

MODELO DINÂMICO DE PREVISÃO DO LIMITE DA ESTABILIDADE DE UM VEÍCULO COM REBOQUE

*Álvaro P. Correia**
*Fernando R. da Silva***

RESUMO

A análise dinâmica de veículos é de grande importância tanto na fase do projeto de componentes como elementos de suspensão, roda, pneus e geometria do veículo em geral, como na reconstituição de acidentes. Assim, o engenheiro necessita de modelos matemáticos que possam reproduzir o comportamento do veículo sob certas circunstâncias, fazendo diagnósticos como velocidades críticas de estabilidade, ângulos máximos de rolagem e outras características que podem ser simuladas a partir de um modelo estruturalmente bem definido e com o uso de parâmetros realistas. Neste trabalho é apresentado um modelo matemático para a previsão de velocidades críticas de estabilidade para um veículo com reboque, o que modifica substancialmente a análise convencional, tendo em vista o acoplamento entre dois sistemas dinâmicos com propriedades distintas. Analisa-se o comportamento do veículo com reboque nas condições de derrapagem e tombamento, destacando-se os fatores determinantes dessas ocorrências. O modelo matemático é elaborado no sentido de considerar a não linearidade ocorrente no acoplamento, o que torna o modelo mais sensível a eventuais deslocamentos angulares relativos elevados que possam ocorrer. São também comparadas as curvas reais e ideais que relacionam o ângulo de esterçamento com a velocidade longitudinal do veículo.

* Aluno de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica, Instituto Militar de Engenharia.

** Professor do Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, Instituto Militar de Engenharia.

INTRODUÇÃO

Este trabalho tem por objetivo o de estudar o comportamento de um veículo com semi-reboque quando este realiza uma trajetória curvilínea com uma determinada velocidade. Para a modelagem do problema, foi utilizada a técnica dos grafos de ligação, pela facilidade de modelagem do acoplamento entre as dinâmicas lateral e vertical.

Muitos trabalhos apresentam a estabilidade de veículos com semi-reboque considerando apenas os efeitos da dinâmica lateral, sem que sejam verificados os efeitos da dinâmica vertical. Assim, foi desenvolvido um modelo em que os efeitos das interações entre as dinâmicas vertical e lateral pudessem ser observados com relação às velocidades máximas obtidas, quando o veículo e o semi-reboque percorrem uma curva preestabelecida. De forma a caracterizar as interações entre a dinâmica vertical e a dinâmica lateral, foi construído um gráfico onde se mostra a diferença entre um veículo com e sem suspensão.

ESTRATÉGIA DE MODELAGEM

O modelo físico analisado neste trabalho é baseado no sistema engatado de um veículo trator com quatro rodas e um reboque com duas rodas. O engate é obtido através

de uma rótula que permite a transmissão de movimentos entre o veículo e o semi-reboque com exceção do movimento de *roll* que são independentes entre as duas unidades. A figura 1 mostra esquematicamente o modelo físico considerado.

O modelo físico do veículo engatado ao reboque foi dividido em duas partes, uma trata da dinâmica lateral e a outra trata da dinâmica vertical. Os grafos representativos dessas dinâmicas são mostrados nas figuras 2 e 3, respectivamente.

O grafo da figura 2 trata da dinâmica lateral não linear do conjunto, esta não linearidade permite que o modelo possa descrever ângulos relativos entre o veículo e o semi-reboque com valores elevados. Nos

