

5 Simulando a Dinâmica Veicular

Com base no trabalho de modelagem apresentada no capítulo 4, foram construídos os modelos computacionais, em ambiente Matlab/Simulink, que representam os diversos sistemas componentes da dinâmica veicular. O que se buscou realizar foi uma identificação bem definida de cada um dos modelos desenvolvidos, de maneira que possam ser substituídos por outros modelos, quando houver necessidade de incrementar a complexidade, ou quando se quiser testar elementos de controle de maneira isolada.

5.1. Modelo da Roda/Pneu

A roda/pneu é representada conforme apresentado na Figura 54, com a presença de duas dinâmicas, a vertical e a de giro, inteiramente separadas. A única interação entre as duas pode ser vista com a passagem da força normal, variável de saída da dinâmica vertical do sistema Pneu/Roda, como parâmetro de entrada no somatório de torques da dinâmica de giro.

Também pode ser visto pelo diagrama apresentado na Figura 54, que é dentro do modelo do sistema Pneu/Roda que são definidas as derivas, longitudinais e laterais, e calculadas as forças no contato pneu-solo. O bloco Pneu/Roda, aqui retratado, compreende mais do que apenas a roda ou o pneu. Ele considera uma parcela da massa da suspensão, caracterizando o sistema de massa não suspensa, que totaliza todas as massas em contato com o solo. Este sistema, ou bloco, é o principal da dinâmica veicular, pois é ele que realiza a inferência dos deslizamentos e das forças atuantes. Assim, todos os sistemas de controle irão receber as informações calculadas pelo modelo de Pneu/Roda.

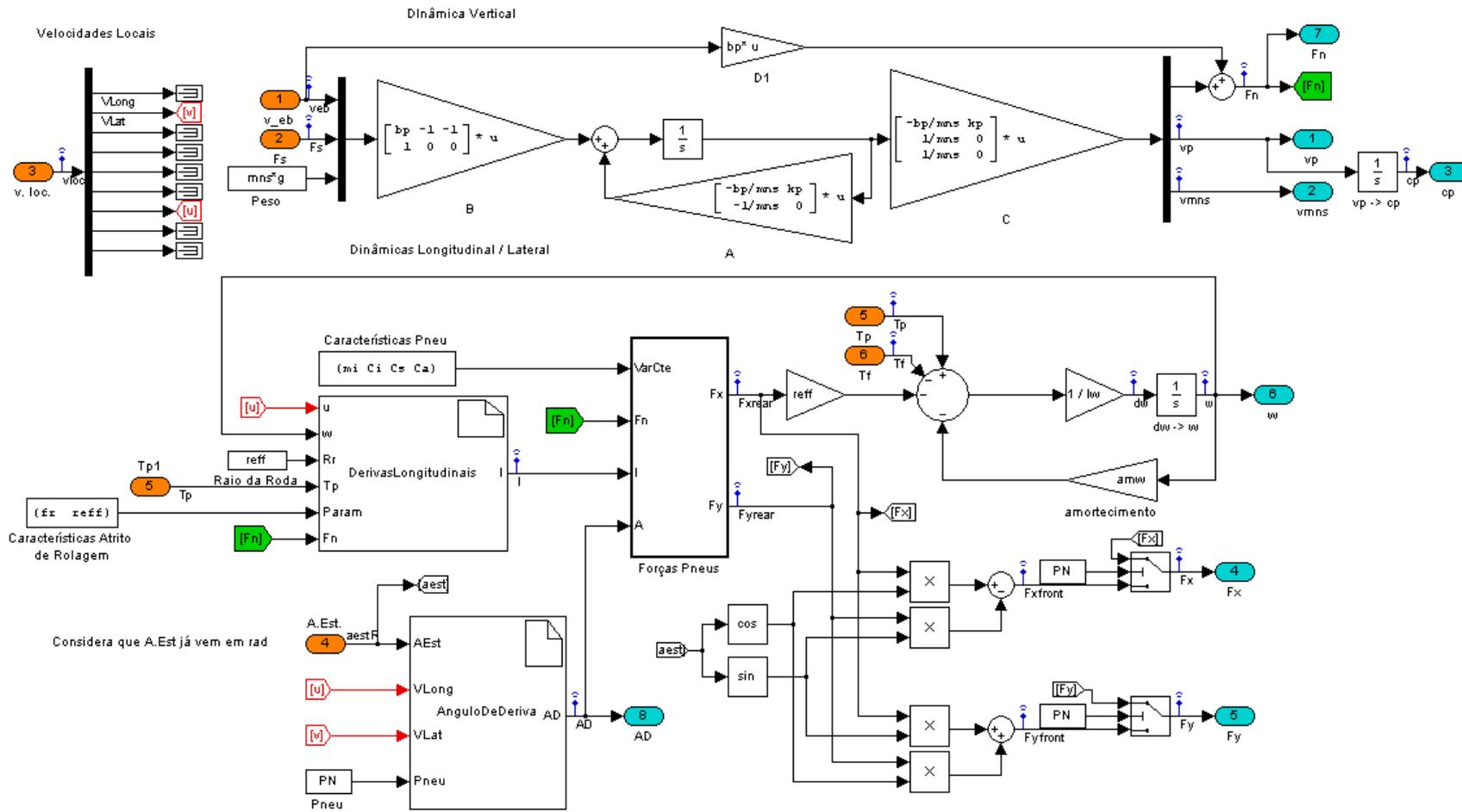


Figura 54: Modelo Pneu/Roda.

5.2. Modelo da Suspensão

Como a suspensão considerada para este trabalho de modelagem corresponde a um sistema mola-amortecedor simples, sem a presença de qualquer massa, ela corresponde a um elemento transformador, pois recebe velocidades e as transforma em forças, que são distribuídas ao Pneu/Roda e ao Chassi.

A suspensão considerada para este trabalho corresponde a um sistema com um único grau de liberdade, ao longo do eixo Z. Assim, considera-se que a suspensão age na distribuição das forças verticais, mas que transmite integralmente as demais componentes presentes no contato pneu-solo. A Figura 55 ilustra o modelo apresentado no capítulo 4.

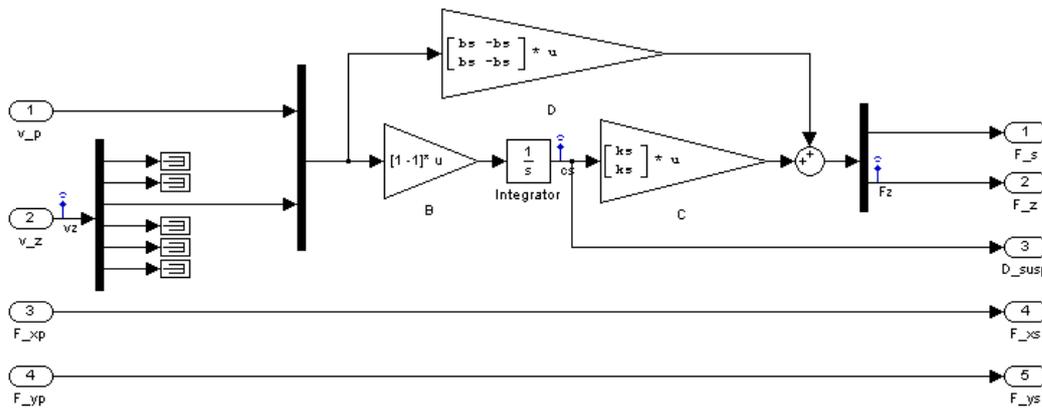


Figura 55: Modelo de Suspensão Passiva.

5.3. Modelo de Chassi

O modelo do chassi leva em consideração o equacionamento realizado no capítulo 4, onde além de calcular as velocidades locais do centro de massa, CM, são calculadas as velocidades e deslocamentos globais e as velocidades locais em cada um dos pontos de acoplamento entre o chassi e cada uma das suspensões. Este modelo representa um grande avanço em relação ao modelo apresentado em [1], pois considera os seis graus de liberdade do chassi, tratado como um corpo rígido, além de considerar as velocidades em cada uma das suspensões, de maneira independente. Com isso a inferência dos deslizamentos em cada um dos pneus fica mais realista e permite o projeto de melhores controladores, com ações

individuais. Este modelo também permite determinar, de maneira fácil, o posicionamento cinemático instantâneo do veículo em movimento, agilizando a ação de controle.

O modelo do chassi recebe as forças longitudinais, laterais e verticais presentes no acoplamento com as suspensões e, considerando a geometria do veículo, calcula os somatórios de forças e momentos para cada um dos seis graus de liberdade do corpo rígido. As forças externas são passadas, então, para as equações que representam o equilíbrio de forças internas, para o cálculo das velocidades locais. O modelo de [1] parava neste ponto. No entanto, o modelo de chassi desenvolvido no capítulo 4 vai mais adiante, calculando matrizes de transformação para as velocidades, que irão determinar o posicionamento do veículo no referencial global. Da mesma forma, também são calculadas as velocidades locais que serão passadas a cada uma das suspensões. A Figura 57 ilustra o modelo em questão.

5.4. Modelo de Direção

Este modelo é o mais simples de todos, por não incluir nenhuma dinâmica. Como foi desenvolvido como um cálculo simples, que leva em consideração a geometria de curva apenas, com algumas limitações físicas inerentes à construção de uma direção, ele é representado pela equação (4.88) e incorpora limites, folgas e batentes de fim de curso existentes em qualquer sistema de direção. A Figura 56 apresenta o modelo construído para ambiente Simulink, que corresponde a uma chamada para o código de programação que retrata a geometria de Ackermann.

