

ROMEU FONTANA

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE UM VEÍCULO 4x4

Trabalho de Conclusão apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre em
Engenharia

São Paulo
2005

014

ROMEU FONTANA

ESTUDO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE UM VEÍCULO 4x4

Trabalho de Conclusão apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador:
Prof. Dr. Marcelo A. Leal Alves

São Paulo
2005

AGRADECIMENTOS

À SAE Brasil (Society of Automotive Engineers) pela bolsa de estudos que me foi concedida para cursar o Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva da Escola Politécnica da USP.

À minha esposa pela atenção e incentivo constantes.

Aos Professores Marcelo A. Leal Alves e Omar Moore de Madureira pela objetividade e apoio fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Engenheiro William F. Milliken pelos excelentes livros publicados sobre Dinâmica de Veículos.

RESUMO

Este trabalho é um estudo de caso sobre uma caminhonete com tração 4x4, cujo desenvolvimento apresentou problemas de estabilidade direcional durante uma série de testes de frenagem, realizados com e sem travamento das rodas. São mostrados os conceitos gerais do veículo de maneira detalhada, porém preservando-se o devido sigilo com relação a detalhes de projeto que são confidenciais da montadora. Trata-se de uma análise da dinâmica do veículo, iniciada com o cálculo do centro de gravidade; é verificada a geometria da suspensão e direção, bem como o balanceamento e distribuição do peso nas quatro rodas. São utilizados cálculos matemáticos para mensurar os resultados de transferência de peso, tanto no sentido longitudinal (frenagens) como no lateral (curvas). Na transferência de peso longitudinal é verificada a deflexão da suspensão dianteira e o ângulo de atitude do veículo, e demonstrada a implicação destes fatores com a instabilidade direcional apresentada durante os testes. São propostas algumas soluções para o problema e apontadas as vantagens e desvantagens de cada alternativa, onde são abordados também os conceitos de geometria da suspensão de forma a evidenciar a solução recomendada. Na transferência de peso lateral são calculadas a massa suspensa e as massas não suspensas dianteira e traseira do veículo; são realizados cálculos matemáticos para verificar a inclinação lateral do veículo durante as curvas, de forma a se definir parâmetros de projeto úteis para o desenvolvimento de novas versões, ou mesmo para comparação com projetos já existentes.

ABSTRACT

This work is related to the case study of a 4WD pick-up truck; which development has shown some directional stability problems during braking tests, whether those have been performed with wheel locking or not. The general vehicle concepts are shown in detail; however, care has been taken in order not to unveil some design characteristics that are confidential items of the O.E.M. This is a vehicle dynamics analysis, starting with the calculation of the center of gravity; suspension and steering geometry are verified, as well as weight balance and distribution in each wheel. The Mathematics involved is used for the measurement of weight transfer results, either longitudinal (braking) or lateral (curve). In the case of longitudinal weight transfer, the front suspension movement and the vehicle attitude (brake dive) angle are checked, and both factors are related to the directional instability verified during the tests. Some solutions for this problem are proposed, by showing the advantages and disadvantages of each alternative; suspension geometry concepts are also shown, in order to better explain the recommended solutions. In the case of lateral weight transfer, the sprung mass and both front and rear unsprung masses are calculated; mathematic calculation is then performed to verify the vehicle lateral inclination (roll angle) in cornering, so that design parameters are set for the development of new versions, or either for comparison with current models.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE TABELAS	XI
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	XII
LISTA DE SÍMBOLOS	XIII
1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO DA LITERATURA	11
3. METODOLOGIA	
3.1 – LOCALIZAÇÃO DO CG	16
3.2 – CÁLCULO DO CG	16
3.2.1 - Localização Horizontal (x,y) do CG	16
3.2.2 - Localização Vertical (z) do CG	18
3.3. ESTUDO DINÂMICO	27
3.3.1 - Testes em Campo de provas	27
3.3.2 - Coleta de Dados	29
3.3.3 - Transferencia de Peso Longitudinal	34
3.3.3.1 – Acréscimo da Carga Vertical no Eixo Dianteiro	34
3.3.3.2 – Movimento da Suspensão Dianteira	36
3.3.3.3 - “Mergulho” na Frenagem (<i>Brake Dive</i>)	39
3.4 – MODIFICAÇÕES PROPOSTAS PARA O VEÍCULO	43
3.4.1 – 1a Alternativa – Alongamento da Distância Entre Eixos	44
3.4.2 – 2a Alternativa –Geometria Anti-mergulho (<i>Anti-dive</i>)	52

4. RESULTADOS	53
5. DISCUSSÃO	57
5.1 - Estudo da Geometria da Suspensão	57
5.2 - Centro Instantâneo (<i>Instant Center</i>)	57
5.3 - Centro de Rolagem (<i>Roll Center</i>)	58
5.4 - Eixo tipo <i>Hotchkiss</i>	59
5.5 - Geometria Anti-mergulho (<i>anti-dive</i>)	65
6. CONCLUSÕES	72
7. ANEXO A	74
7.1 - Transferencia de Peso Lateral	74
7.2 - Peso não-suspensão dianteiro (<i>Front unsprung weight</i>)	78
7.3 - Peso não-suspensão traseiro (<i>Rear unsprung weight</i>)	79
7.4 - Peso suspensão (<i>Sprung weight</i>)	80
7.5 - Gradiente de rolagem (<i>Roll gradient</i>)	82
7.6 - Transferências individuais de peso em cada eixo	86
7.7 - Parâmetros de Referência	89
8. ANEXO B - GRAU DE MOBILIDADE DA SUSPENSÃO DIANTEIRA	90
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	91

LISTA DE FIGURAS

Fig.1.1 – PU 4x4 – Vista Isométrica	2
Fig. 1.2 - PU 4x4 – Vista Lateral	3
Fig. 1.3 - PU 4x4 – Vista Dianteira	4
Fig. 1.4 - PU 4x4 – Vista Traseira	5
Fig. 1.5 - PU 4x4 – Vista Superior	6
Fig. 1.6 - PU 4x4 – Eixo, Suspensão Dianteira e Direção – Vista Isométrica	7
Fig. 1.7 - PU 4x4 - Sistema de Suspensão Dianteira e Direção – Vista Frontal	8
Fig. 1.8 - PU 4x4 - Sistema de Suspensão Dianteira e Direção – Vista Superior	9
Fig. 1.9 - PU 4x2 - Sistema de Suspensão Dianteira e Direção	10
Fig. 3.2.1.1 - Localização horizontal do centro de gravidade	17
Fig. 3.2.2.1 – Medição do peso para determinação do CG	18
Fig. 3.2.2.2 – Medição do peso para determinação do CG	19
Fig. 3.2.2.3 – Medição do peso para determinação do CG	20
Fig. 3.2.2.4 – Medição do peso para determinação do CG	21
Fig. 3.2.2.5 – Localização vertical do centro de gravidade	22
Fig. 3.2.2.6 – Medição do angulo de inclinação θ para cálculo do CG	23
Fig. 3.3.2.1 – Mecanismo de Direção	29
Fig. 3.3.2.2 – Modelo 3D do conjunto direção, suspensão e eixo dianteiro	30
Fig. 3.3.2.3 – Modelo 3D do conjunto direção, suspensão e eixo dianteiro	31
Fig. 3.3.2.4 – Gráfico de Convergência da Roda Dianteira Esquerda vs. Curso da Suspensão	32

Fig. 3.3.2.5 – Gráfico de Divergência da Roda Dianteira Direita vs. Curso da Suspensão	33
Fig. 3.3.3.1.1 – Aceleração Longitudinal	34
Fig. 3.4.1.1 – Chassi PU 121”wb 4x4 – Vista Isométrica	44
Fig. 3.4.1.2 – Chassi PU 121”wb 4x4 – Conjunto Dianteiro	45
Fig. 3.4.1.3 – Chassi PU 121”wb 4x4 – Conjunto Dianteiro	46
Fig. 3.4.1.4 – Chassi PU 121”wb 4x4 – Conjunto Dianteiro	47
Fig. 3.4.1.5 – Chassi PU 121”wb 4x4 – Conjunto Dianteiro	48
Fig. 3.4.1.6 – Comparação entre os Chassis PU 121”wb e 137”wb	49
Fig. 3.4.1.7 – Comparação entre os Chassis PU 121”wb e 137”wb	50
Fig. 3.4.1.8 – Comparação entre os Chassis PU 121”wb e 137”wb	51
Fig. 4.1 – PU 137”wb 4x4 – Posição do CG	53
Fig. 4.2 – Gráficos de Convergência e Divergência das Rodas Dianteiras Esquerda e Direita	55
Fig. 5.4.1 – PU 121”wb 4x4 – Geometria (Suspensões Dianteira e Traseira com Feixes de Mola)	60
Fig. 5.4.2 – PU 121”wb 4x4 – Geometria (Suspensão Dianteira com Feixes de Mola)	61
Fig. 5.4.3 – PU 121”wb 4x4 – Geometria (Suspensão Dianteira com Feixes de Mola)	61
Fig. 5.4.4 – PU 121”wb 4x4 – Geometria (Suspensão Traseira com Feixes de Mola)	62
Fig. 5.4.5 – PU 121”wb 4x4 – Geometria (Suspensão Traseira com Feixes de Mola)	62
Fig. 5.4.6 – PU 121”wb 4x4 – Geometria <i>Pro-dive</i> (Suspensões Dianteira e Traseira com Feixes de Mola)	63

Fig. 5.4.7 – PU 121”wb 4x4 – Geometria <i>Pro-dive</i> (Suspensões Dianteira e Traseira com Feixes de Mola)	64
Fig. 5.5.1 – PU 121”wb 4x4 – Transferência Longitudinal de Peso	65
Fig. 5.5.2 – PU 121”wb 4x4 – Geometria <i>Anti-dive</i> (Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais / Suspensão Traseira com Feixes de Mola)	66
Fig. 5.5.3 – PU 121”wb 4x4 – Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais	67
Fig. 5.5.4 – PU 121”wb 4x4 – Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais	68
Fig. 5.5.5 – PU 121”wb 4x4 – Geometria <i>Anti-dive</i> (Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais / Suspensão Traseira com Feixes de Mola)	69
Fig. 5.5.6 – PU 121”wb 4x4 – Geometria <i>Anti-dive</i> (Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais)	70
Fig. 6.1 – PU 121”wb 4x4 – Geometria <i>Anti-dive</i> (Suspensão Dianteira com Feixes de Mola invertidos)	72
Fig. 7.1.1 - Feixes de Mola Traseiros – PU 121”wb 4x4	75
Fig. 7.1.2 - Eixo Traseiro – PU 121”wb 4x4	76
Fig. 7.1.3 - Eixo Dianteiro – PU 121”wb 4x4	77
Fig. 7.4.1 – Geometria da Transferencia de Peso Lateral – PU 121”wb 4x4 (<i>GVW</i>)	81

LISTA DE TABELAS

Tab. 3.1.1 - Medições na Caminhonete	24
Tab. 3.1.2 - Medições na Caminhonete	24
Tab. 3.1.3 - Medições na Caminhonete	24
Tab. 3.1.4 – Cálculo do CG	26
Tab. 3.3.3.1.1 – Cálculo do Acréscimo da Carga Vertical no Eixo Dianteiro ΔW_x	35
Tabela 7.1.1 – Componentes não-suspensos – PU 121”wb 4x4	75
Tabela 7.5.1 – Gradientes de Rolagem típicos	85

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Desenho auxiliado por computador
CAE	Engenharia auxiliada por computador
CC	Cabine dupla (<i>Crew cab</i>)
RC	Cabine simples (<i>Regular cab</i>)
SC	Cabine estendida (<i>Super cab</i>)
SSR	Coefficiente de deformação estático (<i>Static spring rate</i>)
VD	Dinâmica de veículos (<i>Vehicle Dynamics</i>)
Wb	Distância entre eixos (<i>Wheelbase</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

4WD	Tração nas 4 rodas (<i>4 wheel drive</i>)
A_x	Aceleração longitudinal (g)
A_y	Aceleração lateral (g)
CG	Centro de gravidade do veículo
F	Força
F_{AD}	Força anti-mergulho (<i>anti-dive</i>)
F_{XF}	Força longitudinal no eixo dianteiro (duas rodas)
F_{XR}	Força longitudinal no eixo traseiro (duas rodas)
GVW	Peso Bruto Total (<i>Gross Vehicle Weight</i>)
IC	Centro instantâneo (<i>Instant center</i>)
K_{FA}	Rigidez composta (conjunto dianteiro)
K_{RA}	Rigidez composta (conjunto traseiro)
K_R	Rigidez de “ <i>ride</i> ”
K_T	Rigidez do pneu
K_W	Rigidez do centro da roda
$K_{\phi F}, K_{\phi R}$	Rigidez de rolagem (<i>roll</i>)
L	Comprimento
L	Distância entre eixos
M	Massa
M	Momento
R_{LF}, R_{LR}	Raios estáticos das rodas dianteiras e traseiras
$R_{L\ CG}$	Altura da linha que passa pelos centros das rodas dianteira e traseira na abcissa (coordenada “X”) do CG
S	Rigidez composta para molas em paralelo

T_F, T_R	Bitola (<i>Track</i>)
V	Velocidade
W	Peso do veículo completo (<i>Weight</i>)
W'_f	Peso nas rodas dianteiras com a traseira levantada
W_f	Peso nas rodas dianteiras
W_r	Peso nas rodas traseiras
W_s	Peso suspenso
W_{UF}, W_{UR}	Pesos não-suspensos dianteiro e traseiro
X, Y, Z	Sistema SAE de coordenadas globais fixas
X_F	Movimento vertical da suspensão dianteira na frenagem
X_R	Movimento vertical da suspensão traseira na frenagem
Z_{RF}, Z_{RR}	Alturas dos centros de rolagem (<i>roll centers</i>)
Z_{WF}, Z_{WR}	Alturas dos CG's dos pesos não-suspensos
$\Delta W_F, \Delta W_R$	Transferência lateral de peso
ΔW_x	Acréscimo da carga no eixo dianteiro
α	Angulo do mergulho de frenagem (<i>Brake dive angle</i>)
θ	Angulo de inclinação do veículo para medição do CG
ϕ	Angulo de rolagem (<i>roll angle</i>)
μ	Coefficiente de atrito ou aderência entre pneu e solo

a	Distância do CG ao eixo dianteiro
as	Distância horizontal do CG do peso suspenso ao eixo dianteiro
a	Aceleração em m / s^2
b	Distância do CG ao eixo traseiro
g	Aceleração devido a gravidade em m / s^2
h	Altura do CG do veículo completo (até o solo)
h ₁	Altura do CG do veículo completo
h ₂	Distância do CG do peso suspenso perpendicular ao eixo de rolagem
h _s	Altura do CG do peso suspenso
k	Rigidez da mola (kg / mm)
kg . m	Quilogrammetro
m	Massa
svsa	Braço oscilante lateral (<i>Side view swing arm</i>)
x, y, z	Sistema SAE de eixos do veículo

1. INTRODUÇÃO

Há requisitos conflitantes na tentativa de estabelecer a geometria de direção para um novo projeto de veículo. Um pequeno diâmetro de giro pode ser requerido para manobras em baixa velocidade, enquanto para altas velocidades um firme controle direcional é necessário. Em veículos para uso em terrenos variados são necessárias características como longo curso vertical das rodas, onde são exigidos grandes deslocamentos das molas para permitir apropriada adesão ao solo, bem como conforto. Veículos convencionais são sujeitos a manobras de mergulho (*pitch*), rolagem (*roll*) e guinada (*yaw*), assim como a movimentação no sentido vertical das molas da suspensão, além de movimentos laterais e horizontais induzidos pela geometria dos sistemas de suspensão e direção (*compliance*), os quais às vezes são propositadamente utilizados para compensar uma variedade de efeitos de vibração. Todos estes fatores podem fazer com que a dirigibilidade (*handling*) do veículo seja tão complexa quanto (ou até mais do que) a de uma aeronave em voo. Evitar o arrasto lateral do pneu (*tire scrub*) em manobras de baixa velocidade envolve um cuidadoso projeto dos mecanismos de suspensão e direção, os quais devem também atender a ângulos de esterçamento relativamente grandes. Os ângulos são definidos inicialmente de forma a atender a condição real de esterçamento e posteriormente ajustados para atender aos requisitos de estabilidade e dirigibilidade em altas velocidades. O ângulo de caster permite boa rodagem em linha reta, além de um efeito de auto-alinhamento para as rodas esterçadas. Já o ângulo de camber introduz uma pré-carga no mecanismo de direção através da tendência dos pneus em girar como se fossem cones, uma vez que o seu eixo de rotação foi inclinado.

O mecanismo de direção deve permitir também um ajuste do ângulo de convergência a fim de compensar as deflexões no sistema causadas pela resistência ao rolamento, e desta forma manter uma rodagem em linha reta.

Uma sensação agradável de direção é proporcionada escolhendo-se um mecanismo cuja geometria não permita conflitos entre os deslocamentos horizontais da direção e os movimentos verticais da suspensão. Para a resolução de valores iniciais de geometria de direção do projeto, é usual considerar o movimento do veículo em um plano horizontal somente, e nas curvas um raio de curvatura constante. Isto permite uma condição de análise da dirigibilidade em regime permanente (*steady state*), com premissas simplificadas para a definição de valores iniciais para as variáveis geométricas. No entanto, conforme o projeto é desenvolvido, faz-se necessário também a análise em regime transitório.

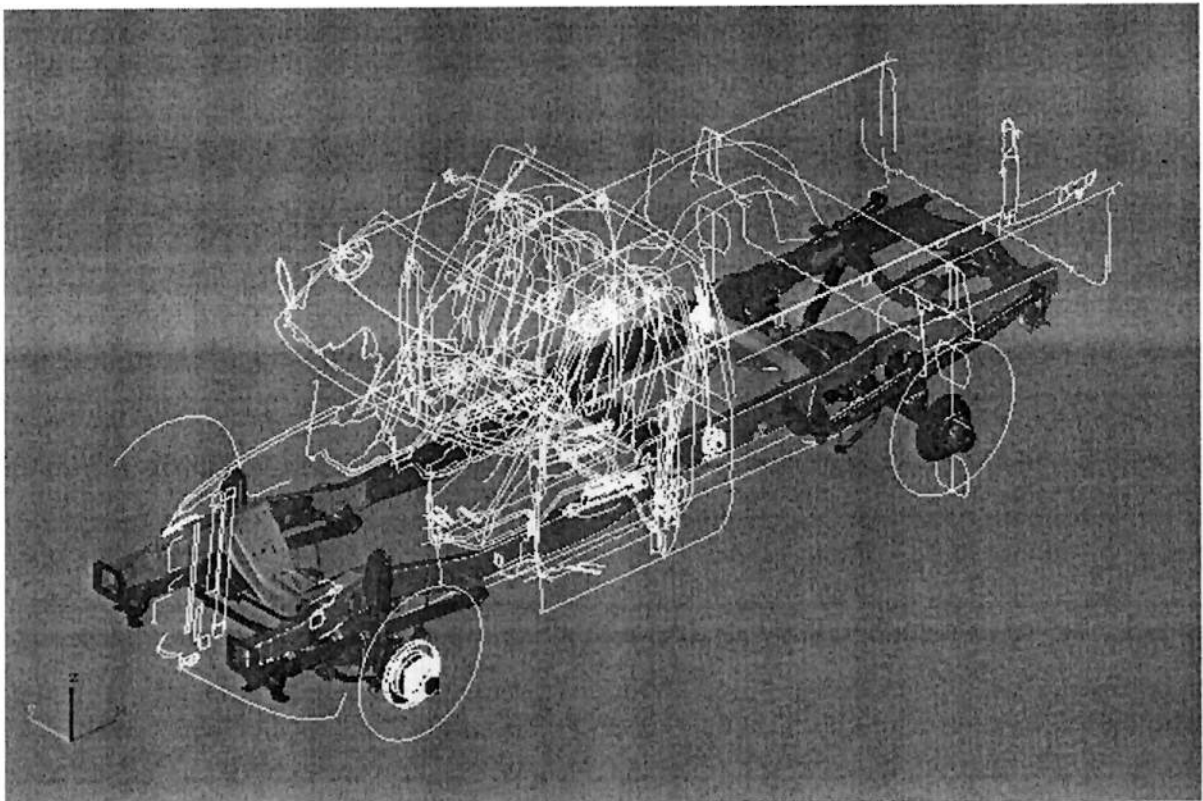


Fig.1.1 - PU 4x4 – Vista Isométrica

Este trabalho baseia-se no estudo do comportamento dinâmico de um novo modelo de caminhonete de grande porte (“*full size*”) de uma montadora cujo nome será mantido em sigilo por questões éticas. Neste trabalho o veículo recebeu a denominação PU 4X4; possui sistema de tração nas 4 rodas. As figuras apresentadas são somente para referência.

O projeto foi baseado na necessidade de melhoria das características de estabilidade / dirigibilidade (*handling*) e conforto (*ride*) da nova versão 4x4, e também na necessidade de estabelecer critérios objetivos de avaliação e aceitação dentro dos limites impostos pela configuração específica desta versão. O escopo deste trabalho é analisar e desenvolver estes critérios.

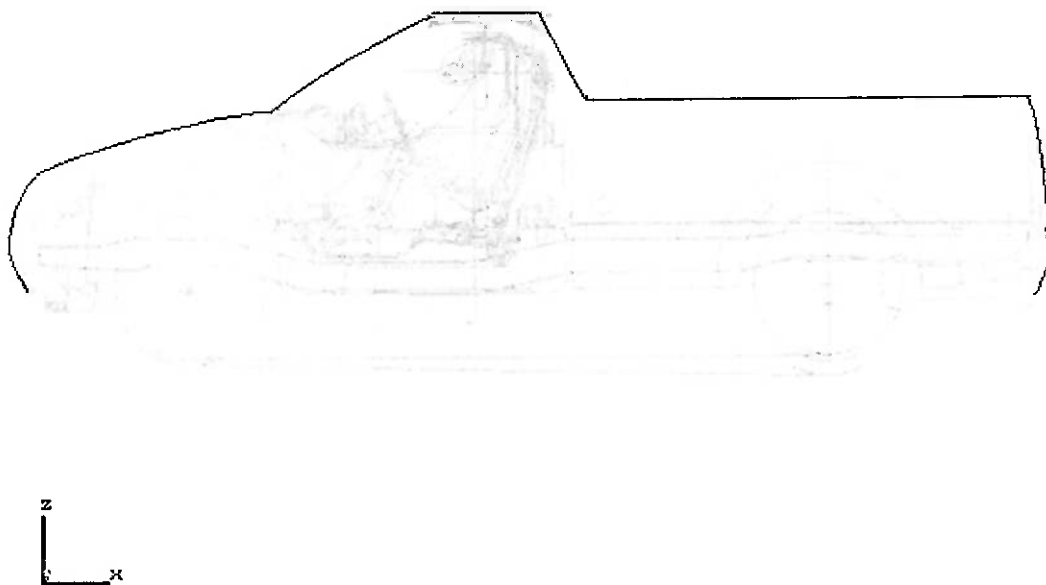


Fig. 1.2 - PU 4x4 – Vista Lateral

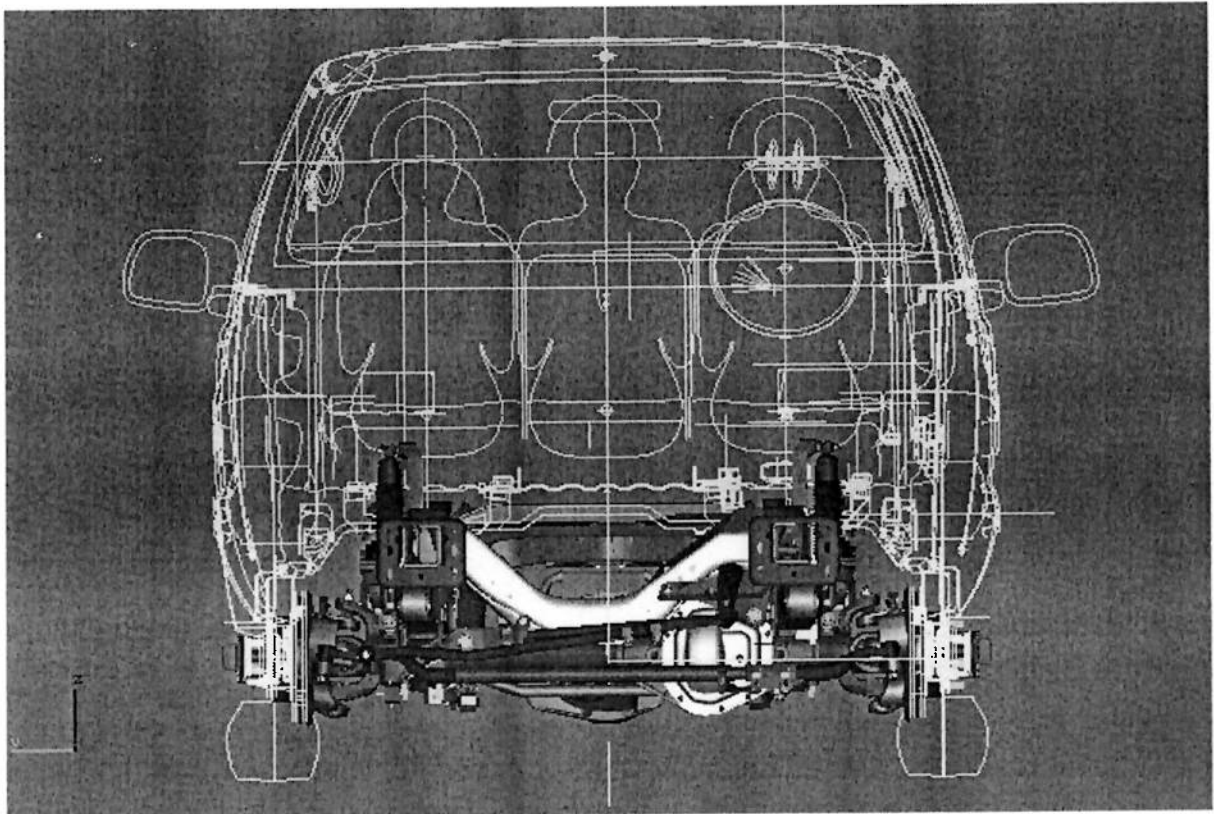


Fig. 1.3 - PU 4x4 – Vista Dianteira

O projeto inicial desta caminhonete foi desenvolvido nos E.U.A, porém naquele país são utilizadas outras configurações que são adequadas ao consumidor, como motores a gasolina de 8 ou 10 cilindros e transmissão automática; versões de cabine estendida e caçamba longa, dotadas de grande distância entre eixos, que requerem ruas e avenidas largas, e grandes espaços para manobras; o peso bruto total é de 4200 kg nas versões básicas.

Já no Brasil a configuração apropriada possui motor Diesel de 4 cilindros e transmissão manual de 5 velocidades; utiliza-se cabine simples ou dupla com caçamba curta, sendo que o peso bruto total na versão mais longa é de 3990 kg. Sendo o limite para automóveis imposto como 3500 kg, esta caminhonete recebe a classificação legal de caminhão, obrigando o motorista a possuir a licença requerida para este tipo de veículo.