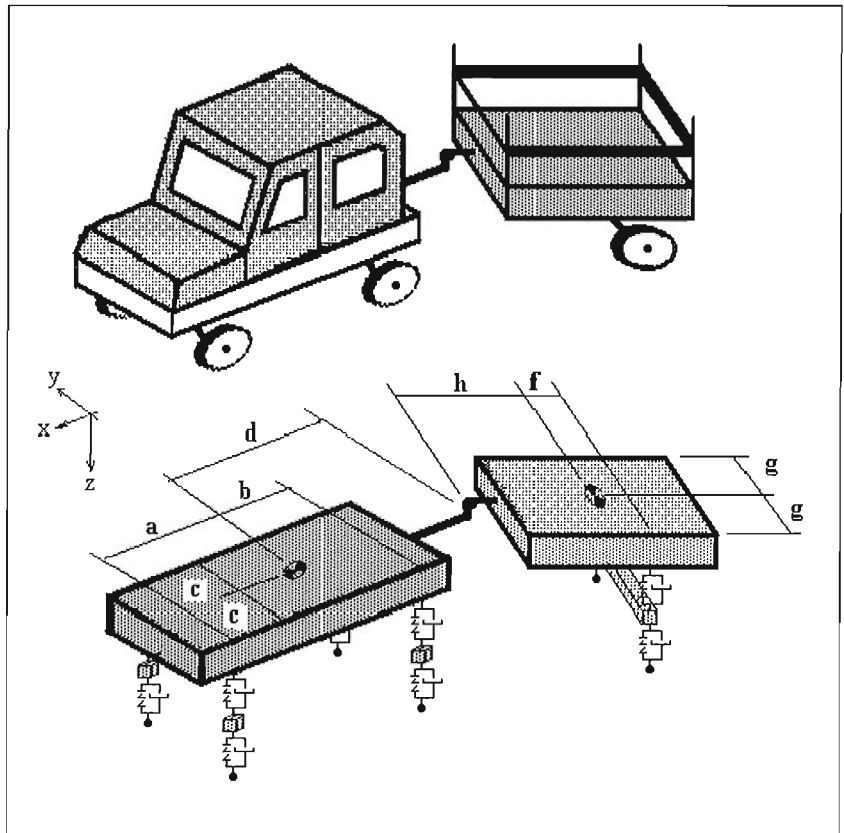


Figura 1: Modelo físico do sistema veículo-reboque

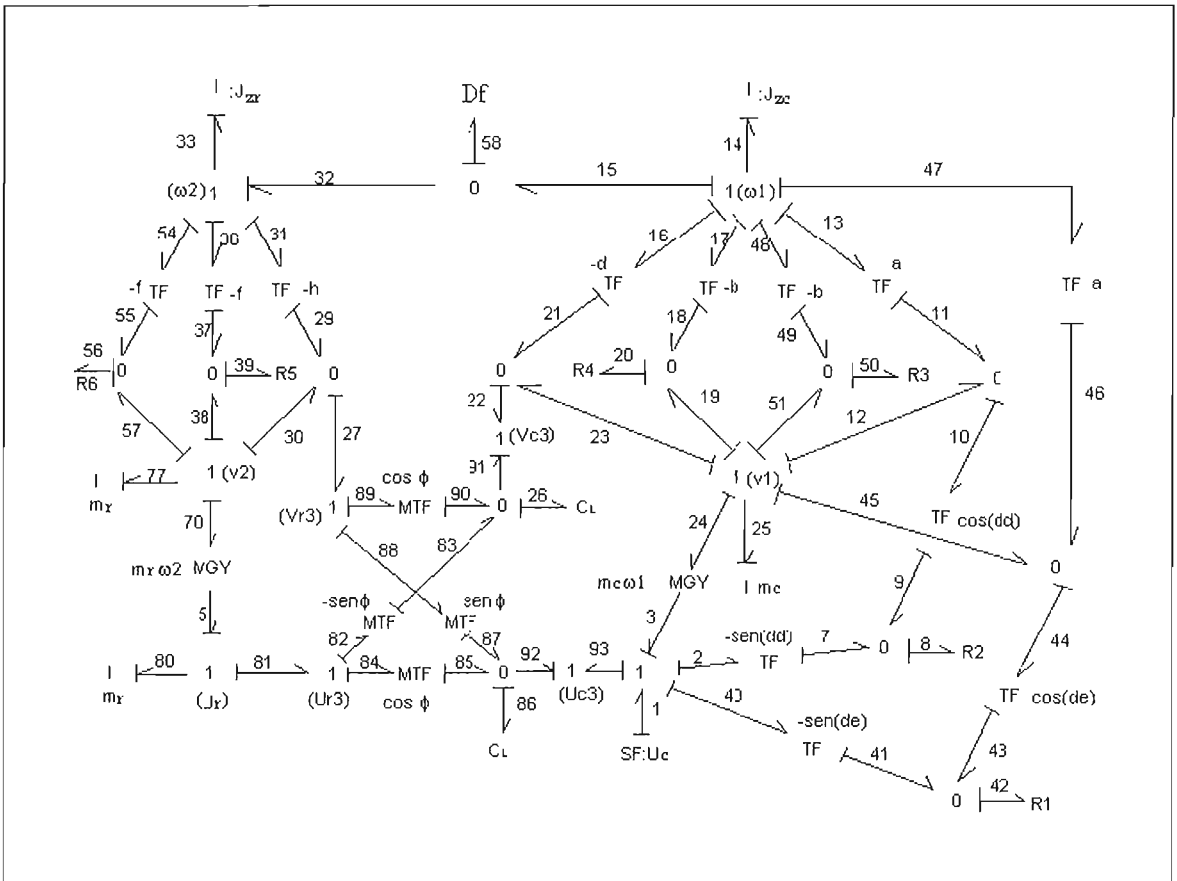


Figura 2: Grafo de ligação da dinâmica lateral não-linear

grafos tanto da dinâmica vertical, como lateral, são utilizados capacitores (molas lineares) no ponto de engate, representando a compatibilidade de deslocamentos transversais e verticais entre os dois subsistemas (veículo e reboque). A inclusão desse elemento no acoplamento deve-se exclusivamente ao fato de o modelo em grafos de ligação apresentar causalidade diferencial, caso o mesmo não seja considerado (Karnopp, 1990), o que apenas tornaria a sistemática de obtenção das equações de governo mais árdua. Conforme os procedimentos da técnica, neste grafo são mostradas as interações energéticas ocorrentes entre os vários ele-

mentos. Essas interações são caracterizadas pelo fluxo de potência associado a cada meia seta do grafo.

Quando um pneu é esterçado de um determinado valor, surge no contato pneu-solo o ângulo de desvio α que, associado a uma carga vertical, produz uma força de resistência lateral F_l . Assim, para valores de até 6 graus para o ângulo de desvio, pode-se utilizar a relação $F_l = C_f \alpha$, onde C_f é a rigidez ao esterçamento. A figura 4 mostra um gráfico que relaciona a força normal, o ângulo de desvio e a rigidez ao esterçamento.

