

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO DESEMPENHO  
LONGITUDINAL VEICULAR SOB CONDIÇÕES  
DINÂMICAS TRATIVAS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANDRÉ EGER**

Florianópolis, Outubro de 2007.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE DO DESEMPENHO  
LONGITUDINAL VEICULAR SOB CONDIÇÕES  
DINÂMICAS TRATIVAS**

**ANDRÉ EGER**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

---

Edison da Rosa, Dr. Eng. - Orientador

---

Fernando Cabral, Ph. D. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

---

Lauro César Nicolazzi - Dr. Eng. – Presidente

---

Jonny Carlos da Silva - Dr. Eng.

---

Rodrigo de Souza Vieira - Dr. Eng.

---

Roberto Jordan - Dr. Eng.

## DEDICATÓRIA

Aos meus pais Edson e Lídia Eger, às minhas  
irmãs Danieli e Carolina Eger, à minha companheira  
Márcia Pilatti, aos meus amigos pelo constante incentivo e a todas  
as pessoas que me acompanharam durante esta etapa da minha vida.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus pela graça concedida a mim para realizar este trabalho.

Ao CNPQ pela bolsa de estudos concedida a esta pesquisa.

Ao orientador professor Edison da Rosa e ao professor Lauro Nicolazzi pelo apoio, conhecimentos transmitidos e incentivos na realização deste trabalho.

Aos colaboradores do Laboratório do GRANTE pelo convívio e aprendizado diário os quais são sempre motivações para seguir em frente.

Aos colegas Marcio Schneider de Castro, Antônio de Assis Brito Neto, Jorge Luiz Erthal e Pedro Firmo Caldeira pelo companheirismo e troca de conhecimentos.

Aos meus familiares pelo apoio e compreensão nos momentos mais difíceis de privação.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica, coordenação e professores do curso de mestrado pela dedicação e ensinamentos transmitidos.

# Conteúdo

<b>Lista de Figuras</b>	<b>x</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>x</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xi</b>
<b>Resumo</b>	<b>xvi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xvii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Comentários Iniciais . . . . .	1
1.2 Motivação . . . . .	2
1.3 Objetivos e Contribuições . . . . .	3
1.4 Organização do Trabalho . . . . .	3
<b>2 Revisão Bibliográfica</b>	<b>5</b>
2.1 Acoplamento Dinâmico . . . . .	5
2.2 Fontes de Vibrações e Ruídos . . . . .	7
2.2.1 Sistema Aerodinâmico . . . . .	8
2.2.2 Sistema de Transmissão . . . . .	9
2.2.3 Sistema de Suspensão . . . . .	10
2.2.4 Sistema Motriz e Acessórios . . . . .	12
2.3 Resistências ao Movimento . . . . .	15
2.3.1 Resistência Mecânica . . . . .	15
2.3.2 Resistência de Aclive . . . . .	16
2.3.3 Resistência Aerodinâmica . . . . .	17
2.3.4 Resistência de Rolamento . . . . .	19
2.3.5 Resistência de Inércia . . . . .	20
2.4 Sistema de Transmissão . . . . .	22
2.4.1 Embreagem . . . . .	23

2.4.2	Caixa de Câmbio . . . . .	27
2.5	Comportamento Trativo dos Pneus . . . . .	29
2.5.1	Resistência ao Rolamento do Pneu . . . . .	31
2.5.2	Escorregamento nos Pneus . . . . .	32
2.6	Classificação dos Sistemas Dinâmicos . . . . .	36
2.6.1	Método de Integração Direta . . . . .	39
2.6.2	Método de Newmark . . . . .	39
<b>3</b>	<b>Metodologia</b>	<b>45</b>
3.1	Procedimento Metodológico . . . . .	45
3.2	Modelo com 2 G.L. . . . .	46
3.3	Modelo com 5 G.L. . . . .	47
3.4	Modelo com 9 G.L. . . . .	48
<b>4</b>	<b>Modelo com Dois Graus de Liberdade</b>	<b>50</b>
4.1	Introdução . . . . .	50
4.2	Modelagem . . . . .	51
4.3	Reações e Momentos . . . . .	54
4.4	Equações do Movimento . . . . .	56
4.5	Distribuição de Massas . . . . .	58
4.6	Modelo de Atrito Estático . . . . .	59
4.7	Resultados Obtidos . . . . .	60
4.7.1	Resultados Excitação Tipo 1 . . . . .	63
4.7.2	Resultados Excitação Tipo 2 . . . . .	68
<b>5</b>	<b>Modelo com Cinco Graus de Liberdade</b>	<b>70</b>
5.1	Introdução . . . . .	70
5.2	Dinâmica Torcional . . . . .	70
5.3	Modelagem do Sistema Torcional . . . . .	72
5.4	Resultados Obtidos . . . . .	76
5.4.1	Resultados Excitação Tipo 2 . . . . .	77
5.4.2	Resultados Excitação Tipo 3 . . . . .	85
<b>6</b>	<b>Modelo com Nove Graus de Liberdade</b>	<b>89</b>
6.1	Introdução . . . . .	89
6.2	Dinâmica Longitudinal . . . . .	89
6.3	Equações do Movimento . . . . .	90
6.4	Resultados Obtidos . . . . .	97
6.4.1	Resultados da Excitação Tipo 2 . . . . .	99

6.4.2	Superfícies de Desempenho . . . . .	109
<b>7</b>	<b>Conclusões</b>	<b>114</b>
7.1	Conclusões Gerais . . . . .	114
7.2	Conclusões para o Modelo de 2 G.L. . . . .	117
7.3	Conclusões para o Modelo de 5 G.L. . . . .	117
7.4	Conclusões para o Modelo de 9 G.L. . . . .	118
7.5	Dificuldades . . . . .	118
7.6	Sugestões para Trabalhos Futuros . . . . .	118
	<b>Apêndices</b>	<b>119</b>
<b>A</b>	<b>Força de Atrito</b>	<b>125</b>
<b>B</b>	<b>Modelo Torque Motriz</b>	<b>127</b>
	B.0.1 Cinemática do Sistema Biela-Manivela . . . . .	127
	B.0.2 Análise Dinâmica . . . . .	129
<b>C</b>	<b>Características da Suspensão</b>	<b>135</b>
<b>D</b>	<b>Dedução do torque da embreagem</b>	<b>141</b>
<b>E</b>	<b>Algoritmo de desempenho de arrancada</b>	<b>143</b>
<b>F</b>	<b>Modelo do AMESim<sup>®</sup></b>	<b>148</b>
<b>G</b>	<b>Dados do fabricante do veículo</b>	<b>161</b>

# Lista de Figuras

2.1	Acoplamento do pneu à dinâmica do veículo [52]. . . . .	6
2.2	Sistemática da dinâmica de dirigibilidade do veículo. . . . .	8
2.3	Regiões de baixa e alta pressão originando o fluxo cruzado e redemoinhos na carroceria juntamente com o fluxo do teto [55]. . . . .	9
2.4	Sistema de suspensão simplificada com 2 graus de liberdade de 1/4 do veículo [43]. . . . .	11
2.5	Modelos de suspensão [47]: a - duplo A, b - <i>McPherson</i> e c - <i>Multi-Link</i> . . . . .	11
2.6	Mecanismo biela-manivela para um motor de quatro cilindros [6]. . . . .	12
2.7	Torque, consumo específico e potência dos motores a gasolina e diesel [24]. . . . .	14
2.8	Resistência ao aclave [43]. . . . .	16
2.9	Definição ao aclave $a = 0,5$ (50%). . . . .	17
2.10	Sistema de coordenadas simplificado do veículo [55]. . . . .	22
2.11	Transmissão pela embreagem [55]. . . . .	23
2.12	Comportamento do fenômeno de acoplamento da embreagem. . . . .	24
2.13	Modelo torcional do modelo para o torque da embreagem. . . . .	25
2.14	Caixa de marchas transversal com diferencial acoplado, semi-eixos e motor transversal [55]. . . . .	27
2.15	Esquema de transmissão para determinar a inércia equivalente. . . . .	29
2.16	Sistema SAE para as coordenadas do pneu [24]. . . . .	30
2.17	Comportamento da área de contato do pneu em condições de frenagem [24]. . . . .	31
2.18	Efeito das ondas estacionárias devido a velocidade do pneu e resistência de rolamento [55]. . . . .	32
2.19	Características de atrito e escorregamento para 4 tipos de pista. . . . .	34
2.20	Curva produzida pela fórmula de <i>Pacejka</i> [45]. . . . .	35
2.21	Influência da variação dos parâmetros C, D, e E sobre as curvas do modelo. . . . .	36
2.22	Classificação da equação diferencial do sistema dinâmico. . . . .	38
2.23	Classificação do sub-domínio dinâmico aplicado na resolução da equação dinâmica. . . . .	40
2.24	Gráfico da variação linear da aceleração. . . . .	43



4.1	Modelo simplificado com dois graus de liberdade. . . . .	50
4.2	Sistema de ancoragem da bandeja ao veículo. . . . .	51
4.3	Modelo simplificado do veículo de tração dianteira com duas rodas para frenagem [43]. . . . .	52
4.4	Principais pontos de flexíveis de uma suspensão <i>McPherson</i> [47]. . . . .	53
4.5	Modelo simplificado do veículo de tração dianteira com duas rodas para tração [43]. . . . .	54
4.6	Modelo simplificado com dois graus de liberdade do automóvel. . . . .	56
4.7	Diagrama de equilíbrio de forças do modelo de 2 graus de liberdade. . . . .	56
4.8	Distribuição das massas do veículo. . . . .	58
4.9	Combinações do modelo de atrito de <i>Coulomb</i> . . . . .	59
4.10	Curvas de excitação do motor usadas para a simulação do desempenho do veículo: (a) Tipo 1, (b) Tipo 2 e (c) Tipo 3. . . . .	63
4.11	Deslocamento do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.). . . . .	64
4.12	Velocidade do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.). . . . .	65
4.13	Aceleração do conjunto pneu / roda e do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.). . . . .	66
4.14	Reações sobre os eixos do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.). . . . .	67
4.15	Deslocamento do veículo com excitação tipo 2 (2 G.L.). . . . .	68
4.16	Velocidade do veículo com excitação tipo 2 (2 G.L.). . . . .	68
4.17	Aceleração do veículo com excitação tipo 2 (2 G.L.). . . . .	69
5.1	Irregularidade para o torque motriz nos motores com 1, 4 e 2 cilindros [12].	71
5.2	Esquema representativo do sistema de transmissão do veículo (5 G.L.). . .	72
5.3	Esquema de amortecimento de um disco de embreagem. . . . .	74
5.4	Deslocamento dos conjuntos do sistema torcional com excitação tipo 2 para o modelo do MATLAB <sup>®</sup> (5 G.L.). . . . .	78
5.5	Deslocamento do veículo com excitação tipo 2 (5 G.L.). . . . .	79
5.6	Velocidades do sistema torcional com excitação tipo 2 (5 G.L.). . . . .	80
5.7	Velocidade do veículo com excitação tipo 2 (5 G.L.). . . . .	81
5.8	Rotação da roda com excitação tipo 2 (5 G.L.). . . . .	81
5.9	Desempenho das velocidades com excitação tipo 2 com embreagem acionada em 0,3 s. . . . .	82
5.10	Deslocamento e aceleração do veículo com excitação tipo 2 com embreagem acionada em 0,3 s. . . . .	83
5.11	Desempenho das velocidades para o comportamento do veículo com excitação tipo 2 e embreagem acionada em 1,1 s. . . . .	84

5.12	Deslocamento e aceleração do veículo com excitação tipo 2 e embreagem acionada em 1,1 s. . . . .	84
5.13	Aceleração do veículo para atuação do pedal da embreagem em 0,3, 0,7 e 1,1 segundos e excitação tipo 2 (5 G.L.). . . . .	85
5.14	Velocidade do veículo com excitação tipo 3 (5 G.L.). . . . .	85
5.15	Deslocamento do veículo com excitação tipo 3 (5 G.L.). . . . .	86
5.16	Aceleração do veículo com excitação tipo 3 (5 G.L.). . . . .	87
6.1	Diagrama de corpo livre da posição de equilíbrio para o veículo (9 G.L.). . .	90
6.2	Modelo do <i>layout</i> da transmissão do veículo. . . . .	90
6.3	Esquema representativo do sistema torcional de transmissão do veículo. . .	91
6.4	Diagrama de corpo livre a partir da posição de equilíbrio para o deslocamento torcional da roda e do pneu. . . . .	92
6.5	Modelo com dois graus de liberdade para <i>bounce</i> e <i>pitch</i> da massa suspensa. .	93
6.6	Deslocamentos do sistema torcional com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	99
6.7	Escorregamento da embreagem durante acoplamento com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	100
6.8	Deslocamento do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	100
6.9	Velocidades do sistema torcional com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	101
6.10	Velocidade do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	102
6.11	Velocidades da roda, conjunto eixo dianteiro e veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	102
6.12	Aceleração do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	103
6.13	Aceleração de arfagem do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	104
6.14	Arfagem da carroceria com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	104
6.15	Comportamento do atrito x escorregamento com excitação tipo 2 (9 G.L.). .	105
6.16	Escorregamento entre pneu e pista com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	106
6.17	Atrito entre pneu e pista com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	107
6.18	Reações sobre os eixos com excitação tipo 2 (9 G.L.). . . . .	107
6.19	Momento transmitido pelo semi-eixo do sistema torcional (9 G.L.). . . . .	108
6.20	Superfícies de desempenho do veículo com relação a velocidade máxima alcançada. . . . .	110
6.21	Mapas superiores individuais de velocidades. . . . .	110
6.22	Superfícies de desempenho do veículo com relação ao deslocamento máximo alcançado. . . . .	111
6.23	Mapas superiores individuais de deslocamentos. . . . .	112
6.24	Mapa superior de escorregamento com 100% de potência do motor. . . . .	113
A.1	Modelo massa-mola-amortecedor para dedução da força de atrito. . . . .	125