Com todas estas diferenças de configurações, ocorre que as versões para uso no Brasil possuem distribuição de peso atípica, exigindo desta forma uma análise dinâmica do veículo. Por razões de economia de escala, os sistemas de suspensão e direção das versões Norte-americana e Brasileira possuem a maior parte dos seus componentes iguais, sendo feitas alterações conforme a necessidade específica.

A versão Brasileira 4x4 caracteriza-se principalmente pela maior distância livre do solo, obtida através de espaçadores na suspensão traseira e da utilização de uma suspensão dianteira específica para este modelo (feixe de molas).

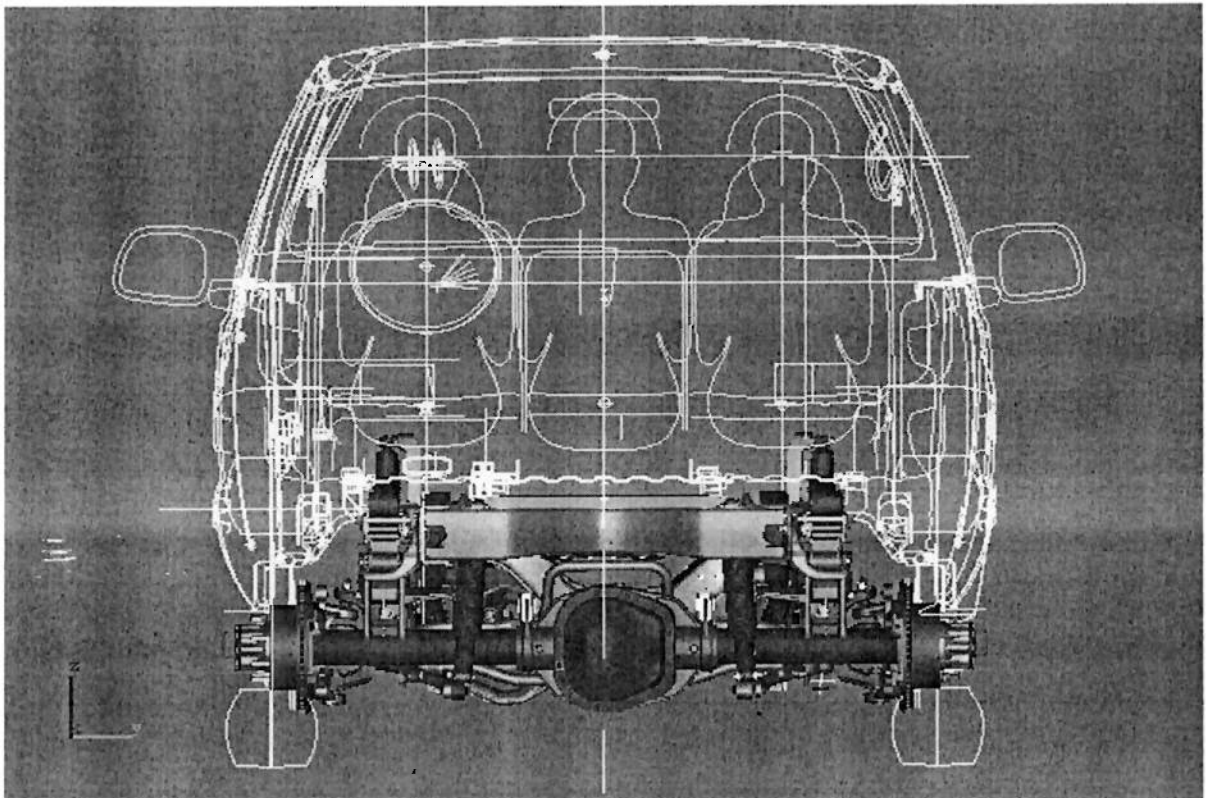


Fig. 1.4 - PU 4x4 – Vista Traseira

São utilizados eixos rígidos do tipo *Hotchkiss* na dianteira e na traseira, acarretando um aumento da massa não suspensa do veículo, fator que influi diretamente nas suas características dinâmicas, bem como no conforto.

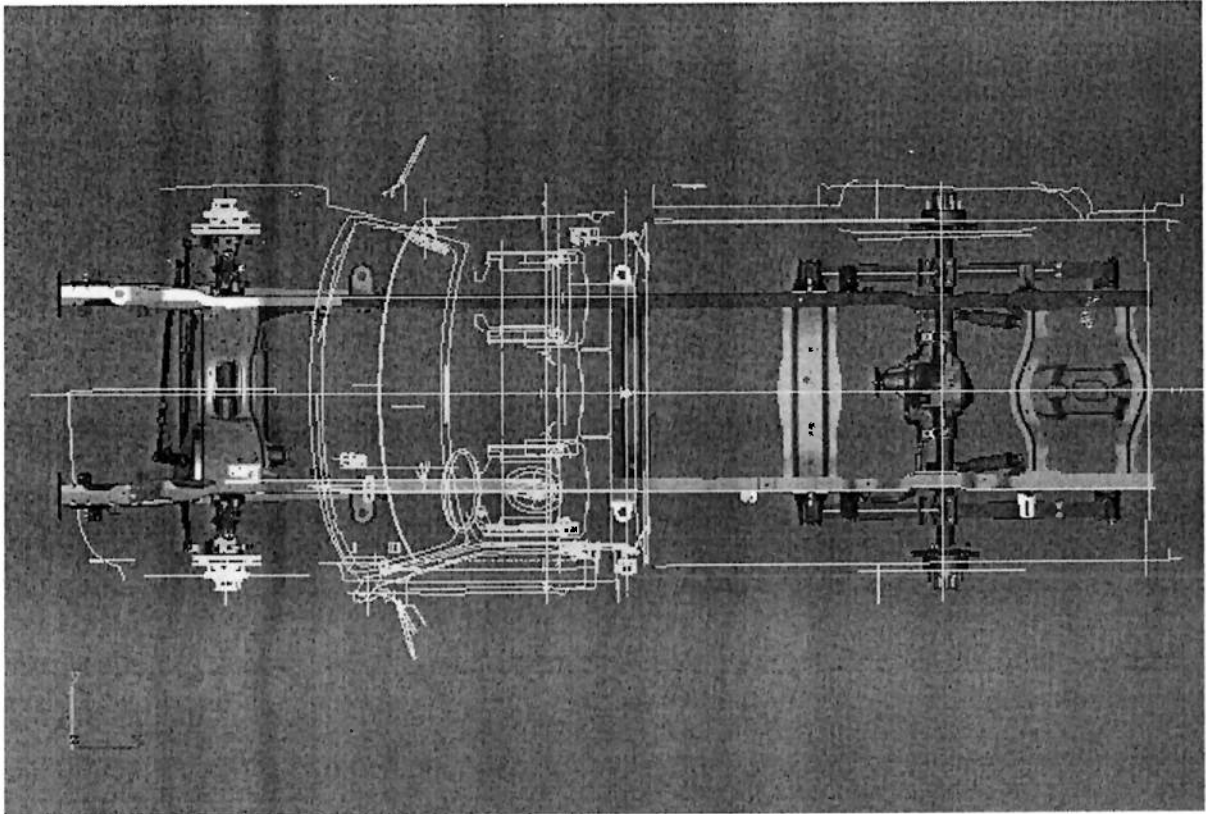


Fig. 1.5 - PU 4x4 – Vista Superior

Tanto na suspensão dianteira como na traseira, são adotados feixes de mola com a rigidez apropriada para a capacidade de carga definida para a versão em estudo.

Na suspensão dianteira, o eixo é fixado nos feixes de mola e possui também um tirante (*Panhard bar*), mostrado a seguir na Fig. 1.6. Uma extremidade deste componente é fixa no chassi do veículo.

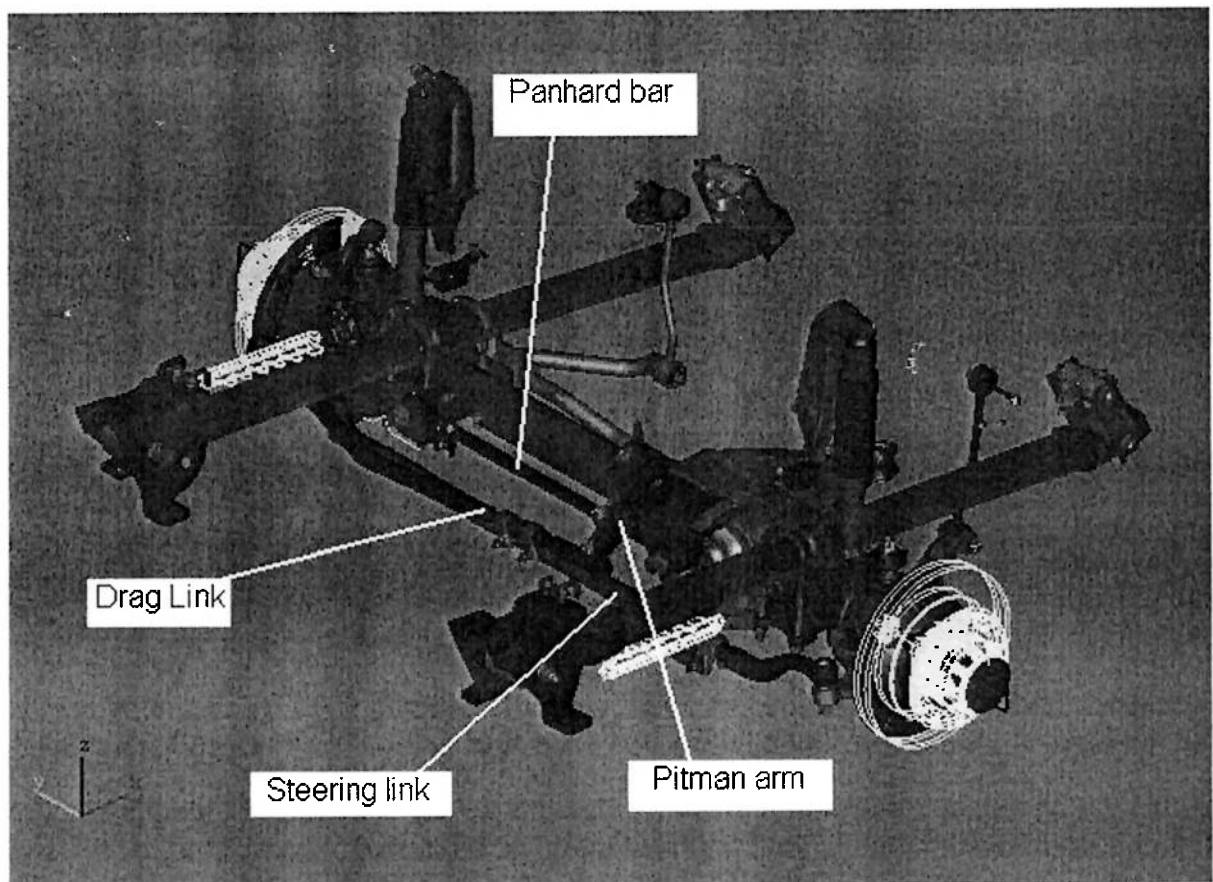


Fig. 1.6 - PU 4x4 – Eixo, Suspensão Dianteira e Direção – Vista Isométrica

A rigor, um sistema de suspensão e direção como este não deveria receber a adição da barra Panhard se fosse convenientemente dimensionado. Ocorre no entanto que o formato do jumelo (*shackle*) não é suficientemente resistente contra as flexões laterais a que está submetido.

O movimento da barra Panhard realiza-se no plano transversal ao veículo, enquanto o movimento da suspensão ocorre no plano longitudinal. Esta situação conflitante faz com que as buchas da suspensão sejam obrigadas a absorver movimentos em planos perpendiculares entre si.

A barra *Panhard* está instalada de forma que, durante a movimentação da suspensão (*jounce / rebound*) o eixo não descreve uma trajetória igual àquela verificada no conjunto de barras de direção, constituído pela barra de arrasto (*drag link*) e pela barra transversal (*steering link*).

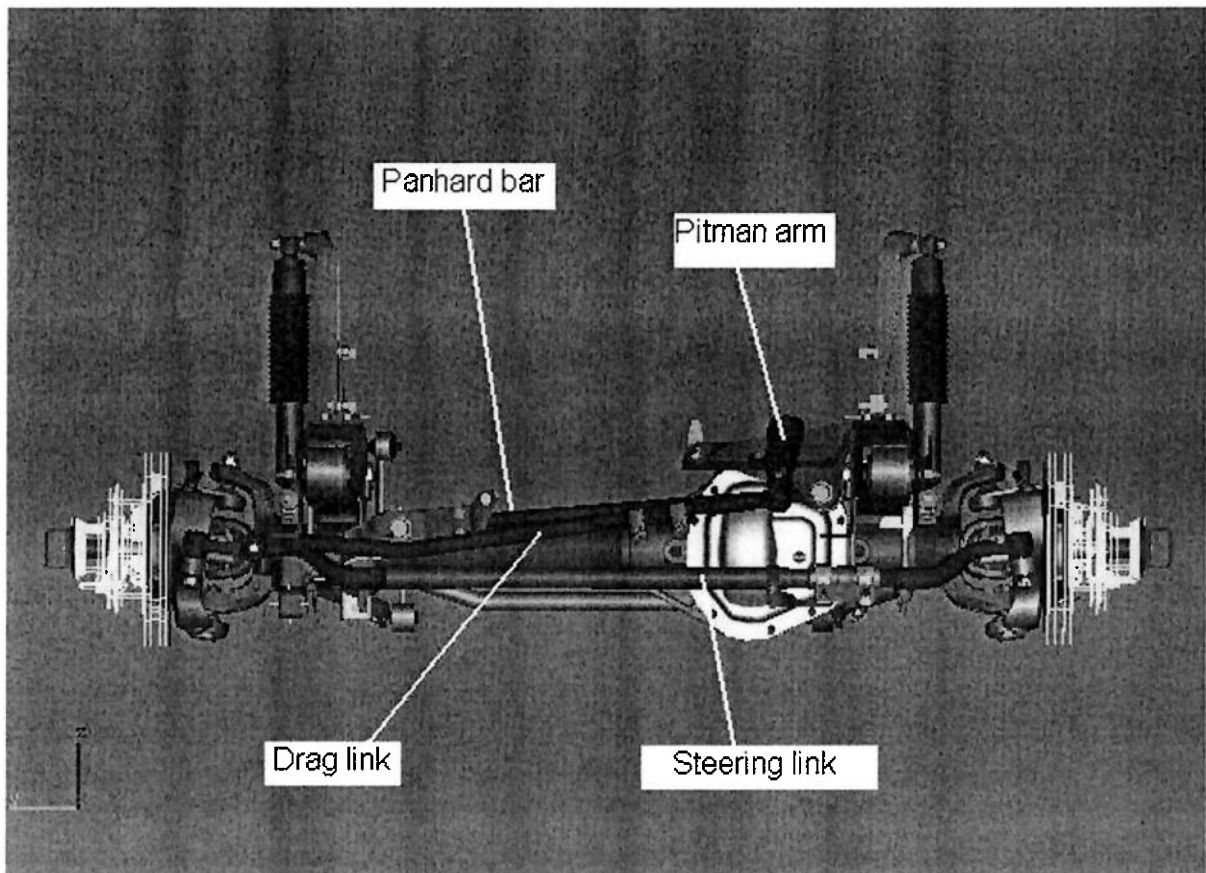


Fig. 1.7 - PU 4x4 - Sistema de Suspensão Dianteira e Direção – Vista Frontal

Por não serem exatamente iguais, as trajetórias do eixo e do sistema de barras de direção fazem com que as rodas dianteiras tenham um efeito de esterçamento durante a movimentação da suspensão (*bump steering*), influenciando o comportamento dinâmico em curvas e frenagens. É uma característica deste sistema que será analisada em detalhes no decorrer deste trabalho.

Outro fator crítico na geometria é a inclinação da barra de arrasto (*drag link*), que também exerce uma influência significativa no efeito descrito acima, somando desta forma efeitos negativos.

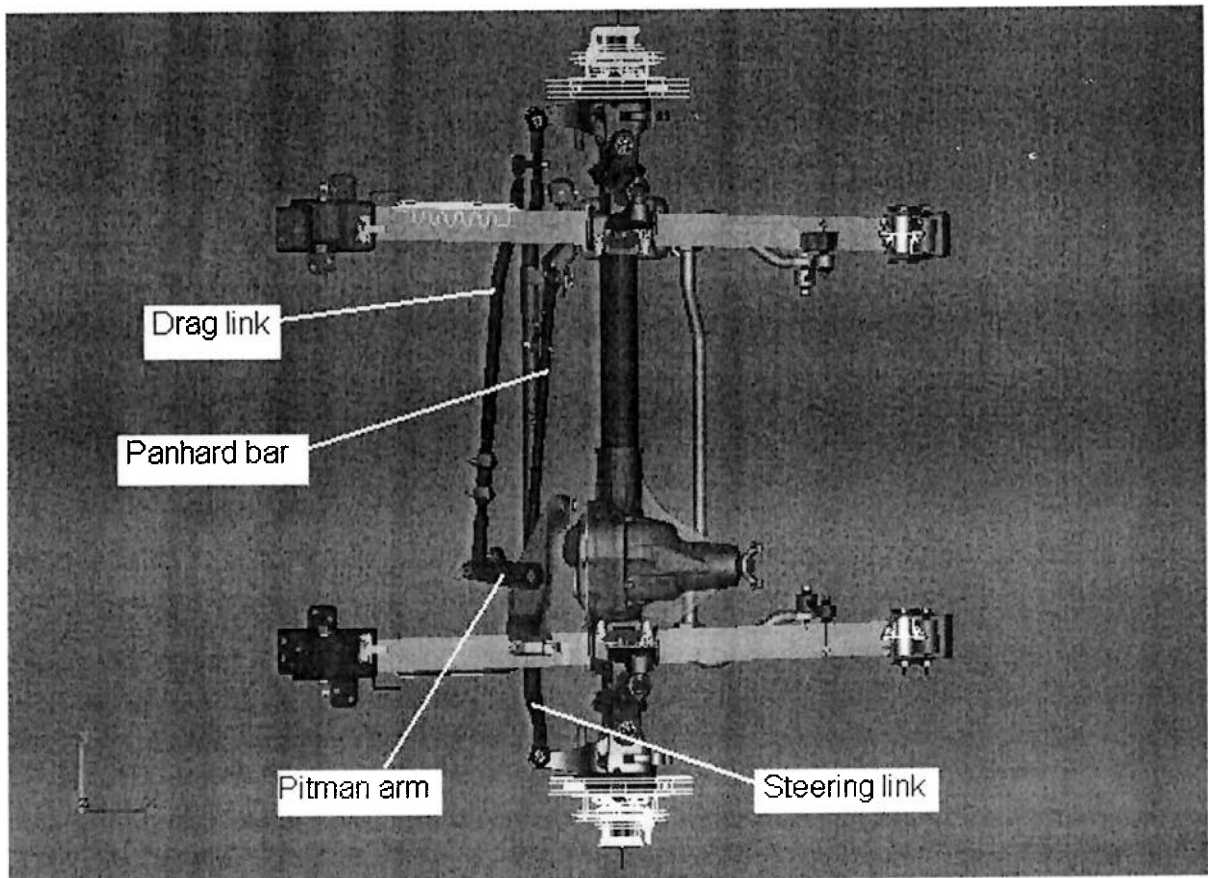


Fig. 1.8 - PU 4x4 - Sistema de Suspensão Dianteira e Direção – Vista Superior

Assim, considerando-se um projeto onde todos os componentes sejam devidamente dimensionados, a barra Panhard é redundante e desnecessária.

A barra de arrasto (*drag link*) deveria por sua vez estar posicionada na horizontal, a fim de minimizar os efeitos direcionais parasitas com o movimento da suspensão.

Neste trabalho serão também analisadas soluções para eliminar estes problemas.

É interessante mencionar que a versão 4x2 possui suspensão dianteira independente, constituída por braços transversais (*I-beams*) e longitudinais (*radius arms*). Possui molas helicoidais, que permitem uma melhor condição de conforto.

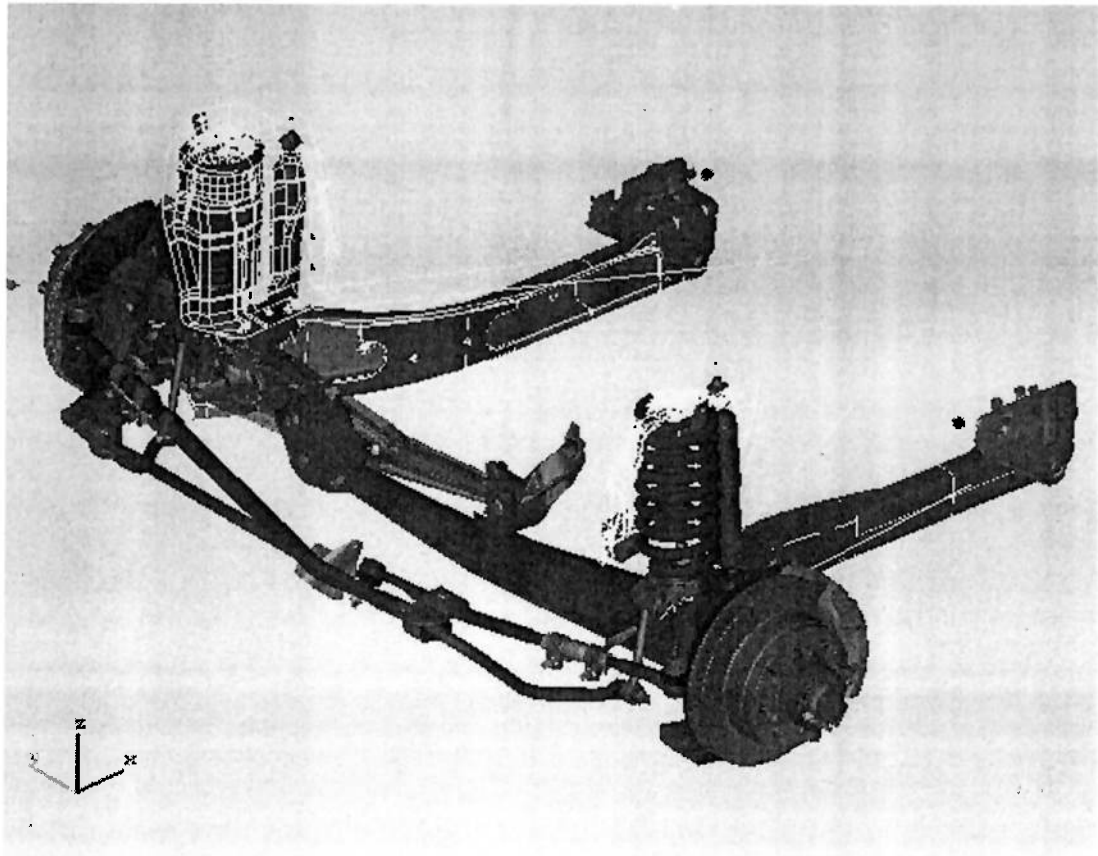


Fig. 1.9 - PU 4x2 - Sistema de Suspensão Dianteira e Direção

Os dois sistemas de suspensão e direção apresentados possuem diferentes características geométricas, influenciando diretamente os centros de gravidade das massas não suspensas.

O estudo irá abranger o comportamento dos veículos 4x4.

2. REVISÃO DA LITERATURA

A revisão desta seção refere-se não somente aos livros e artigos relacionados ao tema de dinâmica de veículos, mas também aos programas (*softwares*) utilizados no desenvolvimento do trabalho, onde estão envolvidos modelos matemáticos dos componentes do veículo em estudo.

Este trabalho baseou-se principalmente em textos clássicos de dinâmica veicular e de projeto de suspensões. A bibliografia disponível em artigos trata mais do desenvolvimento de componentes específicos ou de aplicação de métodos de análise a problemas bastante específicos. (Lin e Ian, 2000). (Cherian et al., 2004), (Shokrieh, e Rezaei, 2003).

Race Car Vehicle Dynamics – William Milliken / Douglas Milliken SAE International, 1995

Embora o título deste livro faça-o parecer destinado especificamente a veículos de competição, na verdade é muito mais abrangente; contém os fundamentos básicos de dinâmica que são aplicáveis a veículos de passageiros. Há, sim, um certo foco em carros de corrida, de forma que muitos exemplos referem-se a eles, contudo os conceitos de engenharia são universais. Esta publicação teve o apoio de fabricantes de automóveis. A Parte 1 trata dos conceitos fundamentais, enquanto a Parte 2 é dedicada a problemas específicos de cada área. Na Parte 1 é analisado o modo como os pneus e a aerodinâmica produzem as forças que permitem as manobras com o veículo. Há uma série de capítulos que relacionam as forças e momentos com o movimento do veículo, havendo diversos exemplos práticos. O último capítulo da Parte 1 faz menção ao estágio inicial do desenvolvimento da dinâmica de veículos, e procura expor as razões pelas quais vários métodos e técnicas foram estabelecidos.

Os capítulos contidos na Parte 2 proporcionam análises mais detalhadas de problemas específicos com os quais os estudiosos da dinâmica de veículos tem de lidar. Inicia com um estudo profundo dos pneus e os dados colhidos de testes de desenvolvimento, passa por um estudo de aerodinâmica aplicada e aborda ainda aspectos de geometria de suspensão e direção, distribuição de peso e balanceamento do veículo e outros dados técnicos importantes. Desta parte do livro foram largamente utilizados neste trabalho os conceitos de geometria e a técnica para cálculo do centro de gravidade do veículo.

O livro contém ainda um roteiro para cálculo da rigidez da mola, do centro da roda, e do pneu; estes por sua vez são necessários para a determinação da rigidez de “Ride” e de Rolagem. Foram utilizados também os conceitos básicos de transferência de peso longitudinal e transversal no veículo.

Chassis Design - William Milliken / Douglas Milliken / Maurice Olley
SAE International, 2002

Este livro organizado por Milliken com base nas notas técnicas e estudos de Olley contém diversos tópicos utilizados na elaboração desta dissertação: conceitos de Dinâmica de Veículos; problemas de “ride” (oscilação no sentido vertical do veículo); método para avaliar subjetivamente os modos e as diferentes frequências de oscilação das suspensões dianteira e traseira; conceito de “flat ride”; conceito de suspensão dianteira independente; testes de forças e momentos atuantes nos pneus (realizados na Goodyear, na Uniroyal, no Laboratório Aeronáutico Cornell, e na General Motors); problemas de controle e estabilidade direcional; projetos de suspensões; conceito de sob-esterço (*understeering*) e sobre-esterço (*oversteering*); ângulos de deriva (*slip angle*) e de esterçamento (*steer angle*); análises de geometria da suspensão; distribuição do momento de rolagem;

utilização de barras anti-rolagem (estabilizadoras) para controlar a resposta direcional; efeito anti-mergulho (*anti-dive*); balanceamento da frenagem; oscilações dinâmicas da massa não suspensa; pesquisas sobre dirigibilidade (*handling*); equações do movimento; resposta transiente

Dinâmica de Veículos – Omar Moore de Madureira - Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Nesta apostila de Dinâmica de Veículos, Omar Moore de Madureira faz uma abordagem sucinta sobre o tema, de forma bastante prática e muito adequada para o período de duração do curso. Omar é um engenheiro que trabalhou durante vários anos na Ford Brasil, formando assim uma experiência considerável, unindo seus conhecimentos teóricos e práticos.