Aproveitando a propriedade mostrada na figura 4, é proposto um modelo de acoplamento

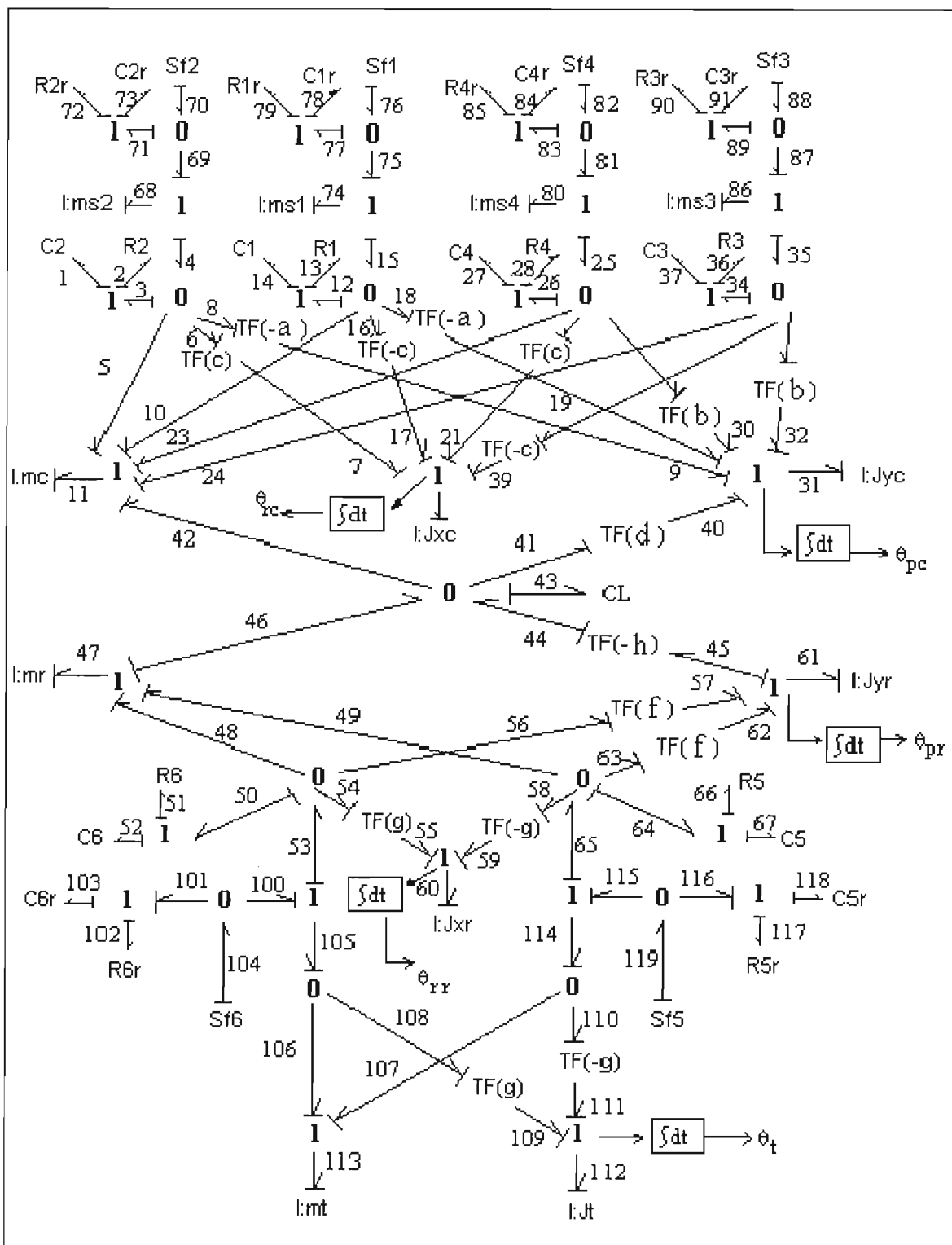


Figura 3: Grafo de ligação da dinâmica vertical

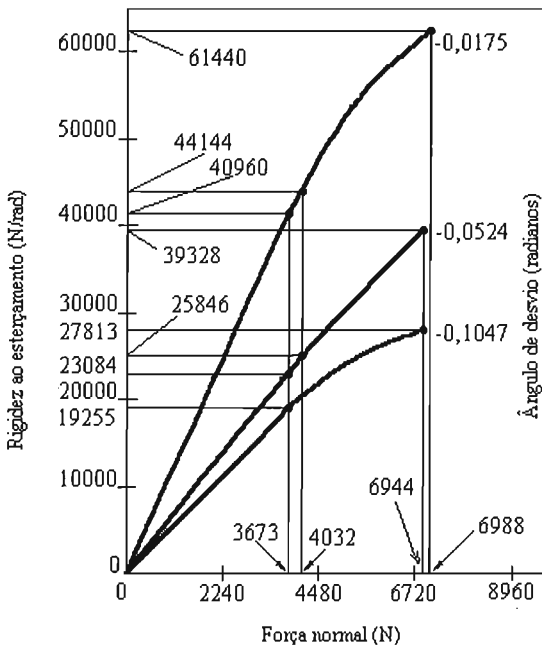


Figura 4: Rigidez ao esterçamento, força normal e ângulo de desvio

entre as dinâmicas lateral e vertical, conforme mostrado pelo esquema da figura 5.