B.1	Mecanismo do sistema biela-manivela. . . . .	127
B.2	Distribuição das massas da biela. . . . .	130
B.3	Pressão de um cilindro para o ciclo térmico do motor de combustão interna. . . . .	131
B.4	Pulsos de pressão dos gases em um ciclo completo do motor Otto (720°). . . . .	131
B.5	Forças atuantes na árvore de manivelas. . . . .	132
B.6	Pulsos de torque dos 4 cilindros do motor ciclo Otto (2500 rpm à plena carga), de acordo com a seqüência de explosões. . . . .	133
B.7	Momento torçor final do motor de quatro tempos e quatro cilindros ciclo Otto (2500 rpm à plena carga). . . . .	134
D.1	Dedução do torque transmitido do disco de embreagem. . . . .	141
E.1	Algoritmo resumido de desempenho do veículo em arrancada. . . . .	147
F.1	Modelo virtual desenvolvido no <i>software</i> AMESim <sup>®</sup> . . . . .	148
G.1	Característica de performance do motor a gasolina do FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX. . . . .	162

# Lista de Tabelas

2.1	Contribuição das fontes de resistência aerodinâmica. . . . .	18
2.2	Coefficientes de resistência ao rolamento [43]. . . . .	19
2.3	Coefficientes a e b em função do tipo de pneu [43]. . . . .	20
2.4	Coefficientes equivalentes para o modelo de atrito [50]. . . . .	34
4.1	Distribuição das massas sobre os eixos do automóvel (%) [46]. . . . .	58
4.2	Componentes da <i>Biblioteca Signal, Control e Observers</i> . . . . .	61
4.3	Componentes da <i>Biblioteca Mechanical</i> . . . . .	61
4.4	Componentes da <i>Biblioteca IFP Drive</i> . . . . .	62
4.5	Componentes da <i>Biblioteca Powertrain</i> . . . . .	62
4.6	Dados utilizados na simulação do modelo com dois graus de liberdade. . . . .	64
4.7	Resultados da simulação do modelo 2 G.L. . . . .	69
5.1	Dados utilizados na simulação do modelo do sistema torcional. . . . .	78
5.2	Dados utilizados na simulação do modelo (5 G.L.). . . . .	79
5.3	Dados utilizados na simulação do modelo do motor ciclo Otto. . . . .	86
5.4	Resultados da simulação do modelo de 5 G.L. no MATLAB <sup>®</sup> . . . . .	87
5.5	Resultados da simulação do modelo virtual do AMESim <sup>®</sup> . . . . .	88
6.1	Características do veículo. . . . .	96
6.2	Resultados das simulações para o veículo dos modelos com 5 G.L. e 9 G.L. . . . .	109
6.3	Resultados das simulações com rampa para o modelo de veículo com 9 G.L. . . . .	109
F.1	Valores de referência para o tempo de simulação do AMESim <sup>®</sup> . . . . .	149
F.2	Elemento fonte de sinal linear da Biblioteca Signal, Control and Observers. . . . .	149
F.3	Tabela de parâmetros para construção da função de frenagem. . . . .	150
F.4	Tabela de parâmetros para construção da função curva torque x rpm do motor. . . . .	150
F.5	Tabela de parâmetros para construção da função do pedal de embreagem. . . . .	151
F.6	Elemento fonte sinal senoidal da Biblioteca Signal, Control and Observers. . . . .	151
F.7	Tabela de parâmetros para construção da excitação motriz. . . . .	151

F.8	Elemento de junção de sinais da Biblioteca Signal, Control and Observers.	152
F.9	Elemento fonte de sinal constante da Biblioteca Signal, Control and Observers. . . . .	152
F.10	Tabela de parâmetros para construção da relação de transmissão. . . . .	152
F.11	Tabela de parâmetros para construção da inclinação de pista. . . . .	153
F.12	Elemento de duplicação de sinal da Biblioteca Signal, Control and Observers.	153
F.13	Elemento de fonte de sinal de torque zero da Biblioteca Mechanical. . . . .	153
F.14	Elemento de mola e amortecimento torcional da Biblioteca Mechanical. . . . .	154
F.15	Tabela de parâmetros para construção da função de rigidez e amortecimento do motor. . . . .	154
F.16	Tabela de parâmetros para construção da função de rigidez e amortecimento da embreagem. . . . .	154
F.17	Elemento de inércia rotativa da Biblioteca Mechanical. . . . .	155
F.18	Tabela de parâmetros para construção da função de inércia do motor. . . . .	155
F.19	Tabela de parâmetros para construção da função de inércia equivalente. . . . .	155
F.20	Elemento da caixa de marchas da Biblioteca IFP Drive. . . . .	156
F.21	Tabela de parâmetros para construção da função curva torque x rpm do motor. . . . .	156
F.22	Elemento do motor da Biblioteca Powertrain. . . . .	157
F.23	Elemento de embreagem da Biblioteca Powertrain. . . . .	157
F.24	Tabela de parâmetros para construção do modelo da embreagem. . . . .	157
F.25	Elemento do diferencial da Biblioteca Powertrain. . . . .	158
F.26	Elemento dos semi-eixos da Biblioteca Powertrain. . . . .	158
F.27	Tabela de parâmetros para construção do modelo dos semi-eixos. . . . .	158
F.28	Elemento veículo de quatro rodas da Biblioteca Powertrain. . . . .	158
F.29	Tabela de parâmetros para construção do modelo do veículo. . . . .	159
F.30	Elemento roda / pneu da Biblioteca Powertrain. . . . .	159
F.31	Tabela de parâmetros para construção do modelo dos pneus. . . . .	160
F.32	Tabela de parâmetros para controle do passo de tempo de acordo com as variáveis de estado do modelo. . . . .	160
G.1	Valores de referência para inércia de motores (Fonte: FIAT Automóveis S.A.). . . . .	161
G.2	Valores de referência para rigidez do pneu (Fonte: Pirelli). . . . .	161
G.3	Valores de referência para inércia do conjunto pneu/roda (Fonte: FIAT Automóveis S.A.). . . . .	162
G.4	Valores de referência para as dimensões do veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX 4 portas (Fonte: FIAT Automóveis S.A.). . . . .	163

G.5	Valores de referência para o desempenho do veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX (Fonte: FIAT Automóveis S.A.). . . . .	163
G.6	Tempo para variar da velocidade mínima para a máxima (critério máxima rotação). . . . .	164
G.7	Valores de referência para o veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX (Fonte: FIAT Automóveis S.A.). . . . .	164

# Lista de Símbolos

$A$	Área projetada da seção transversal do veículo
$A_1$	Área da sombra no anteparo
$a$	Porcentagem de inclinação de pista
$acc$	Vetor de aceleração
$accn$	Incremento do vetor de acelerações
$a_I$	Distância do eixo dianteiro ao CG do veículo
$a_{II}$	Distância do eixo traseiro ao CG do veículo
$a_x$	Aceleração longitudinal do veículo
$b$	Largura do pneu
CG	Centro de gravidade do veículo
[C]	Matriz de amortecimento do sistema
$C_1$	Amortecimento do motor
$C_2$	Amortecimento da embreagem
$C_3$	Amortecimento dos semi-eixos
$C_b$	Comprimento da biela do motor ou Amortecimento das buchas da suspensão
$C_p$	Curso do pistão do motor
$C_{real}$	Amortecimento real da suspensão
$C_s$	Amortecimento vertical da suspensão
$C_{sI}$	Amortecimento da suspensão dianteira
$C_{sII}$	Amortecimento da suspensão traseira
$C_{teta}$	Amortecimento de arfagem da suspensão
$C_x$	Coefficiente de resistência aerodinâmica
$c$	Distância do objeto ao anteparo
$cp$	Calor específico a pressão constante para o ar seco
$cv$	Calor específico a volume constante para o ar seco
$D_c$	Diâmetro do cilindro do motor
$d$	Distância da fonte de luz ao objeto ou Diâmetro interno do pneu
$dis$	Vetor de deslocamentos

$\text{disn}$	Incremento do vetor de deslocamentos
$\text{dp}$	Diâmetro do pistão
$e$	Escorregamento pneu
$F(t)$	Vetor de excitação de forças
$F_a$	Força de atrito entre o pneu e a pista
$F_b$	Força na biela do motor
$F_c$	Força de amortecimento
$F_f$	Força de frenagem do veículo
$F_g$	Força dos gases de combustão
$F_n$	Força normal nas paredes do cilindro do motor
$F_k$	Força de mola
$F_r$	Força radial do virabrequim
$F_t$	Força trativa veículo ou Força tangencial do virabrequim
$F_{ia}$	Força de inércia alternativa do sistema biela-manivela
$F_{ir}$	Força de inércia rotativa do sistema biela-manivela
$F_x$	Força na direção longitudinal do veículo
$F_y$	Força na direção vertical do veículo
$F_z$	Força na direção lateral do veículo
$f$	Coefficiente de resistência ao rolamento
$f_m$	Frequência de excitação do motor
$G$	Peso total do veículo
$G.L.$	Graus de liberdade
$G_u$	Grau de <i>undergering</i>
$g$	Aceleração da gravidade
$h_{cg}$	Altura do centro de gravidade
$I_y$	Momento de inércia do veículo para arfagem
$i_c$	Relação de transmissão da caixa de marchas
$i_d$	Relação de transmissão do diferencial
$i_t$	Relação de transmissão total
$J_{cb}$	Inércia do cubo da embreagem
$J_{eq}$	Inércia equivalente do eixo piloto da caixa de marchas
$J_m$	Inércia do motor 1000 cm <sup>3</sup>
$J_{rp}$	Inércia do conjunto roda / pneu
$J_{tb}$	Inércia do tambor da embreagem
$J_v$	Inércia de arfagem do veículo
$J_\theta$	Inércia do tambor da embreagem
$J_\phi$	Inércia de arfagem do veículo



$J_\psi$	Momento de inércia de guinada ( <i>yaw</i> )
$K_1$	Rigidez do virabrequim
$K_2$	Rigidez da embreagem
$K_3$	Rigidez dos semi-eixos
[K]	Matriz de rigidez do sistema
$K_f$	Rigidez da mola frontal da suspensão
$K_p$	Rigidez vertical do pneu
$K_s$	Rigidez vertical da suspensão
$K_{sI}$	Rigidez da mola da suspensão dianteira
$K_{sII}$	Rigidez da mola da suspensão traseira
$K_{teta}$	Rigidez de arfagem da suspensão
$K_{tp}$	Rigidez torcional do pneu
$K_r$	Rigidez da mola traseira da suspensão
$K_{real}$	Rigidez real da suspensão
$L_1$	Comprimento do CG da biela ao pico do pistão
$L_2$	Comprimento do CG da biela ao virabrequim
$l$	Distância entre eixos do veículo
[M]	Matriz de inércia do sistema
$M_{Qa}$	Momento de resistência aerodinâmico
$M_{Qr}$	Momento de resistência ao rolamento
$M_{Qs}$	Momento de resistência ao aclave
$M_1$	Momento de entrada na embreagem
$M_o$	Momento de saída na embreagem
$M_{x_{cg}}$	Momento de arfagem sobre o CG
$m_1$	Massa suspensa do veículo
$m_2$	Massa não suspensa do eixo
$m_{ed}$	Massa não suspensa do eixo dianteiro
$m_{et}$	Massa não suspensa do eixo traseiro
$m_p$	Massa do pneu
$m_s$	Massa suspensa do veículo
$m_v$	Massa total do veículo
$N_s$	Número de superfícies em contato do disco de embreagem
$n_1$	Rotação de entrada na embreagem
$n_o$	Rotação de saída na embreagem
Ord	Ordem da frequência de excitação
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
$P_{atm}$	Pressão atmosférica

PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
$P_{atm}$	Pressão atmosférica
$P_c$	Potência líquida no cubo da roda
$P_e$	Potência efetiva do motor
$P_l$	Potência líquida para a marcha
$P_p$	Potência perdida na transmissão
$p$	Pressão dos gases
$Q_a$	Resistência aerodinâmica
$Q_i$	Resistência de inércia
$Q_r$	Resistência de rolamento
$Q_s$	Resistência de aclave
$Q_{23}$	Transferência de calor por ciclo de ar
$q$	Pressão aerodinâmica
$R$	Constante dos gases ideais
$R_c$	Razão de compressão do motor
$R_I$	Reação sobre o eixo dianteiro
$R_{II}$	Reação sobre o eixo traseiro
$R_m$	Raio médio do disco de embreagem
$R_v$	Raio do virabrequim
$r_d$	Raio dinâmico do pneu
$r_i$	Raio interno do disco de embreagem
$r_o$	Raio externo do disco de embreagem
$T$	Temperatura absoluta
$T(t)$	Vetor de excitação de torques
$T_c$	Torque cinemático da embreagem
$T_e$	Torque da embreagem
$T_{int}$	Torque interno cisalhante da embreagem
$T_m$	Torque motriz ou Torque médio
$T_s$	Torque estático da embreagem
$T_v$	Torque resistivo do veículo
$t$	Tempo
$t_{max}$	Tempo máximo de análise
$vel$	Vetor de velocidade
$veln$	Incremento do vetor de velocidade
$v$	Velocidade de translação do veículo
$v_t$	Velocidade tangencial do pneu