Na 1ª Parte da apostila, o veículo é tratado como um corpo rígido, de forma adequada para o cálculo do centro de gravidade e para a verificação da distribuição de massas e cargas nos eixos dianteiro e traseiro. Na 2ª Parte, o veículo é separado em massa suspensa e não-suspensa, com movimentos relativos entre estas massas. Em cada uma destas partes, o estudo foi dividido em três seções, de acordo com a situação do veículo: estacionário, em movimento retilíneo e em movimento curvilíneo. Os seguintes tópicos foram de grande utilidade no desenvolvimento deste trabalho:

Características dos veículos - Reações no solo por eixo e por roda; Coordenadas (x, y, z) do centro de gravidade do veículo completo; Momentos de inércia de massa (I_x , I_y , I_z) em sistema de coordenadas com origem no centro de gravidade; Limites de tração (4x2 e 4x4) sobre diversos pavimentos.

Suspensão do veículo - Valores adequados para a rigidez e amortecimento das suspensões dianteira e traseira em duas condições de carga; Comportamento do veículo (2 GL) no plano vertical longitudinal (x, z); Determinação da amplitude e frequência da oscilação lateral; Estudo da necessidade de barra estabilizadora em função de inclinações laterais

ADAMS – Programa de computador para Análise Dinâmica e Simulação de Veículos

O programa ADAMS fornece a possibilidade de construir e testar protótipos virtuais e funcionais de veículos completos. Isto permite reduzir o número de protótipos reais, bem como construir estes em um nível mais avançado do que seria possível por meios convencionais. É possível simular o veículo rodando em vários tipos de pavimentos, o que normalmente é feito apenas em testes de laboratório ou campo de provas. Outra vantagem da simulação é que ela é realizada em uma fração do tempo normalmente despendido para um teste real.

O programa pode ser aplicado tanto em veículos de passageiros como em caminhões pesados, permitindo a animação destes através da simulação de manobras diversas, como: aceleração e frenagem em linha reta ou em curvas; esterçamento total da direção; esterçamento brusco da direção; mudança de faixa, etc.

Pode-se também simular os sub-sistemas, apenas. É possível, por exemplo, simular a movimentação dos sistemas de suspensão e direção para análise de geometria, ou de interferências. Esta foi a aplicação do programa neste trabalho.

É interessante notar que o programa ADAMS foi desenvolvido com o apoio de diversos fabricantes de veículos que constituíram uma espécie de consórcio, onde estão inclusos Audi, BMW, Renault, e Volvo. Atualmente, o programa é utilizado em mais de 30 montadoras.

I-DEAS – Programa de computador para projeto e desenvolvimento

O programa I-Deas foi de ampla utilidade no desenvolvimento deste trabalho, permitindo modelar componentes em sólidos tridimensionais, sendo que é possível obter diversas características úteis para o desenvolvimento, como peso teórico, centro de gravidade, momentos de inércia, etc. Os componentes são posicionados de acordo com o sistema de coordenadas (x, y, z) do veículo.

Para o veículo em estudo, foram desenhados diversos componentes do sistema de direção e de suspensão, tendo sido utilizado inclusive o recurso de auxílio à fabricação de peças físicas (CAM). O programa oferece ainda um módulo para análise estrutural por elementos finitos, no entanto pode-se utilizar os modelos matemáticos convertidos na versão IGES para análise em outros programas.

3. METODOLOGIA

3.1 – LOCALIZAÇÃO DO CG

A localização do centro de gravidade é fundamental para a maior parte das análises dinâmicas do veículo, uma vez que a capacidade dos pneus em suportar os esforços obtidos em curvas, acelerações e frenagens depende substancialmente das cargas aplicadas sobre eles. Mudanças na posição do centro de gravidade afetam significativamente a distribuição de peso nestas situações.

A localização do CG é feita nas condições EOM - em ordem de marcha (*curb weight*) e PBT - peso bruto total (*GVW – gross vehicle weight*). A condição EOM (*curb*) considera que o veículo está vazio, sem ocupantes e sem carga, porém com o tanque de combustível cheio, bem como os demais reservatórios de fluídos. Já a condição PBT (*GVW*) inclui os ocupantes e a carga útil (*pay load*).

3.2 – CÁLCULO DO CG

O cálculo do CG será feito para ambas as versões 4x2 e 4x4, para efeito comparativo.

3.2.1 - Localização Horizontal (x,y) do CG

No caso da pick-up em estudo é possível considerar que as bitolas dianteira e traseira são iguais, e que o CG está localizado na linha de centro longitudinal do veículo. Esta é definida como uma linha conectando os centros das bitolas dianteira e traseira.

O procedimento inicia-se com o veículo sendo colocado sobre 4 balanças individuais, uma para cada roda. Estas balanças encontram-se devidamente niveladas, e o veículo encontra-se na atitude em ordem de marcha (*ride height*).

São então medidos os pesos individuais de cada roda, cuja soma constitui o peso total do veículo.

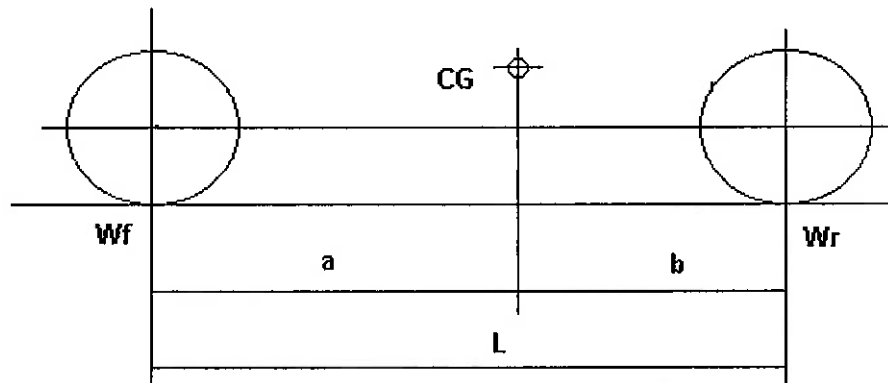


Fig. 3.2.1.1 - Localização horizontal do centro de gravidade

Para a figura 3.2.1.1, temos:

Peso nas rodas dianteiras (*weight of front wheels*): W_f

Peso nas rodas traseiras (*weight of rear wheels*): W_r

Peso do veículo (*weight of vehicle*): W

Distancia entre eixos (*wheelbase*): L

Fazendo-se a somatória de momentos em torno do eixo traseiro, temos:

$$b = \frac{W_f \times L}{W} \quad (1)$$

$$a = L - b \quad (2)$$

As equações (1) e (2) estabelecem a localização horizontal do CG.

3.2.2 - Localização Vertical (z) do CG

O método utilizado para determinar a altura do CG consiste em levantar a traseira do veículo por meio de um elevador, apoiando-se as rodas traseiras que são ao mesmo tempo travadas com cintas de segurança.



Fig. 3.2.2.1 – Medição do peso para determinação do CG

A suspensão dianteira do veículo é travada de forma que o mesmo mantenha a atitude inicialmente verificada quando nivelado. Isto é feito utilizando-se calços rígidos entre o chassi e a suspensão. São colocadas balanças sob as rodas dianteiras.

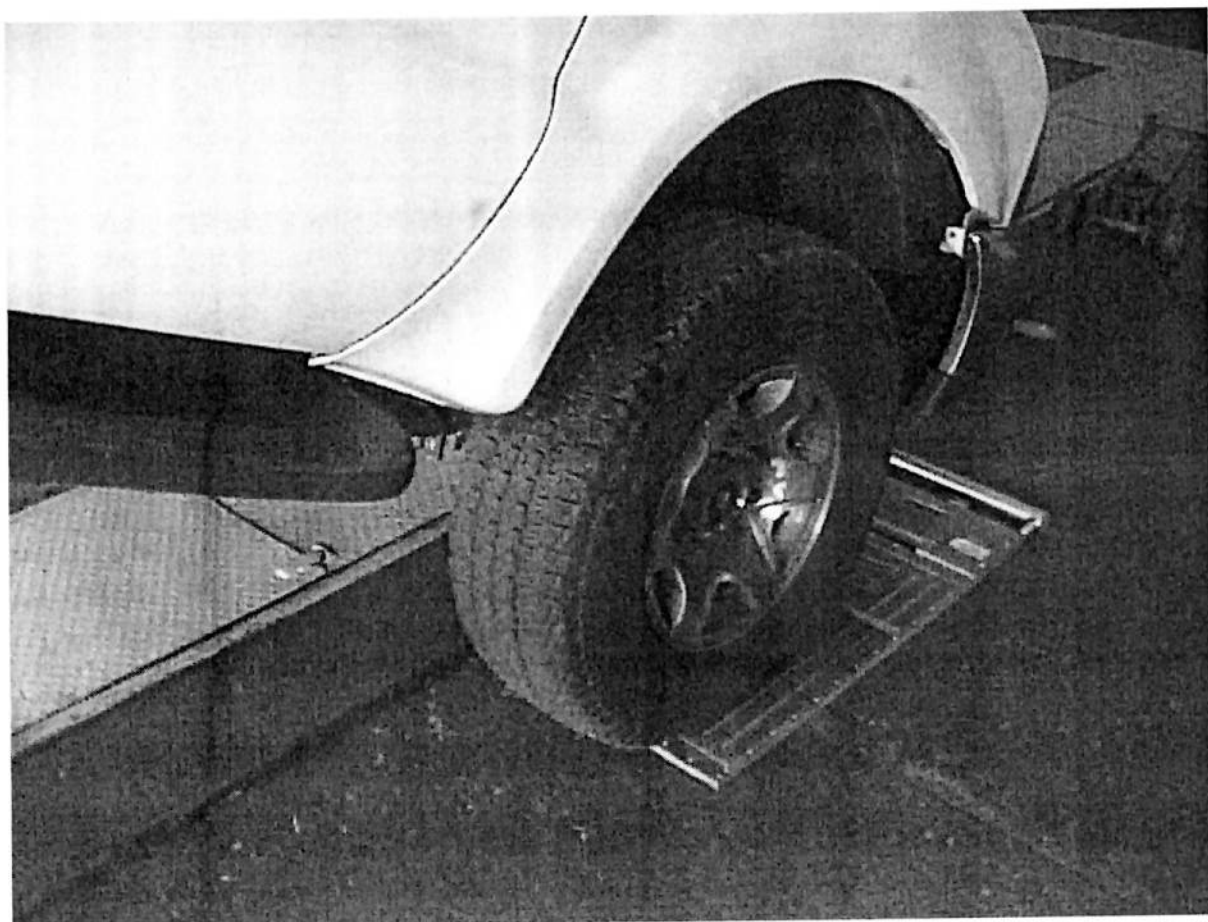


Fig. 3.2.2.2 – Medição do peso para determinação do CG

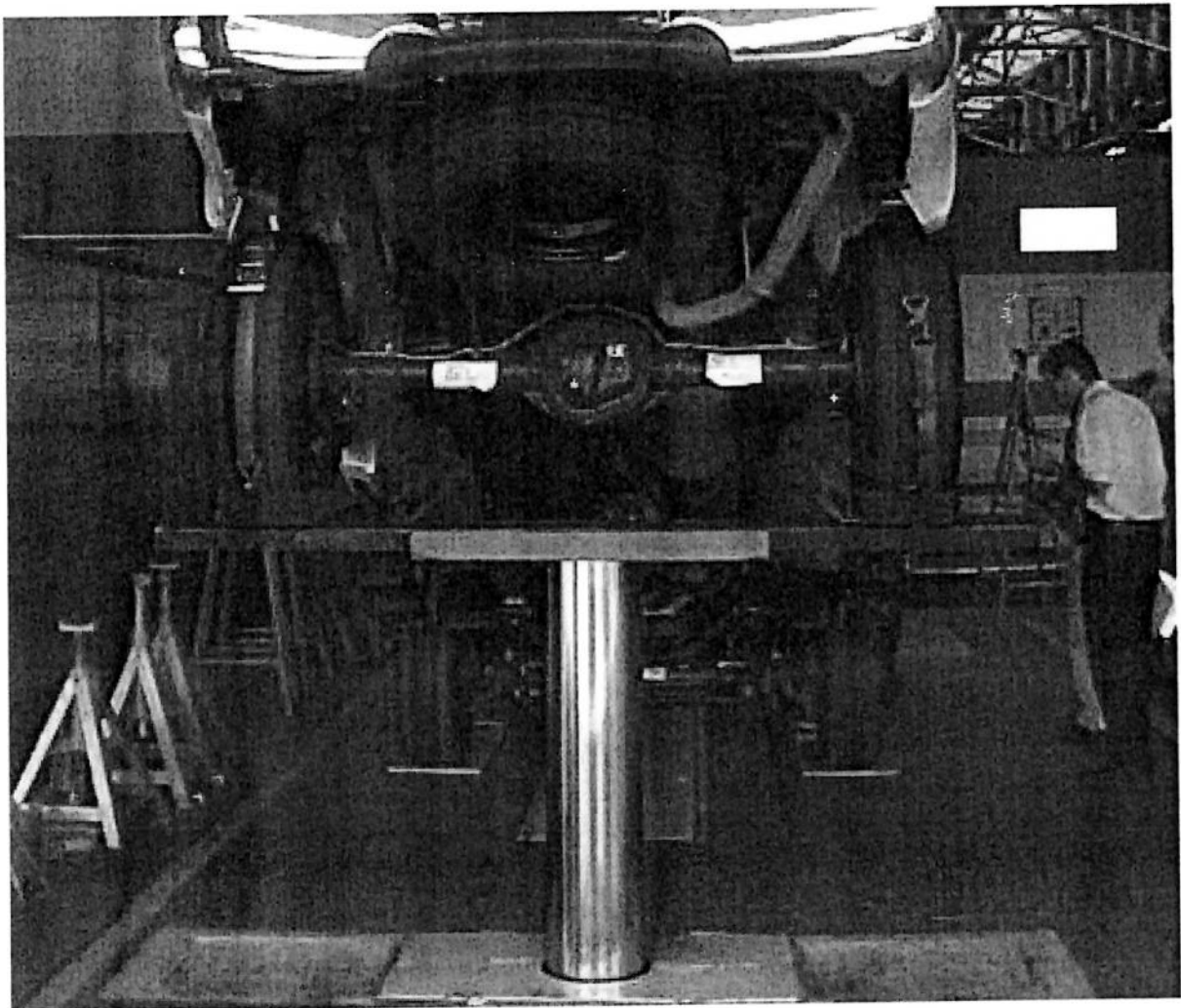


Fig. 3.2.2.3 – Medição do peso para determinação do CG



Fig. 3.2.2.4 – Medição do peso para determinação do CG

O veículo é levantado de forma a manter um ângulo θ definido entre a linha de centro das rodas dianteira e traseira e a horizontal:

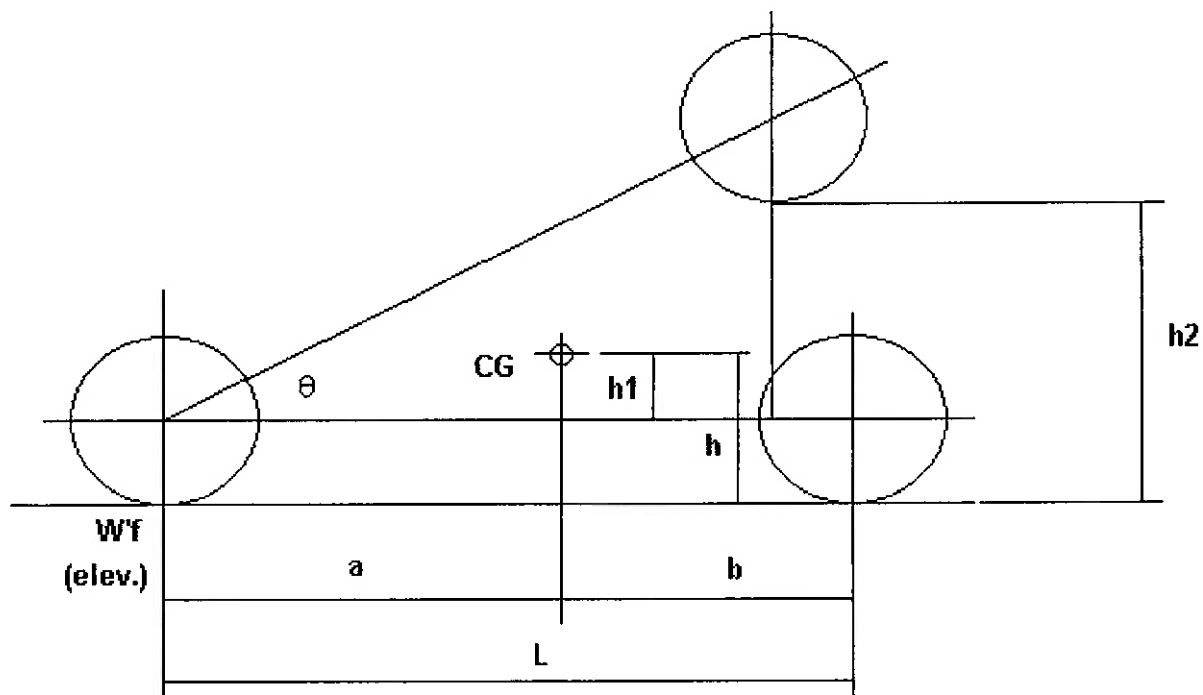


Fig. 3.2.2.5 – Localização vertical do centro de gravidade

Os dados requeridos são:

W peso do veículo (kg)

$W'f$: peso nas rodas dianteiras com a traseira levantada (kg)

b distância horizontal do eixo traseiro até o CG (mm)

L distância entre eixos (mm)

R_{LF} raio estático das rodas dianteiras

R_{LR} raio estático das rodas traseiras

θ ângulo de inclinação do veículo

Temos:

$$\sin \theta = \frac{h_2}{L} \quad (3)$$

$$\theta = \arcsin \frac{h_2}{L} \quad (4)$$

O cálculo do ângulo de inclinação θ na prática fica facilitado pelo uso no veículo de um nível digital de alta precisão, conforme foto abaixo.



Fig. 3.2.2.6 – Medição do ângulo de inclinação θ para cálculo do CG

Milliken (1995) demonstra através de somatória de momentos que a seguinte expressão permite calcular a altura do CG:

$$h_1 = \frac{(W'f \times L) - (W \times b)}{W \times \tan\theta} \quad (5)$$

As medições efetuadas no Campo de Provas permitiram a elaboração das tabelas a seguir.

Tab. 3.1.1 - Medições na Caminhonete

Veículo	Condição de carga	Distância entre-eixos (L)	Peso nas rodas dianteiras (Wf)	Peso nas rodas traseiras (Wr)	Peso do veículo (W)
PU 4x4	EOM	3.073 mm (121")	1620 kg	1080 kg	2700 kg
	PBT		1720 kg	2270 kg	3990 kg
PU 4x2	EOM		1480 kg	1070 kg	2550 kg
	PBT		1580 kg	1920 kg	3500 kg

Tab. 3.1.2 - Medições na Caminhonete

Veículo	Condição de carga	Angulo de inclinação (téta)	Peso nas rodas dianteiras com a traseira levantada (W'f)
PU 4x4 121"wb	EOM	23,5°	1780 kg
	PBT	27,4°	2030 kg
PU 4x2 121"wb	EOM	22,1°	1600 kg
	PBT	21,8°	1740 kg

Aplicando-se a equação (5), chegamos aos seguintes valores:

Tab. 3.1.3 - Medições na Caminhonete

Veículo	Condição de carga	Localização do CG		
		Horizontal		Vertical
		a	b	h ₁
PU 4x4 121"wb	EOM	1229,20 mm	1843,80 mm	418,81 mm
	PBT	1748,30 mm	1324,70 mm	460,61 mm
PU 4x2 121"wb	EOM	1289,45 mm	1783,55 mm	356,12 mm
	PBT	1685,76 mm	1387,24 mm	351,23 mm

É importante comentar que para a versão 4x2, a altura do CG permaneceu aproximadamente a mesma para as condições EOM e PBT. Isto deve-se ao fato de que para a condição PBT (3500 kg) o veículo 4x2 foi carregado com lastros que constituem uma carga cujo centro de gravidade é baixo, situando-se aproximadamente na mesma altura do CG do veículo vazio (isto é, EOM).

Já a versão 4x4 possui a condição PBT equivalente a 3990 kg, o que significa uma maior quantidade de carga, sendo que o centro de gravidade desta é mais alto do que o CG do veículo 4x4 na condição EOM. Desta forma, o CG do veículo em PBT situa-se mais alto do que em EOM.

Observando que h_1 é a altura do CG em relação à linha que une os centros das rodas dianteira e traseira, devemos considerar agora os raios estáticos das rodas para determinar a altura do CG em relação ao solo (h).

Para a pick-up em questão, os raios estáticos das rodas dianteiras e traseiras são diferentes, devido à distribuição de carga, e podem ser calculados com base nos dados do fabricante do pneu (características técnicas):

Coefficiente de Deformação Estático (*Static Spring Rate*)

SSR @ 80 PSI = 50 kgf/mm

Raio Estático (*Static Loaded Radius*)

R_L @ 80 PSI & 1120 kg = 365 mm

Milliken (1995) estabelece que na abcissa (coordenada "X") do CG a altura da linha que passa pelos centros das rodas dianteira e traseira pode ser expressa pela seguinte equação:

$$RL_{CG} = \frac{(R_{LF} \times b)}{L} + \frac{(R_{LR} \times a)}{L} \quad (6)$$

Dáí temos a altura do CG em relação ao solo:

$$h = RL_{CG} + h_1 \quad (7)$$

Aplicando-se as equações (6) e (7) aos dados obtidos, podemos encontrar os valores de h para cada versão.

Tab. 3.1.4 – Cálculo do CG

Veículo	Condição de carga	Raio estático das rodas dianteiras R _{LF}	Raio estático das rodas traseiras R _{LR}	RL _{CG}	Altura do CG em relação ao solo h
PU 4x4 121"wb	EOM	371,2 mm	376,6 mm	373,36 mm	792,17 mm
	PBT	370,2 mm	364,7 mm	367,07 mm	827,68 mm
PU 4x2 121"wb	EOM	372,6 mm	376,70 mm	374,32 mm	730,44 mm
	PBT	371,6 mm	368,2 mm	369,73 mm	720,96 mm

Temos então a localização total do CG para ambas as versões 4x2 e 4x4.

3.3. ESTUDO DINÂMICO

3.3.1 - Testes em Campo de provas

Foram realizados testes com protótipos em Campo de Provas com as duas versões. Embora a versão 4x4 seja dotada de maior altura do solo, seu comportamento em curvas recebeu nota de avaliação próxima à da versão 4x2.

Já os testes de frenagem foram extremamente críticos com a versão 4x4, que demonstrou instabilidade direcional em diversas condições de desaceleração.

As impressões iniciais foram comentadas pelo Gerente de Dinâmica de Veículos do Campo de Provas da montadora:

“Bem, dirigi o carro juntamente com meu pessoal de VD e a conclusão é de que o carro melhorou um pouco sim ,entretanto continua com comportamento perigoso em frenagens em velocidades mais altas com tendência sempre de puxar a direita.

Como exemplo, aplicando os freios entre 100 e 120 com uma desaceleração não maior que 0,5 ou 0,6 g ,o carro muda de faixa em dois segundos aproximadamente. Além disto, se conciliar a frenagem com leve desvio de trajetória através do volante, o carro apresenta ‘oversteer’ acentuado.

Frenagens com travamento são menos perigosas enquanto o carro está com as rodas travadas ,mas no instante imediatamente após aliviar o pé do freio, o carro apresenta comportamento imprevisível.

Conclusão: Apesar de estar melhor que a condição inicial, ainda não esta no nível de ‘sign off’ e continuo afirmando que há problemas com a geometria da suspensão, que pode ser ‘compliance’ ou puramente geométrico.

Com base no exposto, um estudo em CAE é mandatário para identificar causas e soluções para o comportamento em frenagens, bem como um 're-tuning' de 'brake balance'; um acerto de resposta de pedal deve ser necessário também.

Acredito que grande parte do problema com esta versão de 121 pol. deva-se ao 'wheelbase' muito curto, associado ao CG muito alto”.

Os engenheiros de Dinâmica de Veículos da montadora possuem uma larga experiência em testes de pista. São pessoas capazes de aliar conhecimentos técnicos a uma grande habilidade como pilotos de testes, transmitindo suas impressões com notas de avaliações (pontuações) aos demais engenheiros de desenvolvimento de produto e direcionando assim a análise de problemas.

3.3.2 - Coleta de Dados

Analisando-se as avaliações dos testes de pista (e lembrando que desde o início o foco de estudo foi a geometria de direção), os mesmos apresentavam o veículo movendo-se em linha reta com uma característica acentuada e inconveniente de esterçamento durante o curso da suspensão dianteira (*bump steering*), já comentado anteriormente no Capítulo 1. Esta característica é fortemente afetada pela inclinação da barra de arrasto (*drag link*) que depende, entre outros fatores, da configuração do braço Pitman, modificando sensivelmente a geometria de direção. Este detalhe está bem evidenciado no *lay out* mostrado a seguir pelas Figuras 3.3.2.2 e 3.3.2.3.

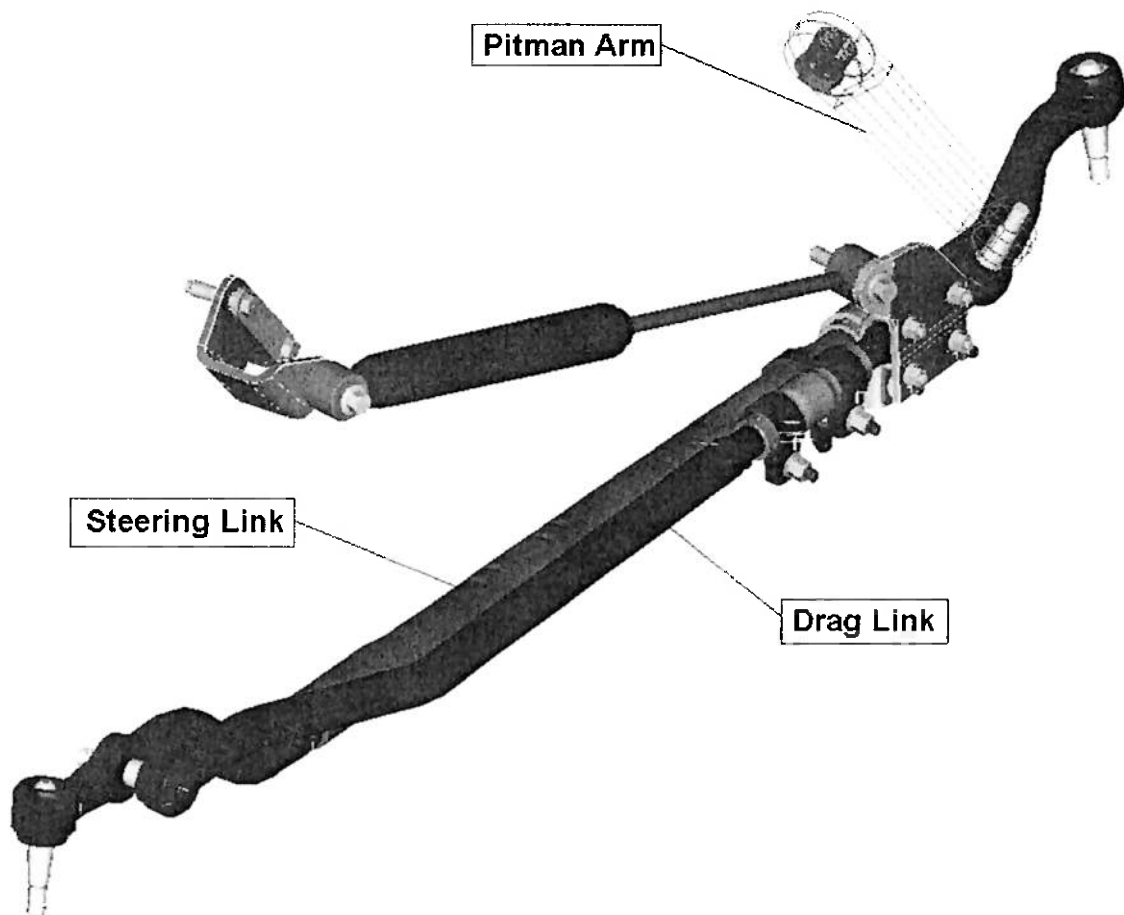


Fig. 3.3.2.1 – Mecanismo de Direção

As coordenadas da junta esférica (*Ball Joint*) do braço Pitman conectada à barra de direção (*Drag Link*) são inseridas no programa de computador ADAMS juntamente com os demais pontos de articulação do sistema de direção e suspensão, para permitir a construção dos gráficos de geometria.