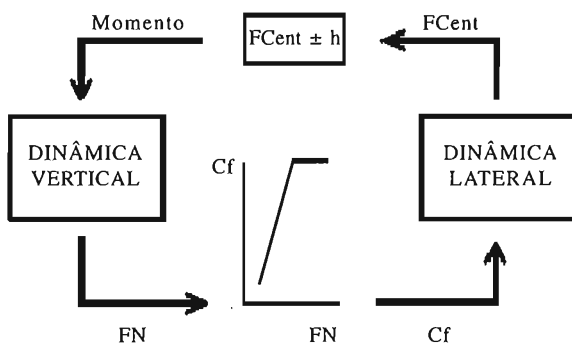


Figura 5: Modelo proposto para o acoplamento entre as dinâmicas vertical e lateral

Quando um veículo executa uma curva, surge uma força centrífuga aplicada sobre o C.G. que, multiplicada pela distância do mesmo em relação ao solo, produz um momento que modifica a distribuição das forças normais sobre cada pneu; esta variação, por sua vez, altera os valores de rigidez ao esterçamento, o que por conseguinte modifica a força lateral que altera a força centrífuga. Esse procedimento se repete até que o equilíbrio seja estabelecido.

ESTABILIDADE DO MODELO ACOPLADO E ESTUDO DE CASOS

Quando um veículo realiza uma trajetória curvilínea, surge uma força centrífuga sobre o C.G. que tende a fazer com que o veículo seja deslocado para fora da curva. A fim de evitar o escorregamento, os pneus produzem uma força de atrito lateral, que é função das forças normais que atuam sobre cada roda, e o coeficiente de atrito lateral entre pneu e solo.

Durante a execução da curva, as forças normais que atuam sobre cada pneu têm a sua distribuição alterada, devido a um momento de tombamento que surge quando a força centrífuga é multiplicada pela altura do C.G. em relação ao solo, fazendo com que as rodas mais internas da curva tenham uma força normal menor do que as forças normais que atuam sobre a roda mais externa.

A seguir são apresentados alguns casos e simulações de modo a detectar de que maneira a velocidade, a geometria

da suspensão e os seus componentes influenciam a estabilidade do veículo. Neste trabalho é caracterizado como perda de aderência a condição da soma das forças laterais produzidas pelos pneus de superar a capacidade máxima da soma das forças de atrito lateral de cada pneu ou, se ocorrer primeiro, o deslocamento vertical do pneu em relação ao solo. Como primeira simulação, tem-se um veículo com o semi-reboque descrevendo uma trajetória curva com ângulo de esterçamento da roda direita variando conforme mostrado na figura 6 e uma velocidade longitudinal do veículo igual a 12m/s.

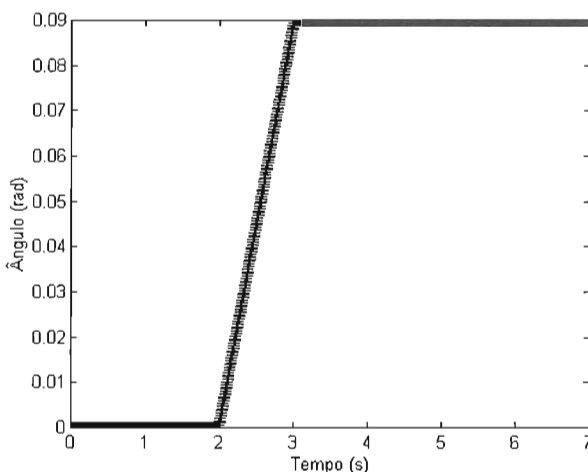


Figura 6: Ângulo de esterçamento da roda direita do veículo

Os parâmetros geométricos, inerciais e dos componentes das suspensões do veículo, utilizados nas simulações a seguir são apresentados na tabela 1.

Admitiu-se que o atrito estático lateral entre o pneu e o solo (borracha-concreto), tenha valores na faixa de 0,6 a 0,9. Sendo que nas simulações a seguir foi adotado o valor 0,7.

A figura 7 mostra o resultado da soma das forças laterais e da soma das forças de atrito de

cada pneu do semi-reboque para uma velocidade longitudinal do veículo igual a 12m/s. Na verdade esta força de atrito será a força máxima que poderá ser alcançada pelo veículo. Como pode ser verificado, nestas condições o semi-reboque não desliza.

As oscilações de alta frequência que aparecem nos gráficos com relação ao semi-reboque são decorrentes do alto valor da rigidez das molas da suspensão quando comparado com a massa suspensa do semi-reboque.

A figura 8 mostra que o pneu interno do semi-reboque em relação à curva apresenta, durante a simulação, uma deformação negativa, confirmando que não houve perda de contato deste pneu em relação ao solo, devido ao momento de tombamento.

Para a mesma simulação, observa-se pela figura 9 o comportamento da força lateral do veículo comparada com sua força de atrito. Nota-se que o veículo não derrapou, não ocorrendo também a perda de contato dos pneus em relação ao solo das rodas mais internas referentes à curva.

À medida que se aumenta a velocidade longitudinal do veículo, ocorre um crescimento do ângulo de desvio tanto no veículo como no semi-reboque, acarretando um aumento na força lateral que passa a superar a força de atrito. Esta condição ocorre primeiro no semi-reboque. A partir deste instante o semi-reboque começa a derrapar, provocando assim uma perda de estabilidade.

Mantendo-se o mesmo coeficiente de atrito, $\mu = 0,7$, a primeira velocidade que provoca o escorregamento do semi-reboque é de 12,95m/s, conforme mostrado na figura 10.

