir valores inferiores a 5% da distância do entre rodas, e, como o atrito gerado com o solo causará um momento entre a roda e a bandeja no sentido de variação da cambagem, é interessante que a variação seja também significativamente menor que o diâmetro do pneu, minimizando este momento.

Uma grande dificuldade encontrada é que os ângulos de *caster*, *king pin* e *dive* alteram significativamente as respostas da direção e a influência do Ackerman. Por conta disso é necessário ser extremamente cauteloso ao escolher o valor desses ângulos.

Como o software não seria utilizado para o cálculo de esforços, as simulações geradas foram feitas numa escala maior que um veículo tradicional, apenas para facilitar a conta das proporções de tamanhos. Essa diferença de escala não influenciará nos resultados. Após uma série de testes e avaliações dos gráficos obtidos, chegou-se aos seguintes resultados:

- Diâmetro do pneu: 1000 mm
- Entre eixos: 3000 mm
- Entre rodas: 2600 mm
- Ângulo de *caster*: 36.6°
- Ângulo de *king pin*: 8.1°
- Ângulo de *dive*: 14°

Vale ressaltar que deve-se levar em conta o fato de que, enquanto molas podem ser facilmente fabricadas com o comprimento desejado, o tamanho e curso dos amortecedores é



mais difícil de alterar. Para facilitar e diminuir custos de projeto, a geometria dos amortecedores utilizados deve seguir os padrões dos existentes no mercado.

A tabela 2 traz a posição (em X, Y e Z) dos *hardpoints* da geometria final da suspensão dianteira e direção.

Tabela 2 – Localização dos *hardpoints* da suspensão dianteira.

Nomenclatura no ADAMS	loc_x	loc_y	Loc_z
hpl_lca_front	-200.0	-325.0	600.0
hpl_lca_outer	-50.0	-1000.0	475.0
hpl_lca_rear	200.0	-325.0	500.0
hpl_lwr_strut_mount	-100.0	-700.0	530.0
hpl_tierod_inner	-100.0	-200.0	700.0
hpl_tierod_outer	150.0	-900.0	525.0
hpl_top_mount	120.0	-350.0	1250.0
hpl_uca_front	145.0	-300.0	725.0
hpl_uca_outer	80.0	-975.0	650.0
hpl_uca_rear	155.0	-300.0	725.0
hpl_wheel_center	0.0	-1300.0	500.0
hpl_arm_foward	-100.0	-160.0	700.0
hpl_arm_rearward	300.0	-160.0	600.0
hpl_arm_upper	350.0	-160.0	800.0
hps_input_shaft_forward	350.0	-190.0	810.0
hps_intermediate_shaft_forward	500.0	-190.0	1050.0
hps_intermediate_shaft_rearward	600.0	-190.0	1100.0
hps_steering_wheel_center	800.0	-190.0	1150.0

Essa geometria, uma vez processada, gerou os seguintes resultados, apresentados nas figuras 19 e 20.

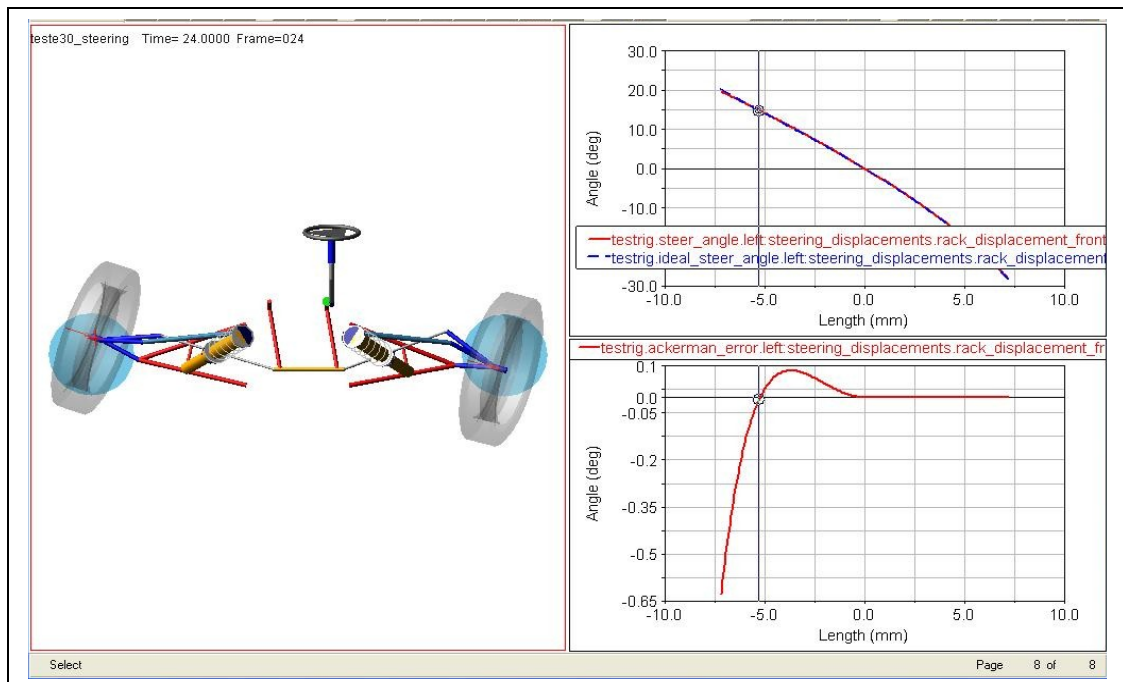


Fig. 16 – Suspensão dianteira: gráficos da rotação da roda e do erro de ackerman em função da movimentação da “cremalheira”.