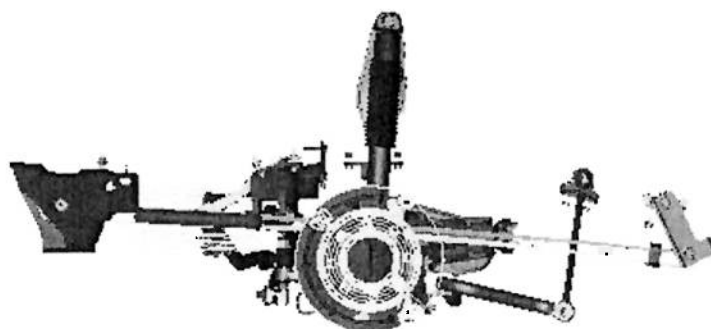


Fig. 3.3.2.2 – Modelo tridimensional do conjunto direção, suspensão e eixo dianteiro

O programa Adams trabalha com um modelo simplificado do conjunto direção, suspensão e eixo dianteiro, gerado a partir dos pontos de articulação fornecidos.

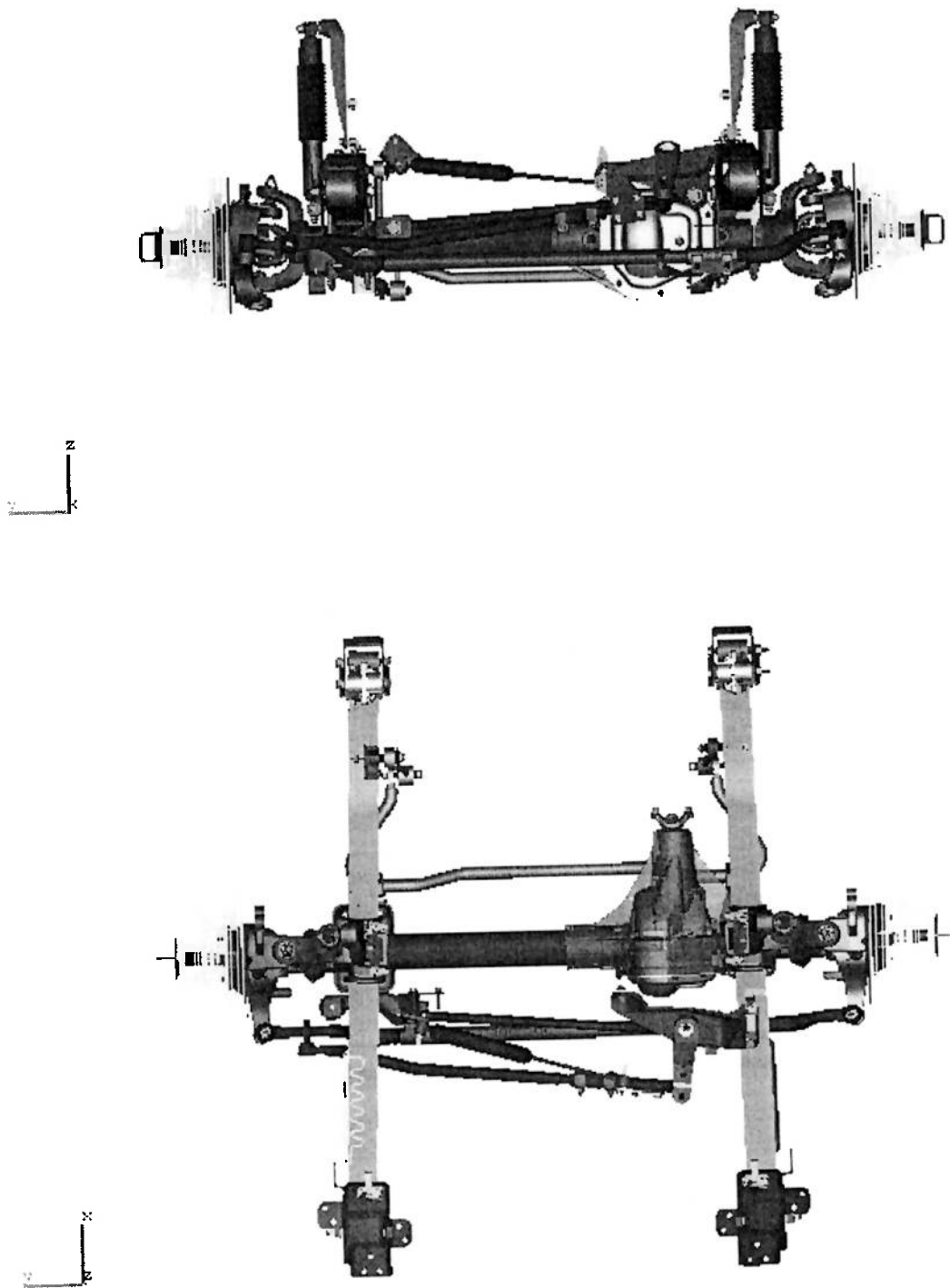


Fig. 3.3.2.3 – Modelo tridimensional do conjunto direção, suspensão e eixo dianteiro

A análise do problema foi iniciada estudando-se os gráficos da suspensão do veículo durante o seu movimento. Estes mostram a variação de caster, camber, convergência ou divergência das rodas durante o curso da suspensão.

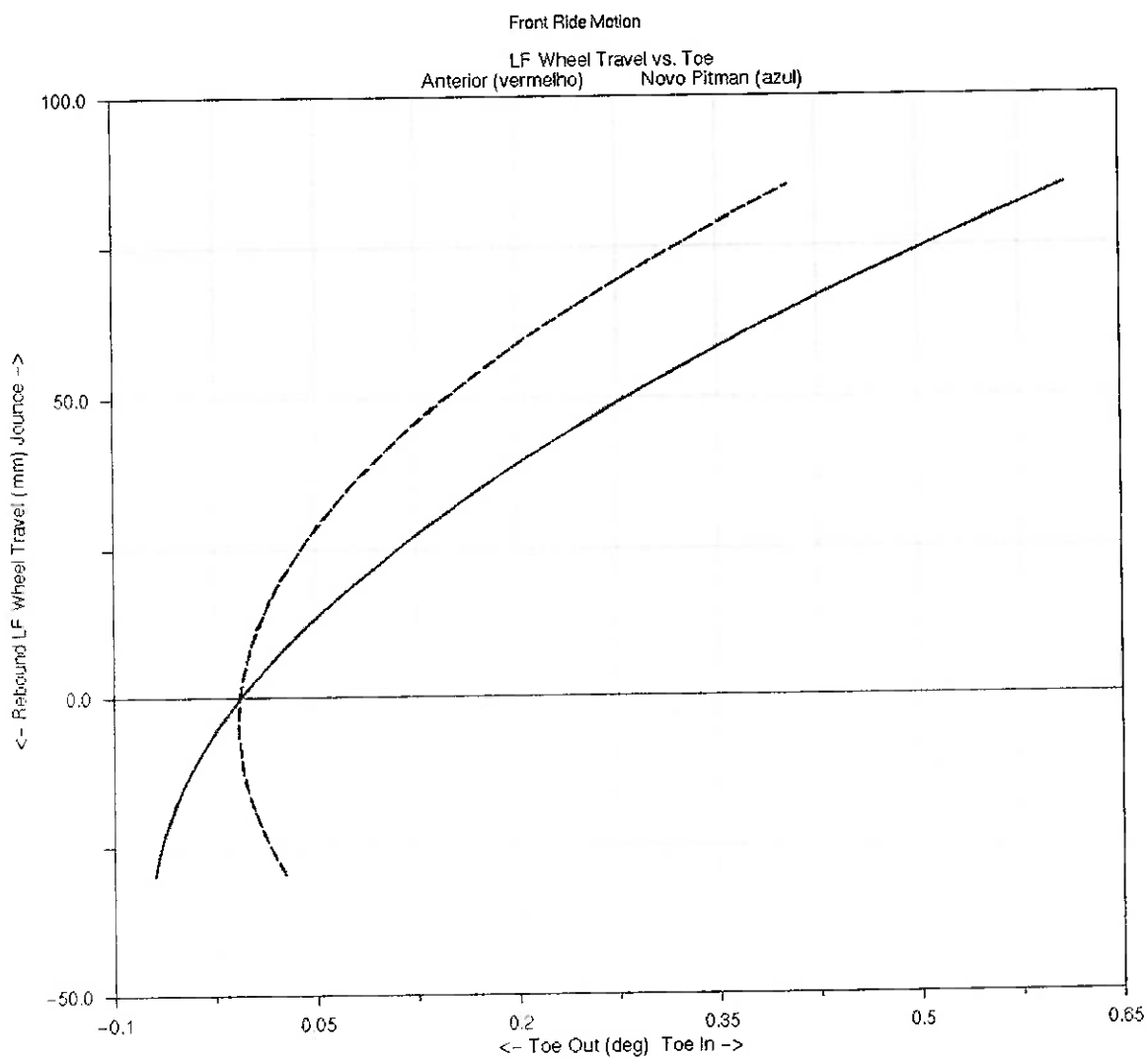


Fig. 3.3.2.4 – Gráfico de Convergência da Roda Dianteira Esquerda vs. Curso da Suspensão

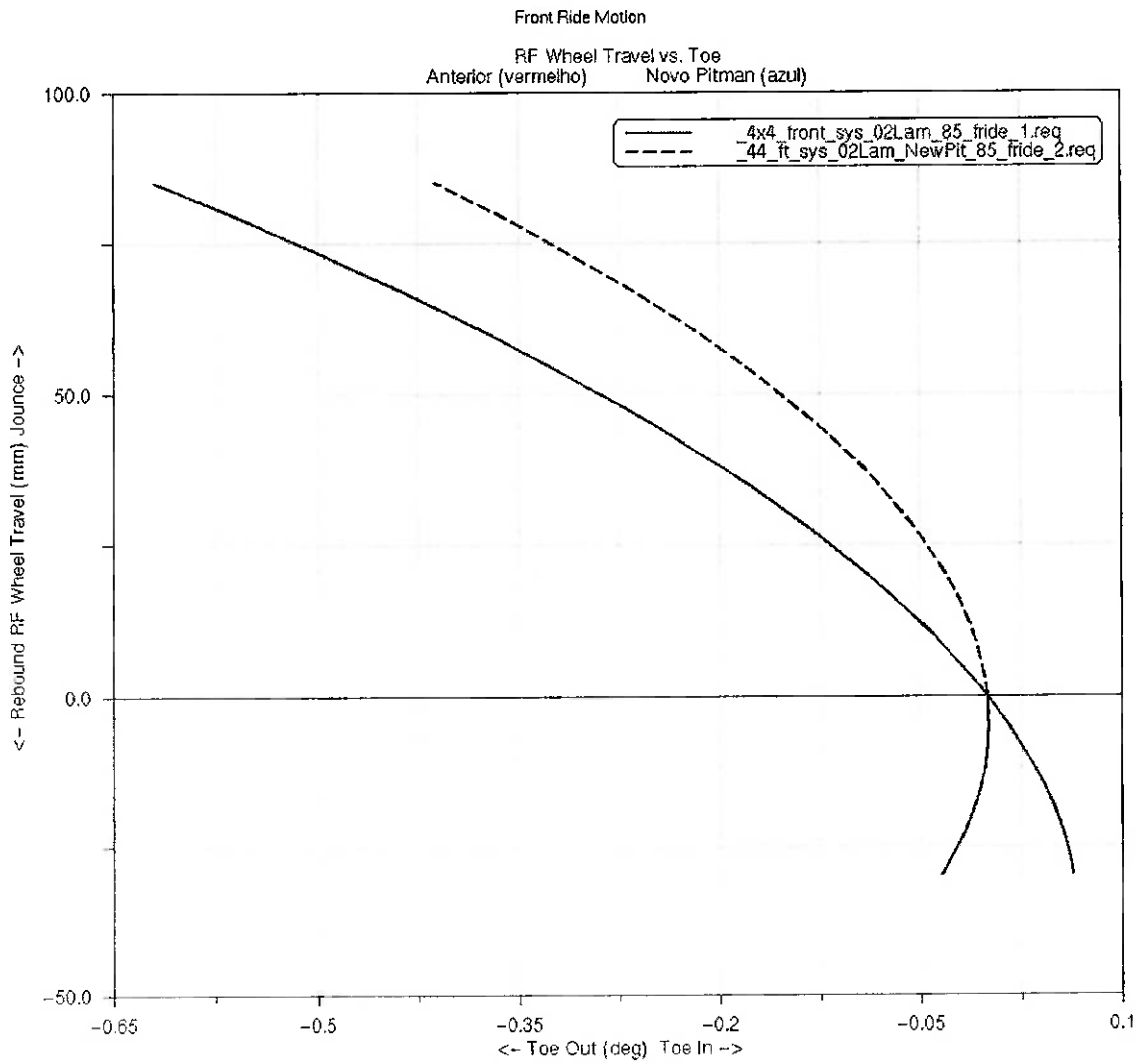


Fig. 3.3.2.5 – Gráfico de Divergência da Roda Dianteira Direita vs. Curso da Suspensão

3.3.3 - Transferencia de Peso Longitudinal

3.3.3.1 – Acréscimo da Carga Vertical no Eixo Dianteiro

Milliken (1995) esclarece que quando o veículo encontra-se em aceleração positiva (a_x , sob tração, medida em m/s^2) ou negativa ($-a_x$, sob frenagem), uma força de reação de inércia é desenvolvida, de modo similar à força centrífuga ($W \cdot A_y$) em uma curva. Sob aceleração longitudinal, temos:

$$F = W \cdot A_x \quad (8)$$

A_x é a_x expressa em unidades “g”, ou seja:

$$A_x = \frac{a_x}{9,8} \quad (9)$$

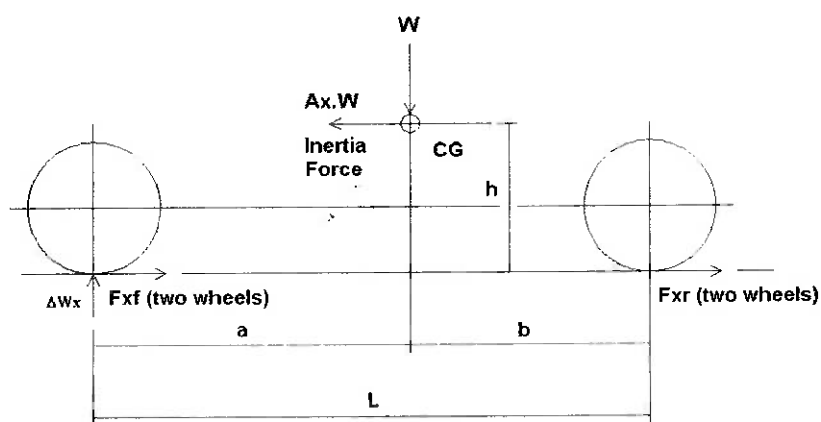


Fig. 3.3.3.1.1 – Aceleração Longitudinal

Fazendo-se somatória de momentos em torno do ponto de contato da roda traseira com o solo, temos:

$$\Delta W_x \cdot L = h \cdot W \cdot A_x \quad (10)$$

$$\Delta W_x = \frac{h}{L} \cdot W \cdot A_x \quad (11)$$

ΔW_x é o acréscimo da carga vertical no eixo dianteiro, ou o correspondente decréscimo da carga vertical no eixo traseiro durante a frenagem do veículo.

Fica evidente pela equação acima que o acréscimo da carga vertical no eixo dianteiro é influenciado pela relação geométrica entre a altura do centro de gravidade e a distância entre eixos do veículo.

Utilizando-se os dados das versões em estudo, e considerando uma desaceleração de 1,0 g, obtemos a seguinte tabela:

Tab. 3.3.3.1.1 – Cálculo do Acréscimo da Carga Vertical no Eixo Dianteiro ΔW_x

Veículo	Condição de carga	Peso do veículo W	Altura do CG em relação ao solo h	Distância entre eixos L	Acréscimo da carga vertical no eixo dianteiro ΔW_x
PU 4x4	EOM	2700 kg	792,17 mm	3073 mm (121")	696 kg
	PBT	3990 kg	827,68 mm		1074,66 kg
PU 4x2	EOM	2550 kg	730,44 mm		606,12 kg
	PBT	3500 kg	720,96 mm		821,14 kg

3.3.3.2 – Movimento da Suspensão Dianteira

O acréscimo de carga vertical no eixo permite verificar o movimento da suspensão dianteira durante o “mergulho” de frenagem (*Brake Dive*) e visualizar a variação de convergência e divergência nas rodas dianteiras através do gráfico mostrado anteriormente.

Milliken (2002) demonstra um roteiro de cálculo para esta verificação, onde é necessário conhecer a princípio a Rigidez da Mola (*Spring Rate*), a Rigidez do Centro da Roda (*Wheel Center Rate*) e também a Rigidez do Pneu (*Tire Rate*).

Estes parâmetros são definidos por Milliken (1995) da seguinte forma:

1. Rigidez da Mola (*Spring Rate*) – força por unidade de deslocamento para uma mola de suspensão isoladamente. Para um feixe de molas, que é o caso em estudo, é medido no assento do eixo. Pode ser linear (aumento da força é proporcional ao deslocamento) ou não-linear (a rigidez varia com o deslocamento). Unidades expressas em kg/mm.
2. Rigidez do Centro da Roda (*Wheel Center Rate*) – força vertical por unidade vertical de deslocamento na manga de eixo no ponto correspondente à linha de centro da roda, medido em relação ao chassis. No caso em estudo (veículo 4x4 com eixo rígido e feixe de molas) esta rigidez é praticamente igual a Rigidez da Mola (*Spring Rate*).
3. Rigidez do Pneu (*Tire Rate*) – força vertical por unidade vertical de deslocamento do pneu sob sua carga operacional. Pode contribuir com uma parcela significativa da elasticidade total do sistema de suspensão em veículos com molas muito rígidas.
4. Rigidez de “Ride” (*Ride Rate*) – força vertical por unidade vertical de deslocamento do ponto de contato do pneu com o solo em relação ao chassis do veículo. Equivale a Rigidez do Centro da Roda (*Wheel Center Rate*) modificada pela Rigidez do Pneu (*Tire Rate*). Para um pneu convencional, a Rigidez de “Ride” (*Ride Rate*) é sempre menor do que a Rigidez do Centro da Roda (*Wheel Center Rate*).

5. Rigidez de Rolagem (*Roll Rate*) – momento resistente à rolagem da carroceria por grau de rolagem da mesma. Este termo pode ser aplicado tanto para um eixo isoladamente como para um veículo completo. Esta resistência à rolagem da carroceria é proporcionada pela Rigidez de “Ride” dianteira, Rigidez de “Ride” traseira (*Ride Rates*), pela bitola do eixo e pela barra estabilizadora (se houver).
6. Premissas para as definições acima incluem 0° de camber (sem variação de cambagem durante o *Ride*) e ausência de distorção lateral do pneu. Estes parâmetros podem modificar a rigidez de *Ride* e a rigidez de *Roll*, mas são muito complexos para serem tratados neste estudo.

Milliken (1995) descreve a fórmula para cálculo da Rigidez de “Ride” (*Ride Rate*), baseada na fórmula para molas lineares em série.

$$K_R = \frac{K_W \cdot K_T}{K_W + K_T} \quad , \text{ onde:} \quad (12)$$

K_R = Rigidez de “Ride” (*Ride Rate*)

K_W = Rigidez do Centro da Roda (*Wheel Center Rate*)

K_T = Rigidez do Pneu (*Tire Rate*)

Aplicando-se os dados da Pick-up 4x4 (121”wb), temos para a dianteira:

$K_{WF} = 7,32 \text{ kg/mm} = 71.736 \text{ N/m}$ (igual a rigidez da mola dianteira)

$K_{TF} = 50 \text{ kg/mm} = 490.000 \text{ N/m}$ (dado fornecido pela Pirelli)

$K_{RF} = 6,39 \text{ kg/mm} = 62.622 \text{ N/m}$

E, para a traseira:

$K_{WR} = 10,69 \text{ kg/mm} = 104.762 \text{ N/m}$ (igual a rigidez da mola traseira)

$K_{TR} = 50 \text{ kg/mm} = 490.000 \text{ N/m}$ (dado fornecido pela Pirelli)

$K_{RR} = 8,81 \text{ kg/mm} = 86.338 \text{ N/m}$

Vale observar que a Rigidez de “Ride” (*Ride Rate*) K_R refere-se a apenas um conjunto de roda e pneu.

3.3.3.3 - “Mergulho” na Frenagem (*Brake Dive*)

Para a verificação do movimento da suspensão dianteira durante o “mergulho” na frenagem é necessário calcular a rigidez composta (*composite rate*) K_{FA} para os dois conjuntos de roda e pneu dianteiros.

Milliken (1995) descreve a rigidez composta (*composite rate*) para molas em paralelo como sendo igual à soma da rigidez de cada mola:

$$S = S1 + S2 \text{ (kg/mm)} \quad (13)$$

Analogamente, podemos considerar a rigidez composta (*composite rate*) K_{FA} para os dois conjuntos de roda e pneu dianteiros como sendo a soma da Rigidez de “Ride” (*Ride Rate*) K_R de cada conjunto de roda e pneu:

No caso em questão, temos para a dianteira:

$$K_{FA} = 2 \cdot K_{RF} \quad (14)$$

$$K_{FA} = 2 \cdot 6,39$$

$$K_{FA} = 12,78 \text{ kg/mm} = 125.244 \text{ N/m}$$

E, para a traseira:

$$K_{RA} = 2 \cdot K_{RR} \quad (15)$$

$$K_{RA} = 2 \cdot 8,81$$

$$K_{RA} = 17,61 \text{ kg/mm} = 172.578 \text{ N/m}$$

Conforme vimos anteriormente, ΔW_x é o acréscimo da carga vertical no eixo dianteiro, ou o correspondente decréscimo da carga vertical no eixo traseiro durante a frenagem do veículo:

$$\Delta W_x = \frac{h}{L} \cdot W \cdot A_x \quad (11)$$

Para verificar o movimento vertical da suspensão dianteira (X_F), podemos utilizar a equação (17) abaixo, desconsiderando, no entanto, quaisquer efeitos geométricos que possam resistir ou favorecer o mergulho de frenagem (*anti-dive / pro-dive*).

$$F = K \cdot X \quad \Rightarrow \quad \Delta W_x = K_{FA} \cdot X_F \quad \Rightarrow \quad X_F = \frac{\Delta W_x}{K_{FA}} \quad (16)$$

Utilizando-se a equação de ΔW_x , temos:

$$X_F = \frac{h \cdot W \cdot A_x}{L \cdot K_{FA}} \quad (17)$$

No caso em questão (Pick-up 121"wb 4x4 na condição GVW):

$$h = 827,68 \text{ mm}$$

$$W = 3990 \text{ kg}$$

$$L = 3073 \text{ mm}$$

$$A_x = 1,0 \text{ g}$$

$$X_F = \frac{827,68 \cdot 3990 \cdot 1,0}{3073 \cdot 12,78}$$

$$X_F = 84,09 \text{ mm}$$

De posse deste valor e analisando-se os gráficos das Figuras 3.3.2.4 e 3.3.2.5 podemos avaliar os ângulos de convergência da roda dianteira esquerda e de divergência da roda dianteira direita. O valor de X_F pode ser lido no eixo vertical (*Jounce*). Os gráficos mostram claramente a influência obtida na geometria da direção com a variação da inclinação da barra de arrasto (*drag link*), a qual depende do comprimento do braço Pitman: as curvas azuis (tracejadas), referentes ao braço mais longo, indicam valores significativamente menores para os ângulos de convergência e divergência das rodas dianteiras esquerda e direita.

Sendo inclinado no sentido longitudinal, o braço Pitman mais longo diminui a inclinação da barra de arrasto em relação a horizontal, o que reduz o problema de *bump steering*. A condição ideal seria obtida com o posicionamento da barra de arrasto na posição horizontal exata, mas para isto seria necessário projetar um braço novo, exigindo um maior investimento.

Note-se que com o uso de um braço mais longo, há conseqüentemente uma alteração no esforço de direção.

Os gráficos também evidenciam o quão acentuado é o aumento dos ângulos de convergência e divergência com a movimentação da suspensão dianteira (*Jounce*) durante a frenagem.

Para continuar a análise do problema e as possíveis soluções, é necessário agora calcular também o movimento vertical da suspensão traseira (X_R) e o ângulo do mergulho de frenagem (*angle of brake dive*).

De forma análoga à dianteira, para verificar o movimento vertical da suspensão traseira (X_R), podemos considerar a equação:

$$X_R = \frac{h \cdot W \cdot A_x}{L \cdot K_{RA}} \quad (18)$$

$$X_R = \frac{827,68 \cdot 3990 \cdot 1,0}{3073 \cdot 17,61}$$

$$X_R = 61,03 \text{ mm}$$

Vale lembrar que este valor refere-se ao movimento de *Rebound* da suspensão traseira, uma vez que há decréscimo da carga vertical no eixo traseiro durante a frenagem do veículo.

Milliken (2002) descreve a formula para o cálculo (em radianos) do ângulo do mergulho de frenagem (*angle of brake dive*):

$$\alpha = \frac{h}{L^2} \cdot W \cdot A_x \cdot \left[\frac{1}{K_{FA}} + \frac{1}{K_{RA}} \right] \quad (19)$$

$$\alpha = \frac{827,68}{(3073)^2} \cdot 3990 \cdot 1,0 \cdot \left[\frac{1}{12,78} + \frac{1}{17,61} \right]$$

$$\alpha = 0,05 \text{ rad} \quad \alpha = (0,05 \cdot 57,3)^\circ$$

$$\alpha = 2,71^\circ$$

Embora não pareça ser significativo, este fator tem influência considerável no comportamento do veículo durante as frenagens: verificando as tabelas de alinhamento do veículo, encontra-se a especificação de $3,5^\circ$ para o ângulo de caster da suspensão. Levando em consideração a tolerância de $\pm 2^\circ$ especificada para este ajuste, chega-se à conclusão de que na condição de frenagem com acelerações próximas a $1,0g$, o ângulo de mergulho (*brake dive angle*) pode simplesmente anular o efeito de alinhamento do caster, tornando o veículo ainda mais suscetível à instabilidade direcional provocada pelos ângulos de convergência e divergência das rodas dianteiras esquerda e direita mencionados anteriormente.