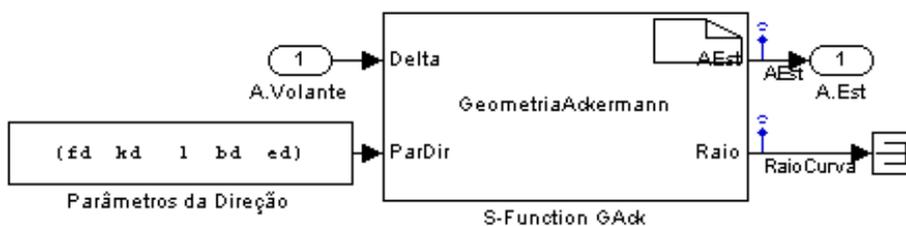


Figura 56: Sistema de Direção.

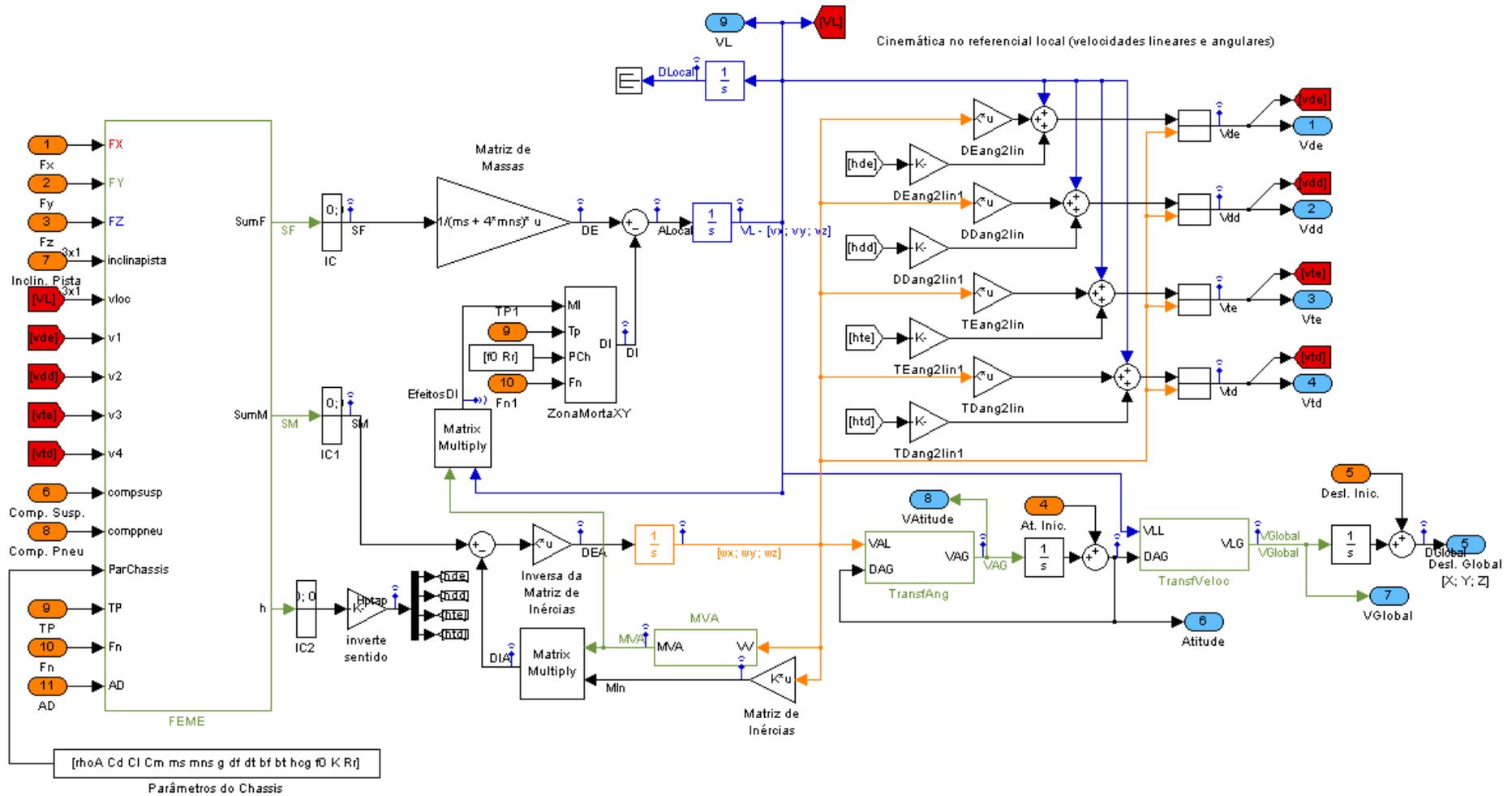


Figura 57: Modelo de Chassi com seis graus de liberdade.

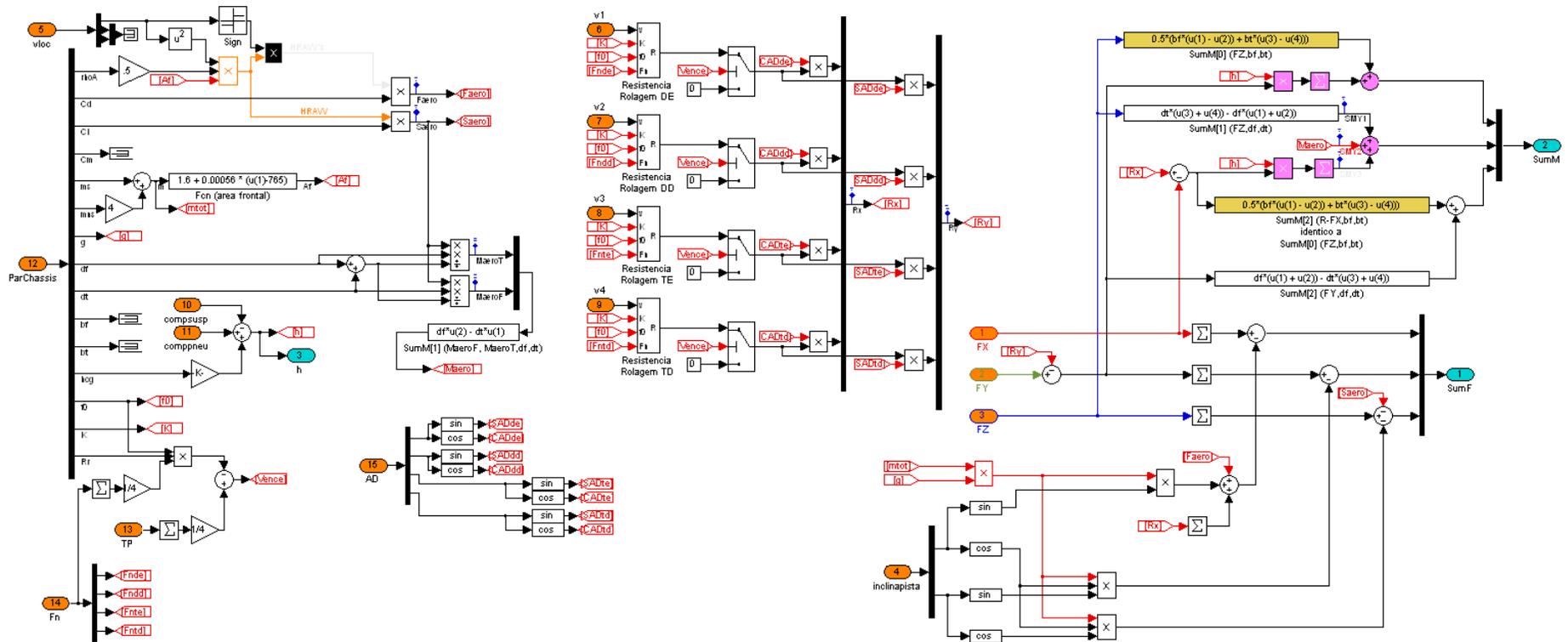


Figura 58: Diagrama de blocos representando o cálculo das forças e momentos externos, atuantes sobre o chassi.

5.5. Sistema de Propulsão

Este é o modelo mais complexo de todos, pois ele apresenta a integração de múltiplos componentes, cada um com seu modelo específico, que foram integrados para gerar o sistema de propulsão. Dois componentes, o diferencial e o eixo, foram modelados de maneira genérica e utilizados em diferentes pontos do sistema, com diferentes parâmetros físicos característicos. Apesar de cada componente apresentar um modelo simples, a integração entre eles e, principalmente, o ajuste de parâmetros para que o sistema de propulsão fosse capaz de entregar torque suficiente para tirar o veículo de seu estágio de repouso é que determinaram a complexidade deste sistema. A Figura 59 apresenta o diagrama de blocos para ambiente Simulink desenvolvido para este modelo.

5.6. Sistema de Freio

Por ser um modelo simplificado, que apresenta a dinâmica de um sistema de 1ª ordem com retardo, acoplado a duas funções para determinar o torque máximo de frenagem e o percentual deste torque que será utilizado, o sistema de freio consiste de uma coleção de quatro funções independentes, representando a atuação de freio em cada uma das rodas. Esta representação, apesar de simplificada, é similar ao utilizado pela maioria de pesquisadores de sistemas de controle de frenagem, ou sistemas de auxílio ativo à segurança veicular que façam uso do sistema de freio. Esta construção, para os propósitos pretendidos por este trabalho de tese, também é benéfico, pois permite a aplicação de controle de maneira isolada e independente no freio de cada roda. Esta funcionalidade é importante para o desenvolvimento do controlador homeostático, pois permite a aplicação de doses de controle de forma local e pontual para sanar uma instabilidade que possa surgir. A Figura 60 apresenta o diagrama de blocos em ambiente Simulink para este sistema.