$Z_s$	Irregularidades verticais do solo
$\alpha$	Ângulo de inclinação de pista ou Ângulo de deriva do pneu
$\beta$	Parâmetro de estabilidade do método de <i>Newmark</i>
$\gamma$	Ângulo de cambagem do pneu ou Parâmetro de estabilidade do método de <i>Newmark</i>
$\varepsilon_{tol}$	Tolerância de acoplamento de velocidades da embreagem
$\lambda$	Relação entre o raio do virabrequim e o comprimento da biela
$\eta_m$	Rendimento mecânico da transmissão
$\nu$	Frequência natural amortecida da massa suspensa sobre os eixos
$\Omega$	Frequência natural não amortecida
$\mu_a$	Coefficiente de aderência do pneu
$\mu_e$	Coefficiente de escorregamento do pneu
$\mu_s$	Coefficiente de atrito de deslize da embreagem
$\mu_x$	Coefficiente de atrito longitudinal do veículo
$\rho$	Massa específica do ar
$\omega$	Velocidade angular do virabrequim
$\omega_{nz}$	Frequência natural vertical carroceria ( <i>bounce</i> )
$\omega_{n\theta}$	Frequência natural de arfagem da carroceria ( <i>pitch</i> )
$\xi$	Constante de amortecimento
$\Delta t$	Incremento de tempo

# Resumo

Neste trabalho discutem-se os principais aspectos relacionados ao comportamento dinâmico trativo do automóvel. Realiza-se um estudo que diz respeito ao motor, embreagem, caixa de marchas, diferencial, semi-eixos, roda, pneu, suspensão e a carroceria do veículo. Através das excitações advindas do torque motriz é analisado o desempenho longitudinal do veículo. Os modelos consideram apenas a dinâmica longitudinal, não sendo considerados os efeitos de rolamento e guinada durante a arrancada.

Inicialmente, apresentam-se alguns aspectos importantes sobre as fontes de vibrações, resistências ao movimento, sistema de transmissão e comportamento trativo dos pneus. Também são apresentados os métodos utilizados para investigar os problemas dinâmicos de multicorpos e os problemas envolvidos na integração numérica das equações de movimento do automóvel.

Para avaliar do comportamento dinâmico do veículo foram desenvolvidos três modelos os quais possuem respectivamente 2, 5 e 9 graus de liberdade. Estes modelos buscam simplificar o veículo sob o ponto de vista da dinâmica longitudinal onde os mesmos apresentam o comportamento do desempenho com relação ao deslocamento, velocidade e aceleração alcançados.

Finalmente, faz-se um confronto dos resultados dos modelos obtidos através da comparação entre simulações no MATLAB<sup>®</sup> e AMESim<sup>®</sup>, onde são discutidos os aspectos mais importantes e relevantes dos testes realizados. São apresentadas as principais conclusões sobre os modelos desenvolvidos bem como propostas para melhoramento e sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-chave: comportamento dinâmico trativo, desempenho longitudinal, dinâmica longitudinal, equações de movimento do automóvel, simulações MATLAB<sup>®</sup> e AMESim<sup>®</sup>.

# Abstract

This work presents main aspects related to the tractive dynamic behavior of the automotive. The model used to analyse the vehicle behavior includes the whole powertrain system, from the vehicle engine to the tires, including clutch, gearbox, differential, semi-axes, wheels, tires, suspension and vehicle chassis.

The system is subjected to torque input, as generated by the IC engine, transmitted through the clutch and developing tractive forces in the tire / road contact surface. The model also considers the longitudinal dynamics only, without any interaction with rolling or yaw degrees of freedom.

The text discusses initially the principal aspects of vehicle vibration sources, related forces with the longitudinal dynamics, clutch and transmission system and the tire tractive behavior. The methods used to investigate dynamic multibody systems and techniques used to resolve the resultant equations of motion are also presented.

The evaluation of the vehicle dynamic behavior was obtained by a numerical solution of three simulation models with increased complexity, from 2 to 9 degrees of freedom. These models look for to simplify the vehicle under the longitudinal point of view and present the performance behavior in relation to displacement, speed and acceleration reached.

Finally the results obtained with the dynamic model, solved using MATLAB<sup>®</sup> and a reference model using the AMESim<sup>®</sup> facilities are compared, specially the data related to displacement, velocity and acceleration, under different vehicle conditions. A discussion about the developed models and its results is present, as well as proposed improvements and suggestions for future works in the area.

Key-words: tractive dynamic behavior, longitudinal performance, longitudinal dynamic, vehicle movement equations, MATLAB<sup>®</sup> and AMESim<sup>®</sup> simulations.

# Capítulo 1

## Introdução

*Neste capítulo serão apresentados alguns comentários iniciais, os objetivos gerais e específicos, contribuições e as principais razões que motivaram o trabalho. Também é apresentada uma estrutura de desenvolvimento do texto, explicando como os capítulos foram distribuídos bem como o assunto tratado em cada um deles.*

### 1.1 Comentários Iniciais

A redução dos níveis de vibrações tem sido um dos principais desafios da indústria automobilística. Atualmente se pesquisam maneiras de tornar os veículos mais confortáveis, silenciosos e com menores níveis de vibrações. Veículos com problemas vibratórios têm sido rejeitados pelos consumidores e tendem a enfrentar problemas no mercado devido à grande concorrência e à exigência dos consumidores. Por outro lado carros mais silenciosos e com baixos níveis de vibrações demonstram qualidade de projeto e de construção.

Desta maneira, o sucesso no desenvolvimento de produtos está relacionado com a utilização de novos conceitos e tecnologias que venham a tornar a atividade de projeto mais eficiente. É por isso que, desde cedo, pesquisas e trabalhos vêm sendo desenvolvidos na área automobilística, principalmente com o objetivo de prever e simular o comportamento de sistemas dinâmicos veiculares.

Portanto, justifica-se a investigação através da simulação, a necessidade de desenvolvimento do conhecimento, bem como de ferramentas computacionais, no campo da dinâmica veicular, que auxiliem no anteprojeto de novos produtos, reduzindo-se custos e prazos de desenvolvimento.

Sob este ponto de vista, atualmente os veículos vêm sofrendo modificações drásticas no que diz respeito ao motor, transmissão, suspensão e carroceria. Isto significa dizer que os motores estão cada vez mais potentes e que as estruturas estão cada vez mais leves com o desenvolvimento de novos materiais.

Diante destes aspectos um tanto conflitantes, espera-se que o sistema veicular dinâmico, como um todo, tenha a possibilidade de proporcionar conforto aos passageiros, de forma a isolar excitações provenientes do solo e também do motor, sob as diversas condições de desempenho requeridas pelo condutor do veículo.

## 1.2 Motivação

Os modelos de arrancada desenvolvidos neste trabalho tornam-se importantes, pois os efeitos decorrentes dos primeiros instantes de movimento do veículo induzem a grandes valores de aceleração, escorregamento da embreagem e do contato pneu/pista. Além destes fenômenos, os acionamentos da embreagem e do acelerador caracterizam o desempenho do veículo com relação ao deslocamento e velocidade finais alcançados.

Existem diversos modelos encontrados na literatura que desenvolvem a dinâmica do veículo. Alguns tratam o veículo considerando somente a parte torcional do motor às rodas motrizes e outros tentam incluir os efeitos sobre a carroceria, mas desconsideram a aplicação do escorregamento entre o pneu e a pista. Entretanto, pode-se notar, também, o desenvolvimento isolado de alguns modelos dos subsistemas do veículo, porém muito complexos.

Assim, busca-se neste trabalho construir modelos da dinâmica longitudinal do veículo, desde o motor, passando pela embreagem, caixa de marchas, diferencial, interação pneu / pista e carroceria. Logo, torna-se importante o estudo das vibrações torcionais a partir do motor, as quais influenciam o desempenho e o comportamento longitudinal de arrancada do automóvel.

Os três modelos desenvolvidos com 2, 5 e 9 graus de liberdades, têm o intuito de abordar o veículo de diversas formas de complexidade. O primeiro modelo busca simplificar ao máximo os graus de liberdade existentes, desconsiderando os efeitos dos acionamentos e escorregamentos. O segundo modelo já trata do acionamento da embreagem, mas não possui informações da carroceria e também do escorregamento entre o pneu e a pista. O terceiro modelo é o mais completo, combinando os acionamentos da embreagem, acelerador, escorregamento do pneu, da embreagem e comportamento da carroceria.

As principais limitações dos modelos são com relação a valores muito rápidos ou longos de acionamentos da embreagem e acelerador, desconsideração de muitos efeitos de folgas, características não lineares de componentes estruturais e características da quantidade de energia disponível da mistura ar-combustível de combustão. Por outro lado, é uma modelagem que proporciona a modularidade do algoritmo, oferecendo fácil troca de características ou a combinação de módulos de diferentes veículos. Além disso, o desenvolvimento das superfícies de desempenho é inovadora e torna-se uma ótima ferramenta para o anteprojeto do automóvel.

### 1.3 Objetivos e Contribuições

Este trabalho refere-se ao desenvolvimento de um modelo matemático computacional para avaliar o veículo sob condições de arrancada, levando em consideração vários subsistemas que podem ser excitados a partir da unidade motriz. Portanto, é necessário levar em consideração as características do veículo (peso, centro de gravidade, distância entre eixos, tipo de tração, tipo de suspensão), do conjunto motriz (torque do motor, inércias de translação e rotativas, relações de transmissão) e do solo (tipo de piso, inclinação de rampa, coeficiente de atrito).

O objetivo principal deste trabalho é propor uma formulação matemática aprimorada, de forma a obter melhores resultados nas etapas de desenvolvimento do anteprojeto da dinâmica veicular. A validação do modelo proposto é feita através de um modelo numérico computacional onde as respostas obtidas pelos modelos são avaliadas, comparadas e criticadas, com os dados do fabricante do automóvel e com relação a um modelo desenvolvido em um *software* comercial.

O objetivo específico da pesquisa é obter valores a respeito do desempenho do veículo quando o mesmo sai da sua condição de repouso e começa a se movimentar. Assim deseja-se encontrar quais são os deslocamentos, velocidades e acelerações gerados principalmente sobre a massa suspensa do automóvel. Isto é feito com relação aos três modelos do veículo citados anteriormente, analisando fatores que influenciam na arrancada e utilizando como excitação diferentes concepções para o torque motriz.

O resultado almejado é o de um modelo teórico suficientemente eficiente da arrancada do automóvel. Esta eficiência é fundamental, pois encurta a fase de maturação do projeto e reduz consideravelmente os custos de experimentação de protótipos, ou seja, reduz o investimento necessário no desenvolvimento de novos produtos.

Para atender a estes objetivos é necessário que o motor opere dentro de suas condições normais de funcionamento, portanto dentro de limites de rotação mínimo e máximo. Em vista disso serão analisados os tempos de acoplamento do sistema torcional, rotações máximas do motor, rotações de acoplamento de embreagem, escorregamento de embreagem, aderência dos pneus e comportamento de arfagem da carroceria.

### 1.4 Organização do Trabalho

No Capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica a respeito das fontes de vibrações nos automóveis, resistências ao movimento, sistema de transmissão veicular, comportamento tratativo dos pneus e sobre os métodos de integração numérica utilizados para a solução das equações diferenciais.



No Capítulo 3 é apresentada a metodologia geral do desenvolvimento do trabalho referente ao desenvolvimento dos modelos com 2, 5 e 9 graus de liberdade.

No Capítulo 4 é apresentado o modelo dinâmico com dois graus de liberdade. A partir da definição de variáveis básicas do modelo simplificado, graus de liberdade e expressões de deflexão de componentes, como molas e amortecedores; determinam-se para os subsistemas envolvidos (pneu / roda e carroceria) as reações e momentos, equações diferenciais de movimento, distribuição de massa, modelo de atrito e os resultados obtidos com a formulação.

No Capítulo 5 é apresentado o modelo dinâmico com cinco graus de liberdade. Este modelo trata dos graus de liberdade do motor, transmissão do torque pela embreagem, caixa de marchas, diferencial e por fim acoplamento da inércia do veículo através do conjunto pneu / roda. A modelagem busca encontrar valores de deslocamento, velocidade e aceleração diferenciados, de maneira a proporcionar neste estágio a identificação do acionamento da embreagem.

No Capítulo 6 é apresentado o modelo dinâmico com nove graus de liberdade. Este capítulo busca utilizar além do escorregamento entre o volante e o disco da embreagem como fator de análise, incluir o processo de aderência entre pneu e pista. Assim incorpora os graus de liberdade torcional do pneu, longitudinal do pneu e da carroceria como a arfagem. A análise também incorpora o efeito do acionamento do pedal da embreagem e do acelerador, sendo ao final construída superfícies de desempenho.