Outra observação que merece ser citada é a forte influência da distância entre-eixos (*wheelbase*) do veículo, cujo valor aparece elevado ao quadrado na fórmula de cálculo do ângulo de mergulho (eq. 19).

É válido observar mais uma vez que a fórmula descrita para o cálculo de α não leva em consideração quaisquer efeitos geométricos que possam resistir ou favorecer o mergulho de frenagem (*anti-dive / pro-dive*).

3.4 – MODIFICAÇÕES PROPOSTAS PARA O VEÍCULO

Pode-se concluir portanto que para reduzir o problema de instabilidade durante as frenagens, além de modificar a posição da barra de arrasto (*drag link*), deve-se encontrar uma forma de diminuir o movimento da suspensão nesta situação. Para o caso em estudo, isto pode ser obtido de duas formas:

- Alterando-se a relação entre a altura do CG e a distância entre-eixos do veículo (h / L)

Ou

- Adotando-se uma geometria anti-mergulho (*anti-dive*), para reduzir o ângulo do mergulho de frenagem (*angle of brake dive*).

3.4.1 - Primeira Alternativa – Alongamento da Distância Entre Eixos

Para a Pick-up 4x4, é possível aumentar a distância entre-eixos de 121” (3071 mm) para 137” (3482 mm), utilizando-se um chassi com longarinas traseiras mais compridas e também uma caçamba mais comprida.

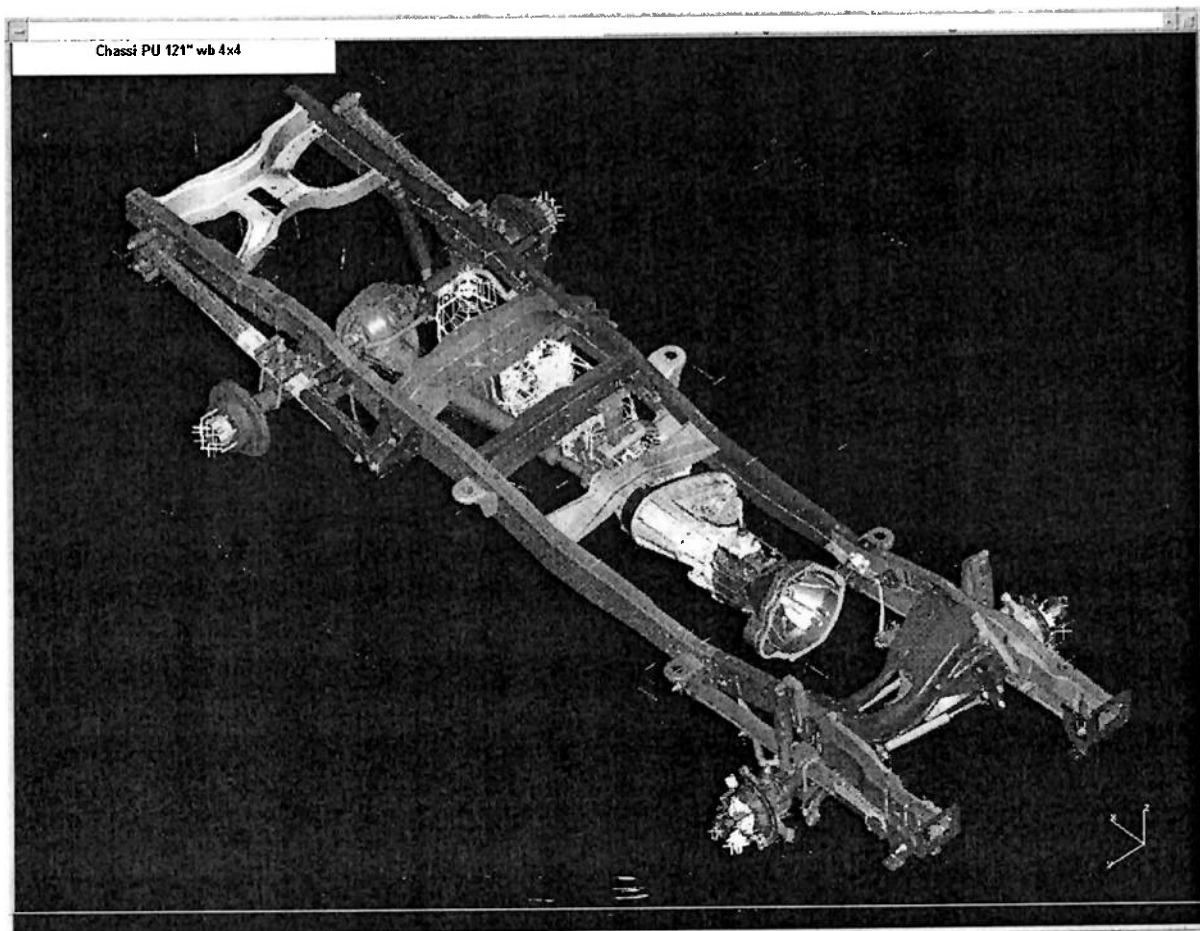


Fig. 3.4.1.1 – Chassi PU 121”wb 4x4 – Vista Isométrica

A figura acima ilustra os aspectos gerais do chassi da Pick-up 121”wb 4x4. Note-se que as longarinas esquerda e direita possuem uma emenda longitudinal de forma a constituir um conjunto dianteiro único, composto pelas longarinas dianteiras e pela travessa do motor; este conjunto pode ser montado com várias opções de longarinas e travessas traseiras, permitindo assim construir chassis com diferentes medidas de distância entre-eixos.

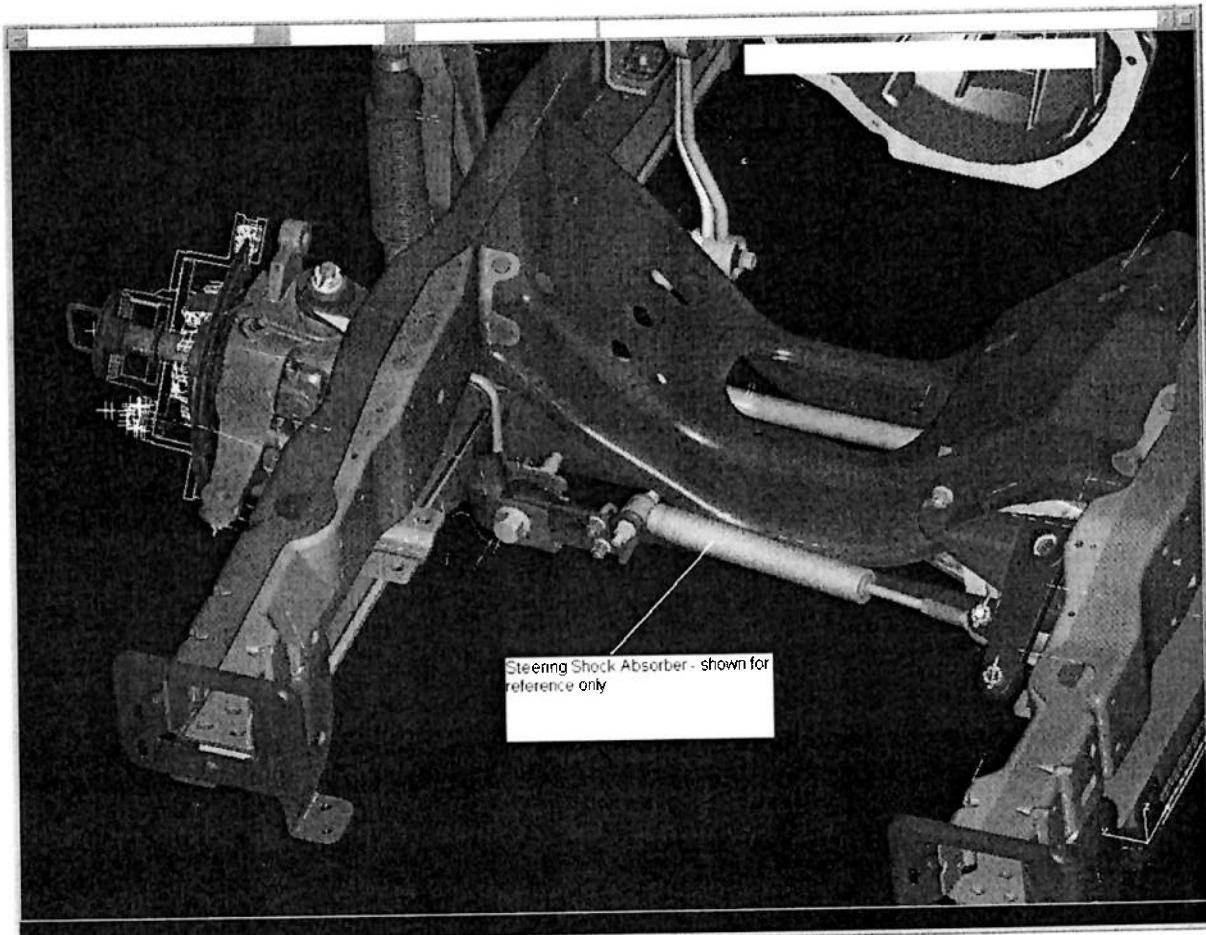


Fig. 3.4.1.2 – Chassi PU 121"wb 4x4 – Conjunto Dianteiro

O conjunto dianteiro do chassi possui pontos de fixação definidos para os sistemas de suspensão e direção, mantendo desta forma inalteradas diversas características de geometria seja qual for a distância entre-eixos utilizada.

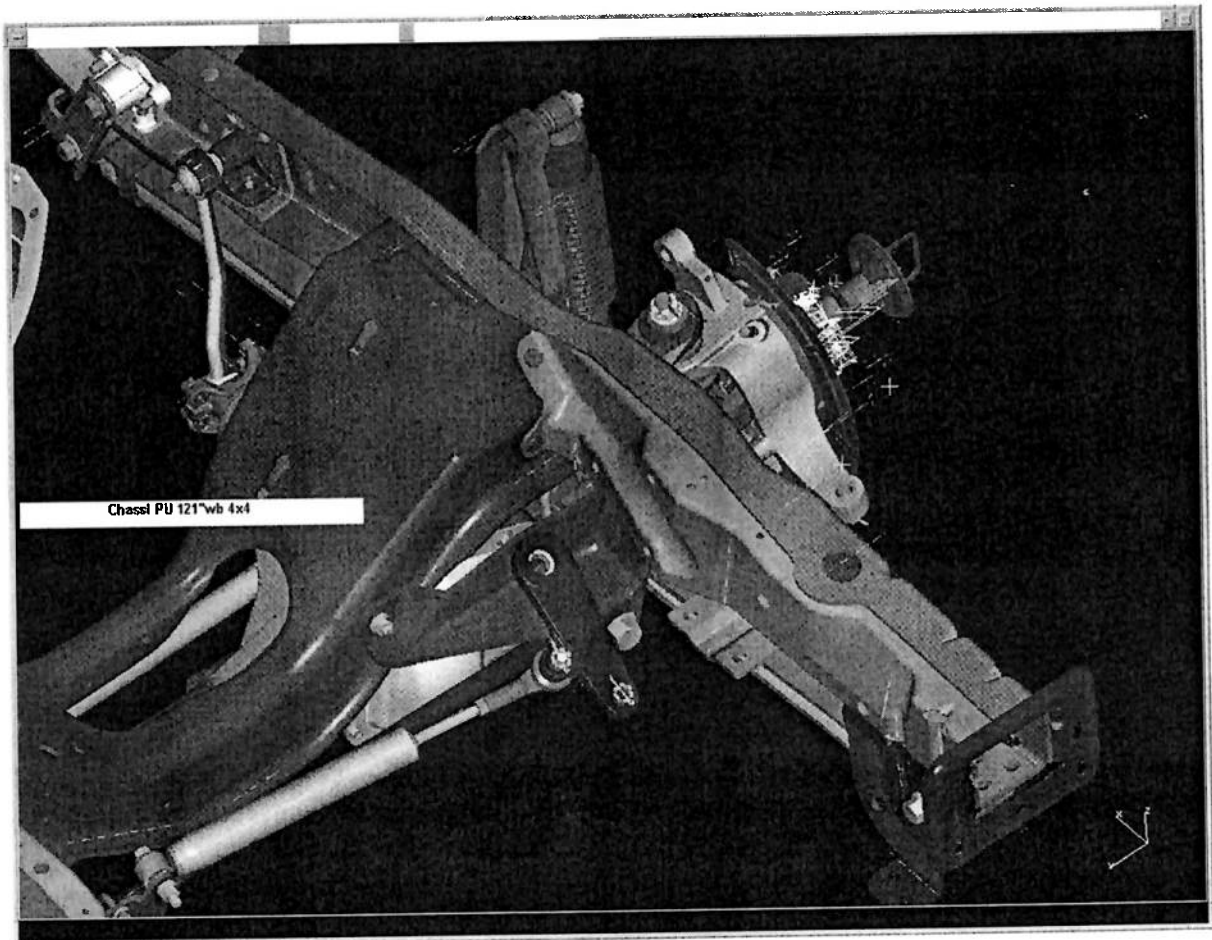


Fig. 3.4.1.3 – Chassi PU 121''wb 4x4 – Conjunto Dianteiro

Há, no decorrer do desenvolvimento do veículo, um trabalho extenso quanto à definição de molas e amortecedores, de forma a permitir a escolha da calibração apropriada para cada versão; ou seja, define-se a rigidez para a mola e o fator de amortecimento para o amortecedor.

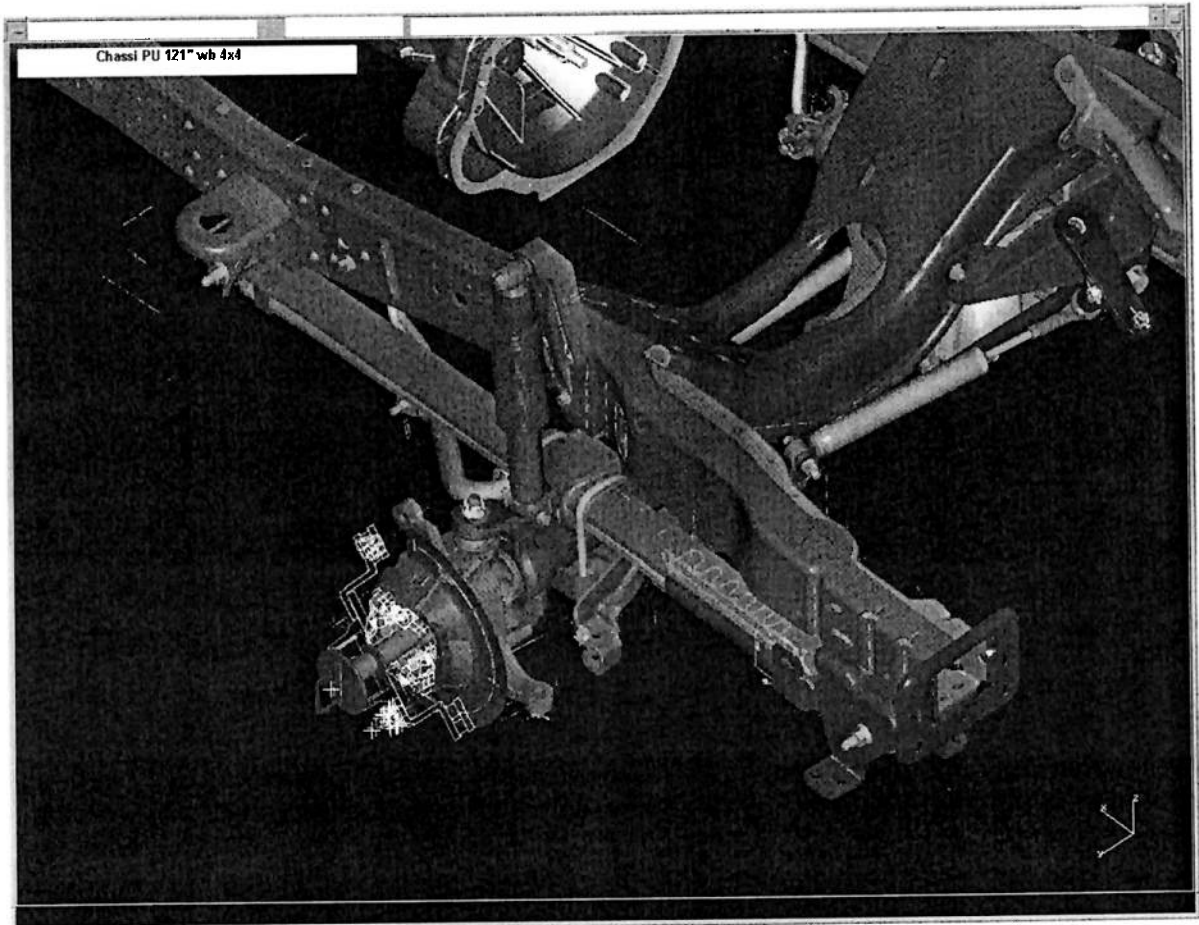


Fig. 3.4.1.4 – Chassi PU 121''wb 4x4 – Conjunto Dianteiro

O eixo dianteiro com o sistema de freios é o mesmo para todas as versões, bem como os valores de alinhamento das rodas.

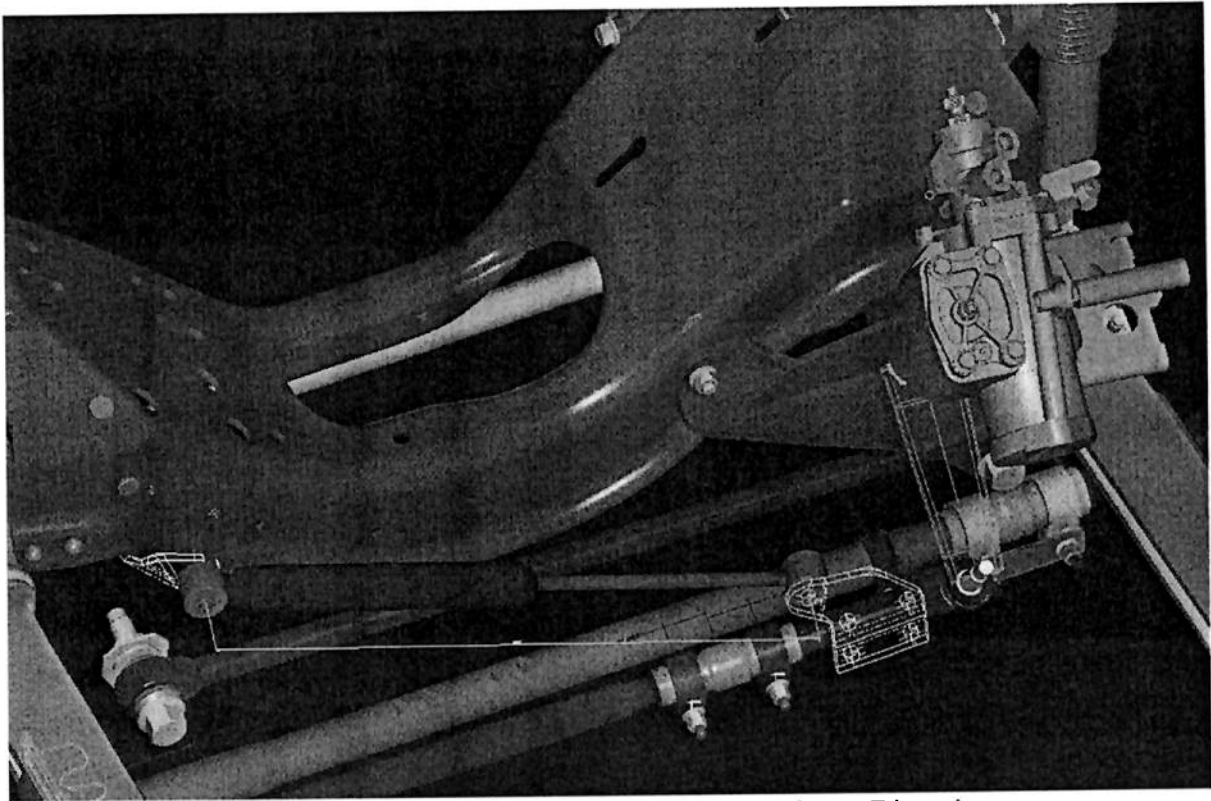


Fig. 3.4.1.5 – Chassi PU 121"wb 4x4 – Conjunto Dianteiro

O amortecedor de direção foi instalado em uma posição elevada de forma a obter melhor proteção durante o uso em condições *off-road*.

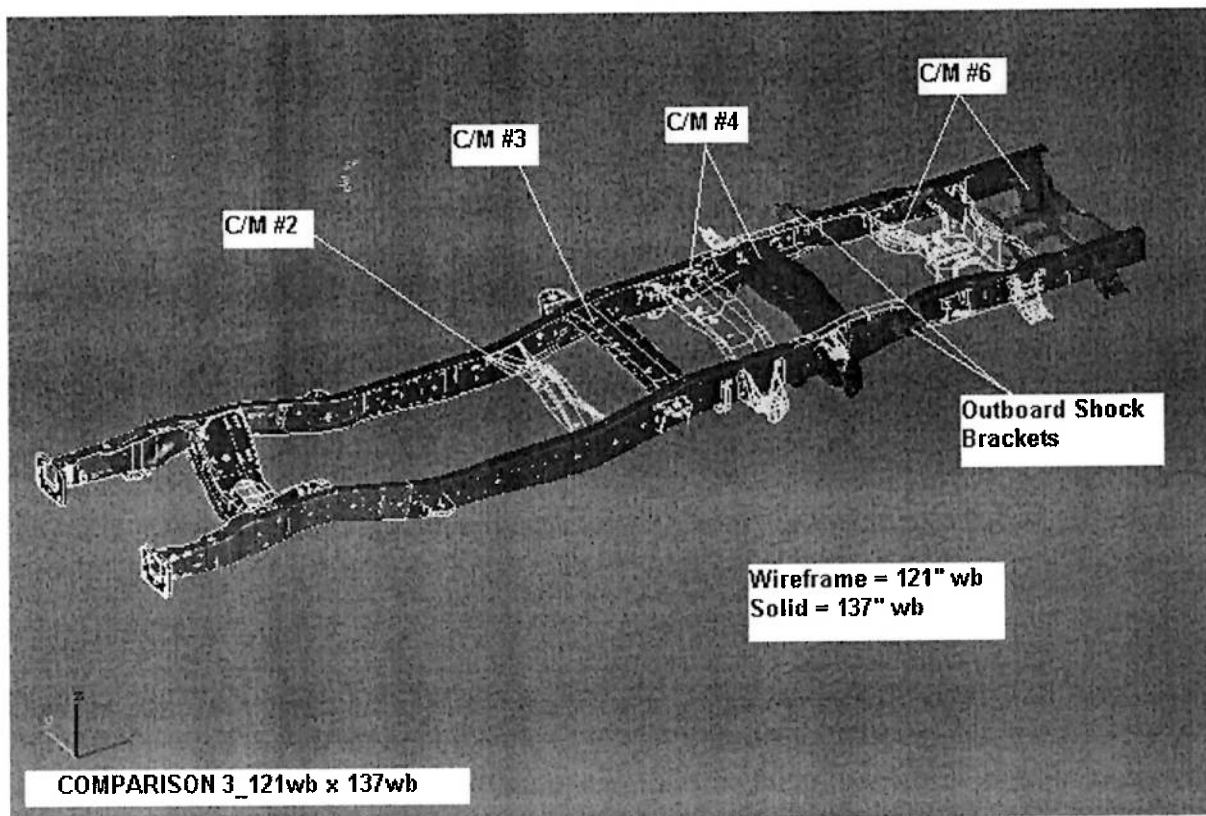


Fig. 3.4.1.6 – Comparação entre os Chassis PU 121"wb e 137"wb

A figura acima tem sobrepostos os chassi 121" e 137", permitindo visualizar as principais diferenças entre as duas versões: as longarinas traseiras da versão 137" são mais compridas, havendo um reposicionamento das travessas #4 e #6. A travessa #3 é mantida no mesmo lugar e a #2 é removida, exigindo um novo suporte dianteiro para o tanque de combustível.

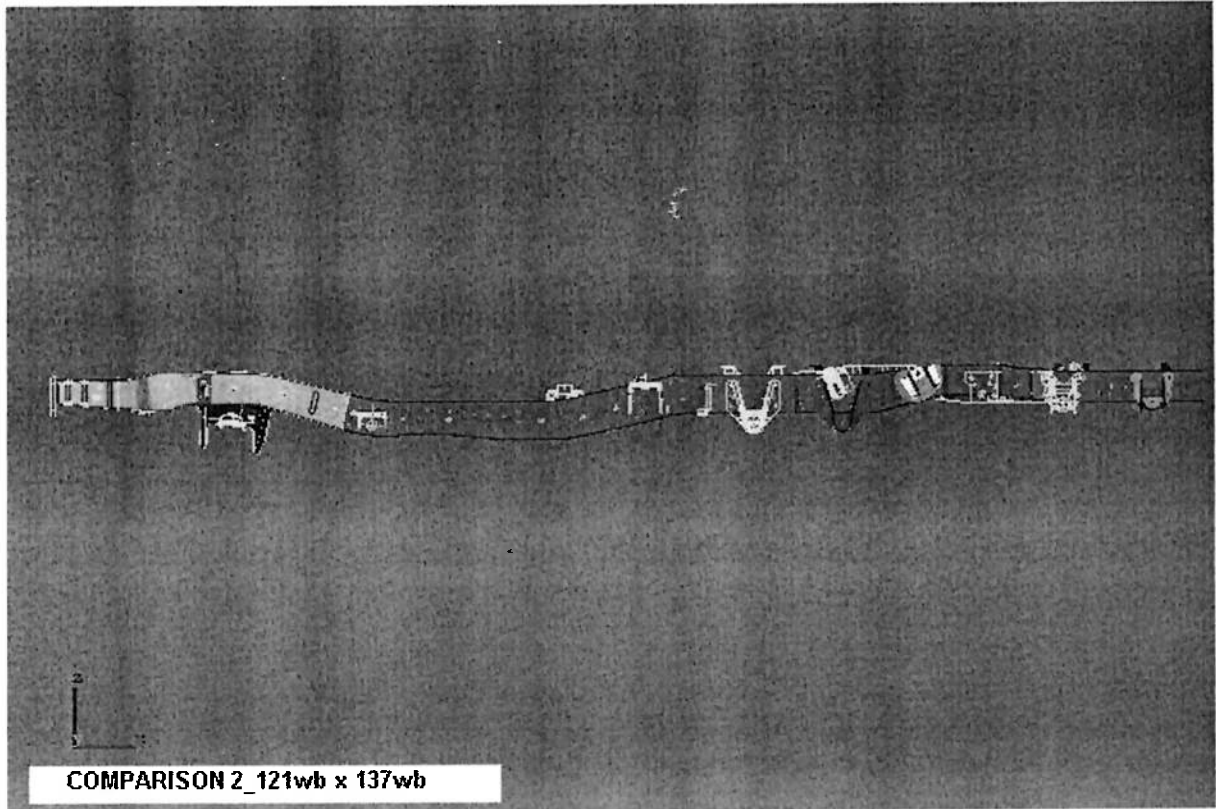


Fig. 3.4.1.7 – Comparação entre os Chassis PU 121"wb e 137"wb

Esta figura mostra a sobreposição das duas versões em vista lateral esquerda; o perfil da região central é mantido.