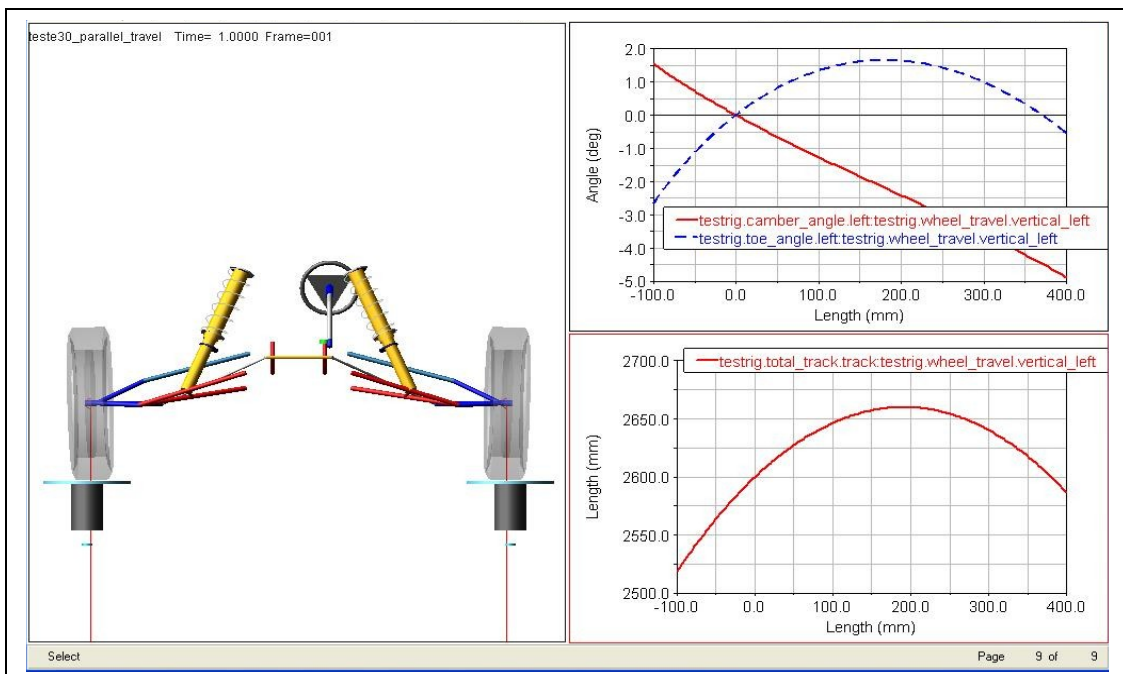


Fig. 17 – Suspensão dianteira: gráficos da cambagem, convergência e entre rodas em função da movimentação vertical das rodas.



Pode-se observar na figura 19 que, para rotações de até 30° da roda interna à curva, que gera um raio de curva de cerca de 1700 mm (para o entre rodas de 3000 mm utilizado), o erro da convergência do ackerman é inferior a $0,7^\circ$, o que significa que a convergência será muito boa para todo o curso da direção.

Nos gráficos da figura 20 percebe-se que o entre rodas não passa de 150 mm, o que foi possível por meio do longo comprimento das bandejas. A variação de cambagem também está muito boa, pois só atinge os valores críticos nos extremos do curso da suspensão, que, com um correto dimensionamento de molas e amortecedores, dificilmente serão atingidos. O ponto mais crítico se encontra na variação da convergência, que vai de -2.5° até cerca de 1.7° , o que se deve, basicamente, ao acentuado ângulo de caster utilizado. Como esse caster alto deverá auxiliar enormemente na estabilidade do veículo, ele deverá compensar a instabilidade causada por esse alto valor de divergência (1.7°). Além disso, o arrasto causado pela convergência ocorre apenas no curso de *rebound* da suspensão, isto é, quando as rodas se encontram abaixo da linha central, que ocorre apenas quando a força de contato com o solo é baixa, e, se a força de contato é baixa, a força de arrasto também o será.

4.2.2. Dimensionamento da suspensão traseira

A suspensão traseira é mais simples de ser dimensionada, uma vez que, não possuindo sistema de direção, não se faz necessária a utilização de ângulo de caster e *king pin*.

Uma dificuldade adicional do eixo traseiro desse veículo seria o fato de ser ele o responsável pela transmissão. Deve-se atentar então para o posicionamento da homocinética, de forma a haver espaço suficiente para a instalação da caixa de redução. Como o eixo de transmissão a ser utilizado é telescópico (permite movimentação axial), o curso da suspensão



não precisará manter constante a distância do centro da roda até o encaixe da caixa de transmissão.