No Capítulo 7, são apresentadas as conclusões, enfatizando as conclusões gerais para o trabalho e os principais resultados encontrados com os diversos modelos desenvolvidos. Assim são apresentadas as deficiências, observações, problemas e dificuldades enfrentados com presente trabalho. Busca-se sintetizar os resultados, explicar e confirmar se os objetivos foram alcançados. Também ressalta-se a contribuição da pesquisa e coloca-se as propostas e sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

# Capítulo 2

## Revisão Bibliográfica

*Este capítulo tem por objetivo apresentar a revisão bibliográfica relativa ao acoplamento dinâmico do automóvel, as principais fontes vibratórias que influenciam no funcionamento do automóvel e as resistências ao movimento do veículo que se opõem ao comportamento trativo.*

*Apresenta-se também a influência das vibrações torcionais decorrentes do funcionamento do motor no veículo em sua arrancada, o efeito da transmissão do automóvel e o comportamento do contato entre pneu e pista, bem como o funcionamento da embreagem, de forma a esclarecer como o veículo transmite o torque fornecido pelo motor às rodas.*

*Com relação ao comportamento trativo dos pneus, serão analisados: as suas características, forças, momentos, resistência ao rolamento e perdas que ocorrem devido ao contato com a pista.*

*Por fim serão apresentados os métodos utilizados para investigar os problemas dinâmicos nos veículos, uma visão geral dos algoritmos existentes e como eles se aplicam à dinâmica de multicorpos e aos problemas envolvidos na integração numérica das equações de movimento do sistema veicular.*

### 2.1 Acoplamento Dinâmico

As principais forças e momentos que afetam o movimento de um veículo terrestre, além das forças aerodinâmicas e gravitacionais, são aplicados através do contato do pneu com o solo. É essencial para o estudo do desempenho de um veículo e suas características, um entendimento do comportamento básico da interação entre o elemento rolante e o solo, tais como dirigibilidade e manobrabilidade. Dessa maneira, tem-se o modelo do pneu como elemento central para a elaboração de um modelo representativo da dinâmica veicular.

No pneu é feito o acoplamento entre os diversos subsistemas componentes de um veículo terrestre, ou seja, aqueles que definem a dinâmica vertical, a dinâmica lateral e a

dinâmica longitudinal. A Figura 2.1 ilustra um diagrama explicativo dos acoplamentos realizados entre os subsistemas e as ações e reações, identificando-se as forças presentes no modelo dinâmico de um veículo terrestre.

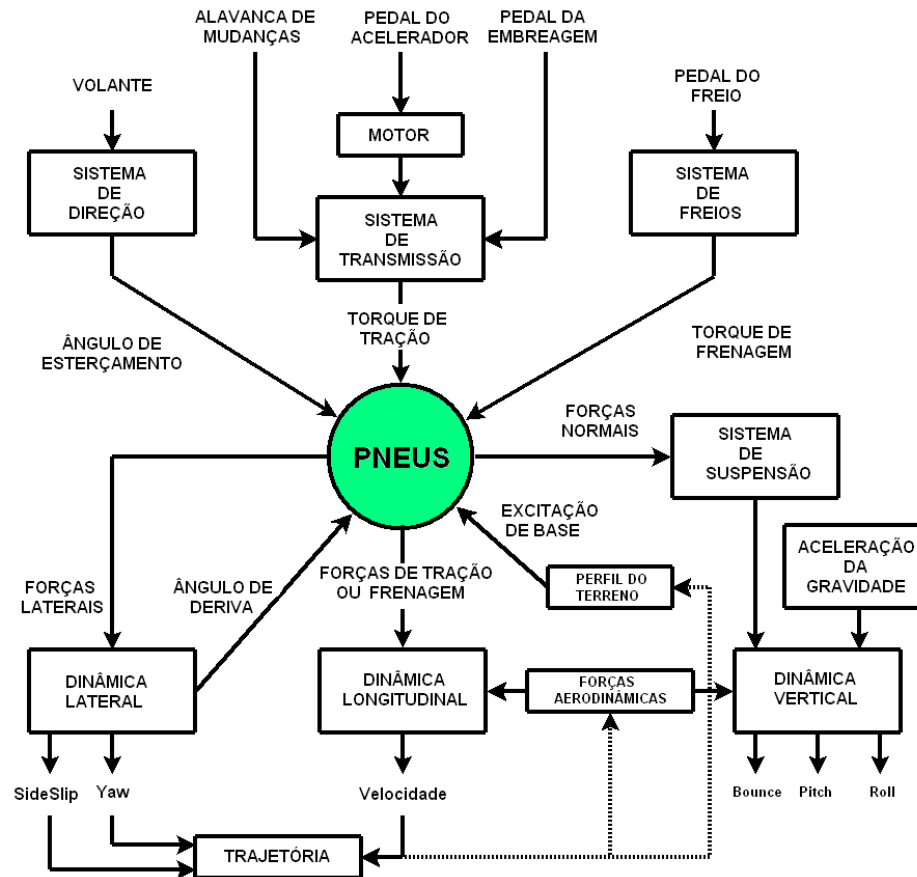


Figura 2.1: Acoplamento do pneu à dinâmica do veículo [52].

O sistema de propulsão é composto pelo motor mais o sistema de transmissão, que são responsáveis pela geração do torque propulsor e sua distribuição às rodas. Recebe como entradas as variações do pedal do acelerador, da alavanca de marchas e do pedal de embreagem.

O sistema de direção é composto pelo volante e, a princípio, deve obedecer a geometria de *Ackermann* (SAE J670e) [24] que regula a variação do ângulo de esterçamento passado às rodas quando é feita uma variação de direção pelo motorista.

O sistema de frenagem recebe uma atuação do pedal de freio, acionado pelo motorista, e gera um torque de frenagem que irá trabalhar no sentido de diminuir a velocidade do veículo.

O sistema de suspensão refere-se às suspensões quando passivas. Neste caso possuem somente a função de dar conforto aos ocupantes, minimizando a transferência do movimento vertical dos pneus por intermédio de forças, para o corpo do veículo (chassis).

As saídas desses sistemas agem diretamente na geração de forças verticais, laterais e longitudinais, que serão passadas às dinâmicas vertical, lateral e longitudinal do veículo.

A dinâmica vertical trata dos movimentos desempenhados pelo veículo no sentido vertical, recebendo excitação do sistema de suspensão, forças normais, e gera os movimentos de *bounce*, *pitch* e *roll*. O *bounce* corresponde ao movimento vertical puro, determinado somente pela dinâmica vertical. O *pitch* corresponde ao movimento de acoplamento das dinâmicas vertical e longitudinal, enquanto que o movimento de *roll* corresponde ao acoplamento das dinâmicas vertical e lateral. A dinâmica vertical ainda sofre a influência das forças gravitacionais que atuam sobre o veículo e das forças aerodinâmicas [57].

A dinâmica lateral é responsável por apresentar o comportamento do veículo no seu movimento curvilíneo. Recebe como excitação as componentes das forças laterais das quatro rodas que irão determinar deslocamentos, velocidades e acelerações laterais, ao longo do eixo lateral e em torno do seu eixo vertical; movimentos conhecidos como *yaw* e *sideslip* (guinada e escorregamento lateral). Uma terceira resultante da dinâmica lateral corresponde ao ângulo de deriva, que determina o deslizamento do pneu durante um movimento curvilíneo. Este ângulo irá atuar diretamente no pneu, afetando as forças por ele geradas.

A dinâmica longitudinal trata dos movimentos do veículo no sentido longitudinal, sendo o alvo principal do controle a ser estudado e detalhado neste trabalho. Ela recebe como excitações as forças de tração e frenagem que irão influenciar diretamente na alteração de velocidade, para que o veículo se movimente adequadamente.

A velocidade gerada irá, junto com os movimentos da dinâmica lateral, influenciar na trajetória a ser cumprida pelo veículo. A trajetória é responsável indiretamente pela definição do perfil do terreno sobre o qual o veículo se movimenta, variando assim as excitações de base que irão agir sobre os pneus. A dinâmica longitudinal está sujeita às influências externas, mais especificamente das forças aerodinâmicas, as quais oferecem resistência ao movimento do veículo. A seguir são expostas as principais fontes de vibrações e resistências ao movimento para os veículos terrestres.

## 2.2 Fontes de Vibrações e Ruídos

Os veículos estão sujeitos a diversos tipos de excitações, os quais interferem no comportamento dinâmico. Estes fenômenos transitórios devem ser estudados por meio de modelos não-lineares satisfatórios que forneçam um bom entendimento da dinâmica torcional da transmissão e soluções práticas e eficientes para a dinâmica longitudinal do automóvel. A Figura 2.2 ilustra a sistemática do comportamento de dirigibilidade.

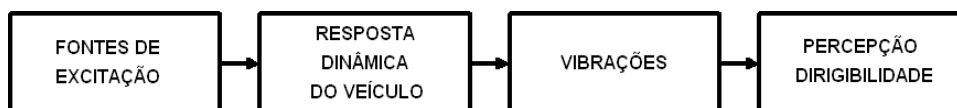


Figura 2.2: Sistemática da dinâmica de dirigibilidade do veículo.

A posição do centro de gravidade do veículo é muito importante no comportamento da dirigibilidade em arrancadas, pois com o movimento do veículo surgem outras forças além do peso, que agem no ponto de contato pneu / pista, no centro de gravidade e no centro de pressão, ocasionando uma alteração sensível na componente da força normal ao solo. De acordo com Reimpell [46], a posição do centro de gravidade está associada com a estabilidade direcional e afeta o desempenho do veículo durante acelerações e frenagens.

O automóvel é um sistema extremamente complexo quando se trata das fontes geradoras de vibrações. As vibrações no interior do veículo são resultado de uma série de fontes que atuam de forma simultânea, as quais são transmitidas da sua origem para a carroceria e conseqüentemente para os ocupantes.

Considerando os principais subsistemas que fazem parte do veículo, as principais fontes de vibrações e ruídos são:

- Sistema de exaustão;
- Sistema de refrigeração;
- Sistema elétrico;
- Sistema de aspiração;
- Sistema aerodinâmico
- Sistema de transmissão;
- Sistema de rodagem ou suspensão;
- Sistema motriz e acessórios.

Os quatro primeiros subsistemas (exaustão, refrigeração, elétrico e aspiração) não possuem grande influência sobre o estudo da dinâmica longitudinal neste trabalho e estão inclusas dentro das principais fontes de ruído. Portanto, a seguir serão descritas as fontes referentes ao sistema aerodinâmico, de transmissão, de suspensão e motriz.

### 2.2.1 Sistema Aerodinâmico

Quando um corpo se movimenta no ar, devido à distribuição de pressões sobre a sua superfície, o mesmo fica submetido a uma força resultante [43]. Esta força resultante pode ser decomposta nas seguintes componentes:

- Força na direção axial do corpo, conhecida como força de arraste;
- Força na direção vertical, conhecida por força de sustentação;
- Força transversal horizontal, conhecida por efeito de ventos laterais.

Quando o veículo se movimenta através do ar são produzidos os fenômenos de turbulência em torno da carroceria, que aumentam com a velocidade e diminuem proporcionalmente com relação às dimensões dos obstáculos encontrados pelo fluxo de ar.

O ruído aerodinâmico pode ser transmitido para o habitáculo através das guarnições das portas, dos vidros e da saída do ar presente na parte posterior do veículo. Por isso o projeto de retrovisores, guarnições e colunas são fundamentais para garantir um nível de ruído aerodinâmico satisfatório [19]. Normalmente, durante o desenvolvimento de um projeto, o veículo é submetido a testes no túnel de vento para avaliação dos efeitos deste ruído.

A pressão provocada pelo ar sobre a carroceria do veículo promove uma diferença de pressão entre os lados superior e inferior, produzindo um fluxo cruzado (ver Figura 2.3). Este fluxo cruzado forma grandes "redemoinhos" longitudinais juntamente com o fluxo do teto do veículo. Na sua imediata vizinhança, estes redemoinhos induzem baixas pressões.

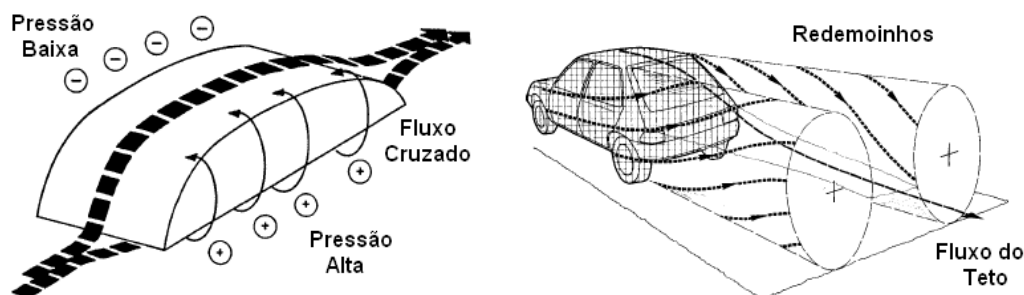


Figura 2.3: Regiões de baixa e alta pressão originando o fluxo cruzado e redemoinhos na carroceria juntamente com o fluxo do teto [55].

## 2.2.2 Sistema de Transmissão

Todos os subsistemas existentes entre o motor e as rodas motrizes podem ser considerados como a transmissão do veículo ou *driveline*. Além do sistema de transmissão propagar as oscilações devidas ao ciclo termodinâmico do motor, as folgas e outros efeitos não-lineares podem ser fontes de vibrações. Grande parte destes efeitos podem ser absorvidos pela embreagem, diminuindo a amplitude destas oscilações.

O sistema de transmissão é o responsável por transferir o torque proveniente do motor para as rodas. Além disso, ele é responsável por aumentar ou diminuir este torque, buscando a melhor relação com a velocidade nas rodas.

As excitações produzidas pelo sistema de transmissão salientam-se tanto pela alta magnitude quanto pela ampla faixa de frequências em que ocorrem. Por estar diretamente conectado ao motor, o sistema também atua como meio de transferência de energia vibratória aos demais sistemas e componentes do carro.