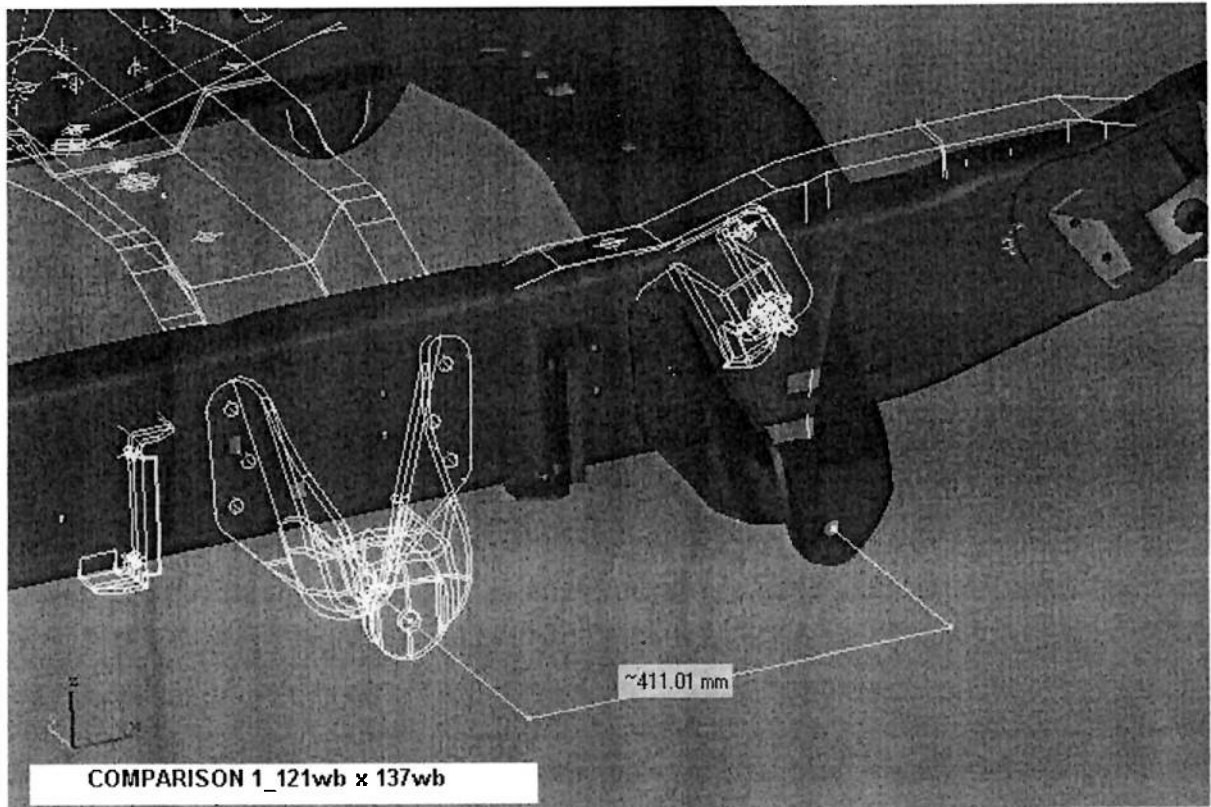


Fig. 3.4.1.8 – Comparação entre os Chassis PU 121"wb e 137"wb

A figura acima evidencia a diferença de 411 mm na distância entre eixos das versões 121"wb e 137"wb.

3.4.2 – Segunda Alternativa – Utilização de Geometria Anti-mergulho (*Anti-dive*)

A adoção de uma geometria anti-mergulho (*anti-dive*) para reduzir o ângulo do mergulho de frenagem (*angle of brake dive*) é a alternativa mais eficiente do ponto de vista técnico, porém demanda um grande empenho de engenharia e requer um maior período de tempo para desenvolvimento e testes.

Desta forma, esta alternativa será abordada mais adiante no capítulo de **Discussões**.

4. RESULTADOS

É possível agora repetir os cálculos que definirão os resultados obtidos para a solução adotada (versão mais longa com 137" de distância entre eixos).

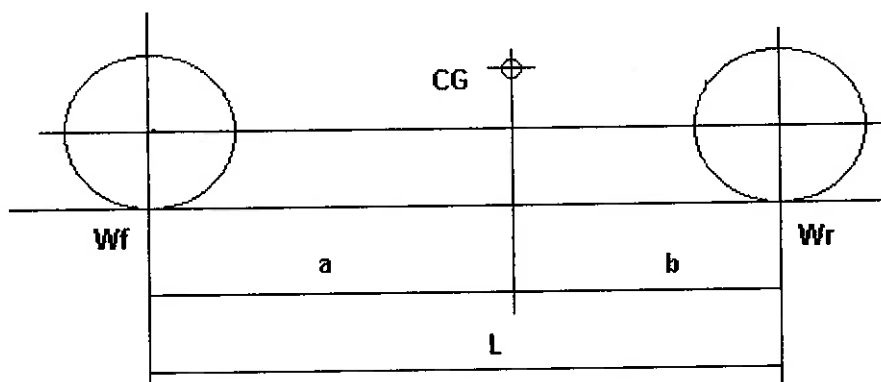


Fig. 4.1 – PU 137"wb 4x4 – Posição do CG

Neste caso, para a condição *GVW* temos os seguintes dados:

Peso nas rodas dianteiras (*weight of front wheels*): $W_f = 1710 \text{ kg}$

Peso nas rodas traseiras (*weight of rear wheels*): $W_r = 2280 \text{ kg}$

Peso do veículo (*weight of vehicle*): $W = 3990 \text{ kg}$

Distancia entre eixos (*wheelbase*): $L = 137'' = 3480 \text{ mm}$

Fazendo-se a somatória de momentos em torno do eixo traseiro, temos:

$$b = \frac{W_f \times L}{W} \quad b = 1491,43 \text{ mm}$$

$$a = L - b \quad a = 1988,57 \text{ mm}$$

A distribuição de peso da versão 137"wb 4x4 é aproximadamente igual à da 121"wb 4x4, sendo 43% no eixo dianteiro e 57% no eixo traseiro.

A altura do CG também é aproximadamente igual para estas duas versões, sendo que para efeito comparativo será adotado exatamente o mesmo valor:

$$h = 827,68 \text{ mm}$$

O próximo passo é calcular ΔW_x , o acréscimo da carga vertical no eixo dianteiro, ou o correspondente decréscimo da carga vertical no eixo traseiro durante a frenagem do veículo:

$$\Delta W_x = \frac{h}{L} \cdot W \cdot A_x$$

$$\Delta W_x = \frac{827,68}{3480} \cdot 3990 \cdot 1,0$$

$$\Delta W_x = 948,98 \text{ kg}$$

Vale observar que o alongamento da distancia entre eixos de 121" para 137" permite diminuir o valor de ΔW_x de 1074,66 kg para 948,98 kg. Esta redução na transferência longitudinal de peso resulta em menores deflexões das suspensões dianteira e traseira, que podem ser calculadas agora.

Para a dianteira, temos:

$$F = K \cdot X \quad \Rightarrow \quad \Delta W_x = K_{FA} \cdot X_F$$

$$X_F = \frac{\Delta W_x}{K_{FA}}$$

$$X_F = \frac{948,98}{12,78}$$

$$X_F = 74,25 \text{ mm (jounce)}$$

E, para a traseira:

$$X_R = \frac{\Delta W_x}{K_{RA}}$$

$$X_R = \frac{948,98}{17,61}$$

$$X_R = 53,89 \text{ mm (rebound)}$$

Portanto, a deflexão da suspensão dianteira foi reduzida de $X_F = 84,09$ mm para $X_F = 74,25$ mm através do alongamento da distância entre eixos. Observando mais uma vez os Gráficos de Convergência e Divergência mostrados anteriormente, nota-se uma condição mais favorável para os ângulos das rodas dianteiras esquerda e direita. Ambos são reduzidos em relação à versão 121"wb 4x4.

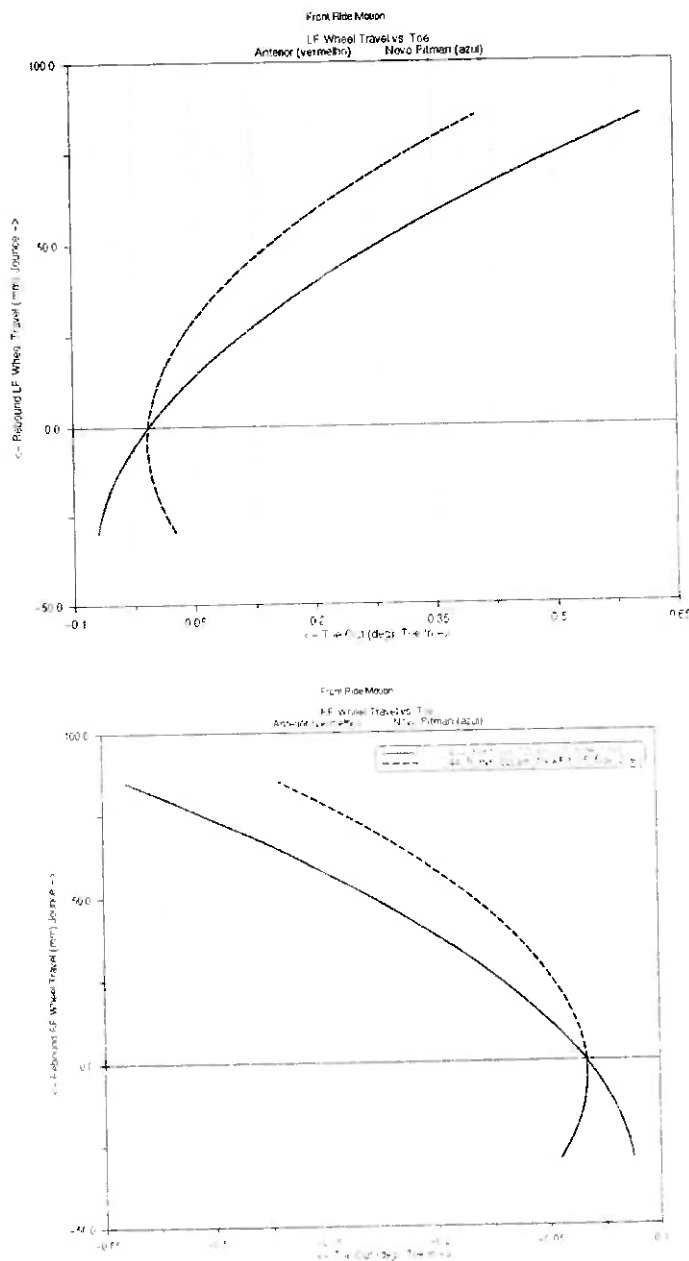


Fig. 4.2 – Gráficos de Convergência e Divergência das Rodas Dianteiras Esquerda e Direita

Pode-se então verificar o ângulo do mergulho de frenagem:

$$\alpha = \frac{h}{L^2} \cdot W \cdot Ax \cdot \left[\frac{1}{K_{FA}} + \frac{1}{K_{RA}} \right]$$

$$\alpha = \frac{827,68}{(3480)^2} \cdot 3990 \cdot 1,0 \cdot \left[\frac{1}{12,78} + \frac{1}{17,61} \right]$$

$$\alpha = 0,04 \text{ rad}$$

$$\alpha = (0,04 \cdot 57,3)^\circ$$

$$\alpha = 2,11^\circ$$

Comparando com a versão 121"wb 4x4, houve uma redução de 2,71° para 2,11°. Isto significa que o efeito de alinhamento do caster fica menos comprometido.

Obtém-se desta forma uma pequena melhoria, com um equilíbrio ligeiramente melhor do veículo durante as frenagens. Isto pôde ser avaliado durante testes no Campo de Provas, onde diversos integrantes dos times de Engenharia do Produto e de Dinâmica de Veículos dirigiram ambas as versões 121" e 137" e constataram um comportamento mais equilibrado nesta última. Embora o problema de instabilidade ainda exista, passou a situar-se em um nível aceitável em termos de segurança, apresentando um desvio de trajetória mais reduzido.

Cabe observar que uma melhoria realmente significativa desta característica somente pode ser resolvida através de alterações na geometria de direção e suspensão, como será estudado a seguir.

5. DISCUSSÃO

5.1 - Estudo da Geometria da Suspensão

A segunda alternativa para a solução do problema de instabilidade durante as frenagens refere-se ao estudo da cinemática da suspensão, ou “geometria”. O tema geometria da suspensão inclui o estudo de como a massa não suspensa de um veículo está conectada com a massa suspensa. Esta conexão define não apenas os movimentos relativos, mas também controla as forças transmitidas entre estas massas. No caso de um eixo rígido como na pick-up em estudo, as duas rodas estão interligadas, de forma que o movimento de uma afeta a outra. As duas rodas possuem dois movimentos diferentes em relação à carroceria: podem se movimentar juntas para cima e para baixo (movimento paralelo), ou em direções opostas sendo uma para cima e outra para baixo (rolagem). Em termos de cinemática, o eixo possui dois graus de liberdade de movimento em relação à carroceria. Como há um total de 6 graus de liberdade no espaço, isto significa que o mecanismo de suspensão deve restringir 4 quando é utilizado um eixo rígido.

5.2 - Centro Instantâneo (*Instant Center*)

É importante definir o conceito de centro instantâneo (*instant center*), que será utilizado neste estudo para determinar alguns parâmetros de suspensão. O termo “instantâneo” refere-se a uma determinada posição do mecanismo da suspensão, e “centro” a um determinado ponto imaginário que é efetivamente o ponto de giro do mecanismo naquele instante. O conceito de centro instantâneo provem do estudo de cinemática em duas dimensões, ou seja, em um plano. É um auxílio gráfico bastante útil para se estabelecer as relações entre os movimentos de dois corpos.

No estudo de suspensões é conveniente desmembrar um problema tridimensional em dois problemas bidimensionais. Isto refere-se à geometria em vista frontal e em vista lateral. Cortam-se planos verticais através dos centros das rodas, sendo um paralelo à linha de centro longitudinal do veículo e outro a 90° com esta. Os pontos da suspensão são então projetados nestes planos. O centro instantâneo do mecanismo de suspensão define em vista frontal o modo de variação do camber, parte da informação do centro de rolagem (*roll center*), a movimentação lateral da roda (*scrub*), e outros dados necessários para determinar as características de esterçamento. Em vista lateral, o centro instantâneo define o curso longitudinal da roda durante a movimentação da suspensão, a geometria anti-mergulho (*anti-dive*), a variação do cáster, etc. No espaço tridimensional, os centros instantâneos são complementados pelos eixos instantâneos. Tomando-se os centros instantâneos definidos nas vistas frontal e lateral, obtém-se uma linha, que é o eixo instantâneo de movimentação da suspensão. Um sistema de suspensão com eixo rígido possui dois eixos instantâneos, um para a movimentação paralela (*jounce / rebound*) e outro para a rolagem (*roll*).

5.3 - Centro de Rolagem (*Roll Center*)

O centro de rolagem (*roll center*) estabelece o ponto de acoplamento de forças entre as massas suspensa e não suspensa do veículo. Em curvas, a força centrífuga atuando no centro de gravidade é reagida pelos pneus. A força centrífuga pode ser transladada do CG para o centro de rolagem, acrescentando-se o devido momento em torno deste último. Quanto mais alto estiver o centro de rolagem (ou seja, mais próximo do CG), menor o momento de rolagem (*rolling moment*) em torno do centro de rolagem.

E quanto mais baixo estiver o centro de rolagem (mais distante do CG), maior o momento de rolagem, que deve ser resistido pelas molas.

Vale observar também que com um centro de rolagem mais alto, a força lateral que atua neste está mais distante do solo. O produto desta força lateral por esta distancia até o solo é chamado de momento não-rolante de capotamento (*nonrolling overturning moment*).

5.4 - Eixo tipo *Hotchkiss*

A suspensão com eixo rígido, objeto deste estudo, é um dos tipos mais antigos ainda utilizados hoje em dia. Os feixes de molas exercem não somente a função de molas, mas também localizam o eixo lateralmente e resistem às acelerações e aos torques de frenagem. Um problema com este sistema de suspensão é que a sua cinemática não é controlada com muita precisão. Ao invés de braços ou mecanismos com um centro exato de rotação, os feixes de mola controlam o curso das rodas através da sua flexibilidade. O centro instantâneo em vista lateral depende da forma como o eixo está carregado naquele instante particular.

Funcionalmente, este tipo de suspensão é totalmente irregular. O seu desempenho em resistir aos esforços laterais é objeto de atenção em todos os detalhes. Por exemplo, o formato do jumelo (*shuckle*) deve ser muito resistente contra flexões laterais. O perfil de curvatura assumido pela mola em uma determinada condição de carga irá afetar sua capacidade de resistir aos esforços laterais com mínimas deflexões.

Sob o ponto de vista de cinemática, o centro instantâneo do braço oscilante lateral (*SVSA – side view swing arm*) é calculado através de uma matemática um tanto complexa, mas podem ser utilizadas algumas regras simples que permitem uma boa aproximação, conforme será mostrado a seguir.

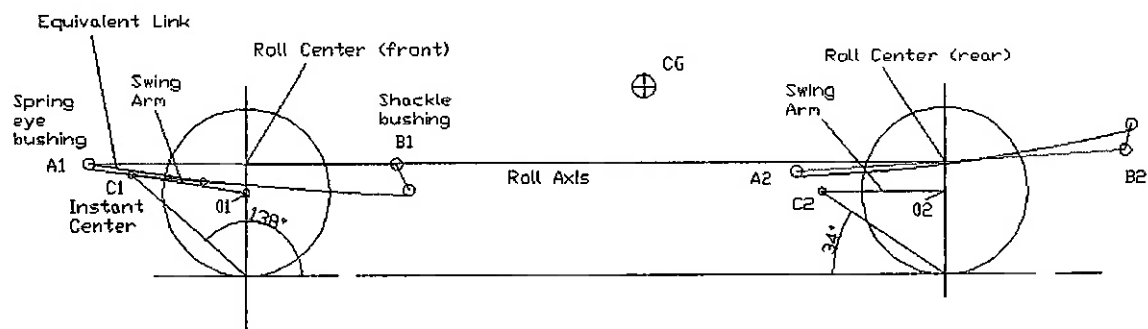


Fig. 5.4.1 – PU 121”wb 4x4 - Geometria
(Suspensões Dianteira e Traseira com Feixes de Mola)

Milliken (1995) descreve o procedimento prático para determinar os parâmetros de geometria: A posição do centro de rolagem (*roll center*) é definida através dos pontos **A** (olhal dianteiro da mola - *eye bushing*) e **B** (buchas de fixação do jumelo - *shackle bushing*). Traça-se uma reta passando por estes dois pontos; projeta-se esta reta sobre o plano longitudinal vertical que passa pelo centro da roda. A interseção da reta **AB** com a linha de centro vertical da roda define a posição do centro de rolagem (*roll center*) na vista lateral. Projeta-se este ponto no plano longitudinal vertical que contém a linha de centro longitudinal do veículo e define-se assim sua posição em vista frontal.

Calcula-se agora o comprimento **L** da reta **AB**. O braço oscilante lateral (*SVSA – side view swing arm*) é definido pelos pontos “**O**” (centro da roda) e “**C**” (centro instantâneo - *instant center*); deve ter um comprimento igual a $\frac{3}{8} L$ e deve ser paralelo à barra equivalente (*equivalent link*), cujo comprimento também equivale a $\frac{3}{8} L$.

Note-se que eixo de rolagem (*roll axis*) é o eixo que passa através dos centros de rolagem (*roll centers*) dianteiro e traseiro.

Analogamente, para a suspensão traseira:

$$A_2B_2 = L_2$$

$$O_2C_2 = \frac{3}{8} L_2$$

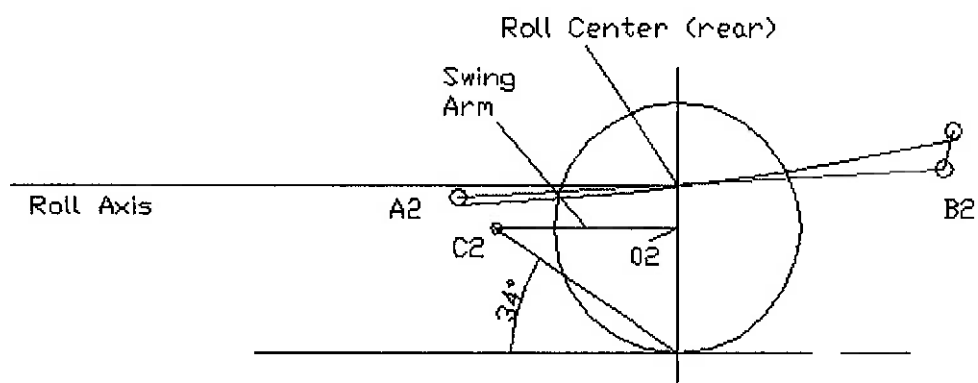


Fig. 5.4.4 – PU 121"wb 4x4 – Geometria (Suspensão Traseira com Feixes de Mola)

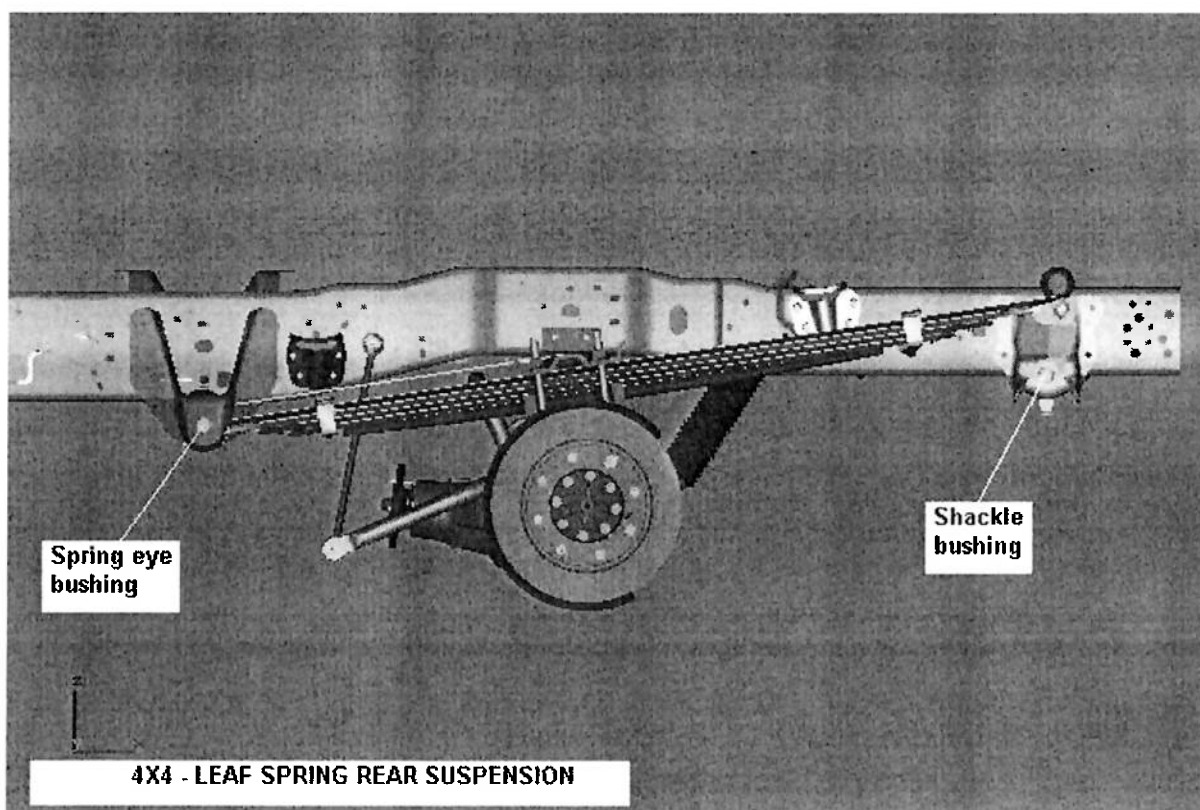


Fig. 5.4.5 – PU 121"wb 4x4 – Geometria (Suspensão Traseira com Feixes de Mola)

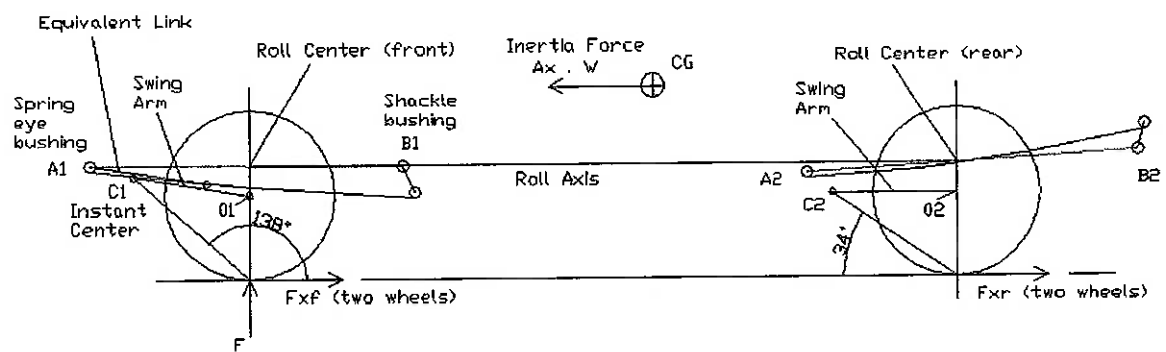


Fig. 5.4.6 – PU 121"wb 4x4 – Geometria *Pro-dive*
(Suspensões Dianteira e Traseira com Feixes de Mola)

A figura acima mostra o veículo em condição de frenagem; para a suspensão dianteira, o ângulo formado entre o solo e a linha que une o centro instantâneo com o ponto de contato da roda com o solo é de 138°.