$M_c = 1.500\text{kg}$	$C_4 = 1/17.500\text{N/m}$	$R_{2r} = 875\text{Ns/m}$
$M_r = 250\text{kg}$	$C_5 = 1/17.500\text{N/m}$	$R_{3r} = 875\text{Ns/m}$
$M_t = 40\text{kg}$	$C_6 = 1/17.500\text{N/m}$	$R_{4r} = 875\text{Ns/m}$
$M_{s1} = 90\text{kg}$	$C_{1r} = 1/40.000\text{N/m}$	$R_{5r} = 875\text{Ns/m}$
$M_{s2} = 90\text{kg}$	$C_{2r} = 1/40.000\text{N/m}$	$R_{6r} = 875\text{Ns/m}$
$M_{s3} = 120\text{kg}$	$C_{3r} = 1/40.000\text{N/m}$	$A = 1,0\text{m}$
$M_{s4} = 120\text{kg}$	$C_{4r} = 1/40.000\text{N/m}$	$B = 1,5\text{m}$
$J_{yc} = 1.800\text{kg.m}^2$	$C_{5r} = 1/40.000\text{N/m}$	$C = 0,6\text{m}$
$J_{yr} = 400\text{kg.m}^2$	$C_{6r} = 1/40.000\text{N/m}$	$D = 2,0\text{m}$
$J_{xc} = 500\text{kg.m}^2$	$R_1 = 12.500\text{Ns/m}$	$F = 0,6\text{m}$
$J_{xr} = 150\text{kg.m}^2$	$R_2 = 12.500\text{Ns/m}$	$G = 0,6\text{m}$
$J_t = 60\text{kg.m}^2$	$R_3 = 10.000\text{Ns/m}$	$H_v = 0,65\text{m}$
$C_1 = 1/10.000.000\text{N/m}$	$R_4 = 10.000\text{Ns/m}$	$H_r = 0,80\text{m}$
$C_1 = 1/17.500\text{N/m}$	$R_5 = 10.000\text{Ns/m}$	
$C_2 = 1/17.500\text{N/m}$	$R_6 = 10.000\text{Ns/m}$	
$C_3 = 1/17.500\text{N/m}$	$R_{1r} = 875\text{Ns/m}$	