Um exemplo que pode ser comentado aqui é o câmbio do automóvel que possui diversos efeitos vibratórios classificados em dois grupos: o *gear rattle* e o *gear whine* [19]. Neles encontram-se diversos mecanismos que geram os efeitos vibratórios através da transmissão do torque pelas engrenagens e devido às folgas dimensionais de montagem, como:

- Erros de transmissão (desvio angular do par de engrenagem);
- Mudanças de rigidez no contato entre os dentes;
- Impacto entre os dentes no início do contato;
- Impacto entre os componentes que não estão transmitindo o torque;
- Mudanças de forças de atrito devidas ao escorregamento entre os dentes;
- Deficiência de lubrificação.

A faixa de frequências para o *gear whine* fica entre 400 Hz e 3000 Hz e este efeito é de natureza contínua devido à deformação dos dentes, do próprio corpo das engrenagens e de erros de transmissão.

A folga de flanco dos dentes das engrenagens (*backlash*) é a principal causa que gera o *gear rattle*, o qual se encontra na faixa de 6 Hz a 500 Hz. Esta folga ocorre em condições de velocidade muito baixas e em condições de baixas cargas; sendo que acima de 2500 rpm não é mais notada.

### 2.2.3 Sistema de Suspensão

O conjunto de suspensão de um veículo leva em conta, além de componentes como o amortecedor e mola, outros elementos como o conjunto pneu/roda, bandeja, buchas e batentes. Portanto, além das funções básicas de tração, movimentação e direcionamento do veículo, a suspensão pode ser um atenuador ou amplificador de vibrações para o interior do veículo. Assim, um bom projeto do conjunto de suspensão não implica somente em boa resistência, durabilidade e estabilidade do veículo, mas também em conforto.

Uma das mais importantes forças dominantes que agem no desempenho do veículo é aquela devido ao contato do pneu com o pavimento. Neste caso, o entendimento do comportamento das forças e momentos gerados pelas irregularidades do pavimento com a borracha do pneu, é de grande importância para caracterizar o comportamento dinâmico do veículo [24].

Para reduzir o efeito das acelerações induzidas devido à rugosidade da pista, os veículos possuem sistemas de molejamento flexíveis e elementos elásticos em suas suspensões, os quais tem por objetivo proporcionar conforto aos ocupantes. A Figura 2.4 ilustra a suspensão de um veículo como um modelo simplificado massa, mola e amortecedor de dois graus de liberdade de 1/4 do veículo [43].

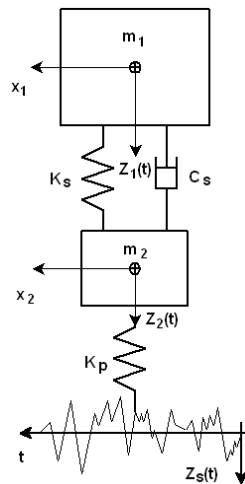


Figura 2.4: Sistema de suspensão simplificado com 2 graus de liberdade de 1/4 do veículo [43].

sendo:

$m_1$  - massa suspensa carroceria (1/4);

$m_2$  - massa não suspensa eixo;

$Z_1(t)$  - deslocamento vertical da massa suspensa;

$Z_2(t)$  - deslocamento vertical da massa não suspensa;

$Z_S(t)$  - rugosidade do solo;

$K_S$  - coeficiente de rigidez da suspensão;

$K_P$  - coeficiente de rigidez do pneu;

$C_S$  - coeficiente de amortecimento da suspensão;

$x_1$  - deslocamento longitudinal da massa suspensa;

$x_2$  - deslocamento longitudinal da massa não suspensa.

A indústria automobilística usa diferentes tipos de suspensões, e os principais critérios são o custo, necessidade de espaço, propriedades cinemáticas e atributos de resposta [47].

A Figura 2.5 ilustra alguns tipos de suspensões.

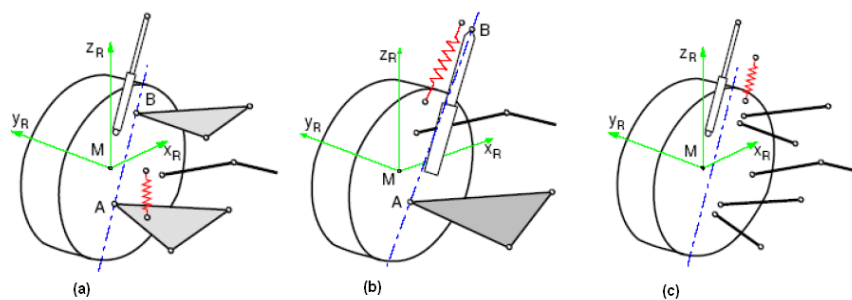


Figura 2.5: Modelos de suspensão [47]: a - duplo A, b - *McPherson* e c - *Multi-Link*.



### 2.2.4 Sistema Motriz e Acessórios

O motor é a principal fonte geradora de vibrações a ser levada em consideração neste trabalho. Devido à flutuação do torque do motor, as acelerações angulares são as maiores causas das vibrações torcionais no *driveline* [27]. De acordo com Costa [11], os motores estão sujeitos a uma combinação de três tipos de forças que geram vibrações e ruídos: a força de combustão, a força de impacto e a força de inércia.

A força de combustão está relacionada à queima da mistura ar-combustível, resultando na variação da pressão dos gases na câmara de combustão e age sobre a cabeça do pistão e nas paredes da câmara de combustão [53]. As forças de inércia oriundas do movimento das partes girantes são as responsáveis pelas forças de reação nos mancais do eixo de manivelas e nas paredes dos cilindros da câmara. As forças de impacto são resultantes da combinação das forças de inércia e de combustão e são geradas devido às folgas internas existentes no motor.

Para um estudo mais detalhado do funcionamento do motor, deve-se conhecer o trabalho realizado pelo sistema biela-manivela monocilíndrico de quatro tempos mostrado na Figura 2.6. Considerando um motor com um cilindro vertical o pistão executa um movimento alternativo, isto é, sofre acelerações verticais alternadas. Enquanto o pistão está sendo acelerado para baixo, deve haver uma força no mesmo sentido sobre o pistão. Essa força possui uma reação que atua no sentido contrário sobre as partes estacionárias do motor [27].

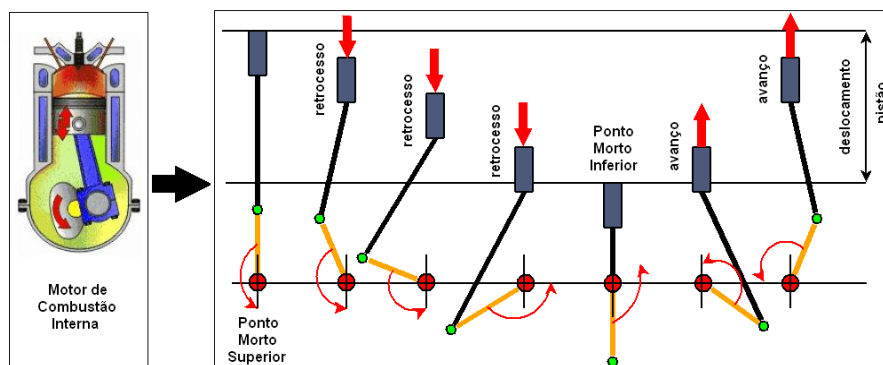


Figura 2.6: Mecanismo biela-manivela para um motor de quatro cilindros [6].

Na direção lateral, perpendicular ao eixo de manivelas e à biela do pistão, as partes móveis também são aceleradas. Estas forças provocam acelerações e terão reações iguais e opostas na carcaça do motor. Esse efeito é conhecido como "desbalanceamento horizontal". Já na direção longitudinal, na direção do eixo de manivelas, não surgem forças inerciais porque todas as partes móveis permanecem em planos perpendiculares ao eixo do virabrequim.

O virabrequim trabalha sob a ação das forças do gás e de inércia, e sua principal função é transformar o movimento alternativo do pistão em movimento de rotação. A pressão dos gases na câmara de combustão está relacionado com o ciclo térmico do motor. As forças de inércia levam em conta não só os esforços gerados pela rotação do virabrequim, mas também, os exercidos sobre a biela e o pistão.

A principal componente que caracteriza o sinal torcional do motor é o "disparo" de ignição, que aparecem quatro vezes a cada duas revoluções (1 ciclo - 720°) em um motor de quatro cilindros e quatro tempos padrão [56].

Devido à pressão gerada pelo motor, de acordo com o ciclo termodinâmico, o torque motriz possui uma grande irregularidade com quatro pulsos por ciclo e o trabalho cedido pelo gás ao mecanismo durante a expansão produz o torque médio.

O torque final do motor é o somatório de todas as curvas de torque para os quatro cilindros do motor. Já o torque médio é dado pelo somatório da área do torque final (ver figuras Apêndice B).

Existem dois tipos de fenômenos vibratórios de importância prática nos motores alternativos que são as *vibrações transmitidas às fundações* (chassis) pelo motor como um todo e as *oscilações torcionais no eixo de manivelas* (virabrequim) tomando somente as partes girantes [27].

Como na maioria das vezes o motor é disposto verticalmente no veículo, este é o principal sentido de excitação [39]. Além do sentido, é necessário determinar a faixa de frequências em que a excitação se manifesta. Considerando que a faixa de trabalho do motor analisado vai de 900 a 6250 rpm e que a excitação no virabrequim é de ordem secundária (2 excitações a cada 360°) [17], pode-se determinar através da equação (2.1), a faixa de frequências:

$$f_m = \frac{rpm \cdot Ord}{60} \quad (2.1)$$

sendo:

$f_m$  - frequência de excitação do motor;

$rpm$  - velocidade do motor;

$Ord$  - ordem da frequência.

Assim, pode-se determinar a frequência de excitação em marcha lenta ( $f_{m_l}$ ) e a frequência máxima ( $f_{m_m}$ ):

$$f_{m_l} = \frac{900 \cdot 2}{60} = 30,0 Hz \quad (2.2)$$

e

$$f_{m_m} = \frac{6250 \cdot 2}{60} = 208,3 Hz \quad (2.3)$$

Os motores podem ser caracterizados pelas suas curvas de torque, potência e consumo específico em função da rotação. Os motores a gasolina possuem sua curva de torque geralmente com o pico no meio da faixa de operação, enquanto os motores a diesel apresentam uma curva de torque quase plana, como pode ser visto na Figura 2.7.

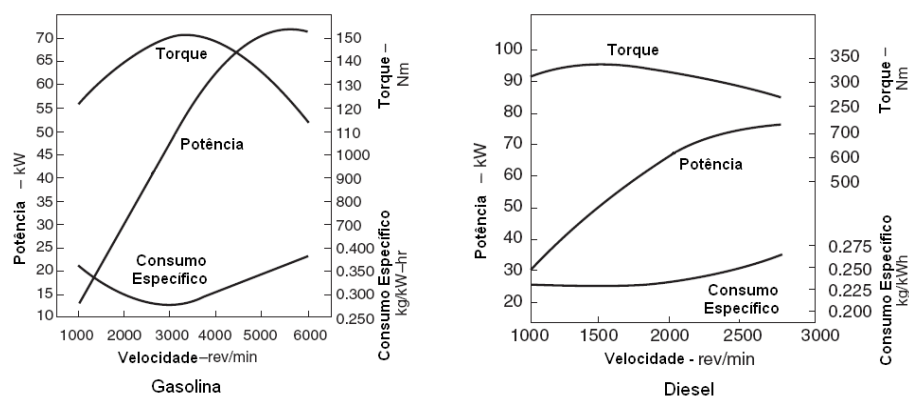


Figura 2.7: Torque, consumo específico e potência dos motores a gasolina e diesel [24].

Para a simulação de um veículo é essencial que as características de seu motor sejam conhecidas em detalhe. Estas características geralmente são obtidas através da remoção do motor do veículo e sua colocação em um banco de ensaios. Segundo Crouse [13], um dos primeiros dispositivos utilizados para se medir o momento do motor foi o *Freio de Prony*, motivo pelo qual até hoje se ouve falar a expressão *Brake Horse Power* (BHP) na designação da potência de um motor.

Atualmente usa-se o dinamômetro para tal medição, sendo que este dispositivo contém um dínamo que é movido pelo motor durante o teste. A quantidade de corrente elétrica que o dínamo produz durante o teste é uma medida direta bastante precisa. Outros tipos de dinamômetros ensaiam o motor sem retirá-lo do veículo. Neste caso as rodas do veículo são colocadas sobre roletes, o motor é acionado, a transmissão engrenada e os roletes acionados. Os roletes são conectados a dinamômetros, sendo possível a medida de potência, onde neste caso deve ser levado em consideração o rendimento da transmissão.

Levados em consideração todos os cuidados para a medições, pode-se proceder às medições das características do motor, sendo que a mais importante delas é a curva de torque à plena carga (com a borboleta totalmente aberta). Deve-se medir também as curvas de torque e consumo específico para outras condições de carga e estas características devem ser corrigidas, uma vez que as condições atmosféricas locais podem diferir das condições atmosféricas padrão.

Tendo as curvas de torque do motor para as diversas posições da borboleta, pode-se então usá-las para a simulação de um determinado veículo. Existem basicamente duas formas adequadas de se usar estas curvas. A **primeira maneira** é armazenar em um

vetor os valores de torque em função da velocidade e interpolar para se obter o torque em velocidades não tabeladas. A desvantagem é a necessidade de um grande número de pontos para descrever corretamente a curva. Deve-se também ser feita uma interpolação referente à posição da borboleta. A **segunda maneira** é ajustar uma curva polinomial aos valores de torque, sendo que, de acordo com Lugner [35], um polinômio de sexta ordem é suficiente para ajustar a curva de torque a plena carga.