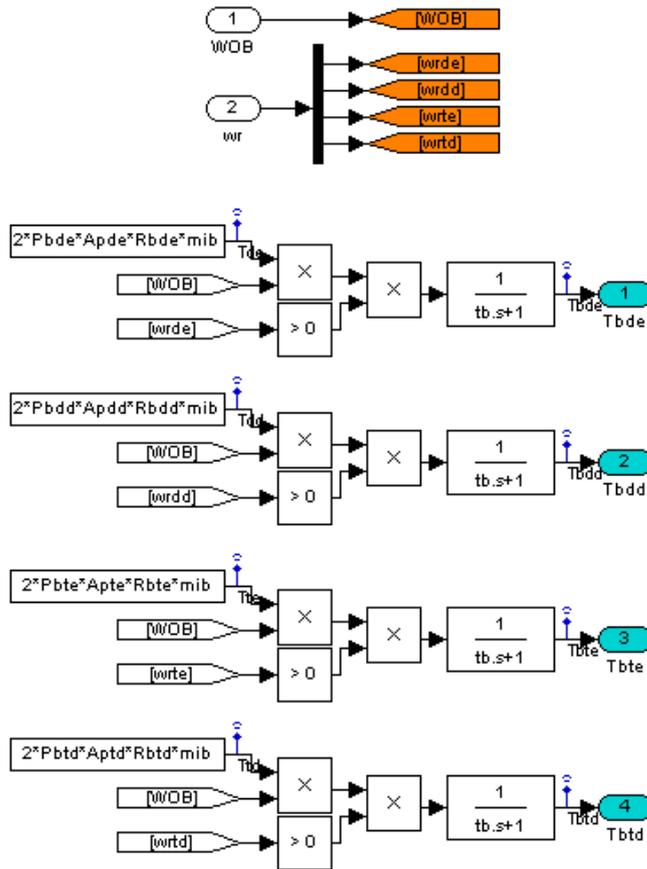


Figura 60: Sistema de freio em ambiente Simulink.

5.7. Integração dos Modelos

A integração dos modelos de sistemas é imediata, bastando para tanto realizar a conexão dos blocos, conforme indicado na Figura 61.

A construção dos modelos da dinâmica veicular foi pensada para permitir a rápida substituição de qualquer de seus componentes permitindo incrementar a complexidade e o desenvolvimento de controladores individuais. A modularidade da dinâmica veicular é a principal responsável pela viabilidade do desenvolvimento de um controlador homeostático, composto de um controlador de mais alto nível que irá coordenar os controladores individuais, atuantes em cada um dos componentes da dinâmica veicular, mais especificamente suspensões, direção, freio e sistema de propulsão.

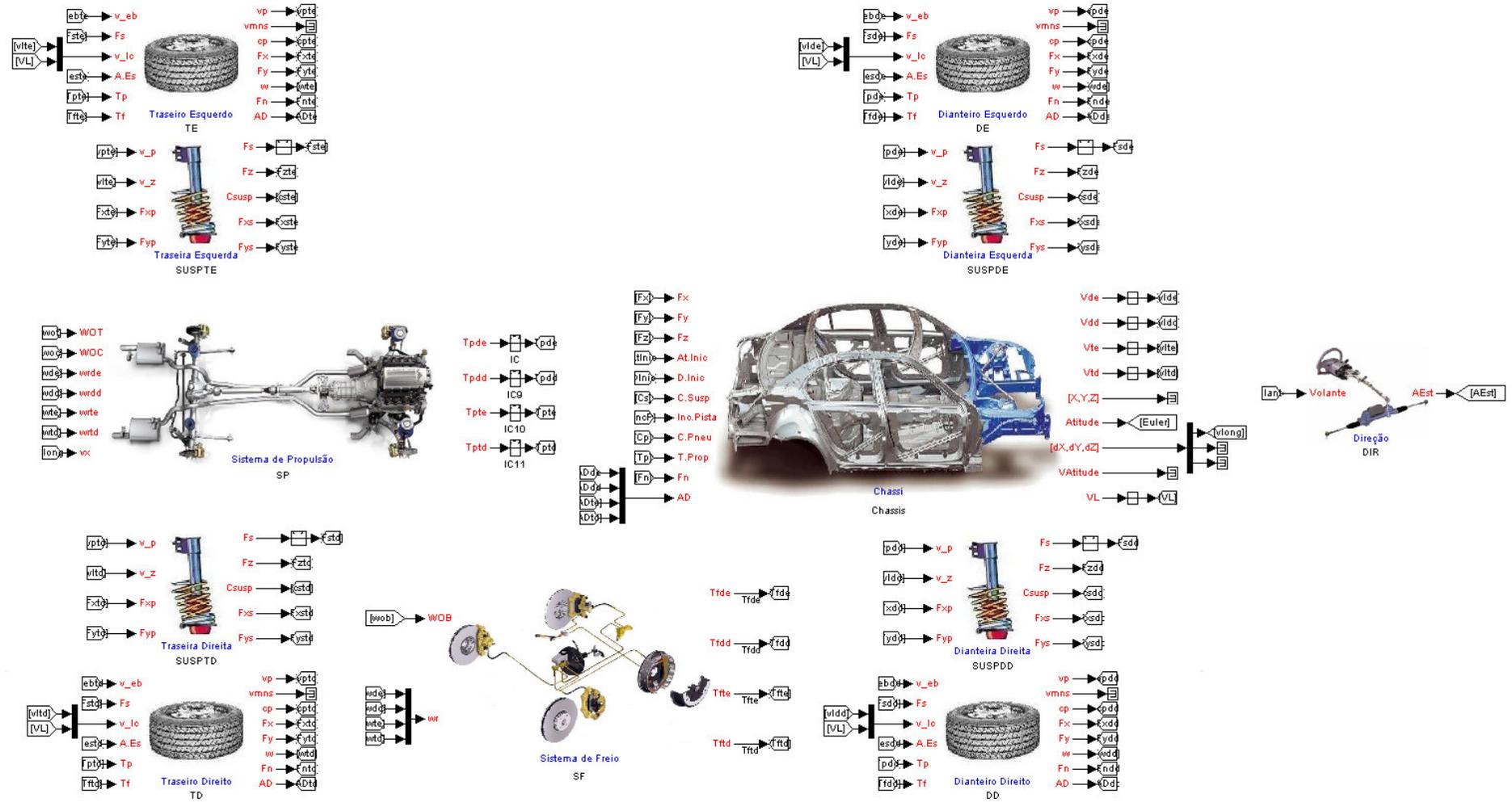


Figura 61: Representação da Dinâmica Veicular completa, em ambiente Simulink.

Para o controlador homeostático, o importante é verificar a estabilidade do veículo, baseado em dados do próprio chassi e provenientes dos blocos pneu e roda. Para manter a estabilidade, o controlador homeostático define ações e os sistemas que deverão executá-las, sejam eles suspensões, freios, transmissão de torque para as rodas, ou direção. São estes elementos que irão atuar indiretamente na região de contato pneu-solo, modificando a condição de aderência, ou escorregamento, e influenciando a condição de estabilidade do veículo. Eles poderão ser atuados ao mesmo tempo, em conjunto, ou de maneira isolada para suprir a necessidade de um pneu em particular.

5.8. Testes de Validação

Após concluir a modelagem e a implementação dos modelos em ambiente Simulink é necessário testá-los para verificar a coerência de suas respostas. Para tanto, realizou-se a calibração inicial dos parâmetros utilizados em cada bloco, de cada modelo. O resultado obtido representa uma dinâmica com 43 (quarenta e três) variáveis de estado, em malha aberta e com todos os sistemas componentes acoplados. Não foram feitas simulações de pedaços do modelo da dinâmica veicular em separado, para depois serem unidos e gerarem os resultados aqui apresentados. O modelo dinâmico foi simulado por inteiro.

Inicialmente o tempo de execução era superior a 24 horas, deixando o modelo computacional inviável para qualquer utilização. Constatada essa demora foi feito um trabalho de substituição de blocos padrões do Simulink por *S-functions*, uma espécie de função específica que compila o código a ela fornecido e o deixa mais rápido. Além da adoção destas funções compiladas, também foi feito um trabalho de construção de bibliotecas de blocos e funções específicas para dinâmica veicular. Com isso reduziu-se a definição e utilização de blocos de funções iguais, que demandam espaço em memória e possibilitam a criação de múltiplas malhas algébricas. A redução no tempo de simulação foi elevada, passando da escala de dia para a escala de minutos, ou horas. Para cada segundo de simulação do teste de assentamento sob peso próprio gastou-se 39.2483 segundos de execução de máquina para calcular a resposta. Já para o teste de aceleração até a velocidade máxima gastou-se 51.1635 segundos de execução de

máquina para cada segundo de simulação. Essa diferença pode ser explicada pelo alcance de um regime permanente mais cedo, no teste de assentamento próprio. Já no teste de aceleração até velocidade máxima a variação nos dados de simulação é bem maior, aumentando o tempo em regime transiente e comprometendo maior quantidade de recursos computacionais para cálculo e armazenamento dos resultados.

Todos os parâmetros representam a coletânea de dados de múltiplas referências, entre livros, revistas especializadas, manuais de automóveis e dados geométricos determinados analiticamente e com auxílio de programas de projeto por computador (*CAD*). A lista de parâmetros é apresentada abaixo em tabelas por componentes, ou sistemas.

Tabela 1: Parâmetros utilizados para simular o modelo de Chassi.

Sistema	Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valores
Chassis	Massa suspensa	ms	kg	1080
	Inércia em relação ao eixo x	Jxx	kg.m ²	600
	Inércia em relação ao eixo y	Jyy	kg.m ²	1750
	Inércia em relação ao eixo z	Jzz	kg.m ²	1950
	Produto de inércia em relação ao plano XY	Jxy / Jyx	kg.m ²	0
	Produto de inércia em relação ao plano XZ	Jxz / Jzx	kg.m ²	-50
	Produto de inércia em relação ao plano YZ	Jyz / Jzy	kg.m ²	0
	Densidade do ar	ρ	kg/m ³	1,225
	Coefficiente de arrasto aerodinâmico	Cd		0,335
	Coefficiente de sustentação aerodinâmica	Cl		0,45
	Coefficiente de momento aerodinâmico	Cm		0
	Área frontal	Af	m	1,6+0,00056*(mtotal - 765)
	Bitola dianteira	bd	m	1,5
	Bitola traseira	bt	m	1,58
	Distância do eixo dianteiro ao C.G.	df	m	1,42
	Distância do eixo traseiro ao C.G.	dt	m	1,03
	Altura do CG. antes de assentar em peso próprio	hcg	m	0,5
	Altura no ponto de contato entre chassis e suspensão DE	hde	m	calculado pelo modelo
	Altura no ponto de contato entre chassis e suspensão DD	hdd	m	calculado pelo modelo
	Altura no ponto de contato entre chassis e suspensão TE	the	m	calculado pelo modelo
Altura no ponto de contato entre chassis e suspensão TD	htd	m	calculado pelo modelo	

Tabela 2: Parâmetros utilizados para simular o modelo de Suspensão.