Tabela 1: Parâmetros do veículo e do semi-reboque

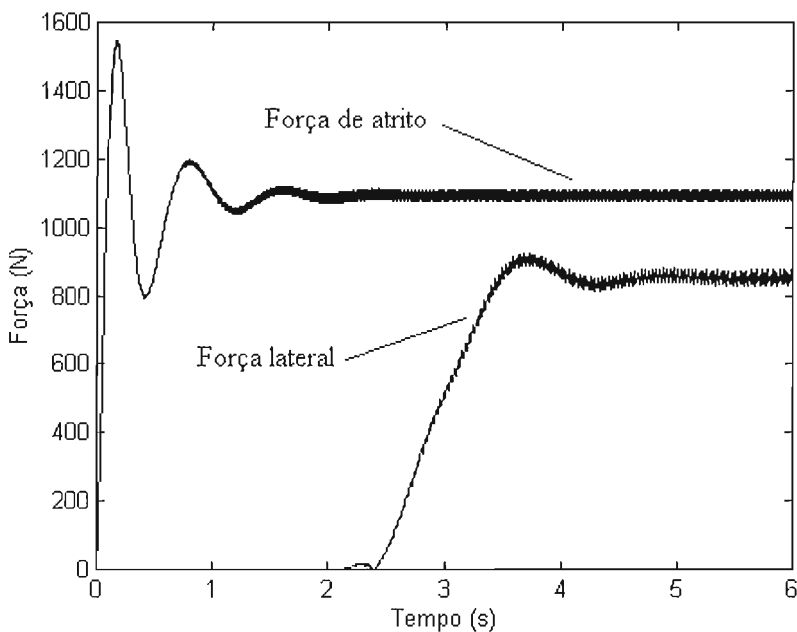


Figura 7: Força de atrito e força lateral $u = 12\text{m/s}$ e $\mu = 0,7$

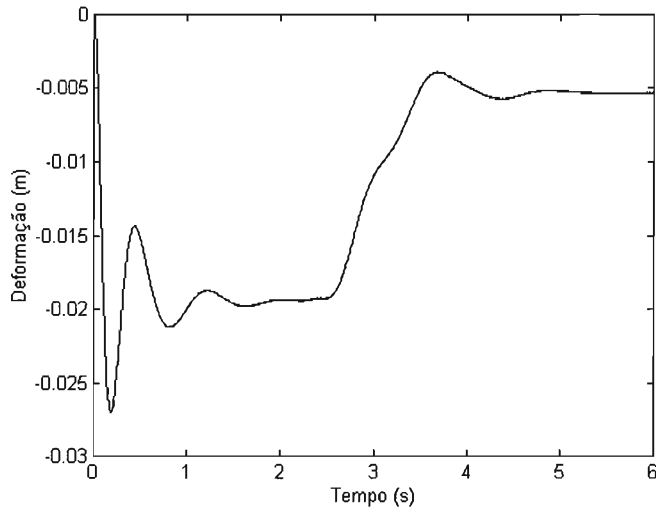


Figura 8: Deformação do pneu esquerdo do semi-reboque

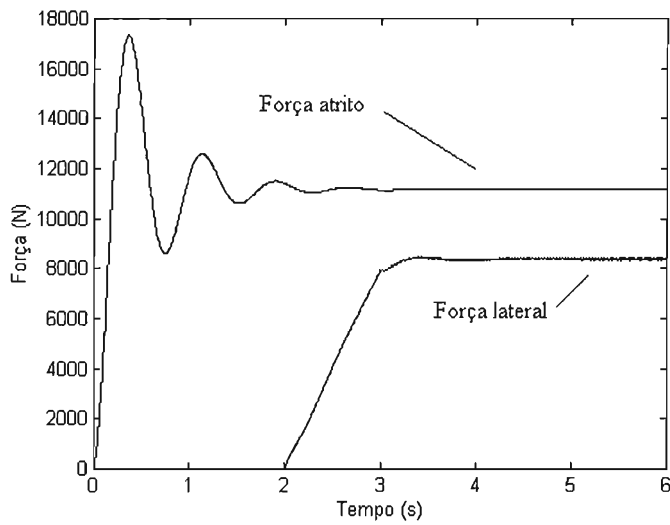


Figura 9: Força de atrito e força lateral do veículo

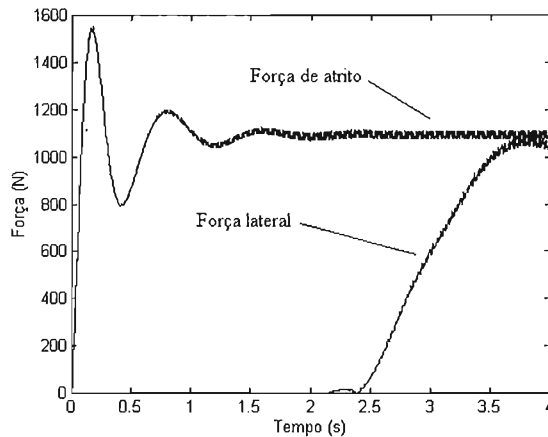


Figura 10: Força de atrito vs força lateral do semi-reboque
 $u = 12,95\text{m/s}$ e $\mu = 0,7$

O escorregamento do semi-reboque ocorre sem que o pneu mais interno perca o contato com o solo. Verifica-se também que não ocorreu o escorregamento do veículo e não houve perda de contato das rodas mais internas do veículo durante a curva.

Com o objetivo de verificar a coerência do modelo, foi aumentado o valor do coeficiente de atrito de 0,7 para 0,9. Desta forma espera-se que a primeira velocidade crítica, que era de 12,95m/s e que fazia com que o semi-reboque derrapasse, não seja mais uma velocidade de instabilidade, o que foi comprovado.

À medida que a velocidade longitudinal do veículo aumenta para um coeficiente de atrito estático lateral de 0,9, chega-se a uma velocidade de 13,5m/s, onde se verifica a perda de contato da roda esquerda do semi-reboque, figura 11, sem que ocorra o deslizamento tanto do semi-reboque como do veículo, como pode ser observado pelas figuras 12 e 13, respectivamente.

Verifica-se que, à medida que a velocidade aumenta, o tempo para que ocorra a perda de contato do pneu com o solo diminui em relação ao início do esterçamento.

Quando um veículo apresenta a tendência de perder contato com o solo em uma de suas rodas durante uma curva, os projetistas tendem a modificar alguns parâmetros da suspensão, ou na geometria da mesma, visando a aumentar a estabilidade do veículo.

Como exemplo, aumentou-se o valor da bitola traseira do reboque de 1,2m para 1,5m e manteve-se o coeficiente de atrito pneu-solo igual a 0,9 e foi realizada uma simulação para a velocidade de 13,5m/s. Pelo gráfico da figura 14 observa-se que não ocorreu mais a perda de aderência com o solo e também não ocorreu o deslizamento do veículo e do semi-reboque.

De posse das análises realizadas, construiu-se um gráfico, onde são apresentadas as velocidades limites de acordo com os raios das curvas e os coeficientes de atrito lateral do pneu

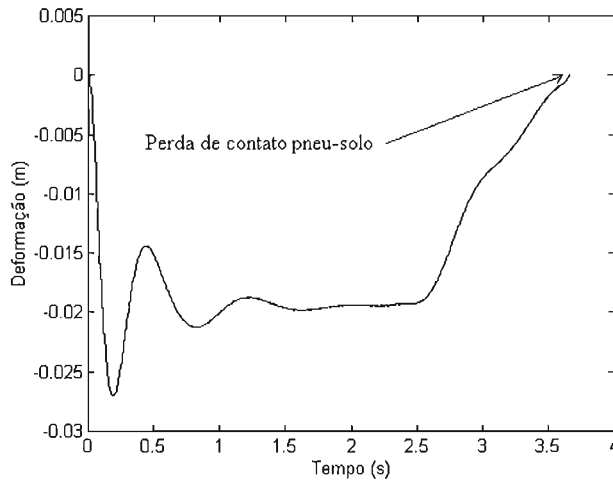


Figura 11: Deformação do pneu esquerdo do semi-reboque $u = 13,5\text{m/s}$ e $\mu = 0,9$