As situações de operação transiente são as principais causas de aumento de emissão de poluentes e baixa economia de combustível em veículos. A maioria dos veículos, especialmente aqueles usados em áreas urbanas e operados em condições transitórias, com freqüentes paradas e retomadas, ao invés de uma velocidade constante. Short [50] indica uma equação simples de como a dinâmica do pedal do acelerador pode ser implementada, onde demonstra o coeficiente de transferência de energia em função da porcentagem de abertura e velocidade de acionamento.

## 2.3 Resistências ao Movimento

As resistências ao movimento se dividem em 5 grandes grupos: mecânica, de atrie, aerodinâmica, rolamento e inércia. Tais resistências em conjunto procuram determinar qual a máxima resistência imposta ao veículo devido às condições determinadas pelo condutor e por agentes externos ao sistema veicular.

### 2.3.1 Resistência Mecânica

A potência gerada no motor deve ser transmitida às rodas para que o veículo possa fazer uso efetivo dela. Neste percurso existem vários componentes que fazem parte da transmissão e que estão sujeitos a perdas, que consomem parte desta potência que o motor dispõe. Assim, a resistência mecânica é toda e qualquer perda que ocorra entre o volante do motor e os mancais das rodas motrizes. Neste valor estão incluídas perdas na caixa de câmbio, no eixo cardam, no diferencial, nos mancais e em outros pontos [43].

Uma forma de considerar as perdas é através do conceito de rendimento de transmissão de força. Aplicando este conceito desde o motor até o eixo das rodas motrizes do veículo, se obtém a seguinte equação:

$$P_c = P_e \cdot \eta_m \quad (2.4)$$

sendo:

$P_c$  - potência no cubo das rodas motrizes;

$P_e$  - potência efetiva do motor;

$\eta_m$  - rendimento mecânico da transmissão.

Desta forma, tendo a potência efetiva do motor que é a potência do cubo mais a perdida pela transmissão, pode-se encontrar a potência perdida (perda mecânica):

$$P_p = (1 - \eta_m) \cdot P_e \quad (2.5)$$

O rendimento mecânico da transmissão do automóvel está em uma faixa de 84 - 93 %, variando conforme as soluções construtivas que forem adotadas e com a marcha que está sendo utilizada [33]. A partir da curva de potência do motor é possível obter-se a curva de potência do veículo na roda, em função da velocidade, conhecendo-se as relações de transmissão e o raio da roda de tração.

### 2.3.2 Resistência de Aclive

A resistência ao aclive é uma das forças que se opõem ao movimento e é caracterizada por uma força contrária ao movimento devido aos aclives proporcionados pela pista. Esta força age no centro de gravidade na forma de uma força paralela ao piso e tende a fazer com que o veículo desça o aclive [43]. A Figura 2.8 ilustra a força de resistência ao aclive do veículo.

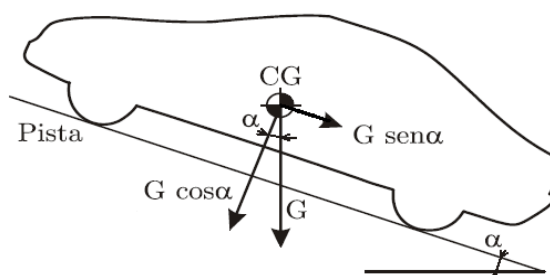


Figura 2.8: Resistência ao aclive [43].

Esta componente do peso que é a resistência de aclive é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido. Deste modo, a resistência de aclive,  $Q_s$ , é obtida por:

$$Q_s = G \cdot \text{sen}(\alpha) \quad (2.6)$$

Usualmente refere-se ao aclive em porcentagem, e não pelo ângulo de inclinação da pista. As taxas comuns de aclives em auto estradas interestaduais é limitada em 4% sempre que possível, e em estradas secundárias ou primárias são admitidos entre 10 e 12% [57]. A seguir é mostrada a relação entre estas grandezas com um exemplo de aplicação. Portanto, tem-se que o ângulo de aclive  $\alpha$  é dado por:

$$a = tg(\alpha) \quad (2.7)$$

sendo:

$a$  - percentagem de aclave [%];

$\alpha$  - ângulo de aclave;

$tg$  - tangente do ângulo.

A Figura 2.9 demonstra um aclave com  $a = 50\%$ , que corresponde a um ângulo de aclave  $\alpha = 26,56^\circ$ . Um aclave de  $100\%$  corresponde a um ângulo de  $45^\circ$ .

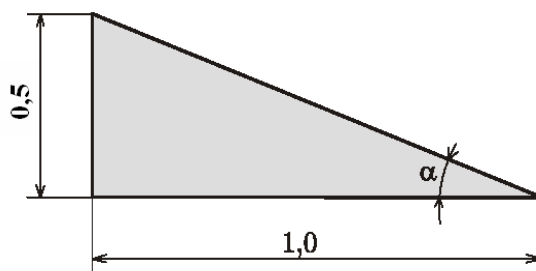


Figura 2.9: Definição ao aclave  $a = 0,5$  (50%).

Se em lugar de aclave houver um declive então o ângulo que entra na Equação (2.6) é negativo, ou seja, haverá uma força que facilitará o movimento do veículo.

### 2.3.3 Resistência Aerodinâmica

Como comentado anteriormente, o efeito aerodinâmico no veículo pode atuar de três formas distintas [43]:

- Força na direção vertical - força de sustentação;
- Força transversal à direção do movimento - efeito de ventos laterais;
- Força na direção axial do veículo - arraste ou resistência aerodinâmica.

Como o estudo aqui desenvolvido diz respeito à dinâmica longitudinal do veículo, é considerado apenas o efeito de arraste ou resistência aerodinâmica, o qual provém de três fontes distintas:

- Resistência de forma - é devida ao desprendimento da camada limite causando uma turbulência que prejudica o movimento do veículo;
- Resistência de atrito - diz respeito à viscosidade do ar em contato com a superfície externa do veículo, praticamente desprezível comparado com outros efeitos;
- Resistência de correntes - devido à penetração do ar no interior do veículo para refrigeração, alimentação e ventilação do habitáculo.

A resistência aerodinâmica é aproximadamente distribuída de acordo com a Tabela 2.1 a seguir [43]:

Tabela 2.1: Contribuição das fontes de resistência aerodinâmica.

Fontes de Resistência	Contribuições (%)
Forma	55%
Faróis, frisos, antenas, espelhos, calhas, etc.	29 %
Parte inferior do chassi	8 %
Tomada de ar para motor e habitáculo	8%

A resistência aerodinâmica pode ser encontrada com a seguinte expressão:

$$Q_a = q \cdot C_x \cdot A \quad (2.8)$$

sendo:

$Q_a$  - resistência aerodinâmica;

$q$  - pressão dinâmica;

$C_x$  - coeficiente de resistência aerodinâmica;

$A$  - área projetada da seção transversal do veículo;

A pressão dinâmica é função da velocidade relativa entre o veículo e o ar, da temperatura e da pressão atmosférica, podendo ser calculada por:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (2.9)$$

sendo:

$\rho$  - massa específica do ar;

$v$  - velocidade relativa do vento.

Para qualquer condição de temperatura e pressão, a massa específica do ar pode ser obtida, com boa precisão, através da expressão que segue:

$$\rho = 0,4647 \cdot \frac{P}{T} \quad (2.10)$$

sendo:

$P$  - pressão atmosférica em N/m<sup>2</sup>;

$T$  - temperatura absoluta em K.

Por fim, para se obter a área projetada do veículo, uma maneira é a partir dos desenhos de projeto da carroceria do veículo; se não, por meios de métodos experimentais. Uma delas é projetar a sombra do veículo sobre um anteparo; obtendo-se:

$$A = \frac{A_1 \cdot d^2}{(c + d)^2} \quad (2.11)$$

sendo:

$A$  - área projetada do veículo;

$A_1$  - área da sombra no anteparo;

$d$  - distância da fonte de luz ao objeto;

$c$  - distância do objeto ao anteparo.

### 2.3.4 Resistência de Rolamento

A resistência de rolamento é uma força que sempre se opõe ao movimento do veículo, portanto ajuda a freá-lo. Esta força de resistência ocorre principalmente devido às perdas que se encontram no atrito entre o par pneu / pista e pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$Q_r = f \cdot G \cdot \cos(\alpha) \quad (2.12)$$

sendo:

$f$  - coeficiente de resistência de rolamento;

$G$  - peso do veículo;

$\alpha$  - inclinação da pista.

Verifica-se, através de dados experimentais, que o coeficiente de resistência de rolamento depende de alguns fatores nos pneus. Estes fatores incluem a estrutura do pneu (construção e material) e as condições de operação como de velocidade, pressão de inflagem, carga radial, tipo do piso, temperatura e outras variáveis de menor importância [57].

A Tabela 2.2 ilustra alguns valores de orientação para o coeficiente de rolamento. Para desenvolvimentos mais específicos de um tipo de piso é necessário que estes dados sejam levantados experimentalmente.

Tabela 2.2: Coeficientes de resistência ao rolamento [43].

Tipo de Piso	Valor de "f"
Asfalto liso	0,010
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada solta	0,080
Areia solta	0,100 a 0,300
Barro	0, 100 a 0, 400
Neve profunda	0, 075 a 0, 300

A partir de uma determinada velocidade as curvas do coeficiente de atrito se inclinam



acentuadamente. Isto acontece devido o fato da ressonância criar ondas na banda de rotação do pneu. Nesta situação o coeficiente de atrito de rolamento, " $f$ ", bem como o nível de vibrações, crescem bruscamente [43]. Se este efeito permanecer, o pneu fica em pouco tempo destruído. Uma orientação para o coeficiente de resistência de rolamento, considerando o efeito da velocidade, é dada por:

$$f = a + b \cdot \left( \frac{v}{100} \right)^2 \quad (2.13)$$

sendo:

$a$  - coeficiente "a" em função do tipo de pneu;

$b$  - coeficiente "b" em função do tipo de pneu;

$v$  - velocidade do veículo [m/s].

Os coeficientes  $a$  e  $b$  variam de acordo com o tipo de pneu e são apresentados na Tabela 2.3 a seguir.

Tabela 2.3: Coeficientes  $a$  e  $b$  em função do tipo de pneu [43].

	<b>a</b>	<b>b</b>
<b>Pneus Normais</b>	0,0150	0,052
<b>Pneus com Alta Histerese</b>	0,0258	0,052

Sobre condições de velocidade entre  $20 \text{ km/h} < v < 200 \text{ km/h}$ , o coeficiente de rolamento para pneus de carros de passeio está dentro de um espaço entre  $0,01 < f < 0,02$  [47]. A resistência de rolamento do veículo influencia as características de dirigibilidade e com maior intensidade o consumo de combustível do automóvel.

### 2.3.5 Resistência de Inércia

A resistência de inércia total de aceleração é subdividida em duas parcelas: uma devida às massas em translação e outra devida às massas em rotação. Para massas em translação é necessário aplicar uma determinada quantidade de força para que ela se movimente, assim:

$$F = m \cdot a \quad (2.14)$$

sendo  $a$  - aceleração linear e  $m$  - massa.

No caso para massas em rotação surge uma aceleração angular  $\alpha[\text{rad/s}^2]$  e uma inércia rotacional  $J[\text{kg/m}^2]$ ; portanto é necessário que seja aplicado um momento dado por:

$$M = J \cdot \alpha \quad (2.15)$$

sendo  $\alpha$  - aceleração angular e  $J$  - inércia de rotação, proporcional à massa e à geometria da peça girante.

A relação existente entre a aceleração linear e a angular, de uma roda no ponto de contato com o solo pode ser dada por:

$$a = \alpha \cdot r_d \quad (2.16)$$

sendo  $\alpha$  - aceleração angular e  $r_d$  - raio dinâmico do pneu.

Com relação à potência líquida, onde seja usada somente para acelerar o veículo tem-se que:

$$P_l = Q_i \cdot v_t \quad (2.17)$$

sendo  $v_t$  - velocidade teórica tangencial do pneu e  $Q_i$  - resistência de inércia em função das características do veículo, dada por:

$$Q_i = m \cdot a \cdot \left( 1 + \frac{J}{m \cdot r_d^2} \right) \quad (2.18)$$

Para facilitar o manuseio, escreve-se :

$$Q_i = m \cdot a \cdot (1 + \delta) \quad (2.19)$$

sendo:

$$\delta = \frac{J}{m \cdot r_d^2} \quad (2.20)$$

Igualando as expressões 2.17 e 2.19 pode-se escrever que:

$$a = \left( \frac{P_l}{v} \right) \cdot \frac{(1 - e)}{m \cdot (1 + \delta)} \quad (2.21)$$

sendo  $e$  - escorregamento do pneu e  $v$  - velocidade real do veículo, permitindo calcular a aceleração do veículo para qualquer velocidade. Neste caso a aceleração máxima ocorre quando a relação  $\left(\frac{P_l}{v}\right)$  for máxima, portanto ocorrem quando a velocidade for baixa e as relações de marchas forem mais curtas.

Os momentos de inércias [ $J(kg/m^2)$ ] nos veículos podem estar correlacionados entre si [46]. A Figura 2.10 ilustra um sistema simplificado dos movimentos da carroceria como um corpo rígido.