Sistema	Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valores
Suspensão	Coefficiente de rigidez da suspensão	ks	N/m	30000
	Coefficiente de atrito viscoso da suspensão	bs	N/(m/s)	10000

Tabela 3: Parâmetros utilizados para simular o Sistema de Propulsão.

Sistema	Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valores
Motor	Inércia do Motor	Jm	kg.m ²	0,7
	Coefficiente de atrito viscoso do motor	bm	N/(rad/s)	0,136
	Tempo de retardo para atuação do pedal de aceleração até WOT = 100%	tm	s	0
	1o parâmetro da curva de Torque fornecido do motor	C1		-9,6684E-10
	2o parâmetro da curva de Torque fornecido do motor	C2		6,8861E-06
	3o parâmetro da curva de Torque fornecido do motor	C3		0,00795
"Embreagem"	4o parâmetro da curva de Torque fornecido do motor	C4		404,4065
	Coefficiente de atrito viscoso da embreagem	be	Nm/(rad/s)	5,15E+00
Caixa de Marchas	Tempo de retardo do acoplamento na embreagem	te	s	0
	Inércia da transmissão	bt	kg.m ²	0,008
	Coefficiente de rigidez da transmissão	kt	N/rad	100
	Coefficiente de atrito viscoso	bt	N/(rad/s)	0,01
Diferencial Central	Reduções de marcha (câmbio manual)	⋮		[3,214 2,105 1,458 1,094 0,861]
	Redução na entrada do diferencial	ndc		4:1
	Redução na saída p/ eixo dianteiro	ndd		1:2
Eixo Dianteiro	Redução na saída p/ eixo traseiro	ndt		1:2
	Inércia do eixo dianteiro	Jed	kg.m ²	3,92E-03
	Coefficiente de rigidez do eixo dianteiro	ked	N/rad	80395,42
Eixo Traseiro	Coefficiente de atrito viscoso do eixo dianteiro	bed	N/(rad/s)	1,087E-01
	Inércia do eixo traseiro	Jet	kg.m ²	5,60E-03
	Coefficiente de rigidez do eixo traseiro	ket	Nm/rad	60296,56
Diferencial Dianteiro	Coefficiente de atrito viscoso do eixo traseiro	bet	Nm/(rad/s)	1,087E-01
	Redução de saída para cada semi-eixo	nd		1:2
Semi-eixo DE	Inércia do semi-eixo DE	Jsed	kg.m ²	1,83E-03
	Coefficiente de rigidez do semi-eixo DE	ksed	N/rad	36211,84
	Coefficiente de atrito viscoso do semi-eixo DE	bsed	N/(rad/s)	4,9461E-03
Semi-eixo DD	Inércia do semi-eixo DD	Jsedd	kg.m ²	1,83E-03
	Coefficiente de rigidez do semi-eixo DD	ksedd	N/rad	36211,84
	Coefficiente de atrito viscoso do semi-eixo DD	bsedd	N/(rad/s)	4,9461E-03
Diferencial Traseiro	Redução de saída para cada semi-eixo	nd		1:2
Semi-eixo TE	Inércia do semi-eixo TE	Jsete	kg.m ²	1,83E-03
	Coefficiente de rigidez do semi-eixo TE	ksete	N/rad	36211,84
	Coefficiente de atrito viscoso do semi-eixo TE	bsete	N/(rad/s)	4,9461E-03
Semi-eixo TD	Inércia do semi-eixo TD	Jsetd	kg.m ²	1,83E-03
	Coefficiente de rigidez do semi-eixo TD	ksetd	N/rad	36211,84
	Coefficiente de atrito viscoso do semi-eixo TD	bsetd	N/(rad/s)	4,9461E-03

Tabela 4: Parâmetros utilizados para simular o modelo de Roda e Pneu.

Sistema	Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valores
Roda/Pneu	Inércia da roda	Jw	kg.m ²	0,7
	Amortecimento de giro	amw	N.s/rad	0
	Raio da roda	rr	m	0,3
	Coefficiente de atrito viscoso vertical do pneu	bp	N.s/m	200000
	Coefficiente de rigidez vertical do pneu	kp	N/m	150000
	Coefficiente de ordem 0 da resistência ao giro	f0		0,0136
	Coefficiente de ordem 2 da resistência ao giro	k		4,00E-08
	Coefficiente de atrito com o solo	μ		0,85
	Coefficiente de rigidez longitudinal	Cl/Cs	N/rad	500*180/pi
	Coefficiente de rigidez lateral	Cl	N/rad	20000
	Massa não suspensa	mu	kg	30

Tabela 5: Parâmetros utilizados para simulação do sistema de Direção.

Sistema	Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valores
Direção	Relação de transmissão da direção	kd	N/rad	0,2
	Esbarro da direção	ed	graus	60
	Folga da transmissão	fd	graus	1

Tabela 6: Parâmetros utilizados para simulação do Sistema de Freios.

Sistema	Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valores
Freio	Área da seção reta do pistão	A_p	m ²	3,93E-03
	Raio efetivo de frenagem	R_b	m	0,109
	Coefficiente de atrito de frenagem	μ_b		0,35
	Pressão máxima de frenagem	P_b	Pa	5,50E+06
	Tempo de retardo do sistema de freio	τ	s	5,00E-03

5.8.1. Assentamento sobre peso próprio

Um primeiro teste realizado correspondeu a permitir que o veículo assentasse sobre seu peso próprio e verificar, em função da geometria de construção, a variação das velocidades verticais, compressões nos pneus e suspensões e inclinações do centro de gravidade em função de assimetrias geométricas. Observando os dados da Tabela 1 à Tabela 6, pode-se perceber que o veículo em questão é mais pesado na parte traseira do que na dianteira, o que deveria gerar uma maior compressão das suspensões e pneus traseiros.

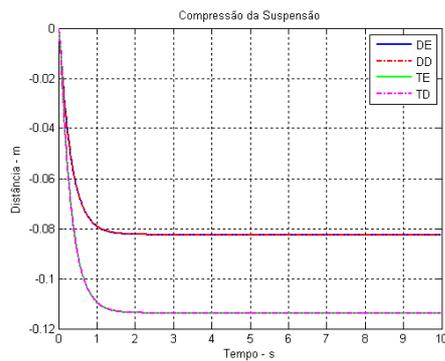


Figura 62: Assentamento das suspensões.

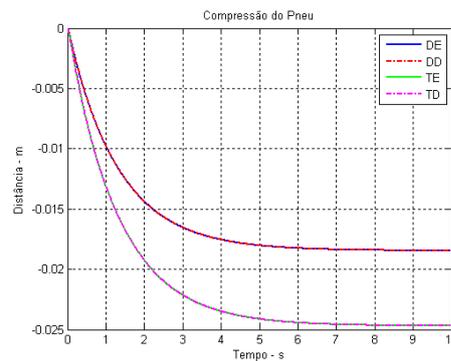


Figura 63: Assentamento dos pneus.

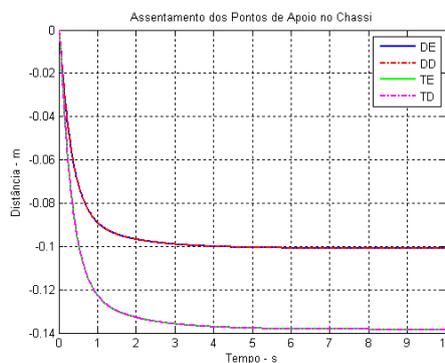


Figura 64: Assentamento dos pontos de apoio do chassi, sobre as suspensões.

Ao observar da Figura 62 à Figura 64, verifica-se esse comportamento. Além disso, verifica-se que o assentamento dos sistemas dianteiros foi de aproximadamente 10,0cm, enquanto que o assentamento dos sistemas traseiros ficou próximo dos 14,0cm. Também pode ser observado que os pneus comprimem menos do que as suspensões, como já se esperava, em função de sua maior rigidez. Por fim, os valores encontrados fazem com que o centro de massa do veículo baixe dos 50,0cm originais, para cerca de 38,0cm conforme observado na Figura 65.

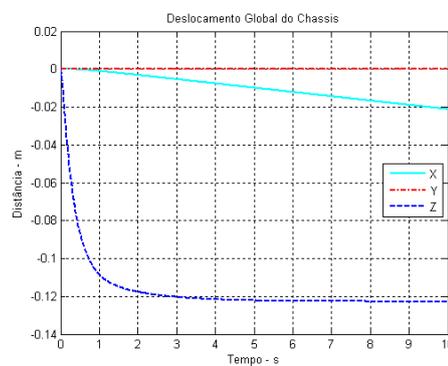


Figura 65: Assentamento do centro de massa, no referencial global.

Da mesma forma as velocidades registradas durante o assentamento sobre peso próprio indicam o correto funcionamento do modelo, como pode ser visualizado nas figuras a seguir, pois apresentam um transiente inicialmente negativo que se recupera até voltar a zero. Isso indica que há a descida do chassi com uma posterior recuperação, sinalizando o assentamento final do corpo do veículo.

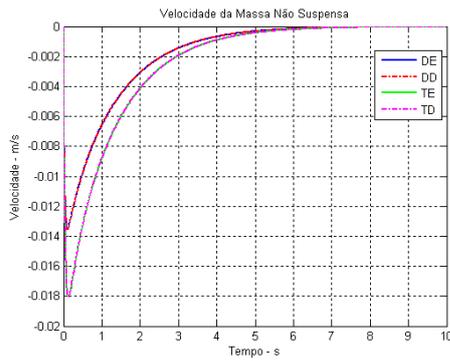


Figura 66: Variação da velocidade das massas não-suspensas.