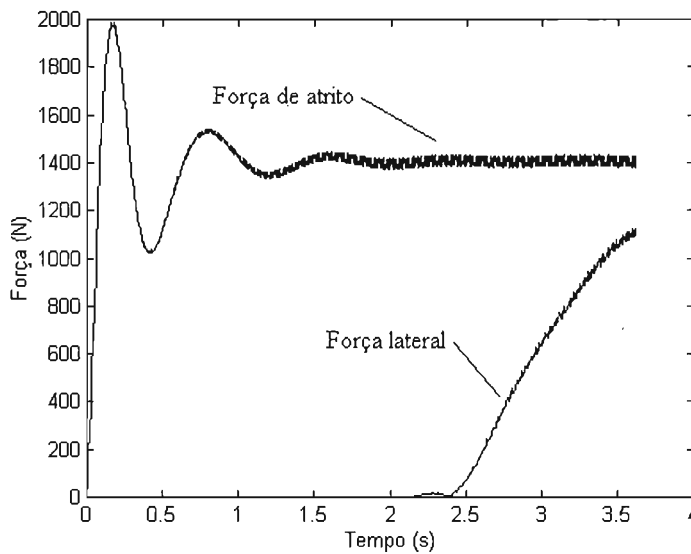


Figura 12: Força lateral vs força de atrito do semi-reboque $u = 13,5\text{m/s}$ e $\mu = 0,9$

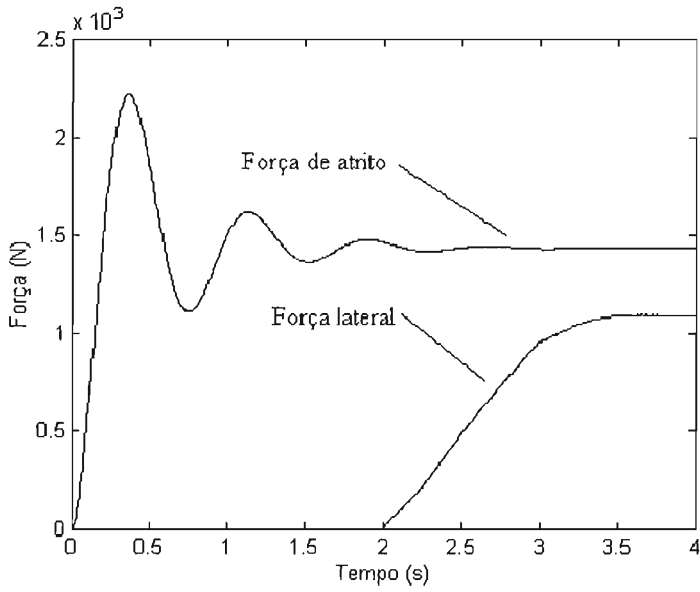


Figura 13: Força lateral vs força de atrito do veículo
 $u = 13,5\text{m/s}$ e $\mu = 0,9$

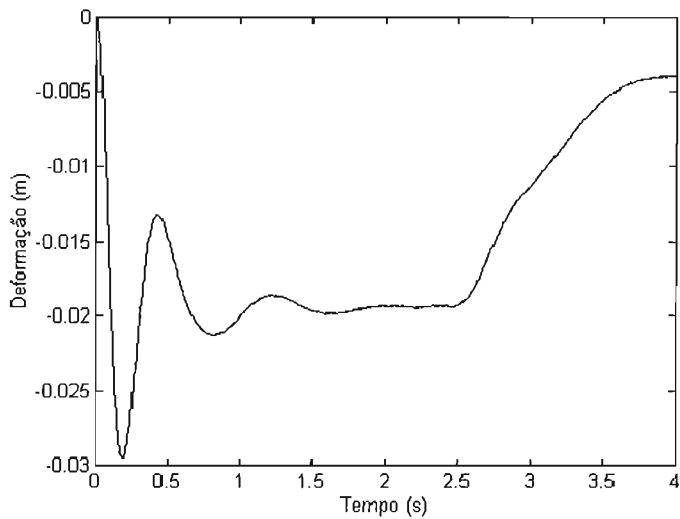


Figura 14: Deformação do pneu esquerdo do semi-reboque
 $u = 13,5\text{m/s}$, $\mu = 0,9$ e $g = 0,75$

em relação ao solo. O gráfico da figura 15 apresenta quatro curvas, sendo:

I – Curva de velocidade máxima para que não ocorra deslizamento, $\mu = 0,7$.

II – Curva de velocidade máxima para que não ocorra tombamento, $\mu = 0,9$.

III – Curva representativa da velocidade máxima, para que não ocorra deslizamento em um veículo sem suspensão e considerando o pneu rígido, $\mu = 0,7$.

IV – Curva representativa da velocidade máxima, para que não ocorra tombamento em um veículo sem suspensão e considerando o pneu rígido, $\mu = 0,9$.

As curvas III e IV foram traçadas considerando-se um veículo sem os efeitos de suspensão.

curvas, deve-se verificar que isto não é possível devido ao conforto para os passageiros e irregularidades do piso.

Analisando-se as curvas I e II, observa-se que existem três regiões bem definidas. A região abaixo da curva I permite que o conjunto veículo-semi-reboque realize curvas sem que ocorra a perda da estabilidade. A região compreendida entre as curvas I e II mostra uma faixa entre os coeficientes de atrito 0,7 e 0,9, na qual pode ou não ocorrer perda de estabilidade por derrapagem ou tombamento. Na região acima da curva II, tem-se um comportamento de perda de estabilidade por tombamento.

Com o intuito de mostrar a influência de alguns componentes da suspensão e também da geometria da mesma, foram realizadas simulações, com relação à curva II.