Além das forças na direção lateral  $F_y$  (eixo  $y$ ), na direção vertical  $F_z$  (eixo  $z$ ) e na direção longitudinal  $F_x$  (eixo  $x$ ), tem-se os momentos:

- Momento de inércia  $J_\psi$  - em torno do eixo  $z$ , é exigido para estudos de estabilidade direcional ou até mesmo para reconstrução de acidentes de tráfego rodoviário;

denominado de ângulo de guinada (*yaw*);

- Momento de inércia  $J_\phi$  - em torno do eixo longitudinal  $x$ , é essencial para estudos do movimento de rolagem durante as mudanças rápidas de pista; denominado de ângulo de rolamento (*roll*);
- Momento de inércia  $J_\theta$  - em torno do eixo  $y$ , é a variável determinante do cálculo do comportamento vibratório de arfagem do veículo; denominado de ângulo de arfagem (*pitch*).

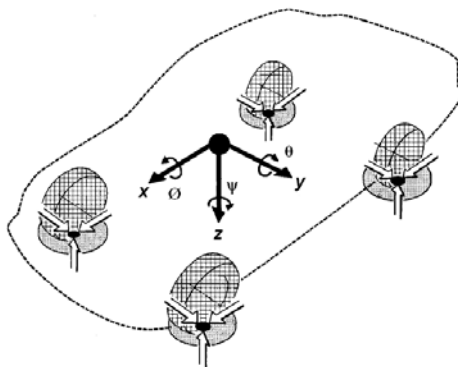


Figura 2.10: Sistema de coordenadas simplificado do veículo [55].

Para veículos que possuem caixa de marchas, onde se tem diferentes inércias girando com diferentes velocidades, as equações das inércias não podem ser aplicadas diretamente ao modelo; isto se deve ao fato de que elas não se encontram no mesmo espaço / plano. Neste caso para contornar este problema, as inércias podem ser divididas em grupos como por exemplo:

- $J_r$  - Inércia das rodas: rodas dianteiras, traseiras, parte do diferencial, disco e tambores de freio e cubos de roda;
- $J_t$  - Inércia da transmissão: diferencial do lado da caixa, eixo cardam, juntas e parte acionada da caixa;
- $J_m$  - Inércia do motor: motor e acessórios, volante, embreagem e parte acionante da caixa de marchas.

## 2.4 Sistema de Transmissão

O sistema de transmissão abrange a embreagem e a caixa de marchas. Assim procura-se explicar como o torque é transmitido pela embreagem, descrevendo os efeitos de atrito do volante com o disco da embreagem. Também a transmissão é feita com a utilização de uma caixa de marchas onde se expõe a determinação das relações de transmissão da caixa

e diferencial. A partir de um *layout* do projeto e fluxo de potência, procura-se descrever o deslocamento da inércia equivalente.

### 2.4.1 Embreagem

A embreagem é um elemento designado para acoplar e desacoplar o sistema de transmissão do motor quando o veículo está sendo tirado ou levado de volta a uma situação de repouso, ou quando são necessárias mudanças de marcha. A transferência do torque do motor para o sistema de transmissão deve ser gradual e suave [16]. Estando o veículo em movimento, a separação e o acoplamento para a troca de marchas devem ser realizados rapidamente e sem que ocorram choques.

As vibrações decorrentes da irregularidade do ciclo termodinâmico do motor, quando aplicadas na transmissão dos veículos, podem causar ruídos e vibrações indesejáveis aos usuários. É por isso que os engenheiros buscam minimizar a transferência destas vibrações do motor para a transmissão, sendo este um grande desafio para todos os envolvidos no projeto de transmissões e embreagens.

Embreagens mecânicas em combinação com a ação mecânica do pedal de embreagem são largamente usadas em carros de passeio, e normalmente utilizam-se discos de atrito simples, os quais permitem a adesão entre o eixo de saída do motor (virabrequim) com o eixo de entrada da caixa de marchas (eixo piloto).

Um bom controle da interligação possui como principais características: um rápido acoplamento, um mínimo de perdas por desliz e um acoplamento suave; garantindo assim a preservação do conforto do motorista [23]. A Figura 2.11 ilustra detalhadamente a transmissão da rotação ( $n$ ) e do momento torçor ( $M$ ) gerado pelo motor devido a ação do pedal da embreagem.

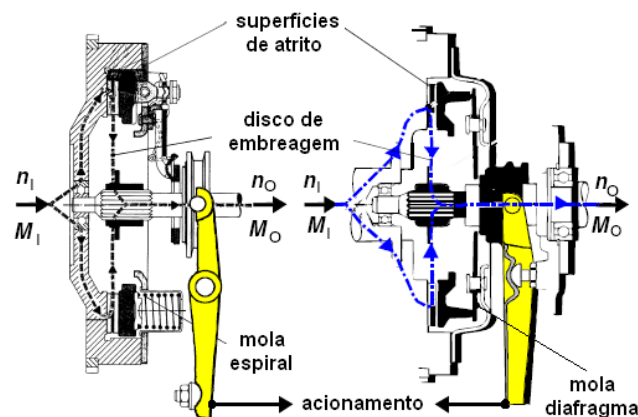


Figura 2.11: Transmissão pela embreagem [55].

sendo:

$n_1$  - rotação de entrada do motor (volante);

$M_1$  - momento de entrada do motor (volante);

$n_0$  - rotação de saída da embreagem (disco);

$M_0$  - momento de saída da embreagem (disco);

O acoplamento em embreagens de "atrído seco" é um processo muito importante, tanto para garantir um pequeno desgaste como para se ter um bom desempenho da transmissão.

Encontra-se na literatura duas hipóteses de funcionamento de uma embreagem: pressão uniforme e desgaste uniforme (ver apêndice D) [16]. Essas duas teorias levam a valores muito próximos de torque transmitido, sendo que a força aplicada pode ser determinada pela pressão, a qual é considerada não linear e também uma função do tempo [15].

A Figura 2.12 ilustra graficamente o comportamento do sistema torcional. Têm-se muitas dificuldades de se trabalhar com o escorregamento da embreagem, na partida, por exemplo, a velocidade do veículo é zero (ponto 1) e a velocidade do motor é alta (ponto 2). Ainda antes do acoplamento (ponto 3) o veículo acelera e o motor desacelera, até que as suas velocidades estejam diretamente relacionadas e o escorregamento na embreagem seja zero (ponto 4). Por fim o sistema acoplado funciona até a rotação máxima permitida pelo motor (ponto 5).

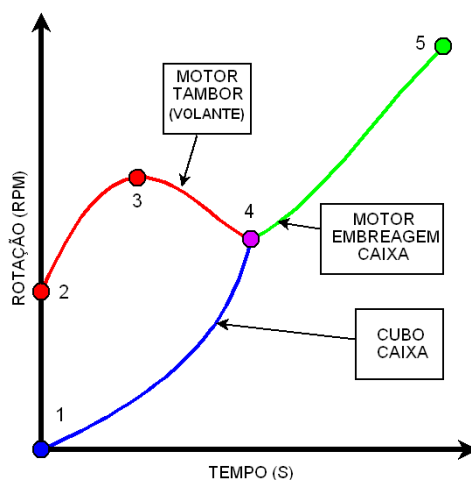


Figura 2.12: Comportamento do fenômeno de acoplamento da embreagem.

Durante o escorregamento, a potência dissipada por atrito na embreagem é igual ao produto do torque transmitido pela diferença de velocidade angular entre as faces em contato. Essa potência dissipada na forma de calor aquece a embreagem, o que altera o coeficiente de atrito.

Quando a embreagem está totalmente acoplada, o sistema torcional muda de estado diminuindo um grau de liberdade. Se o sistema mecânico não fornece uma pressão suficiente para que transmita todo o torque fornecido pelo motor, a embreagem volta a

deslizar.

Crowther [15] apresenta um algoritmo para modelar esta situação de engate e deslize. Sendo  $T_e$  o torque de atrito transmitido pela embreagem, função da velocidade de deslize e da força normal, da Figura 2.13 pode-se deduzir o algoritmo para a embreagem.

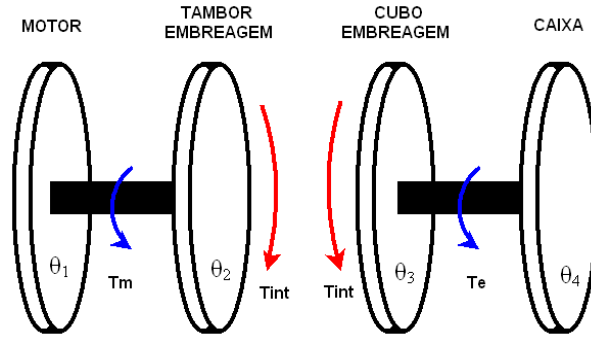


Figura 2.13: Modelo torcional do modelo para o torque da embreagem.

$$T_e = \left\{ \begin{array}{ll} \textit{sgn}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \cdot T_c & \textit{se} \quad \left| \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 \right| \geq \varepsilon_{tol} \\ \textit{sgn}(T_{int}) \cdot T_c & \textit{se} \quad \left| \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 \right| < \varepsilon_{tol} \quad \textit{e} \quad T_s < |T_{int}| \\ T_{int} & \textit{se} \quad \left| \dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3 \right| < \varepsilon_{tol} \quad \textit{e} \quad T_s \geq |T_{int}| \end{array} \right\} \quad (2.22)$$

sendo:

$\dot{\theta}_2$  - velocidade angular do tambor da embreagem (volante);

$\dot{\theta}_3$  - velocidade angular do cubo da embreagem;

$\varepsilon_{tol}$  - tolerância de velocidade igual a zero para simulação;

$T_c$  - torque de deslize da embreagem (atrito cinemático);

$T_s$  - torque de engate da embreagem (atrito estático);

$T_{int}$  - torque interno cortante do disco de embreagem.

A primeira situação é quando a embreagem está deslizando e se encontra fora da tolerância de acoplamento. A segunda situação é quando a embreagem se encontra acoplada dentro da tolerância mas ainda possui deslizamento. A terceira situação é quando a embreagem está totalmente acoplada.

Os torques de deslize e engate da embreagem os quais dependem dos coeficientes de atrito cinemático e estático respectivamente, podem ser deduzidos como:

$$T_c = N_s \cdot R_m \cdot \mu_c \cdot F \quad (2.23)$$

e

$$T_s = N_s \cdot R_m \cdot \mu_s \cdot F \quad (2.24)$$

sendo:

- $\mu_c$  - coeficiente de atrito cinemático (deslizando);
- $\mu_s$  - coeficiente de atrito estático (engatado);
- $R_m$  - raio médio do disco de embreagem;
- $F$  - Força de atuação do pedal;
- $N_s$  - Número de superfícies em contato.

O torque interno cortante  $T_{int}$  entre os discos da embreagem é muito difícil de ser calculado exatamente. Tem-se duas variáveis desconhecidas nas equações individuais para as coordenadas 2 e 3 (ver Figura 2.13), sendo a aceleração angular e o torque  $T_{int}$ . Portanto não se pode resolver o torque na embreagem ( $T_e$ ) devido ao atrito. Mas quando se combinam as duas equações do torque cisalhante para as coordenadas 2 e 3, pode-se determinar o engate do sistema de embreagem.

Isto pode ser conseguido usando a aceleração do intervalo de tempo anterior como aproximação para resolver as equações de aproximação do valor de  $T_e$ . Então usando este método com um intervalo de tempo refinado em torno do ponto de interesse, o torque cortante pode ser determinado pela equação da coordenada 2:

$$-J_2 \cdot \ddot{\theta}_{2(t-1)} + K_1 \cdot (\theta_{1(t)} - \theta_{2(t)}) + C_1 \cdot (\dot{\theta}_{1(t)} - \dot{\theta}_{2(t)}) = T_{int_2(t)} \quad (2.25)$$

ou por intermédio da equação para a coordenada 3:

$$J_3 \cdot \ddot{\theta}_{3(t-1)} + K_2 \cdot (\theta_{3(t)} - \theta_{4(t)}) + C_2 \cdot (\dot{\theta}_{3(t)} - \dot{\theta}_{4(t)}) = T_{int_3(t)} \quad (2.26)$$

Assim das Equações (2.25) e (2.26), podem-se combinar para:

$$T_{int} = \frac{1}{2} \cdot \left[ J_3 \cdot \ddot{\theta}_{3(t-1)} - J_2 \cdot \ddot{\theta}_{2(t-1)} + K_1 \cdot (\theta_{1(t)} - \theta_{2(t)}) + C_1 \cdot (\dot{\theta}_{1(t)} - \dot{\theta}_{2(t)}) \right] + \\ + K_2 \cdot (\theta_{3(t)} - \theta_{4(t)}) + C_2 \cdot (\dot{\theta}_{3(t)} - \dot{\theta}_{4(t)}) \quad (2.27)$$

O valor de  $T_{int}$  determina o estado do sistema, se a embreagem está engatada ou deslizando. Reduzindo o intervalo de tempo de integração, a diferença entre os valores de velocidades pode ser menor, portanto essencial para uma boa aproximação do valor em um determinado instante de acoplamento.

Para uma perfeita modelagem da embreagem, seria necessário então conhecer a carga axial (função da posição do pedal da embreagem), o torque transmitido (função da carga

axial e dos parâmetros da embreagem), a potência dissipada (função do torque transmitido e da diferença de velocidades) e a dissipação de calor (função da diferença de temperatura, do material e da geometria), para se conhecer a distribuição de temperatura e recalculer os parâmetros [12].