Como as rodas traseiras são as de transmissão, mantê-las em contato com o solo é fundamental para o aproveitamento máximo da potência do motor. Isso pode ser facilitado com uma geometria de suspensão que permita uma boa variação vertical.

Angular a bandeja de suspensão, fornecendo um ângulo de *squat* (ou agachamento) já mencionado, evita que a frente do veículo empine quando submetido a grandes acelerações. No entanto, esta angulação reduz o curso vertical da suspensão, o que não é desejado. Para o projeto em questão, optou-se por zerar o ângulo de agachamento.

Os hardpoints da traseira seguem o mesmo padrão dos da dianteira, havendo alguns pontos a menos (os relativos à direção) e um a mais, que corresponde à homocinética.

A tabela 3 indica o que cada um dos pontos significa e a nomenclatura utilizada pelo software.

Tabela 3 – Nomenclatura dos *hardpoints* da suspensão traseira.

#	Hardpoint	Nomenclatura no ADAMS
1	Ponto relativo a homocinética	hpl_drive_shaft_inr
2	Ponto frontal da bandeja inferior	hpl_lca_front
3	Ponto da bandeja inferior no strut	hpl_lca_outer
4	Ponto traseiro da bandeja inferior	hpl_lca_rear
5	Ponto inferior do amortecedor	hpl_lwr_strut_mount
6	Ponto superior do amortecedor	hpl_top_mount
7	Ponto frontal da bandeja superior	hpl_uca_front
8	Ponto da bandeja superior no strut	hpl_uca_outer
9	Ponto traseiro da bandeja superior	hpl_uca_rear
10	Centro da roda	hpl_wheel_center

Novamente, após alguns testes e avaliações dos gráficos obtidos, chegou-se aos resultados de posição (em X, Y e Z) dos *hardpoints* da geometria final da suspensão traseira, apresentados na tabela 4.



Tabela 4 – Localização dos *hardpoints* da suspensão traseira.

Nomenclatura no ADAMS	loc_x	loc_y	loc_z
hpl_drive_shaft_inr	3000.0	-275.0	600.0
hpl_lca_front	2800.0	-280.0	500.0
hpl_lca_outer	3000.0	-1100.0	400.0
hpl_lca_rear	3200.0	-280.0	500.0
hpl_lwr_strut_mount	3200.0	-775.0	450.0
hpl_top_mount	3200.0	-500.0	1400.0
hpl_uca_front	3095.0	-250.0	750.0
hpl_uca_outer	3100.0	-950.0	650.0
hpl_uca_rear	3105.0	-250.0	750.0
hpl_wheel_center	3000.0	-1300.0	500.0

O processamento desses pontos gerou os seguintes resultados, apresentados nos gráficos da figura a seguir:

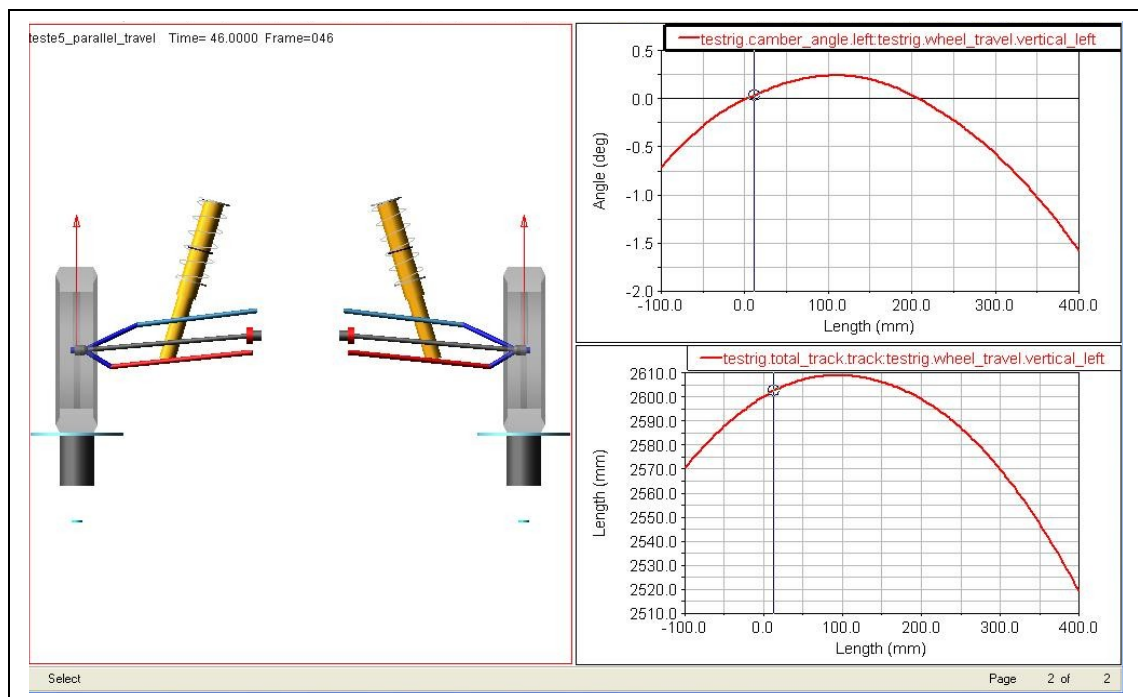


Fig. 18 – Suspensão traseira: gráficos da cambagem, convergência e entre rodas em função da movimentação vertical das rodas.