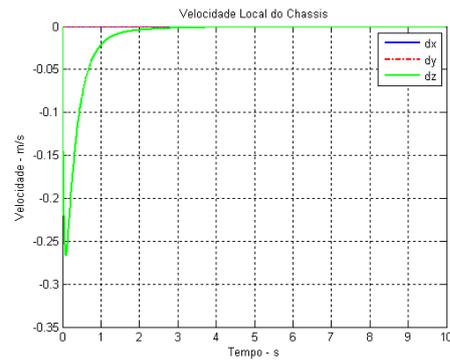


Figura 69: Variação das velocidades locais do CM.

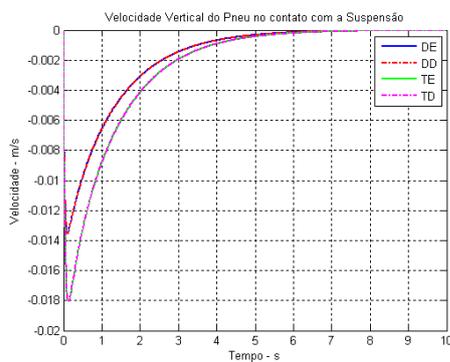


Figura 67: Variação das velocidades verticais dos pneus.

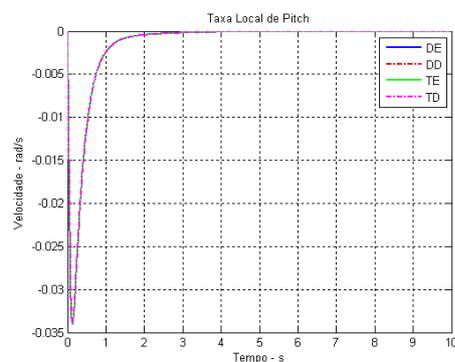


Figura 70: Variação da velocidade angular em torno do eixo y local.

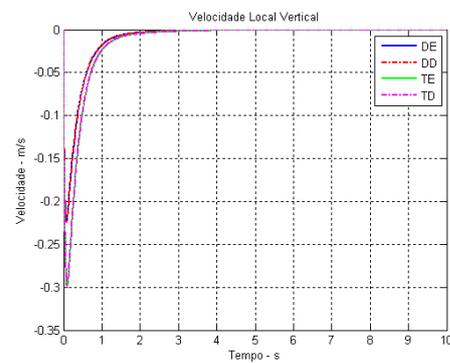


Figura 68: Variação das velocidades verticais de cada roda.

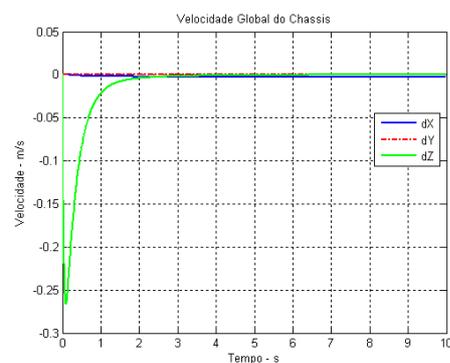


Figura 71: Variação das velocidades do CM com relação ao referencial global.

Pode-se verificar que as velocidades da parte dianteira do veículo, em função de sua configuração geométrica e de peso, são menores do que as velocidades da parte traseira, como já eram esperadas. Da mesma forma, ao observar o equilíbrio das forças verticais durante o assentamento do veículo sobre seu peso próprio, percebe-se que as relações entre a parte dianteira e traseira do

modelo continuam a ser respeitadas, mostrando que a parte traseira é mais pesada e que, portanto, gera forças com maior amplitude. As figuras a seguir ilustram estas observações.

Pode-se perceber ainda, que a amplitude da força normal, conforme ilustrada na Figura 73, é maior do que as forças apresentadas na Figura 72 e na Figura 74. Isso é explicado pelo fato do modelo de roda e pneu compreender um elemento de massa que possui peso próprio e que, por causa disso, incrementa o valor da força de reação no contato com o solo. A força normal corresponde então, a uma reação à força vertical de compressão, oriunda da suspensão, somada ao peso próprio da massa não-suspensa, que foi modelada junto ao pneu e à roda.

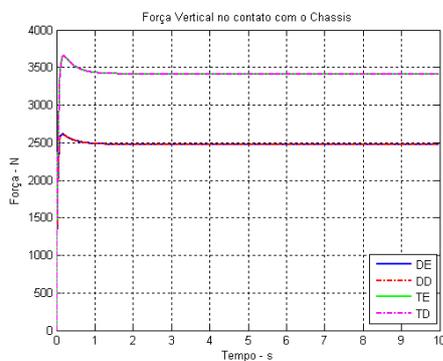


Figura 72: Variação da força vertical no ponto de contato com o chassi.

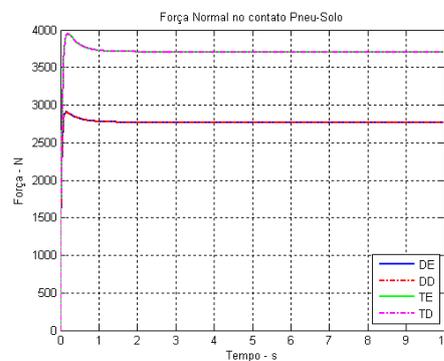


Figura 73: Variação da força normal, no contato do pneu com o solo.

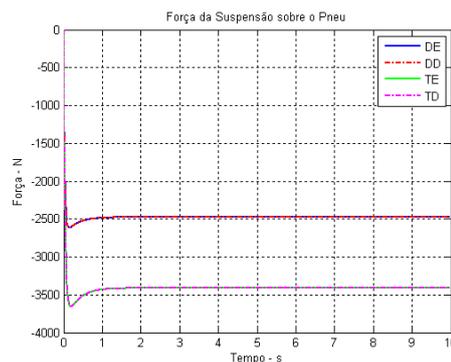


Figura 74: Variação da força vertical que a suspensão exerce sobre o pneu.

Após as observações realizadas nos gráficos de deslocamentos, velocidades e forças verticais é de se esperar que a indicação de variação do ângulo de arfagem apresente um resultado final constante, em um valor negativo de ângulo, já que o veículo girou para cima e para trás, em torno de seu eixo y local, com

referência para o referencial global. A Figura 75 apresenta este resultado, que indica o correto comportamento do veículo para uma situação de assentamento sobre seu peso próprio. A partir do assentamento é que serão realizados quaisquer outros movimentos, como aceleração, frenagem ou movimento em curva. As condições obtidas após o assentamento do veículo sobre seu peso correspondem às condições iniciais para qualquer tipo de movimento e poderiam, para efeitos de simulação, ser fornecidos *a priori*. No entanto, para cada novo veículo seria necessário atualizar estas condições, para que refletissem as variações de parâmetros inseridas na simulação. Como o objetivo desta tese é obter um modelo geral, que possa ser usado como base para análises de comportamento e de controle da dinâmica veicular, para permitir o projeto de sistemas de auxílio à direção e de segurança ativa para veículos automotivos, realiza-se o assentamento em cada nova simulação computacional. Parte-se do princípio de que o tipo do carro não é de conhecimento do modelo.

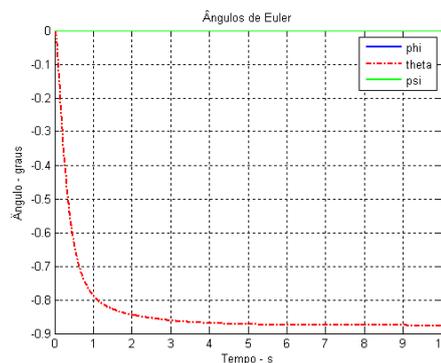


Figura 75: Variação dos ângulos de Euler no referencial global.

5.8.2. Aceleração Máxima até a Velocidade Limite

O próximo teste de validação do modelo corresponde a acelerá-lo até a sua máxima velocidade, com abertura total da borboleta de injeção de combustível no motor, buscando identificar dados de desempenho e de motor, para comparação com veículos reais. Para este teste foi considerada a existência de uma transmissão automática, responsável por alterar a redução de marcha que conecta o motor ao sistema de eixos propulsores, conforme indicado na Tabela 3. Esta transmissão realiza apenas a troca do valor da redução a partir de limiares de velocidade, não simulando nenhum período intermediário onde a marcha está desacoplada. Assim,

a mudança é realizada de forma instantânea. Essa consideração, para o veículo, não provoca mudanças expressivas no comportamento dinâmico, se comparada com uma transmissão automática real e moderna, pois os tempos de troca de marchas são tão pequenos que sua influência pode ser desconsiderada. O primeiro resultado indica a velocidade máxima alcançada, apresentada na Figura 76.

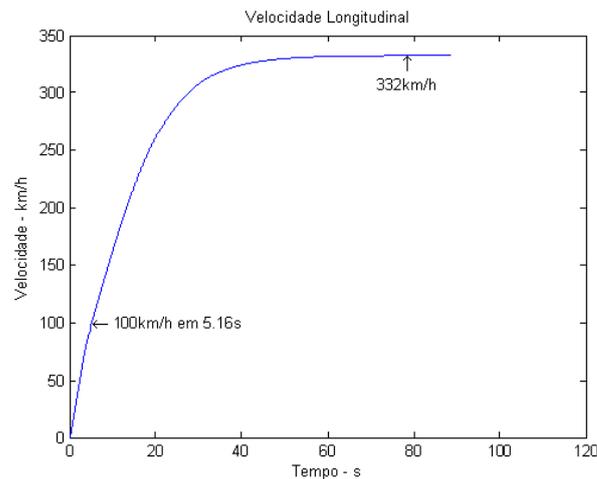


Figura 76: Gráfico de velocidade máxima.