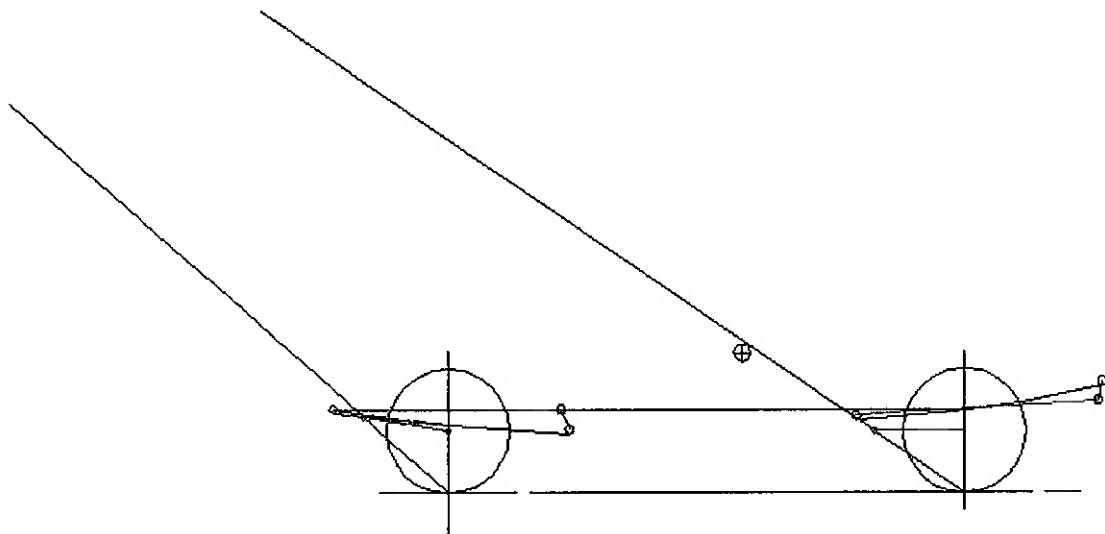


Fig. 5.4.7 – PU 121"wb 4x4 – Geometria *Pro-dive*
(Suspensões Dianteira e Traseira com Feixes de Mola)

Prolongando-se as linhas que unem os centros instantâneos das suspensões dianteira e traseira aos pontos de contato das rodas dianteira e traseira com o solo nota-se que o ponto de encontro destas linhas ocorre muito à frente e acima do veículo, evidenciando assim uma característica oposta à geometria *anti-dive*, que será descrita a seguir. Fica definida desta forma a geometria das suspensões dianteira e traseira com feixes de mola para a Pick-up 121"wb 4x4.

5.5 - Geometria Anti-mergulho (*anti-dive*)

O efeito anti-mergulho (*anti-dive*) é um termo que descreve a força de acoplamento entre a massa suspensa e a não suspensa. Resulta puramente do ângulo do braço oscilante lateral (*SVSA – side view swing arm*). Tipicamente, o centro instantâneo está localizado atrás e acima do centro da roda dianteira; e à frente e acima do centro da roda traseira. Isto não ocorre com a suspensão dianteira com feixes de mola da Pickup 4x4.

As suspensões dotadas de efeito *anti-dive* não mudam a transferência longitudinal de peso no ponto de contato da roda com o solo. Sob frenagem, esta transferência é função da distância entre eixos (L), altura do CG (h) e força de inércia, conforme mostrado anteriormente na Fig. 3.3.3.1.1:

$$\Delta W_x = \frac{h}{L} \cdot W \cdot A_x$$

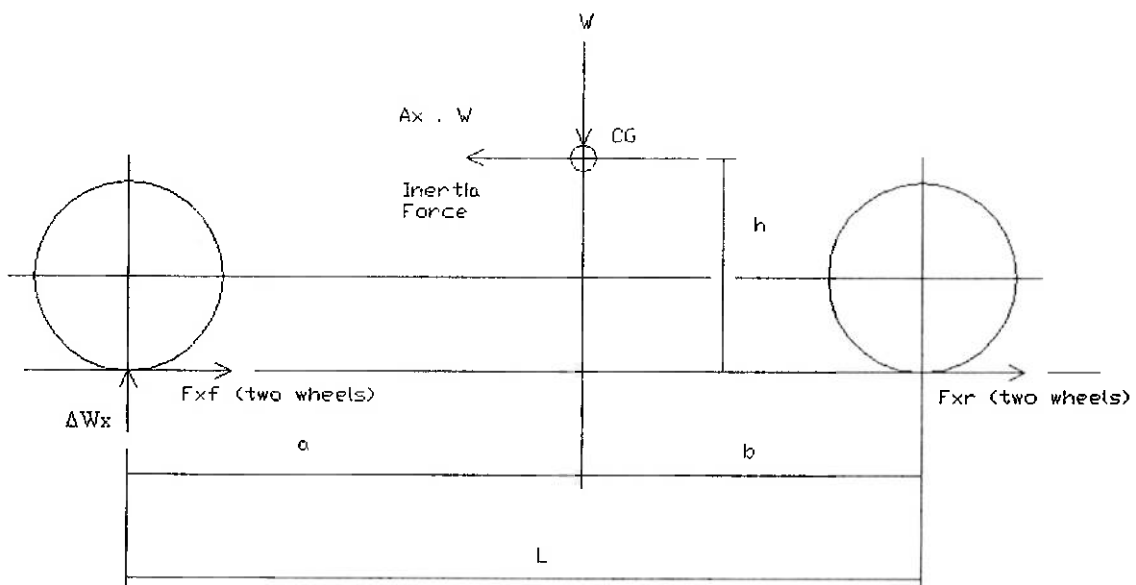


Fig. 5.5.1 – PU 121”wb 4x4 – Transferência Longitudinal de Peso

O efeito *anti-dive* muda no entanto a quantidade de carga atuando nas molas, e a atitude (*pitch*) do veículo; ou seja, é possível alterar o ângulo de mergulho (*dive angle*).

A figura 5.5.2 mostra a pick-up PU 121"wb 4x4 com a geometria da suspensão dianteira modificada para obter-se geometria *anti-dive*. A distribuição percentual do freio (ou balanceamento do freio) determina a força de frenagem F_{xf} como uma fração da força total longitudinal.

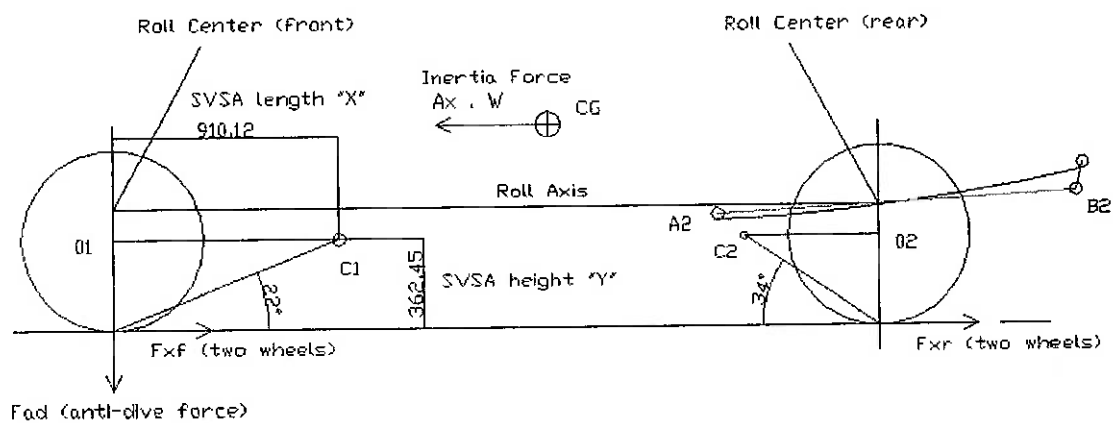


Fig. 5.5.2 – PU 121"wb 4x4 – Geometria *Anti-dive*
(Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais / Suspensão Traseira com Feixes de Mola)

No caso em questão, esta modificação da geometria é possível adotando-se um outro tipo de suspensão dianteira com molas helicoidais e braços longitudinais (*radius arms*), cujo centro “instantâneo” é fixo, e localiza-se atrás e acima do centro da roda dianteira. Este centro é determinado pelo ponto de giro efetivo do mecanismo (*pivot point*).

Cabe ressaltar que esta solução deve ser aplicada em conjunto com a correção da posição da barra de arrasto (*drag link*) mencionada anteriormente.

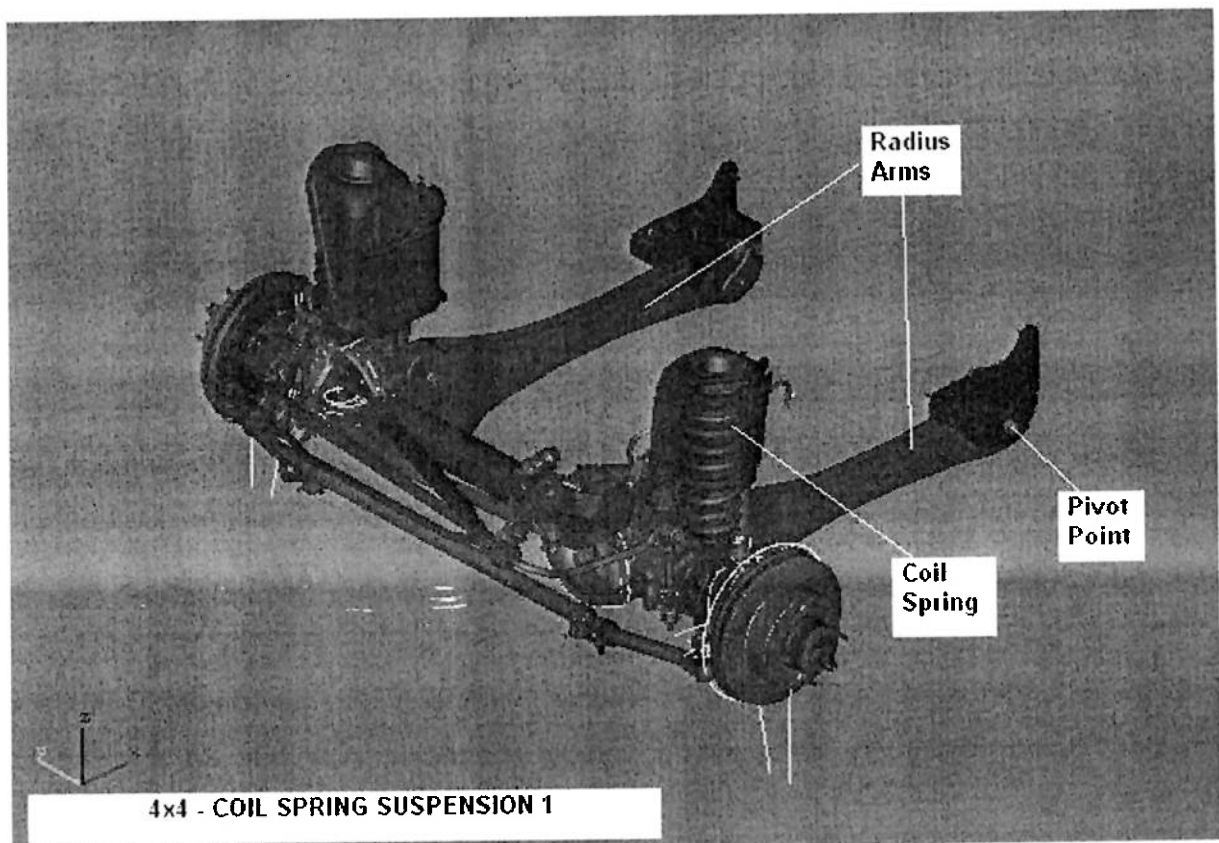


Fig. 5.5.3 – PU 121”wb 4x4 – Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais

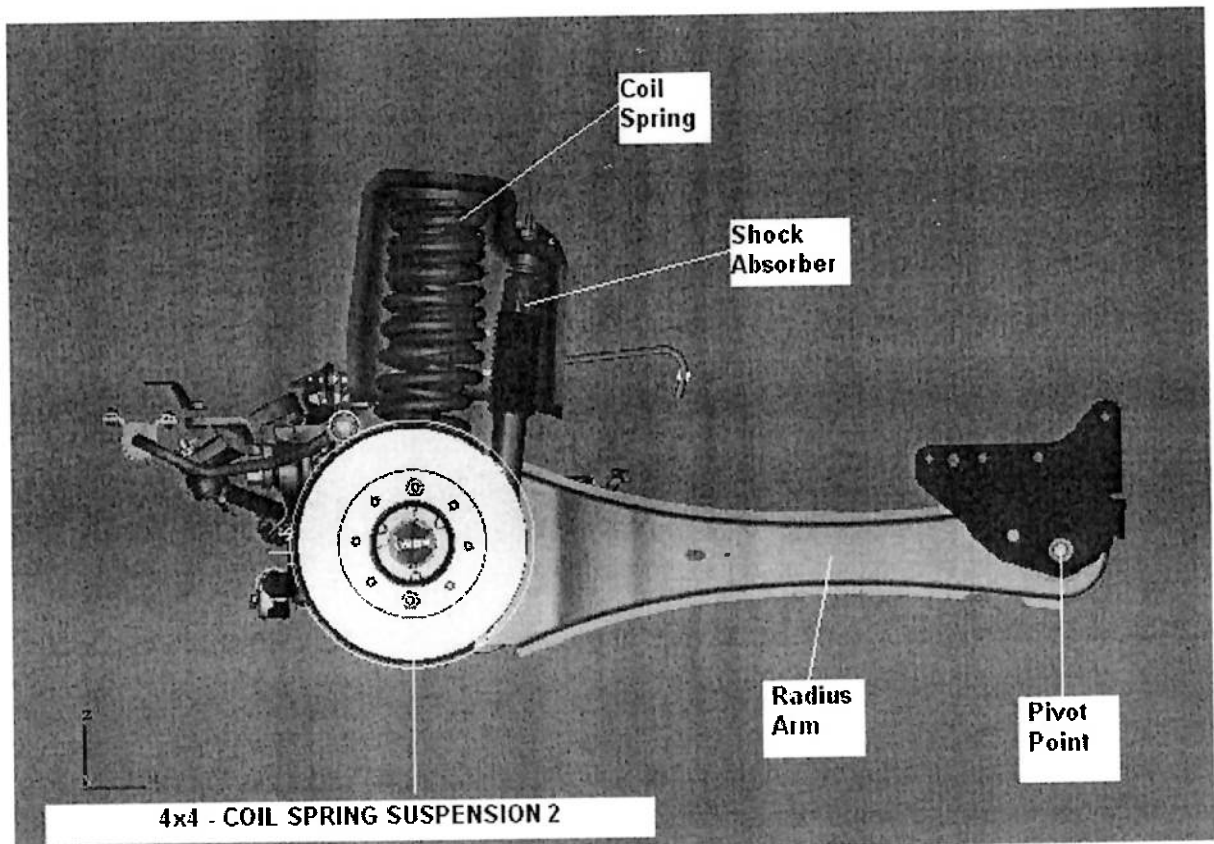


Fig. 5.5.4 – PU 121"wb 4x4 – Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais

O *pitch center* é obtido através da interseção dos prolongamentos das linhas que unem os centros instantâneos com os pontos de contato das rodas dianteira e traseira com o solo.

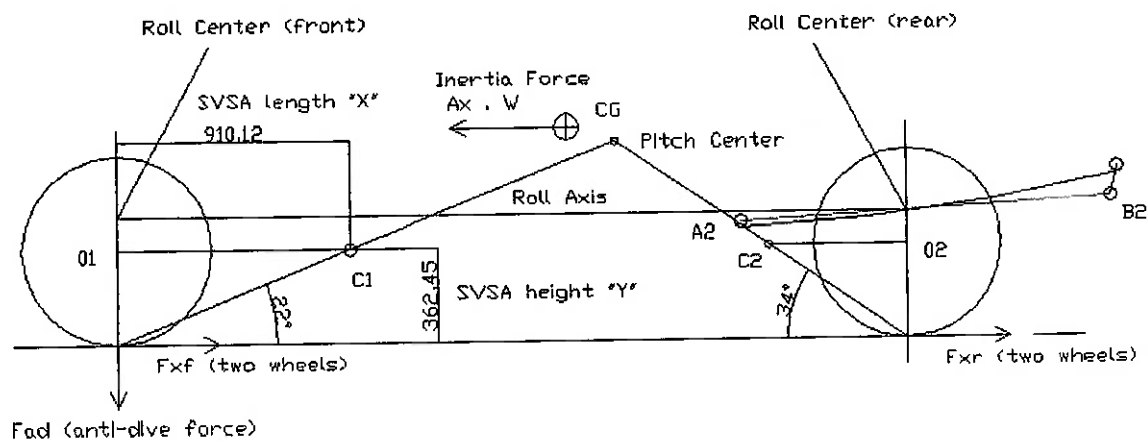


Fig. 5.5.5 – PU 121”wb 4x4 – Geometria *Anti-dive*
 (Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais / Suspensão Traseira com Feixes de Mola)

Milliken (1995) esclarece que a força *anti-dive* é dada por:

$$F_{AD} = F_{xf} \cdot \tan\theta \quad (20)$$

$$F_{AD} = F_{xf} \cdot \frac{y}{x} \quad (21)$$

Note-se que :

y = altura (mm) do braço oscilante lateral (*SVSA height*)

x = comprimento (mm) do braço oscilante lateral (*SVSA length*)

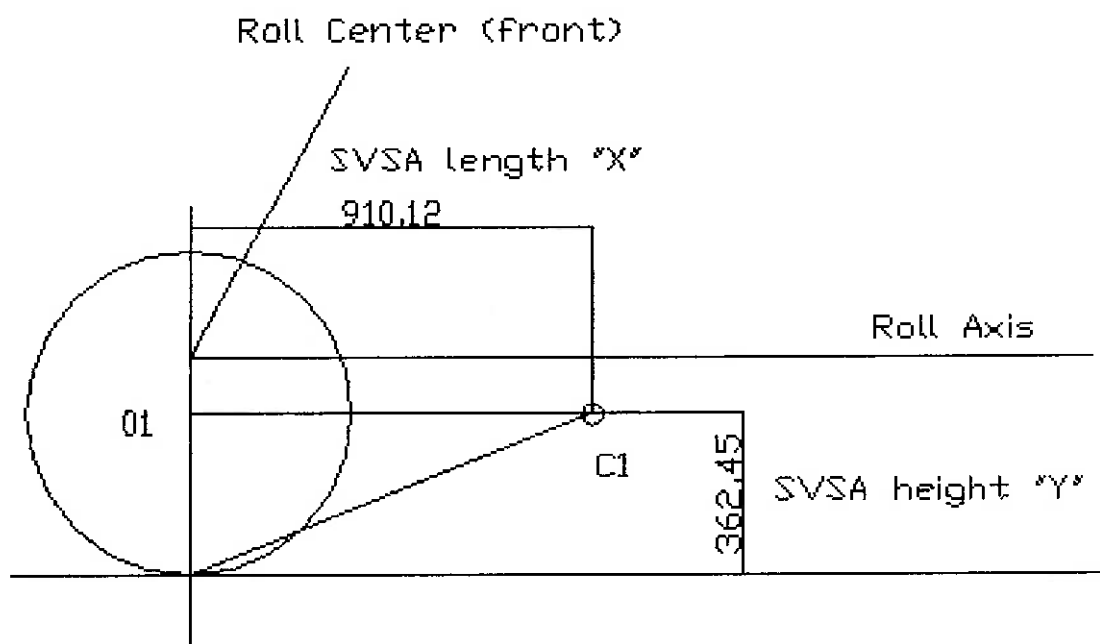


Fig. 5.5.6 – PU 121"wb 4x4 – Geometria *Anti-dive*
(Suspensão Dianteira com Molas Helicoidais e Braços Longitudinais)

Pode-se agora verificar um exemplo prático para avaliar a intensidade da força *anti-dive*. Conforme visto anteriormente, a distribuição percentual do freio (ou balanceamento do freio) determina a força de frenagem F_{xf} como uma fração da força total longitudinal.

O limite de travamento das rodas ou limite de frenagem é determinado pelo valor máximo do coeficiente de atrito (ou aderência) entre o pneu e o solo (μ). Vamos considerar que a frenagem está sendo realizada com total aproveitamento da aderência, sem bloqueio das rodas e com uma desaceleração de $1,0g$.

Assim sendo:

$$F_{xf} = \mu \cdot (W_f + \Delta W_x) \quad (22)$$

Para a Pick-up 121"wb 4x4 na condição *GVW*, temos:

$\mu = 0,9$ para piso de asfalto, conforme tabela (*Omar Madureira – Apostila de Dinâmica de Veículos pg.11 – MPEA*)

$W_f = 1720$ kg (peso nas rodas dianteiras)

$\Delta W_x = 1074,66$ kg (acrécimo da carga vertical no eixo dianteiro)

$$F_{xf} = 0,9 \cdot (1720 + 1074,66)$$

$$F_{xf} = 2515,19 \text{ kg}$$

$$F_{AD} = F_{xf} \cdot \tan\theta$$

$$F_{AD} = 2515,19 \cdot \tan 22^\circ$$

$$F_{AD} = 1016,20 \text{ kg}$$

Vale lembrar que F_{AD} tem sentido oposto a ΔW_x . Nas condições descritas, a força *anti-dive* quase compensa (equilibra) o acréscimo de carga vertical no eixo dianteiro durante a frenagem.

6. CONCLUSÕES

1. Se uma suspensão tiver 100% de efeito anti-dive, toda a transferencia longitudinal de peso é suportada pelos braços de controle e não pelas molas da suspensão; conseqüentemente, a suspensão não se movimenta durante as acelerações ou frenagens.
2. Ao contrário, se uma suspensão tiver 0% de efeito anti-dive, toda a transferencia longitudinal de peso é suportada pelas molas e não pelos braços de controle; a suspensão apresenta então uma deflexão proporcional ao *rate* de roda (*wheel rate*). Isto ocorre quando $\theta = 0$, por exemplo.
3. A suspensão dianteira com feixes de mola utilizada na Pick-up 4x4 não possui efeito *anti-dive*, conforme é demonstrado nas figuras 3.4.2.6 e 3.4.2.7 pela sua geometria. Ao contrário, possui uma característica *pro-dive*.
4. A única forma de se obter um efeito *anti-dive* com uma suspensão dianteira com feixes de mola seria invertendo-se a sua posição de montagem, ou seja, colocando-se o jumelo (*shackle*) à frente e o olhal fixo atrás, conforme mostra a figura abaixo.

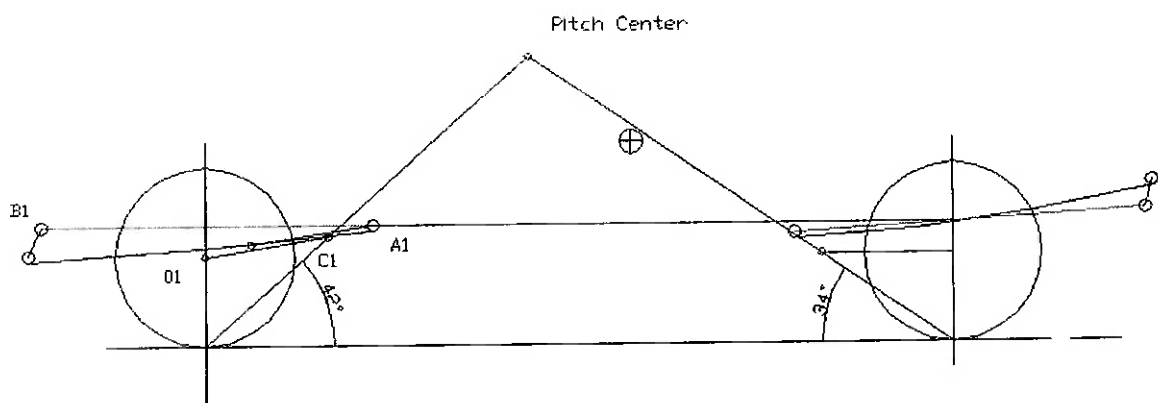


Fig. 6.1 – PU 121"wb 4x4 – Geometria *Anti-dive*
(Suspensão Dianteira com Feixes de Mola invertidos)

Esta solução no entanto possui algumas restrições que podem comprometer sua eficiência: uma pick-up é um veículo destinado ao transporte de carga, e desta forma os esforços atuantes nos elementos da suspensão são significativos. Os problemas típicos de uma suspensão com feixes de mola descritos anteriormente, como a flexibilidade lateral do jumelo (*shackle*) tendem a se agravar nestas condições, afetando o seu desempenho.

Outro fator importante a ser considerado neste caso é a necessidade de correção da geometria de direção, uma vez que esta solução acarreta modificação da geometria de suspensão.

7. ANEXO A

7.1 - Transferencia de Peso Lateral

Este estudo da transferencia de peso lateral aplica-se ao caso de curvas em regime permanente (*steady state cornering*), isto é, não serão consideradas acelerações laterais e longitudinais combinadas ou outras situações dinâmicas.

Em curvas, o peso é transferido de um lado do veículo para o outro devido a altura do CG. A distribuição desta transferencia de peso entre os eixos dianteiro e traseiro é um dos fatores de maior influencia no comportamento sob-esterçante (*understeering*) ou sobre-esterçante (*oversteering*) do veículo. É possível calcular os pesos nas 4 rodas, conhecendo-se as características que serão descritas a seguir.

Deve-se levar em consideração algumas premissas básicas:

- Uma carga lateral (transversal) horizontal aplicada em qualquer ponto ao longo do eixo de rolagem (*roll axis*) não ocasiona rolagem da massa suspensa do veículo.
- A rigidez de rolagem dianteira e a rigidez de rolagem traseira (*roll rates*) são medidas de forma independente.
- A rigidez do pneu (*tire rate*) está incluída nos valores da rigidez de rolagem dianteira e da rigidez de rolagem traseira.
- A rolagem dos eixos rígidos em relação ao solo não é considerada nos cálculos.
- O CG e os centros de rolagem (*roll centers*) estão localizados na linha de centro longitudinal do veículo.

O método utilizado consiste em tratar o veículo como um sistema dotado de 3 massas: a massa suspensa (chassi e carroceria) e as massas não-suspensas dianteira e traseira (rodas, pneus, freios, cubos de roda, eixos e metade da massa das molas e amortecedores).

É necessário a princípio calcular o valor e a localização dos pesos destes componentes no sistema de coordenadas do veículo.

A tabela a seguir contém dados relativos ao peso e ao centro de gravidade dos principais conjuntos envolvidos na composição dos pesos não-suspensos dianteiro e traseiro.

Tabela 7.1.1 – Componentes não-suspensos – PU 121”wb 4x4

Descrição	Qt.	Peso dos componentes não-suspensos			Coordenadas do CG		
		Peso unitário (kg)	% Não suspenso	Peso não suspenso Wi (kg)	Xi	Yi	Zi
Eixo Dianteiro	1	226.34	100%	226.34	1618.54	0.00	1451.77
Feixes de Mola Dianteiros	2	20.50	50%	20.50	1557.70	0.00	1520.21
Rodas e Pneus Dianteiros	2	31.14	100%	62.28	1554.08	0.00	1444.69
Eixo Traseiro	1	153.63	100%	153.63	4588.80	0.00	1482.45
Feixes de Mola Traseiros	2	37.40	50%	37.40	4687.00	0.00	1643.00
Rodas e Pneus Traseiros	2	31.14	100%	62.28	4632.63	0.00	1482.33

O programa de *CAD I-Deas* contém todos os elementos do veículo representados em sólidos tridimensionais, e fornece dados sobre o peso e a localização do centro de gravidade de cada componente.