Nos gráficos da figura 22 percebe-se que o entre rodas não passa de 110 mm, curso inferior ao da bandeja dianteira devido ao comprimento da bandeja ser ainda maior. A variação de cambagem não chega nem próxima aos valores considerados críticos. A



convergência nem foi incluída no gráfico, pois será sempre nula, uma vez que não há angulação nenhuma nas bandejas e as rodas traseiras não rotacionam.

4.3. Dimensionamento dos conjuntos mola-amortecedor

Suspensão é um conjunto de peças que impedem a transmissão dos solavancos, que a roda sofre, à carroçaria. É feito por um conjunto de mola e amortecedor. A roda é ligada ao chassi ou à carroçaria. Como a roda é mais leve que o resto do veículo, ao entrar ou sair de um buraco é a roda que vibra e não a carroçaria.

Há molas de vários tipos: a de feixe, como a que os caminhões geralmente utilizam; a mola em espiral, usada tanto na suspensão dianteira como traseira; mista, composta de espiral na frente e feixe atrás; e ainda o tipo de torção, constituído por um feixe de lâminas, que absorvem os impactos, deformando-se.

Há dois tipos de amortecedor, o hidráulico (convencional) e o pressurizado, que com tecnologia diferenciada e a aplicação de uma carga de gás evita a formação de bolhas de ar no óleo do amortecedor, garantindo seu funcionamento em situações de uso intenso e propiciando mais estabilidade ao veículo.

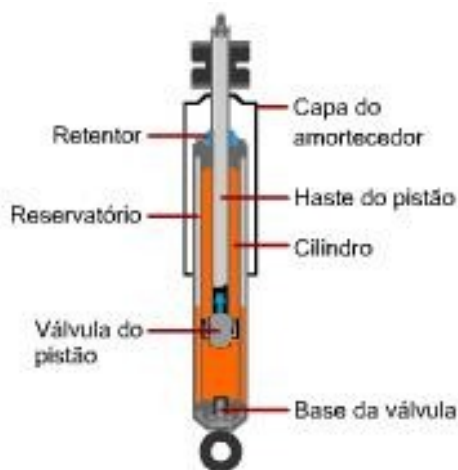


Fig. 19 – Figura ilustrativa de um amortecedor.



Fig. 20 – Conjunto amortecedor-mola em um veículo *off-road*.

À esquerda o veículo numa posição que indica a flexibilidade de seu jogo de suspensão. À direita a suspensão em detalhe.

4.3.1. Metodologia para o dimensionamento das molas

As molas de um veículo são dimensionadas partindo-se da frequência que se deseja obter no veículo, uma vez que a frequência é justamente uma função da constante de elasticidade da mola e da massa apoiada na mesma, conforme a equação (1):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

Para veículos tripulados, a definição da frequência da mola deve levar em conta o conforto dos passageiros. Segundo a norma ISO-2631 o corpo inteiro é mais sensível na faixa de 4 a 8 Hz, que corresponde a frequência de ressonância na direção vertical (eixo z). Na direção x e y, as ressonâncias ocorrem a frequências mais baixas, de 1 a 2 Hz. Os efeitos da vibração direta sobre o corpo humano podem ser extremamente graves, podendo danificar permanentemente alguns de seus órgãos. As vibrações danosas ao organismo estão nas frequências de 1 a 80 Hz, provocando lesões nos ossos, juntas e tendões. Por conta disso as frequências utilizadas para veículos de passeio, por exemplo, giram em torno de 1 Hz.



No entanto, da literatura sabe-se que frequências mais elevadas (entre 1,3 e 1,5 Hz) proporcionam melhores condições de estabilidade ao veículo. Como a suspensão aqui projetada é para um veículo *offroad*, visando o desempenho da suspensão e não o conforto do passageiro, a frequência adotada para este projeto será de 1,5 Hz para todo o veículo.

Além da frequência é necessário saber também a massa suspensa suportada por cada conjunto mola-amortecedor. Massa suspensa é toda a massa suportada pela suspensão. Para o caso estudado é tudo menos o conjunto de rodas, cubos de roda, pneus, freios, batentes de direção, *struts* e uma porcentagem da massa das bandejas e do conjunto mola-amortecedor. Estas são as chamadas massas não suspensas.

Resumidamente, pode-se traduzir como massa não suspensa aquilo que oscila apenas sobre o pneu, e massa suspensa aquilo que oscila sobre a mola (que por sua vez oscila sobre a massa suspensa, que oscila sobre o pneu – um sistema de dois graus de liberdade).