Como pode ser observado o valor de velocidade máxima alcançada foi de 332km/h, com uma aceleração inicial de 5,16s para alcançar 100km/h. Este é um bom resultado, pois deixa o veículo desenvolvido para a tese próximo de valores reais, considerando automóveis esportivos. Um segundo experimento corresponde a determinar os demais parâmetros de desempenho do modelo, com a especificação dos tempos para alcançar 400m e 1000m de deslocamento longitudinal. Estes tempos e distâncias são bastante comuns para possibilitar a comparação de veículos esportivos. No caso do modelo desenvolvido estes tempos ficaram em 12,91s e 21,96s, para 400m e 1000m respectivamente, de acordo com a Figura 77. Note que estes valores levam em consideração apenas os tempos medidos a partir do início da aceleração, também indicado no gráfico da Figura 77, e que antes do começo do movimento existe um período onde o veículo realiza o assentamento sobre seu peso próprio.

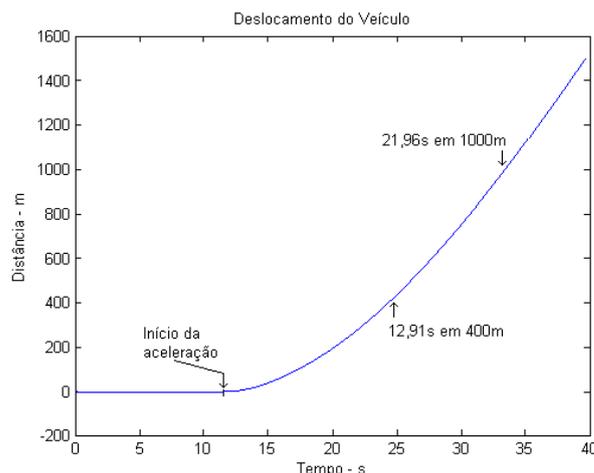


Figura 77: Tempos para alcançar 400m e 1000m, para determinar características de desempenho.

Ao comparar os dados obtidos com as simulações, com os dados reais de automóveis esportivos, pode-se perceber que o modelo desenvolvido está muito próximo à realidade, conseguindo reproduzir bem características de aceleração de carros reais. Esta comparação pode ser visualizada na Tabela 7 a seguir.

Tabela 7: Comparação entre alguns modelos de Ferrari e o modelo da tese.

CARROS	PARÂMETROS					
	Potência máxima	Torque máximo	Velocidade máxima	Aceleração 0-100 km/h	0-400 m	0-1000 m
355F1GTS	279 kW (380hp) a 8250 rpm	363 Nm (37kgm) a 6000 rpm	295 km/h	4.7 s	12.9 s	23.7 s
355F1Spider	279 kW (380hp) a 8250 rpm	363 Nm (37kgm) a 6000 rpm	295 km/h	4.7 s	12.9 s	23.7 s
360Modena	294 kW (400hp) a 8500 rpm	373 Nm (38kgm) a 4750 rpm	295 km/h	4.5 s	12.6 s	22.9 s
550Maranello	357 kW (485hp) a 7000 rpm	569 Nm (58kgm) a 5000 rpm	320 km/h	4.4 s	12.5 s	22.5 s
F50	382 kW (520hp) a 8500 rpm	471 Nm (48kgm) a 6500 rpm	325 km/h	3.87 s	-	21.7 s
F355Spider	279 kW (380hp) a 8250 rpm	363 Nm (37kgm) a 6000 rpm	295 km/h	4.7 s	12.9 s	23.7 s
CARRO TESE	348 kW (468hp) a 7660 rpm	496 Nm (50.5kgm) a 5270 rpm	332 km/h	5.16 s	12.91 s	21.96 s

A curva de torque e potência do modelo da tese é apresentada na Figura 78 e, junto com os dados apresentados na Tabela 7, indica que o veículo possui características dinâmicas de início de aceleração mais lentas do que alguns exemplos mais próximos, como a F50 e a 550 Maranello. Apesar de ter maior capacidade de torque, o motor do modelo da tese possui menos potência final, mas consegue chegar junto, ou antes, que os dois exemplos comparativos mais próximos. Este fato contribui para validar os parâmetros utilizados para a simulação do modelo, pois acena para um comportamento muito próximo da realidade.

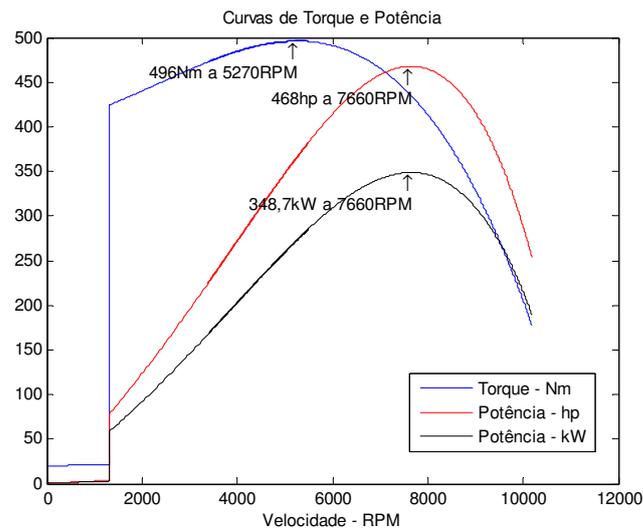


Figura 78: Curvas do Motor e pontos de máximo.

Percebe-se, ao observar a Figura 78, que existe um torque residual a baixa velocidade, presente antes mesmo de uma aceleração ser iniciada. Este torque residual corresponde a uma parcela mínima necessária para girar cargas e vencer atritos que estão presentes, antes mesmo de engrenar uma marcha. As cargas correspondem à própria massa girante do motor e a sistemas veiculares periféricos que também utilizam uma parcela da potência fornecida pelo motor, para funcionarem. Podem ser citados, como exemplos destes sistemas, o rádio, o ar condicionado, os faróis e demais sistemas eletro-mecânicos presentes no carro. Já os atritos correspondem às perdas internas do motor, como o atrito estático e o de Coulomb. Além destes existem as perdas que acontecem nas correias de acoplamento para os sistemas periféricos. O estudo destas perdas, que corresponde ao funcionamento do motor em giro livre, é por si só, tema de diversas pesquisas, como apresentado em [14], [16] a [18].

Também é possível visualizar na Figura 78 que existe um salto nas curvas do gráfico. Este corresponde ao momento em que se faz a ligação do motor aos demais componentes do sistema de propulsão, por intermédio do acoplamento da marcha na transmissão do veículo. Esta variação abrupta não é instantânea, mas é feita em um intervalo de tempo bastante reduzido.

Durante o teste de aceleração também são verificados os comportamentos de outros sistemas do veículo, como o sistema de propulsão. Neste sistema verifica-se o comportamento do torque propulsor, fornecido às rodas, durante todo o período de aceleração até a velocidade máxima. É possível identificar claramente,

na Figura 79, os pontos de mudança de marcha, os regimes transientes oscilatórios, característicos dos modelos dinâmicos associados, bem como identificar o comportamento em regime de velocidade constante. A Figura 79 indica um ponto onde se pode melhorar o modelo obtido. Ao avaliar as mudanças de marchas, devidamente indicadas no gráfico, percebe-se que ainda existe uma oscilação excessiva, antes de se alcançar o regime permanente para a dada marcha. Estas oscilações são motivadas pelos parâmetros utilizados para os modelos de eixos e semi-eixos, que apresentam raízes complexas conjugadas, quase sobre o eixo imaginário no gráfico de lugar das raízes. Ao observar o lugar geométrico das raízes para os eixos dianteiro, traseiro e para os semi-eixos de maneira isolada, conforme apresentado da Figura 80 a Figura 82, percebe-se que o eixo dianteiro tem uma maior tendência a oscilar do que o eixo traseiro. Já os semi-eixos possuem comportamento muito parecido com o comportamento do eixo dianteiro, porém suas raízes indicam que os semi-eixos são sistemas mais lentos que o eixo dianteiro. Uma possibilidade para melhorar a oscilação seria aumentar o fator de amortecimento do sistema, ao aumentar o atrito viscoso do eixo. No entanto esse aumento pode provocar uma diminuição da velocidade final do veículo, pois aumenta a dissipação de energia interna ao modelo, conforme pode ser observado na equação (4.64). O objetivo em avaliar o gráfico do lugar das raízes em malha aberta e de alguns componentes isolados era o de verificar o comportamento dos modos naturais do componente em questão, buscando melhorias no comportamento dinâmico, quando acoplado aos demais componentes e sistemas da dinâmica veicular. É sabido que ao conectar estes componentes aos demais, provoca-se uma mudança no seu comportamento dinâmico. No entanto, ao melhorar características de um componente em malha aberta, melhora-se o comportamento dinâmico do sistema como um todo, como era o propósito e como aconteceu neste caso. A avaliação do lugar das raízes para os eixos permitiu verificar o comportamento das oscilações do sistema, ao variar o parâmetro de amortecimento e, com isso, escolher valores que gerassem melhores respostas e não influenciassem tanto (ou não influenciassem) o comportamento do sistema como um todo.

Além da verificação do torque propulsor, também é interessante verificar o comportamento das forças, das velocidades e deslocamentos do veículo, ao longo da aceleração.

Ao avaliar o que acontece com as velocidades angulares das rodas, percebe-se um comportamento interessante para as rodas dianteiras, como pode ser observado na Figura 83.