Quando os amortecedores do semi-reboque têm os seus valores alterados de 10.000Ns/m para 20.000Ns/m, mantidos todos os outros parâmetros do veículo e semi-reboque constantes, a velocidade crítica de tombamento passa de 15,92m/s para 16,17m/s. Quando os mesmos amortecedores têm seus valores reduzidos de 10.000Ns/m para 5.000Ns/m, a velocidade crítica de tombamento passa de 15,92m/s para 15,75m/s, confirmando a influência dos elementos da suspensão na velocidade crítica.

Quando a bitola do semi-reboque tem seu valor aumentado de 1,2m para 1,5m, a velocidade crítica de tombamento passa de 13,85m/s para 14,10m/s, confirmando desta vez a influência do desenho da geometria da suspensão na velocidade crítica.

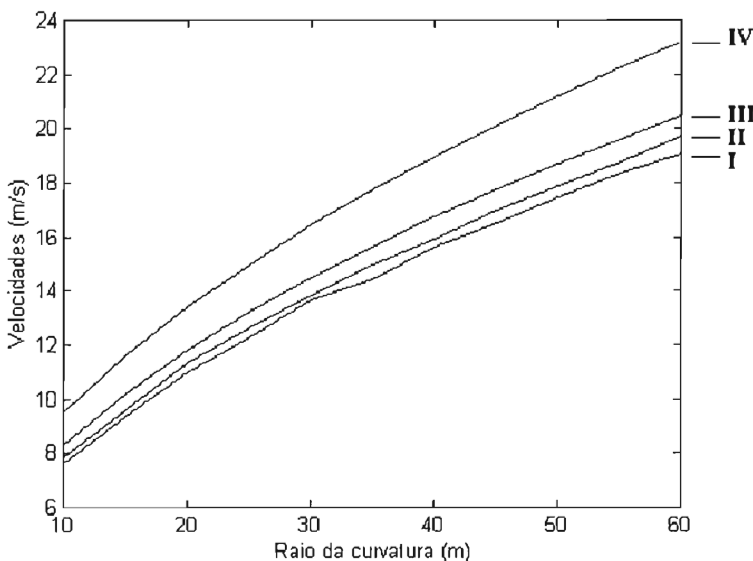


Figura 15: Velocidades limites vs raios de curvatura

Quando se comparam as curvas I com III e II com IV, verifica-se que os efeitos dinâmicos do veículo tendem a diminuir as velocidades limites. Embora, teoricamente, um veículo sem suspensão apresente comportamento melhor em

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foi observado com este modelo o comportamento do conjunto veículo-semi-reboque, com relação à variação de velocidades, coeficientes de atrito e mudanças na geometria da suspensão do semi-reboque.

Os resultados encontrados apresentam coerência com relação ao fenômeno da perda de estabilidade por escorregamento e tombamento. Para que o fenômeno do tombamento fosse observado, o valor do coeficiente de atrito lateral estático foi aumentado de tal forma que o mesmo fosse maior do que a relação g_r/h_r , onde:


g_r – semibitola do semi-reboque;

h_r – altura do C.G. do semi-reboque em relação ao solo.

Sendo assim, o modelo permite que para um determinado coeficiente de atrito estático lateral do pneu seja feito um estudo dos valores de g_r e h_r , que forneça uma relação

na qual o conjunto veículo-semi-reboque possa trabalhar sem que ocorra perda de estabilidade.

A sistemática de modelagem ora proposta pode ser complementada com a consideração de outros efeitos dinâmicos ocorrentes no modelo, como a determinação precisa do centro de rolagem do veículo e também a inclusão do ângulo de câmber, o que iria fazer com que fosse introduzida mais uma força que atua sobre o pneu, que é a chamada força de câmber que, somada com a força de resistência lateral, produz a força lateral total que atua sobre o pneu, já que neste trabalho a força lateral foi considerada como sendo apenas a força de resistência lateral.

Deve-se considerar que o emprego da técnica dos grafos de ligação tem-se mostrado bastante eficaz na determinação do modelo de estado do problema, o que a torna uma técnica de modelagem alternativa no estudo do comportamento de sistemas multidisciplinares. 

REFERÊNCIAS

- DA SILVA, F. R. e CORREIA, A. P. *Análise da Estabilidade de Veículos Articulados à Técnica dos Grafos de Ligação*. V CEM-NE 98, Fortaleza, vol. 1, pp. 491-497, 1998.
- ELLIS, J. R. *Vehicle Dynamics*, London Business Book, 1969.
- KARNOPP, D. C. *Bond Graphs for Vehicles Dynamics, Vehicle System Dynamics*, vol. 5, pp. 171-184, 1976.
- KARNOPP, D. C., MARGOLIS, D. L. e ROSENBERG, R. C. *System Dynamics: A Unified Approach*, John Wiley & Sons, New York, 1990.
- MARTINEZ, J. F. *Modelos para Análise do Comportamento Dinâmico de Veículos Sobre Suspensão*, Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, 1991.
- MOLA, S. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, General Motors Institute, 1970.
- PACEJKA, H. B. *Bond Graphs in Vehicle Dynamics*, Delft University of Technology, 1987.
- SANYAL, A., KARMAKAR, R. *Directional Stability of Tryck-Dolly-Trailer System, Vehicle System Dynamics*, vol. 24, pp. 617-637, 1995.
- SINGH, M. *Stability Bounds of a Tractor-Semi-Trailer, Vehicle System Dynamics*, vol. 9, pp. 69-86, 1980.
- SOUZA, A. V. D. *Tratamento da Dinâmica de Veículos Terrestres Através dos Procedimentos da Dinâmica de Sistemas*, Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, 1996.