Para simplificar o equacionamento será considerada apenas a oscilação da massa suspensa sobre o conjunto mola-amortecedor, desprezando assim a frequência de oscilação devida aos pneus.

Estimando-se com base nos veículos de mercado, os valores de massa suspensa total encontrados para veículos de dimensões semelhantes a este projeto variam de 1300 até 1500 quilos, com o centro de gravidade posicionado de forma a transferir às rodas traseiras aproximadamente o dobro do peso recebido pelas dianteiras. A distribuição de peso entre os lados direito e esquerdo do veículo são muito próximas e serão consideradas como um mesmo valor. Como foi definido o uso de bandejas duplas neste projeto, que normalmente agrega mais peso ao sistema, o valor adotado será de 1500 kg.

Desta forma, têm-se:



- Peso suportado por cada roda dianteira: $P_d = 1500kg \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2} = 250kg$
- Peso suportado por cada roda traseira: $P_t = 1500kg \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} = 500kg$

Deve-se ainda observar que o conjunto mola-amortecedor não se encontra apoiado diretamente na mola, mas sim em uma distância intermediária entre o vínculo da bandeja e a roda (fig. 24).

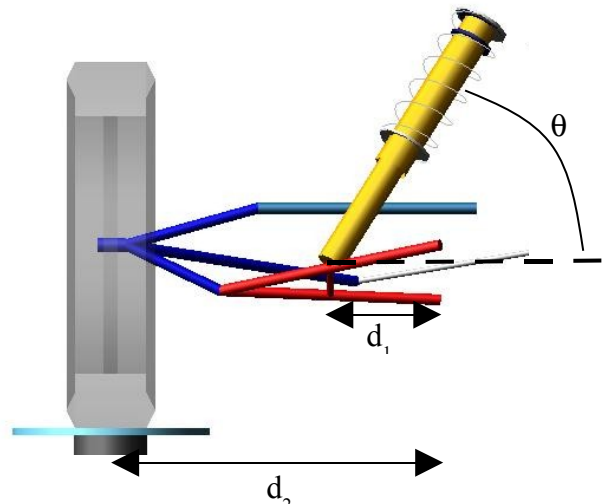


Fig. 21 – Visão frontal da geometria da suspensão dianteira.

Portanto, para a frequência no veículo ser 1,5 Hz (frequência entre o vínculo da bandeja e o ponto de contato com o solo), a frequência no ponto de fixação da mola deverá ser maior, podendo ser calculada, de maneira simplificada, multiplicando-se a frequência desejada pela distância do vínculo da bandeja até o ponto de fixação da mola (d_2), e depois dividindo-se o resultado pela distância do vínculo da bandeja até ponto de contato com o solo (d_1), conforme a equação (2) a seguir:

$$f_{mola} = f_{veiculo} \frac{d_2}{d_1} \quad (2)$$



Uma última consideração a ser feita é a angulação presente no conjunto mola-amortecedor. Por conta dela, o fator de amortecimento deve ser multiplicado pelo seno do ângulo θ , formado entre o amortecedor e uma linha imaginária paralela ao solo que passe pelo vínculo do amortecedor com a bandeja (ver fig. 24).

A equação ficará então:

$$f_{\text{veículo}} \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k \cdot \text{sen}\theta}{m}} \quad (3)$$

Para a dianteira tem-se: d_1 igual a 375 mm, d_2 igual 975 mm, massa suspensa igual a 250 kg e θ aproximadamente 0,87. Da equação (3) temos que:

$$1,5 \cdot \frac{975}{375} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k \cdot 0,87}{250}} \Rightarrow k \cong 172,5 \cdot \text{kN/m}$$

Já para a traseira tem-se: d_1 igual a 495 mm, d_2 igual 1020 mm, massa suspensa igual a 500 kg e θ aproximadamente 0,96. Da equação (3) temos que:

$$1,5 \cdot \frac{1020}{495} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k \cdot 0,96}{500}} \Rightarrow k \cong 196,4 \cdot \text{kN/m}$$

4.3.2. Metodologia para o dimensionamento dos amortecedores

Assim como para as constantes de elasticidade, existem fatores de amortecimento que geram mais conforto e fatores que proporcionam maior estabilidade.

Veículos comerciais utilizam coeficientes de amortecimento médio relativamente baixos, em torno 35% do amortecimento crítico. No entanto, para garantir uma boa performance do veículo o ideal seriam coeficientes mais altos, que eliminam as oscilações mais rapidamente. Para este projeto o valor adotado será de 70% do fator de amortecimento crítico.