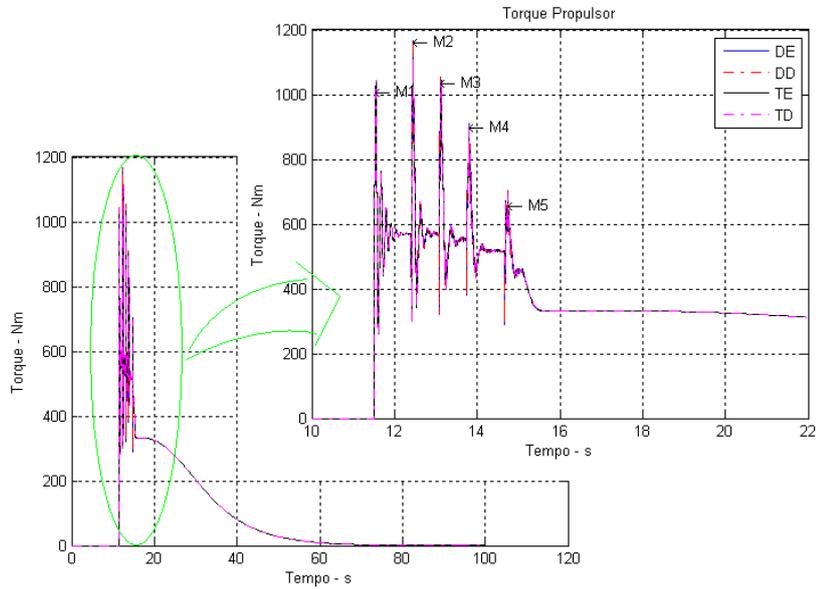


Figura 79: Variação do torque propulsor, durante aceleração do veículo.

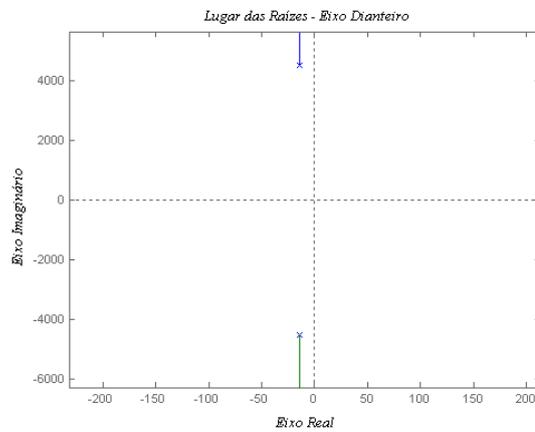


Figura 80: Lugar geométrico das raízes do eixo dianteiro.

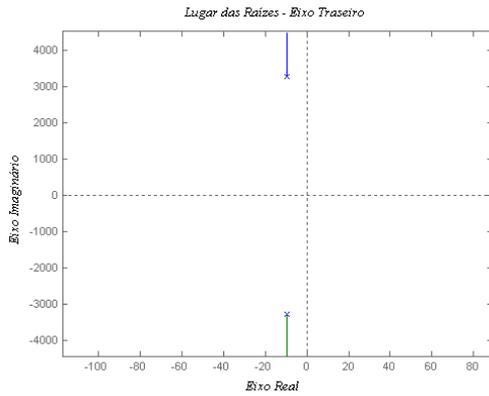


Figura 81: Lugar geométrico das raízes do eixo traseiro.

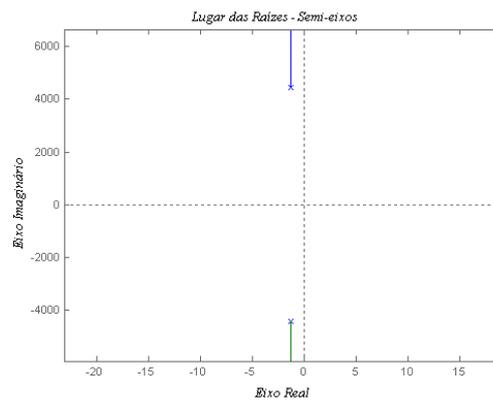


Figura 82: Lugar geométrico das raízes dos semi-eixos.

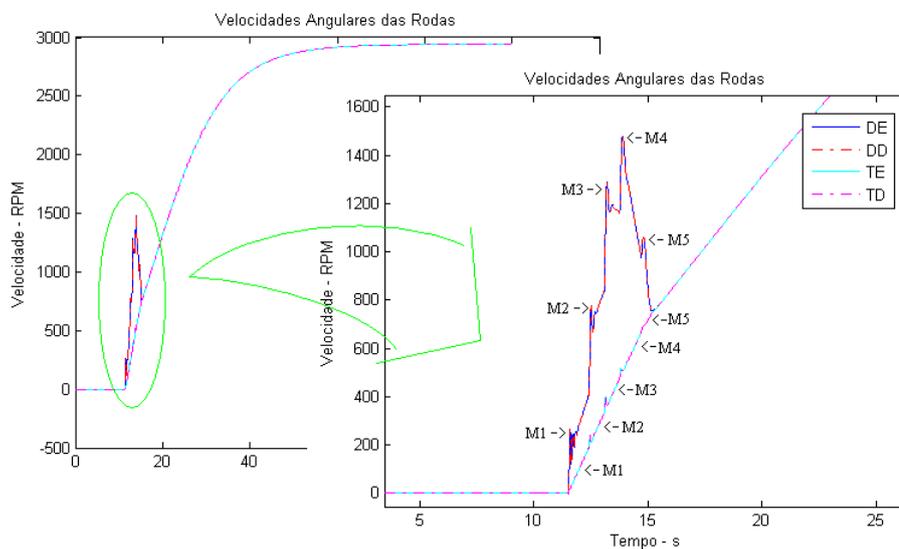


Figura 83: Variação das velocidades de giro nas rodas.

Como há diferenças na distribuição de peso entre a parte dianteira e a parte traseira do veículo, deveria haver a mesma diferenciação na distribuição de torque entre as rodas. No entanto a distribuição de torque foi feita de maneira igualitária para todas as rodas. O resultado dessa equivalência na distribuição corresponde a um maior deslizamento das rodas dianteiras do que nas rodas traseiras, logo no início da aceleração. Espera-se que haja deslizamento longitudinal em todos os instantes onde houver uma aceleração positiva, o que indica que o veículo aumenta sua velocidade. Ao diminuir essa aceleração, até alcançar um regime de velocidade constante, o deslizamento longitudinal diminui, até deixar de existir. Ao analisar a Figura 83, percebe-se que, por haver um alívio de peso maior, as rodas dianteiras ficaram mais suscetíveis a escorregamentos do que as rodas

traseiras. Vale lembrar que o modelo do veículo considera tração nas quatro rodas e que, portanto, a variação das velocidades se dá em função da distribuição dinâmica de peso, durante a aceleração. Ao observar a curva de deriva longitudinal, exposta na Figura 84, percebe-se claramente esse fato, onde a roda dianteira apresenta um maior percentual de escorregamento durante a aceleração, conseguindo restabelecer uma condição semelhante às rodas traseiras quando o veículo começa a diminuir sua aceleração, já em 5ª marcha.

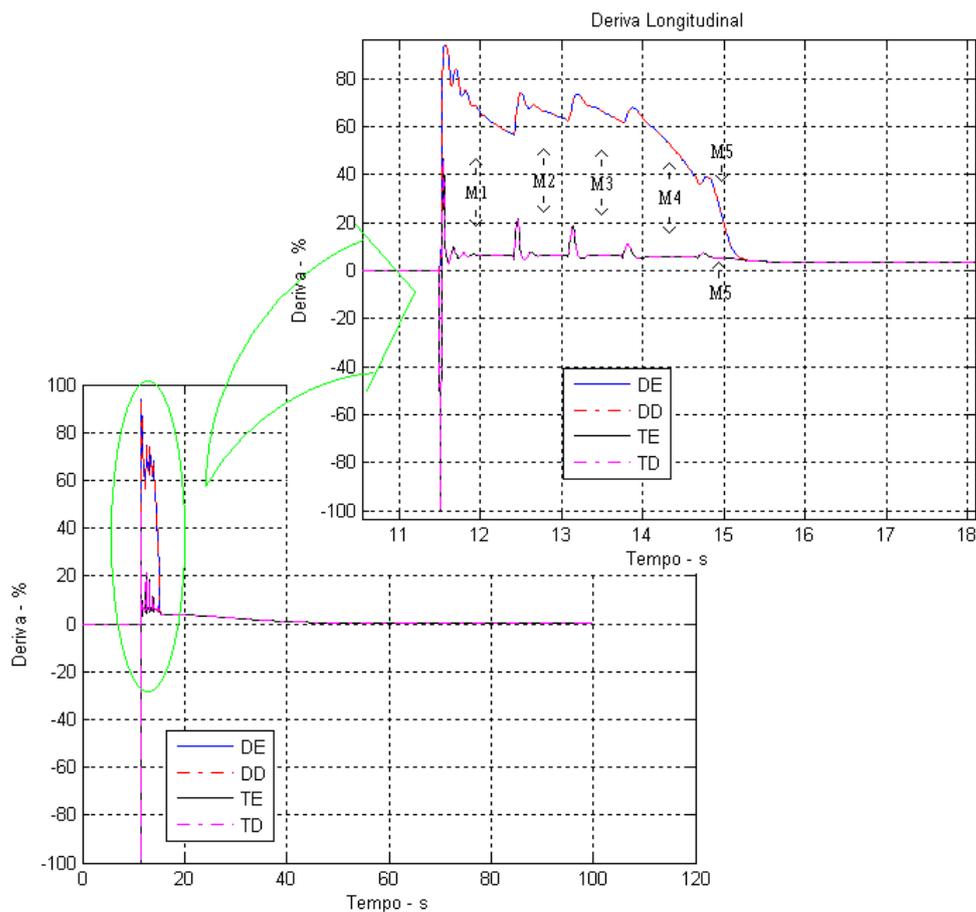


Figura 84: Variação do escorregamento longitudinal das rodas.

O mesmo efeito de variação dinâmica deve ser encontrado nas curvas de forças longitudinais e verticais, bem como na atitude do veículo. Estas constatações podem ser visualizadas da Figura 85 à Figura 92.