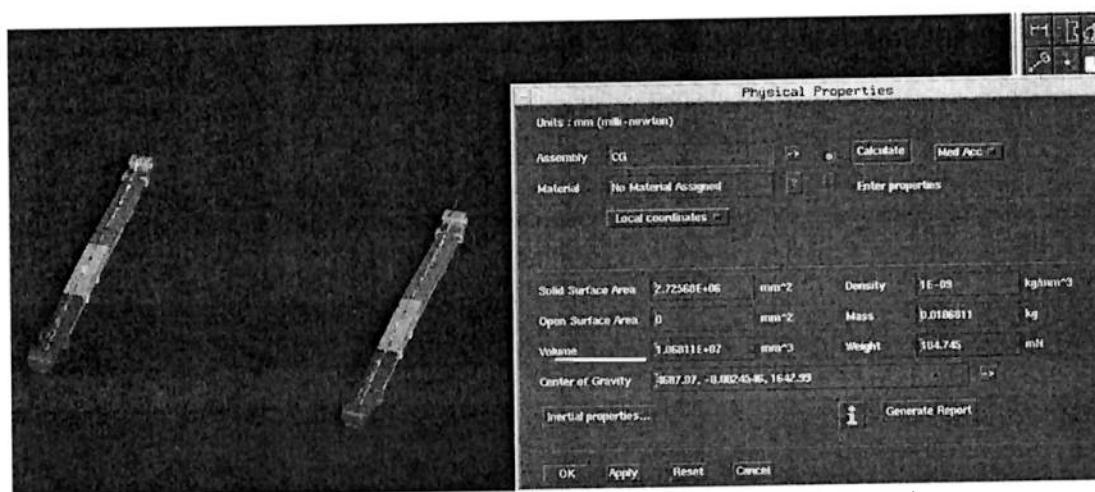


Fig. 7.1.1 - Feixes de Mola Traseiros – PU 121”wb 4x4

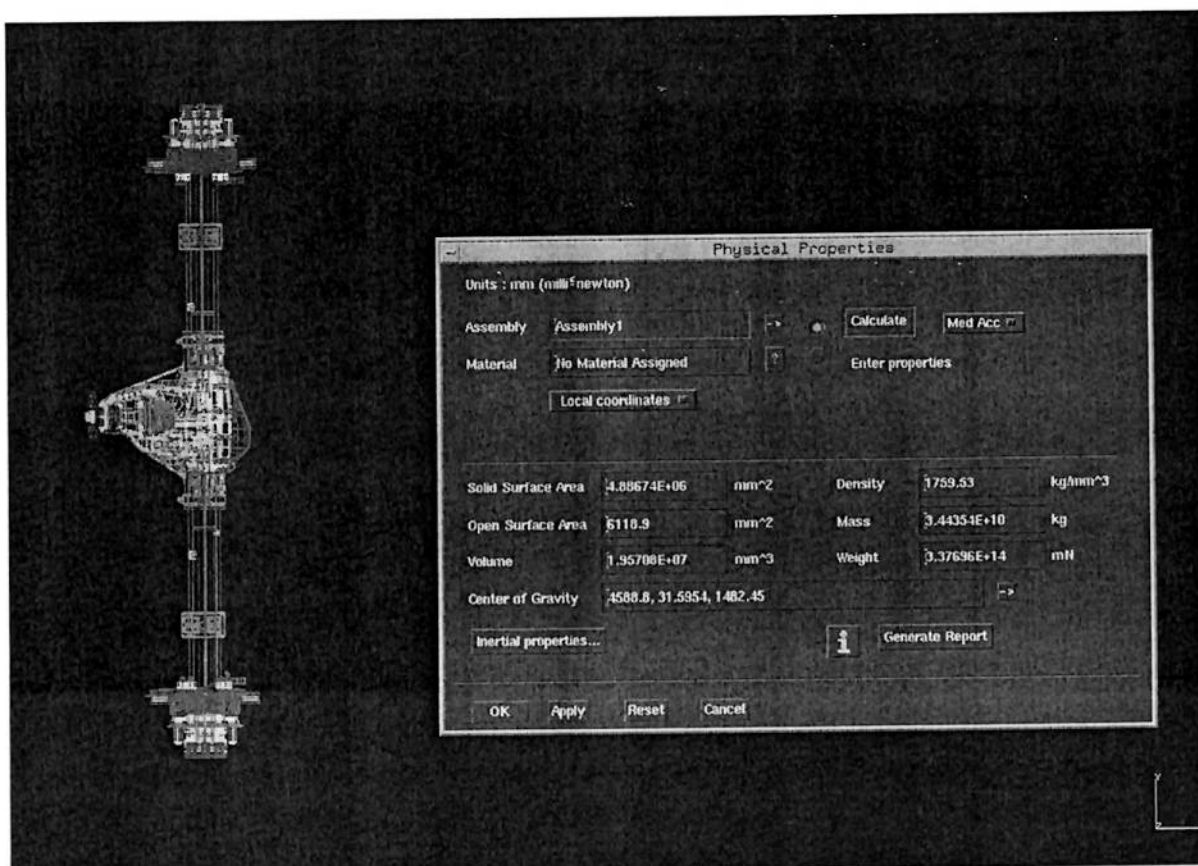


Fig. 7.1.2 - Eixo Traseiro – PU 121”wb 4x4

As coordenadas (Xi, Yi, Zi) do centro de gravidade de cada componente referem-se ao sistema de coordenadas do veículo.

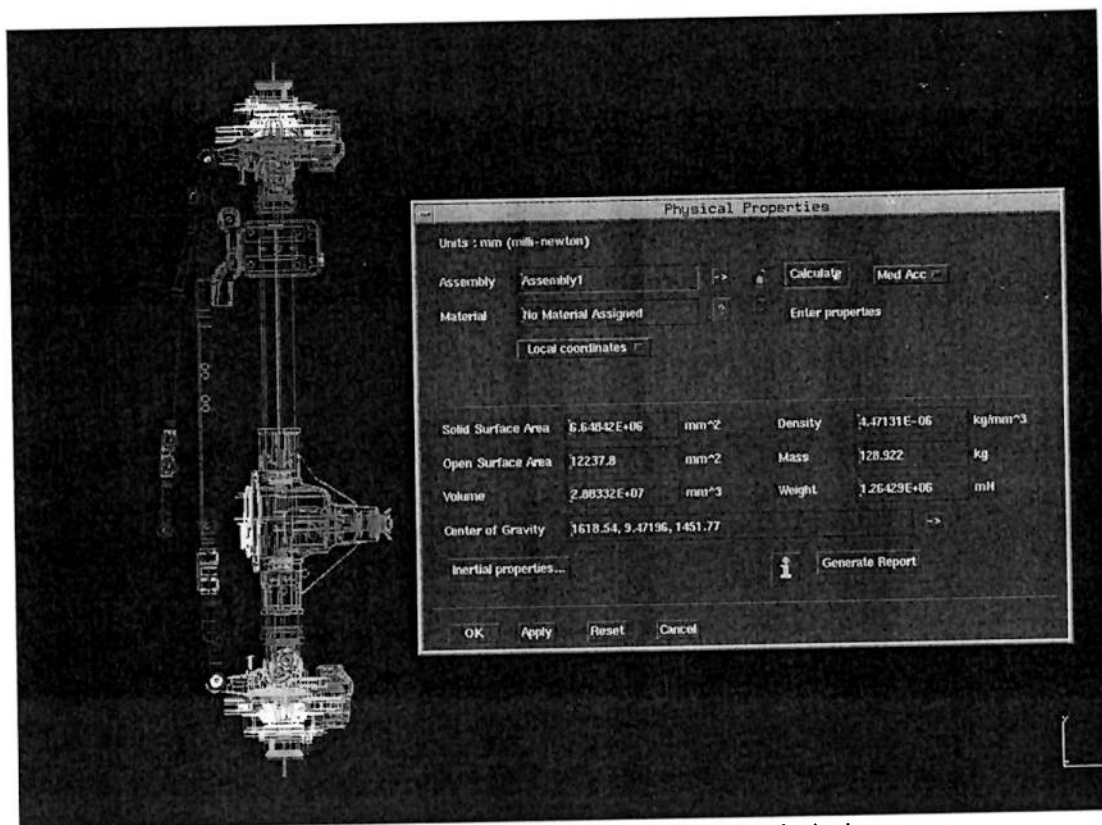


Fig. 7.1.3 - Eixo Dianteiro – PU 121”wb 4x4

Omar Madureira (2002) sugere as seguintes fórmulas para calcular as coordenadas do centro de gravidade de um conjunto composto de diversos componentes:

$$X = \frac{\sum W_i \cdot X_i}{\sum W_i} \quad (23)$$

$$Y = \frac{\sum W_i \cdot Y_i}{\sum W_i} \quad (24)$$

$$Z = \frac{\sum W_i \cdot Z_i}{\sum W_i} \quad (25)$$

Para os componentes envolvidos, uma das premissas de cálculo é de que os centros de gravidade estão localizados na linha de centro longitudinal do veículo. No caso de rodas, pneus e feixes de mola, considera-se os respectivos pares esquerdo e direito formando um conjunto cujo CG possui a coordenada $Y = 0$. A tabela 7.1.1 já leva esta regra em consideração.

7.2 - Peso não-suspenso dianteiro (*Front unsprung weight*)

Utilizando-se os dados da tabela 7.1.1, temos:

$$X_{UF} = \frac{\sum W_i \cdot X_i}{\sum W_i}$$

$$X_{UF} = \frac{(226,34)(1618,54) + (20,50)(1557,70) + (62,28)(1554,08)}{226,34 + 20,50 + 62,28}$$

$$X_{UF} = 1601,52$$

$$Z_{UF} = \frac{\sum W_i \cdot Z_i}{\sum W_i}$$

$$Z_{UF} = \frac{(226,34)(1451,77) + (20,50)(1520,21) + (62,28)(1444,69)}{226,34 + 20,50 + 62,28}$$

$$Z_{UF} = 1454,88$$

$$W_{UF} = 226,34 + 20,50 + 62,28$$

$$W_{UF} = 309,12 \text{ kg}$$

7.3 - Peso não-suspensão traseiro (*Rear unsprung weight*)

De forma análoga, temos:

$$X_{UR} = \frac{\sum W_i \cdot X_i}{\sum W_i}$$

$$X_{UR} = \frac{(153,63)(4588,80) + (37,40)(4687,00) + (62,28)(4632,63)}{153,63 + 37,40 + 62,28}$$

$$X_{UR} = 4614,08$$

$$Z_{UR} = \frac{\sum W_i \cdot Z_i}{\sum W_i}$$

$$Z_{UR} = \frac{(153,63)(1482,45) + (37,40)(1643,00) + (62,28)(1482,33)}{153,63 + 37,40 + 62,28}$$

$$Z_{UR} = 1506,12$$

$$W_{UR} = 153,63 + 37,40 + 62,28$$

$$W_{UR} = 253,31 \text{ kg}$$

7.4 - Peso suspenso (*Sprung weight*)

O peso suspenso pode ser calculado subtraindo-se os valores dos pesos não-suspensos dianteiro e traseiro do peso total do veículo:

$$W_s = W - W_{UF} - W_{UR} \quad (26)$$

$$W_s = 3990,00 - 309,12 - 253,31$$

$$W_s = 3427,57 \text{ kg}$$

As coordenadas do CG do veículo completo (peso W) são:

$$X_w = 3302,38$$

$$Z_w = 1905,30$$

As coordenadas do peso suspenso podem ser obtidas através de critério similar ao apresentado anteriormente.

$$X_{ws} = \frac{W \cdot X_w - W_{UF} \cdot X_{UF} - W_{UR} \cdot X_{UR}}{W - W_{UF} - W_{UR}} \quad (27)$$

$$X_{ws} = \frac{(3990,00)(3302,38) - (309,12)(1601,52) - (253,31)(4614,08)}{3990,00 - 309,12 - 253,31}$$

$$X_{ws} = 3358,83$$

$$Z_{ws} = \frac{W \cdot Z_w - W_{UF} \cdot Z_{UF} - W_{UR} \cdot Z_{UR}}{W - W_{UF} - W_{UR}} \quad (28)$$

$$Z_{ws} = \frac{(3990,00)(1905,30) - (309,12)(1454,88) - (253,31)(1506,12)}{3990,00 - 309,12 - 253,31}$$

$$Z_{ws} = 1975,42$$

A figura abaixo mostra a geometria envolvida.

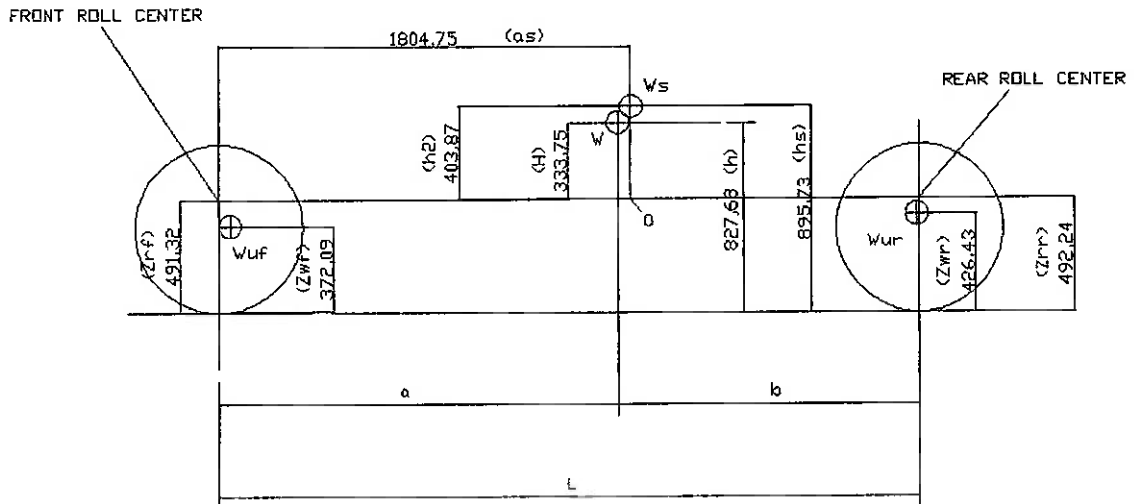


Fig. 7.4.1 – Geometria da Transferencia de Peso Lateral – PU 121''wb 4x4 (GVW)

$W_{UF} = 309,12$ kg (peso não-suspense dianteiro)

$Z_{WF} = 372,09$ mm (altura do CG do peso não-suspense dianteiro)

$W_{UR} = 253,31$ kg (peso não-suspense traseiro)

$Z_{WR} = 426,43$ mm (altura do CG do peso não-suspense traseiro)

$W_s = 3427,57$ kg (peso suspenso)

$h_s = 895,73$ mm (altura do CG do peso suspenso)

$h_2 = 403,87$ mm (dist. do CG do peso suspenso perpendicular ao eixo de rolagem)

$a_s = 1804,75$ mm (dist. horizontal do peso suspenso ao eixo dianteiro)

$W = 3990$ kg (peso total do veículo)

$h = 827,68$ mm (altura do CG do peso total do veículo)

$H = 333,75$ mm (distancia vertical do CG do peso total ao eixo de rolagem)

$Z_{RF} = 491,32$ mm (altura do *roll center* dianteiro)

$Z_{RR} = 492,24$ mm (altura do *roll center* traseiro)

Observação: a linha que conecta os centros de rolagem (*roll centers*) dianteiro e traseiro é o eixo de rolagem (*roll axis*).

7.5 - Gradiente de rolagem (Roll gradient)

Com relação à figura 7.4.1, observa-se o ponto “O” contido no eixo de rolagem (*roll axis*). Este ponto é obtido através da linha que passa pelo CG do peso suspenso (W_s) e é perpendicular ao eixo de rolagem.

Milliken (1995) explica que uma aceleração lateral A_Y produz uma força $F_s = - W_s \cdot A_Y$, e conseqüentemente um momento (M_s) em torno do ponto “O”, sendo:

$$M_s = - W_s \cdot A_Y \cdot h_2 \quad (29)$$

Observação: se a aceleração A_Y for positiva (curva para a direita), o momento M_s sobre o peso suspenso é negativo e produz um ângulo de rolagem negativo, ou seja, o veículo inclina-se para o lado de fora da curva.

O efeito da força F_s à uma altura h_s é o mesmo que a força F_s aplicada sobre o ponto “O” no eixo de rolagem, acrescentando-se o momento M_s . Esta força F_s pode ser dividida em duas componentes (dianteira e traseira, em proporção ao peso suspenso em cada eixo), as quais produzirão transferências de peso nos eixos independente dos coeficientes de rolagem (*roll rates*). O momento M_s produz um ângulo de rolagem, ϕ , medido em um plano perpendicular ao eixo de rolagem e cuja magnitude irá depender da somatória dos coeficientes de rolagem dianteiro ($K_{\phi F}$) e traseiro ($K_{\phi R}$). Para pequenos ângulos θ de inclinação longitudinal do eixo de rolagem (inclinação em vista lateral), estes coeficientes podem ser considerados em torno do eixo de rolagem ao invés do eixo horizontal.

Milliken (1995) define a seguinte expressão para a sensibilidade à rolagem devido à aceleração lateral (em radianos / g):

$$\frac{\phi}{A_Y} = \frac{-W_s \cdot h_2}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - (W_s \cdot h_2)} = K_{\phi} \quad (30)$$

Sendo:

ϕ	Angulo de rolagem (<i>roll angle</i>)
$K_{\phi F}$	Rigidez de rolagem dianteira (<i>front roll rate</i>)
$K_{\phi R}$	Rigidez de rolagem traseira (<i>rear roll rate</i>)
A_Y	Aceleração lateral expressa em g's
K_{ϕ}	Gradiente de rolagem (<i>roll gradient</i>)

A rigidez de rolagem dianteira ($K_{\phi F}$) e traseira ($K_{\phi R}$) são calculadas por Milliken (1995) através das seguintes expressões

$$K_{\phi F} = \frac{K_{RF} \cdot T_F^2}{2} \quad (31)$$

$$K_{\phi R} = \frac{K_{RR} \cdot T_R^2}{2} \quad (32)$$

Sendo, para o caso em questão:

$K_{RF} = 6.39 \text{ kg/mm}$	Rigidez de "Ride" (<i>Ride Rate</i>) Dianteira
$T_F = 1736 \text{ mm}$	Bitola do Eixo Dianteiro
$K_{RR} = 8.81 \text{ kg/mm}$	Rigidez de "Ride" (<i>Ride Rate</i>) Traseira
$T_R = 1729 \text{ mm}$	Bitola do Eixo Traseiro

Aplicando-se os dados, temos:

$$K\phi_F = \frac{6,39 \cdot (1736)^2}{2}$$

$$K\phi_F = 9.628.758,72 \text{ kg.mm}$$

$$K\phi_R = \frac{8,81 \cdot (1729)^2}{2}$$

$$K\phi_R = 13.168.487,61 \text{ kg.mm}$$

$$\frac{\phi}{A_Y} = \frac{-W_s \cdot h_2}{K\phi_F + K\phi_R - (W_s \cdot h_2)} = K\phi$$

$$\frac{\phi}{1} = \frac{-(3427,57) \cdot (403,87)}{9.628.758,72 + 13.168.487,61 - (3427,57) \cdot (403,87)} = K\phi$$

$$K\phi = -0,06 \text{ rad / g}$$

$$K\phi = -3,7^\circ / g$$

O gradiente de rolagem $K\phi$ (*roll gradient*) é convenientemente expresso de forma normalizada em graus de rolagem por unidade de aceleração lateral (graus / g). É um parâmetro útil no desenvolvimento de veículos, permitindo uma comparação objetiva com outros modelos ou versões já existentes.

A tabela abaixo mostra alguns valores de $K\phi$ para diversos tipos de veículos norte-americanos.

Tabela 7.5.1 – Gradientes de Rolagem típicos

Tipo de Suspensão	Tipo de Veículo	$K\phi$
Muito macia	Veículos econômicos para transporte da família, anteriores a 1975	8,5° / g
Macia	Idem, após 1975	7,5° / g
Semi-macia	Sedans contemporâneos de médio porte	7,0° / g
Semi-firme	Sedans esportivos importados	6,0° / g
Firme	Sedans esportivos nacionais	5,0° / g
Muito firme	Veículos de alta performance (Camaro Z-28 e Pontiac Firebird)	4,2° / g
Extremamente firme	Veículos de altíssima performance (Corvette)	3,0° / g
Dura	Veículos de competição	1,5° / g
Ativa	Veículos com rolagem servo-controlada, ou seja, é possível obter zero grau ou até mesmo rolagem positiva para o lado de dentro da curva	

Esta tabela permite uma comparação do valor de $K\phi$ obtido para a pick-up em estudo com outros tipos de veículos.

7.6 - Transferências individuais de peso em cada eixo

Em seguida, o momento M_s (repartido entre a dianteira e a traseira de acordo com os coeficientes de rolagem - *roll rates*) e a força lateral F_s (também previamente fracionada entre a dianteira e a traseira) são combinados para produzir transferências individuais de peso em cada eixo (incluindo as reações inerciais de W_{UF} e W_{UR}).

Finalmente, podem ser utilizadas as equações de transferência de peso lateral, descritas por Milliken (1995):

Para o eixo dianteiro:

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W_S}{T_F} \cdot \left[\frac{h_2 \cdot K\phi_F}{K\phi_F + K\phi_R - (W_S \cdot h_2)} + \frac{L - a_s}{L} \cdot Z_{RF} \right] + \frac{W_{UF} \cdot z_{WF}}{T_F} \quad (33)$$

Sendo:

$$A_Y = 1 \text{ g}$$

$$W_S = 3427,57 \text{ kg}$$

$$T_F = 1736 \text{ mm}$$

$$h_2 = 403,87 \text{ mm}$$

$$K\phi_F = 9.628.758,72 \text{ kg.mm}$$

$$K\phi_R = 13.168.487,61 \text{ kg.mm}$$

$$L = 3073 \text{ mm}$$

$$a_s = 1804,75 \text{ mm}$$

$$Z_{RF} = 491,32 \text{ mm}$$

$$W_{UF} = 309,12 \text{ kg}$$

$$z_{WF} = 372,09 \text{ mm}$$

Aplicando-se estes dados, temos:

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = 825,18 \text{ kg / g}$$

Note-se estas unidades expressam a transferencia lateral de peso (em kg) por “g” de aceleração lateral; aumento do peso na roda externa à curva ou decréscimo do peso na roda interna.

Para o eixo traseiro:

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W_S}{T_R} \cdot \left[\frac{h_2 \cdot K_{\phi R}}{K_{\phi F} + K_{\phi R} - (W_S \cdot h_2)} + \frac{a_s}{L} \cdot Z_{RR} \right] + \frac{W_{UR} \cdot Z_{WR}}{T_R} \quad (34)$$

Sendo:

$$A_Y = 1 \text{ g}$$

$$W_S = 3427,57 \text{ kg}$$

$$T_R = 1729 \text{ mm}$$

$$h_2 = 403,87 \text{ mm}$$

$$K_{\phi F} = 9.628.758,72 \text{ kg.mm}$$

$$K_{\phi R} = 13.168.487,61 \text{ kg.mm}$$

$$L = 3073 \text{ mm}$$

$$a_s = 1804,75 \text{ mm}$$

$$Z_{RR} = 492,24 \text{ mm}$$

$$W_{UR} = 253,31 \text{ kg}$$

$$Z_{WR} = 426,43 \text{ mm}$$

Aplicando-se estes dados, temos:

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = 1127,94 \text{ kg / g}$$

Observação:

O cálculo da transferência de peso lateral é útil no desenvolvimento de novos projetos principalmente para:

- Avaliar os esforços atuantes na suspensão e no eixo do veículo, permitindo o dimensionamento dos seus componentes.
- Verificar se o curso livre da suspensão está adequado para as condições de carga, sem que haja o encosto no batente em condições de curva.

7.7 - Parâmetros de Referência

Há dois parâmetros que se referem à transferência lateral de peso e são importantes na definição das características de um veículo:

1. Distribuição do Coeficiente de Rolagem (*Roll Rate Distribution*)

$$\text{Distribuição Dianteira} = K\phi_F / (K\phi_F + K\phi_R) = 42 \% \quad (35)$$

$$\text{Distribuição Traseira} = K\phi_R / (K\phi_F + K\phi_R) = 58 \% \quad (36)$$

2. Distribuição da Transferência de Peso Lateral (*Lateral Load Transfer Distribution*)

$$\text{Distribuição Dianteira} = \Delta W_F / (\Delta W_F + \Delta W_R) = 42 \% \quad (37)$$

$$\text{Distribuição Traseira} = \Delta W_R / (\Delta W_F + \Delta W_R) = 58 \% \quad (38)$$

É interessante observar que no caso em estudo as distribuições do coeficiente de rolagem e da transferência de peso lateral são iguais, fato que nem sempre ocorre uma vez que dependem das condições de carga, das características da geometria e do balanceamento de peso do veículo.

8. ANEXO B - GRAU DE MOBILIDADE DA SUSPENSÃO DIANTEIRA

Madureira (2005) observa que uma suspensão dianteira com rodas direcionais deve ter Grau de Mobilidade 3: translação vertical (z), rotação (θ) do eixo em torno de x (sobe uma roda e desce a outra) e o esterçamento das rodas.

SUSPENSÃO COM BARRA PANHARD E FEIXES DE MOLAS

Peças: 1 – estrutura; 2 – eixo da direção com braço Pitman; 3 – barra de direção (drag link); 4 – barra de ligação (entre as rodas); 5 – conjunto eixo e feixes de molas (é um ‘U’ rígido); 6- e 7- Cj. Rodas esq. e dir.; 8 – barra Panhard.

Pares cinemáticos:

Pares de Rotação com 1GL: 21, 51, 65 e 75 ----- N P1 = 4

Pares Esféricos com 3GL: 23, 34, 46, 47, 81, 85 --- ----- N P3 = 6

GRAU DE MOBILIDADE cf. GRÜBLER – KUTZBACH

$GM = 6 (N - 1) - 5 NP1 - 4 NP2 - 3 NP3 - 2 NP4 - 1 NP5.$

$GM = 6 (8-1) - 5.4 - 3.6 = 42 - 20 - 18 = 4$

Observação importante: O GM = 4 não é significativo porque as três rotações das peças 3,4 e 8 em torno dos seus eixos, permitidas pelos pares esféricos, não são cinematicamente funcionais e devem ser desconsiderados. Assim o GM real desse mecanismo é $4 - 3 = 1$. Ficam faltando 2 GM.

Fisicamente significa que quaisquer movimentos verticais do eixo causam esterçamentos das rodas e ou deformações das peças, como tem sido demonstrado nos testes de frenagem do veículo.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BASTOW, D.; Car Suspension and Handling, SAE International, 1993

CHERIAN, V.; HAQUE, I.; JALILI, N.; Development of a non-linear model of a double wishbone suspension for the characterization of force transmission to the steering column and chassis, *Proceedings of the ASME Design Engineering Division - 2004*, v.117, p 775-780, 2004.

EDS; I-Deas Simulation Software, 2005

FENTON, J.; Handbook of Vehicle Design Analysis, SAE International, 1999

GILLESPIE, T.; Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE International, 1992

LIN, C.; IAN, W.; Scalability studies and performance comparison of vehicles with two different suspensions, *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, v 4024, p 115-126, 2000

MADUREIRA, O.M.; Dinâmica de Veículos, Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2002

MILLIKEN, W.; MILLIKEN, D., Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995

MILLIKEN, W.; MILLIKEN, D.; OLLEY, M., Chassis Design, SAE International, 2002

MSC SOFTWARE CO.; MSC.ADAMS Software, 2002

SMITH, C.; Tune to Win, Aero Publishers, Motor books, SAE International, 1978

SOKRIEH, M. M.; REZAEI, D.; Analysis and optimization of a composite leaf spring, *Composite Structures*, v 60, n 3, p 317-325, 2003

TABOREK, J.; Mechanics of Vehicles, Ed. Machine Design, 1957