O fator de amortecimento crítico pode ser obtido pela seguinte fórmula:

$$C_{crit} = 2\sqrt{k \cdot m} \quad (4)$$

Onde m é a massa suspensa. E como:

$$\frac{C}{C_{crit}} = 0,7 \quad (5)$$

Obtém-se:

$$C = 1,4 \cdot \sqrt{k \cdot m} \quad (6)$$

Portanto, aplicando a equação (6) para a dianteira, teremos:

$$C = 1,4 \cdot \sqrt{172,5 \cdot 10^3 \cdot 250} \Rightarrow C \cong 9,2 \frac{kN}{m/s^2}$$

E aplicando-a para a traseira, obtém-se:

$$C = 1,4 \cdot \sqrt{196,4 \cdot 10^3 \cdot 500} \Rightarrow C \cong 13,9 \frac{kN}{m/s^2}$$

Caso os valores obtidos para os fatores de amortecimento não sejam facilmente encontrados no mercado e não seja viável fabricar amortecedores com estas propriedades, é possível que se obtenha outros valores apenas modificando a angulação fornecida ao amortecedor ou mesmo a distância de ponto de apoio até o vínculo da bandeja.

5. Projeto Físico

Para a elaboração de uma bancada que permita testar diversas possibilidades de geometrias de suspensão, é preciso que ela permita a liberdade espacial (nos três eixos) para



todos os pontos (definidos como *hardpoints*) da suspensão. Para a meia suspensão a ser modelada na bancada, chamaremos os pontos conforme os números da figura a seguir.

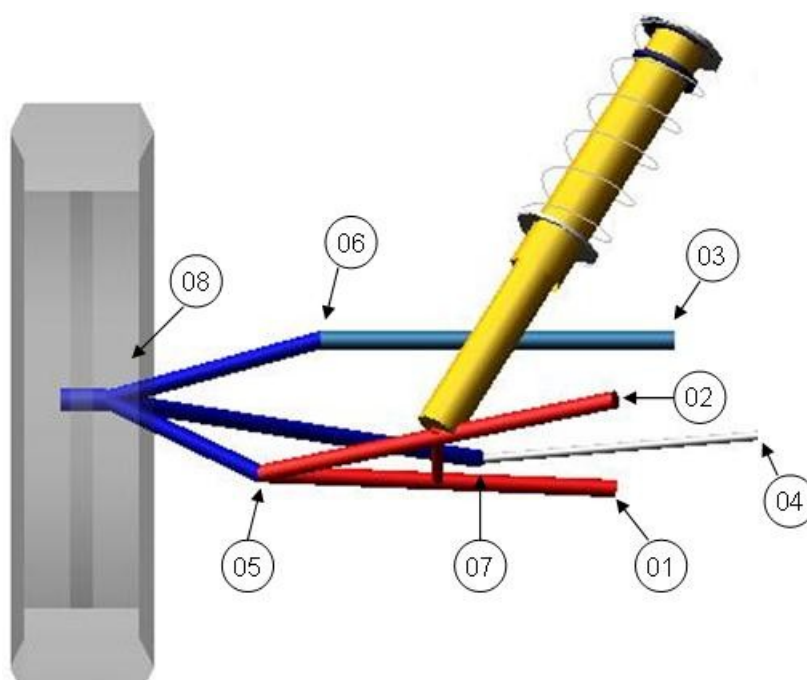


Fig. 22 – Visão frontal da suspensão dianteira a ser modelada em bancada.

A bancada trabalha da seguinte forma:

Os pontos definidos pelos números 01, 02, 03 e 04 são posicionados espacialmente pela estrutura da bancada a partir de movimentações nos três eixos, possibilitadas pelo deslizamento de tubos de 1 ¼” concentricamente a tubos de ¾”, separados por buchas torneadas em poliuretano. A posição é fixada por parafusos que se alojam em porcas soldadas nos tubos de 1 ¼” e pressionam a bucha contra o tubo de ¾”.



Fig. 23 – No topo à esquerda, as buchas torneadas. À direita os tubos montados. Em baixo, à esquerda, detalhe do parafuso de fixação.

Para representar a bandeja inferior pode-se, a partir de duas barras que possibilitam a variação de seus comprimentos, unidas em uma das extremidades de forma a poderem fixar qualquer angulação entre si, fixar as extremidades opostas nos pontos 01 e 02 posicionados na estrutura por meio de juntas esféricas, que permitirão rotação nos três eixos. Estas juntas tiveram o seu eixo central usinados em torno, na tentativa de aumentar os ângulos limites por ela atingidos.



Fig. 24 – Junta esférica adaptada de um terminal de direção de um veículo de mercado.



Uma terceira barra que também permite variação de tamanho deve então ser fixada, também por meio de juntas esféricas, no ponto 03, fazendo as vezes da bandeja superior. Uma quarta e última barra, com as mesmas características, deverá ser fixada no ponto 04, representando a barra de direção.