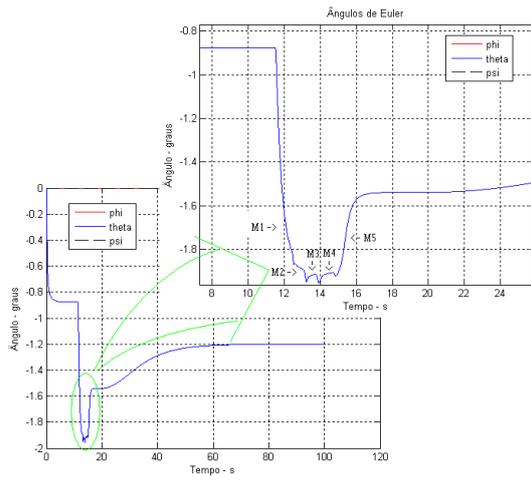


Figura 85: Variação do ângulo de arfagem.

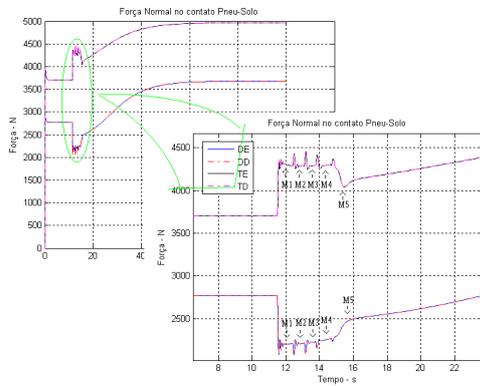


Figura 86: Variação da força normal ao longo da aceleração do veículo.

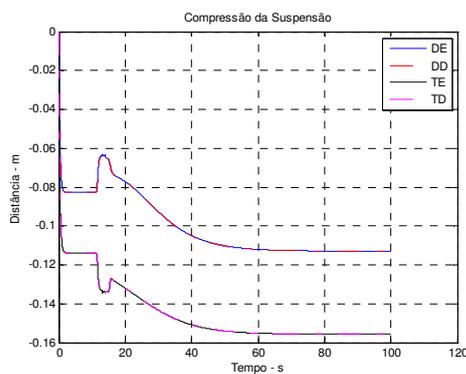


Figura 87: Variação da compressão da suspensão.

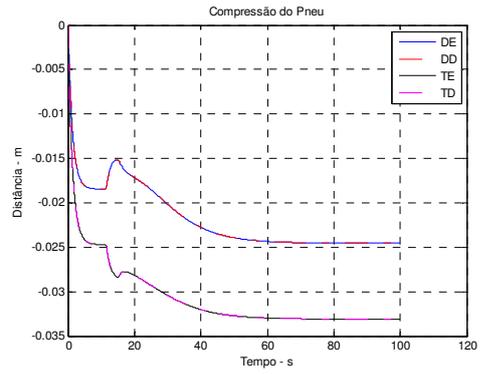


Figura 88: Variação na compressão dos pneus.

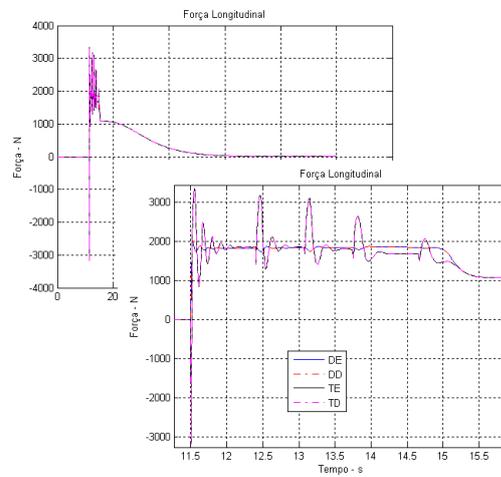


Figura 89: Variação da força de tração, ao longo da aceleração.

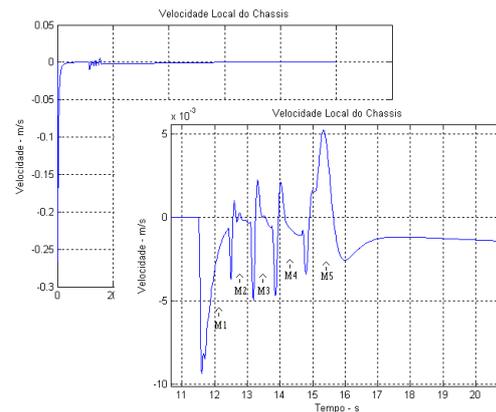


Figura 90: Variação da velocidade vertical, em função da aceleração.

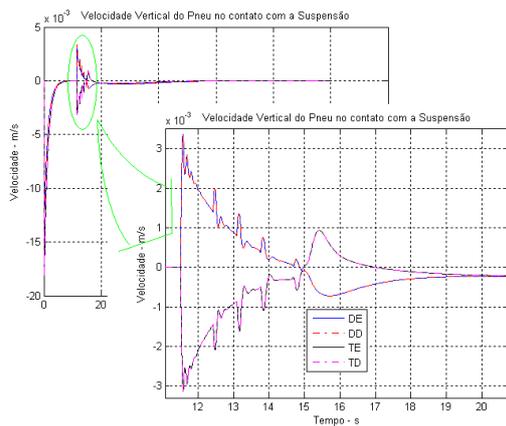


Figura 91: Variação da velocidade vertical no contato do pneu com o solo.

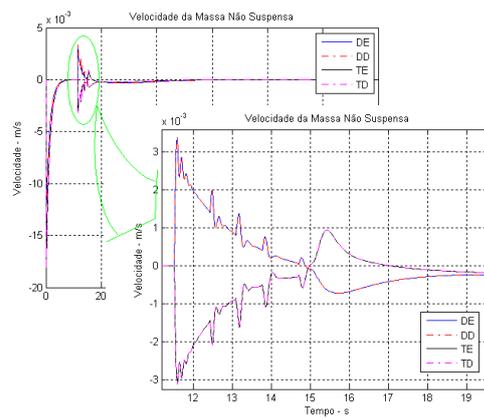


Figura 92: Variação da velocidade vertical da massa não-suspensa.

Ao observar a variação do ângulo de arfagem, apresentado na Figura 85, percebe-se que a inclinação do veículo é acentuada para as três primeiras marchas e reduzida, até um segundo valor estacionário, a partir da 4ª marcha. Esse comportamento é coerente com o que se esperava, pois nas três primeiras marchas, tidas como marchas de força, a aceleração é mais acentuada do que nas duas últimas marchas, tidas como marchas de velocidade. Assim, a partir da 4ª marcha há um alívio gradual no esforço de aceleração, até que se atinja uma velocidade constante, onde o ângulo alcança um novo valor estacionário. Este mesmo comportamento em função da variação da redução de marchas pode ser percebido nos gráficos de força normal e longitudinal, da Figura 86 e da Figura 89 respectivamente. Na força longitudinal, Figura 89, ainda é possível verificar a diferença entre as rodas dianteiras e traseiras, em função da distribuição dinâmica de peso, diferente para os dois conjuntos.

Nos gráficos de compressão, das suspensões e dos pneus, pode ser percebido outro efeito dinâmico, que corresponde ao aumento da compressão, até um valor constante, em função do aumento da velocidade longitudinal do veículo. Este efeito corresponde à força vertical de arrasto aerodinâmico, que passa a ter influência importante com o aumento da velocidade.

As duas últimas figuras, que apresentam a variação das velocidades, no ponto de contato com o solo e da massa não-suspensa, apresentam as variações corretas em função das mudanças de carga nos dois eixos, dianteiro e traseiro. Percebe-se, na Figura 91 e na Figura 92, que ao começar a acelerar, há um alívio do peso nas rodas dianteiras, acarretando um aumento da velocidade de giro. Da

mesma forma, há um aumento no peso do eixo traseiro, que resulta em uma diminuição da velocidade nas duas rodas, pois passa a haver maior resistência ao giro em função da carga extra. Assim como nos gráficos de variação do ângulo de arfagem e das forças, há um retorno das velocidades às suas tendências iniciais, à medida que se aumenta a velocidade longitudinal do veículo. No retorno ao regime de velocidade constante as velocidades de giro das quatro rodas voltam a ficar próximas, diminuindo até que se atinja a velocidade constante, quando o valor de aceleração passa a ser nulo. Assim como nos demais gráficos do modelo de veículo, também se percebe a influência da mudança na redução das marchas, à medida que se acelera o carro. Sempre há uma variação das grandezas, representando o regime transitório da mudança. Vale lembrar que no modelo de transmissão, não há a previsão do ponto morto, onde existe um intervalo de tempo no qual não há acoplamento entre o motor e o sistema de eixos de propulsão. As oscilações retratam, por outro lado, as respostas do sistema inteiro a mudanças de patamar das reduções, como se fossem novos pontos de operação. Na prática, o modelo de dinâmica veicular adotado nesta tese considera que o período de transição entre marchas é muito rápido, podendo ser ignorado. Há, no entanto, margem para melhorias de parâmetros em uma análise futura mais minuciosa, para atenuar as oscilações e deixar a variação no torque propulsor, e consequentemente nas velocidades de retorno até o motor, suaves o suficientes para que as trocas de marcha não sejam percebíveis. Abaixo, na Figura 93, é apresentado o gráfico das mudanças de marchas e os valores de seus novos patamares.

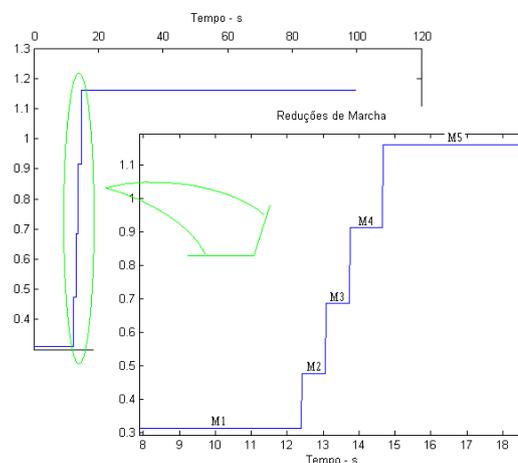


Figura 93: Variação da redução das marchas.