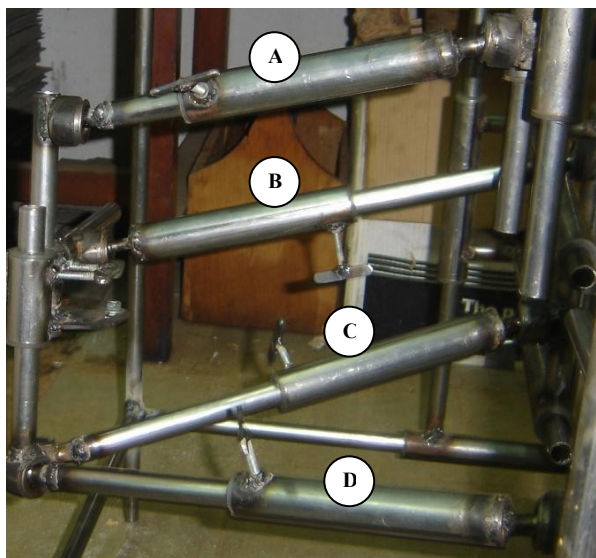


Fig. 25 – Na figura, A representa a bandeja superior, B a barra de direção e C e D a bandeja inferior.

Nas barras que representam a bandeja inferior define-se então o ponto 05, apenas regulando o comprimento das mesmas. Realizando uma operação semelhante na barra que representa a bandeja superior, obtém-se o ponto 06. Da mesma maneira, para a que representa a barra de direção obtém-se o ponto 07. A partir dessas operações, fica definido então o ângulo de caster dessa geometria de suspensão, bem como o ângulo de *king pin*.

Para finalizar a construção da bancada, deve-se então desenvolver um dispositivo que fará as vezes do *strut* (ou manga de eixo), o qual deve permitir o posicionamento espacial dos pontos 05, 06 e 07 o mais variável possível em relação ao ponto 08, concluindo assim, ao se fixar os pontos 05, 06 e 07 do *strut* às barras que servem como bandeja, também por meio de



juntas esféricas, um sistema capaz de simular diversas possibilidades de geometria de suspensão.

Para tanto foi desenvolvida uma peça que, inicialmente, pode-se definir a distância entre os pontos 05 e 06. Desta peça, com uma liberdade de rotação e de distância (equivalente a coordenadas polares) defini-se o ponto 08.



Fig. 26 – Definição do ponto 05 em relação à estrutura do *strut*.



Fig. 27 – Definição do ponto 06 em relação à estrutura do *strut*.



Fig. 28 – Definição do ponto 08 em relação à estrutura do *strut*.



O ponto 07, por fim, é definido pela liberdade de rotação em dois planos e pela definição da distância desejada (equivalente a coordenadas esféricas). Com estes ajustes defini-se o ângulo de ackerman utilizado nessa geometria de suspensão. Na figura 29 pode-se notar em A e B as liberdades de rotação e em C a regulação da distância.

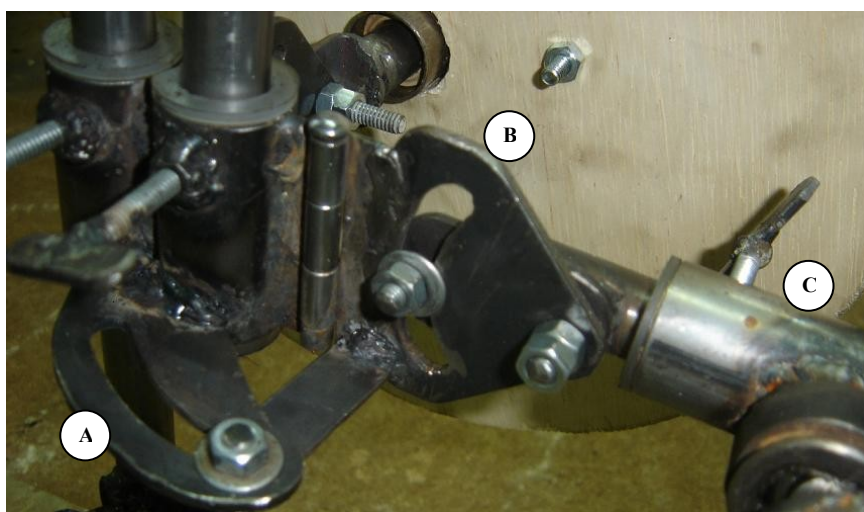


Fig. 29 – Definição do ponto 07 em relação à estrutura do *strut*.

Para simular a movimentação da suspensão basta movê-la manualmente para cima e para baixo. Para realizar testes da direção, uma manopla, localizada na parte traseira da bancada pode ser movimentada, realizando a operação equivalente a da cremalheira (movimentação do ponto 04). Qualquer ângulo imposto à roda pode também ser fixado, bastando para isso travar o parafuso na bucha por onde essa peça que faz as vezes da cremalheira se movimenta.



Fig. 30 – Manopla que simula a ação de uma cremalheira.

A figura 31 traz uma visão completa da bancada construída, já com os pontos definidos na figura 22 devidamente identificados.

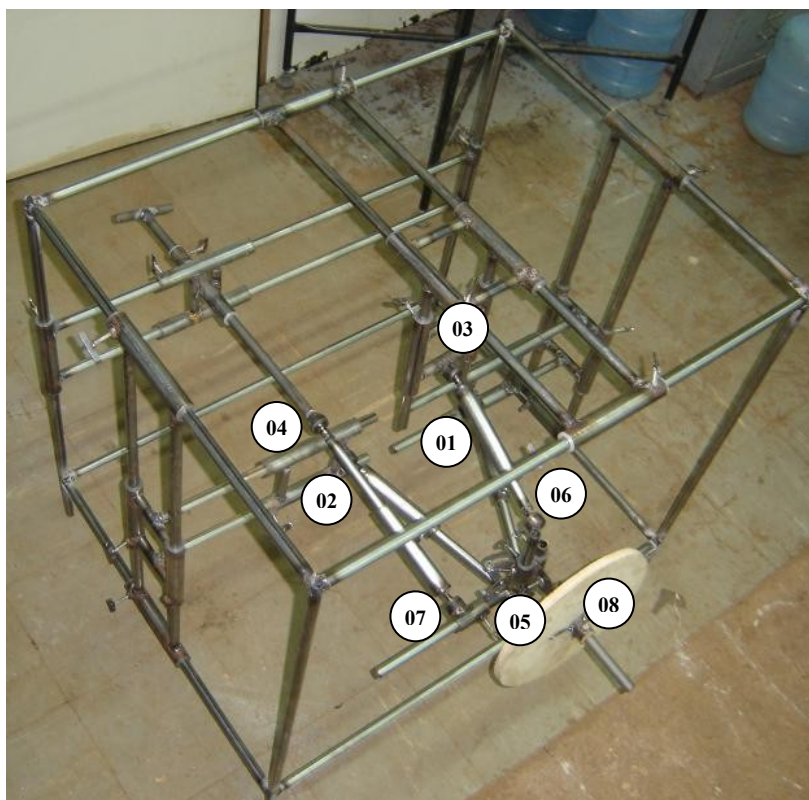


Fig. 31 – Visão completa da bancada.



6. Conclusão

Neste trabalho foram apresentados os procedimentos utilizados para o desenvolvimento de um modelo de suspensão, os quais podem ser aplicados para qualquer tipo de veículo que as necessite.

Partindo-se dos gráficos de resposta do sistema utilizado, sabendo-se modificar os parâmetros necessários tais como tamanho de bandeja, pontos de fixação, ângulo de caster, etc. e com uma correta interpretação dos resultados obtidos pode-se, empiricamente, chegar aos valores ideais para o tipo de suspensão que se deseja criar.

Os métodos de obtenção de constantes de elasticidade e de fatores de amortecimento também podem ser utilizados de forma reversa (como premissas do projeto), desenhando-se então uma suspensão específica para os parâmetros que se têm.

A partir da bancada desenvolvida é possível facilmente se estudar possíveis geometrias de suspensão fisicamente, antes de uma aproximação a partir de softwares, facilitando a visualização, principalmente para aqueles que estão iniciando seus estudos acerca de suspensões. Ela pode, portanto, ser usada como método didático de estudo.

O problema que se pode citar na bancada, da forma como se encontra no momento, é o fato de, por terem sido utilizadas juntas esféricas simples para redução de custos do projeto, no lugar dos terminais inicialmente cotados, a limitação de movimentação ficou acima do desejado para um estudo eficaz de geometrias de suspensão. Uma usinagem, realizada em um torno, do eixo interno das juntas foi uma tentativa de aumentar seus ângulos limites, a qual não se mostrou suficiente.

Um outro problema identificado, também devido à utilização das juntas esféricas, foi que a liberdade de rotação em três eixos proporciona liberdades acima das necessárias para o



projeto, tornando a estrutura mais instável. Uma solução possível seria a substituição das juntas por algum tipo de mecanismo que possuísse liberdade de rotação em apenas dois eixos, onde a rotação em um destes eixos pudesse ser travada quando necessário.



7. Agradecimentos

Agradeço a todos os membros da Equipe POLI de Mini Baja por todo o conhecimento que tive a oportunidade de dividir com cada um deles, não apenas sobre suspensão como também sobre diversos outros subsistemas automotivos e principalmente sobre trabalho em equipe. Agradeço em especial aos professores Roberto Ramos Junior e Marcelo Augusto Leal Alves, que tanto contribuíram para o crescimento dessa equipe.

Agradeço também ao prezado amigo Felipe Merchesin por toda a ajuda prestada, fundamental para a elaboração deste projeto e à Vanessa Miranda Grande por todo o apoio recebido.



8. Referências Bibliográficas

KAMINSKI, P.C. **Desenvolvendo produtos, planejamento, criatividade e qualidade.** LTC

Editora S.A., 1. ed. Rio de Janeiro, 2000.

SERVIÇO DE BIBLIOTECAS DA EPUSP. **Diretrizes para apresentação de trabalhos**

Finais. São Paulo, 2005.

Site <http://pt.wikipedia.org>, acessado em 11/03/2006.

Site <http://www.planetaoffroad.com.br>, acessado em 18/03/2006.

Site <http://www.mecanicaonline.com.br>, acessado em 8/04/2006.

Site <http://www.gravityspain.com/Carrilanas/Ajuste%20carrilanas%20angulos.htm>, acessado em 15/04/2006.