Esta tarefa pode ser considerada extraordinária e grande, levando em conta o curto espaço de tempo no qual ocorre este fenômeno de escorregamento da embreagem. Aconselha-se um modelo mais simples para esta, através da adoção de valores médios para os parâmetros e não levando em consideração a parte térmica do problema.

## 2.4.2 Caixa de Câmbio

A caixa de câmbio é utilizada devido à necessidade do motor do veículo funcionar em uma faixa de velocidades angulares adequada, enquanto a velocidade do veículo varia. É de primordial importância para um bom desempenho do veículo que o mesmo possua uma caixa de câmbio com relações de transmissão adequadas. A Figura 2.14 mostra em detalhes um modelo de caixa de cinco marchas transversal, para um veículo com tração dianteira, motor frontal, semi-eixos e diferencial acoplado.

Na transmissão, componentes como o motor, engrenagens, junções, eixos, embreagem, etc., podem se tornar um modelo complexo de investigação. Basicamente o estudo começa com um sistema linear massa-mola de equações dinâmicas de movimento e após aperfeiçoar-se o modelo com detalhes adicionais dinâmicos para os diversos componentes considerados no modelo detalhado. Estes modelos são usados pelos engenheiros de projeto para investigar o efeito de transientes de vibrações presentes na transmissão [33].

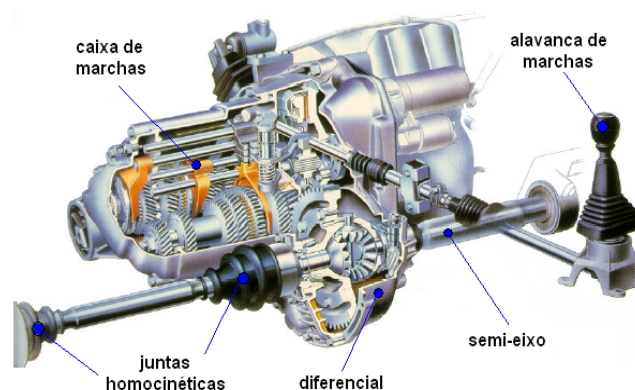


Figura 2.14: Caixa de marchas transversal com diferencial acoplado, semi-eixos e motor transversal [55].

A relação de transmissão total (caixa de câmbio + diferencial) da última marcha pode utilizar essencialmente duas estratégias diferentes: máxima potência ou máxima economia. A relação de transmissão total é determinada através da máxima velocidade



do veículo em linha reta e pela máxima potência que o motor pode fornecer. Também um determinado grau de *undergearing* ou *overgearing* desejado pode ser requerido pelo projetista [16].

A velocidade máxima em linha reta é encontrada em função das resistências e da potência do motor, enquanto o grau de *undergearing* ou *overgearing* estabelece se a curva de torque de resistências irá cortar a curva de torque do motor à direita ou à esquerda do ponto de torque máximo.

A relação de transmissão total (caixa de câmbio + diferencial) da última marcha fica determinada por:

$$i_t = \frac{v_{\max} \cdot G_u}{rpm_{motor}} \quad (2.28)$$

sendo:

$v_{\max}$  - velocidade máxima do veículo [m/s];

$G_u$  - grau de *undergearing*;

$rpm_{motor}$  - rotação do motor.

Na maioria das vezes a última marcha é a quarta ou a quinta e escolhe-se uma relação de transmissão igual a 1 para a caixa de marchas. Desta forma elimina as perdas de engrenamentos, de modo que o valor obtido na expressão acima passa a ser o valor da relação de transmissão do diferencial, o qual na maioria dos veículos, é aproximadamente igual a 4.

O diferencial é o elemento que possibilita que o veículo faça curvas sem que as rodas motoras escorreguem, pois as velocidades das rodas nesta condição são diferentes, com a roda externa girando com uma velocidade maior que a roda motora interna.

Existem algumas maneiras de se determinar a relação de transmissão da primeira marcha, mas há um consenso de que a função dessa marcha é acelerar o veículo a partir do repouso e também movê-lo em uma rampa inclinada. Teoricamente essas duas exigências são equivalentes, ou seja, uma boa aceleração inicial leva a uma boa capacidade de vencer rampas e vice-versa.

A rampa máxima é encontrada por intermédio das condições geométricas (posição do CG), coeficiente de atrito e pelo tipo de tração. Assim, tendo encontrado a rampa máxima, ajusta-se a primeira marcha para fornecer força suficiente nas rodas motrizes para superá-la [16]. As relações de transmissão intermediárias são ajustadas na maioria das vezes em progressão geométrica; sendo que são em número de 2 ou 3 para a maioria dos veículos.

Do ponto de vista dinâmico, a caixa de câmbio engrena duas inércias, uma girando em uma determinada velocidade maior que a outra, sendo que o valor da relação de transmissão é igual à proporção das velocidades angulares. Esse valor da relação de

transmissão muda de acordo com a marcha que está engatada. Para realizar a simulação, deve ser encontrada uma inércia equivalente como mostra o procedimento a seguir de acordo com a Figura 2.15.

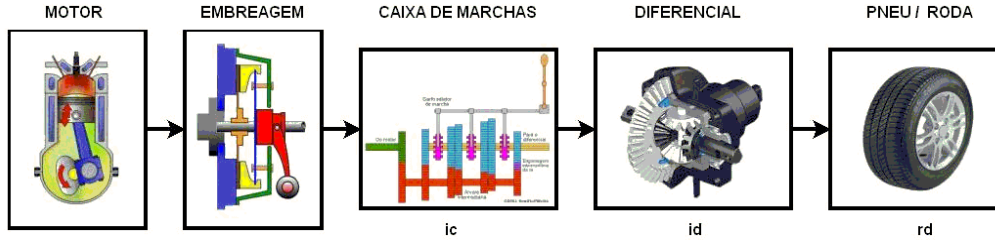


Figura 2.15: Esquema de transmissão para determinar a inércia equivalente.

Para se obter uma inércia equivalente,  $J_{eq}$ , no eixo principal de entrada da caixa, deve-se respeitar a lei de conservação de energia, ou seja, a energia cinética deve ser a mesma em ambos os casos. Assim tem-se que:

$$J_{eq} = J_{ep} + \left( \frac{J_{tr}}{i_c^2} \right) + \left( \frac{J_{rp}}{i_d^2 \cdot i_c^2} \right) \quad (2.29)$$

sendo:

$J_{eq}$  - inércia equivalente no eixo de entrada da caixa de marchas;

$J_{ep}$  - inércia do eixo piloto da caixa de marchas;

$J_{tr}$  - inércia dos sincronizadores, engrenagens e eixos internos;

$J_{rp}$  - inércia dos pneus, rodas e veículo;

$i_c$  - relação de transmissão da caixa de marchas;

$i_d$  - relação de transmissão do diferencial

## 2.5 Comportamento Trativo dos Pneus

O pneu é constituído de duas partes principais: a carcaça e a banda de rodagem. A carcaça é formada por um conjunto de lonas impregnadas com borracha e vulcanizadas de forma a constituir uma única peça. Já a banda de rodagem é a parte que entra em contato com o solo transmitindo os esforços longitudinais de tração, frenagem e absorvendo os esforços transversais ocasionados pela ação do vento ou por forças de inércia em curvas ou pistas inclinadas.

Para descrever as características de um pneu e as forças e momentos que agem sobre ele, é necessário estabelecer um sistema de eixos que sirva como referência para a definição de seus parâmetros. Um dos mais usados é o sugerido pela *Society of Automotive Engineers*

(SAE), o qual está ilustrado na Figura 2.16, sendo a origem do sistema de coordenadas o centro de contato do pneu com o solo .

O eixo **X** corresponde à intersecção do plano da roda com o plano do solo, com sentido positivo apontando para frente do veículo. O eixo **Z** é perpendicular ao plano do solo, com sentido positivo apontando para baixo. Já o eixo **Y** está no plano do solo e sua direção e sentido respeita a ortogonalidade entre o eixos.

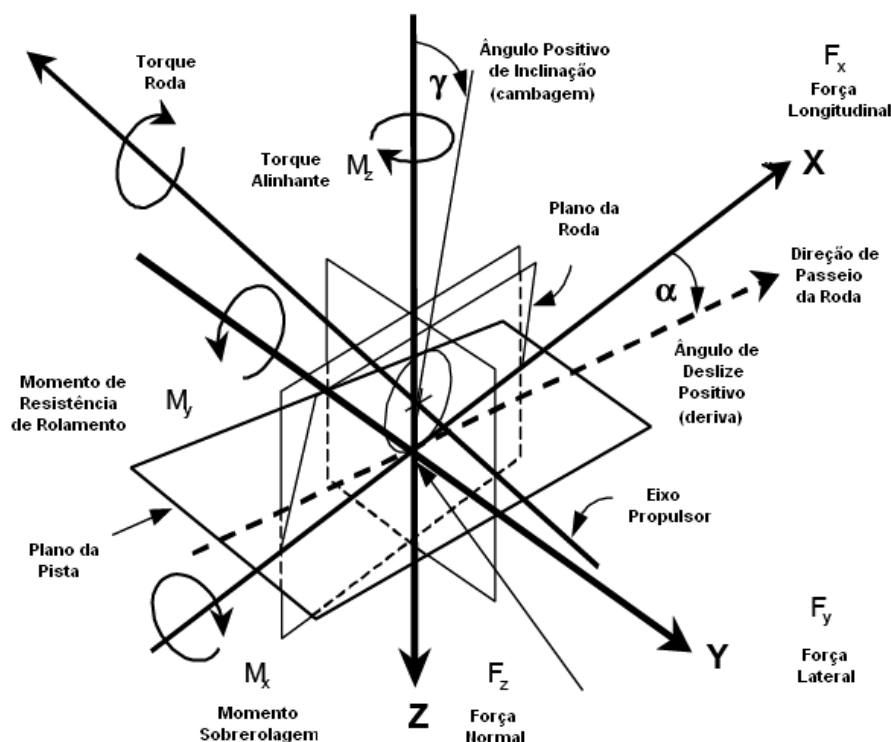


Figura 2.16: Sistema SAE para as coordenadas do pneu [24].

De acordo com Gillespie [24], existem três forças e três momentos agindo sobre o pneu a partir do solo. A força longitudinal  $F_x$  (de tração ou frenagem) é a componente na direção  $X$  da força resultante exercida sobre o pneu pelo solo, a força lateral  $F_y$  que é a componente na direção  $Y$  e a força normal componente na direção  $Z$ . O momento de “*Overturning*”  $M_x$  que é em torno do eixo  $X$ , exercido pelo solo sobre o pneu, o momento de resistência de rolamento  $M_y$  em torno do eixo  $Y$  e o momento de alinhamento  $M_z$  em torno do eixo  $Z$ .

Existem dois ângulos importantes associados ao movimento de rotação do pneu: o ângulo de deriva e o ângulo de cambagem. O ângulo de deriva,  $\alpha$ , é o ângulo formado entre a direção que a roda se desloca e a linha de intersecção do seu próprio plano, localizado em sua superfície. O ângulo de cambagem,  $\gamma$ , é o ângulo formado entre o plano  $XZ$  e o plano da roda. A força lateral na área de contato pneu-pista é função de ambos os ângulos de deriva e de cambagem.

### 2.5.1 Resistência ao Rolamento do Pneu

A resistência ao rolamento de pneus em superfícies duras é causada principalmente pela histerese nos materiais componentes do pneu, devido à deformação da carcaça durante o movimento de tração ou frenagem do veículo.

De acordo com resultados experimentais [57] as perdas apresentadas nos pneus com uma faixa de velocidades entre 128-152 km/h são de 90 a 95% devido às *perdas por histerese*, 2 a 10% devido ao *atrito entre o pneu e a pista* e de 1,5 a 3,5% devido à *resistência do ar*.

Quando um pneu está girando, sua carcaça é defletida em sua área de contato com o solo. Como resultado da distorção do pneu, a pressão normal ao solo muda contendo duas partes: uma parte de aderência e outra parte que se arrasta. Assim, o centro de pressão normal é alterado no sentido da rotação, proporcionando a componente de resistência de rolamento. Esta mudança produz um momento em torno do eixo de rotação do pneu, conhecido como *momento de resistência ao rolamento*. A Figura 2.17 ilustra o mecanismo de deformação na área de contato sobre condições de frenagem.

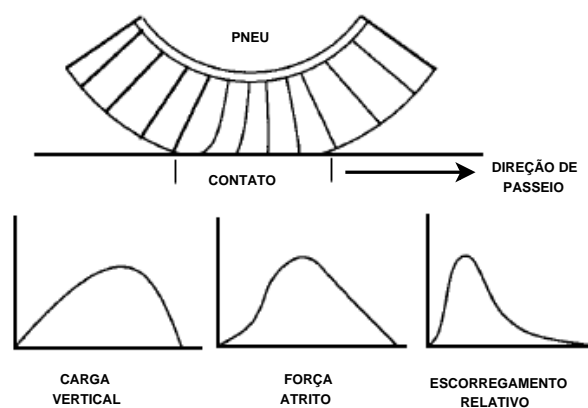


Figura 2.17: Comportamento da área de contato do pneu em condições de frenagem [24].

Condições de superfície afetam a resistência de rolagem, pois em superfícies duras porém suaves (com poucas irregularidades), a resistência à rolagem é consideravelmente menor do que em estradas irregulares. Em superfícies molhadas observa-se uma resistência à rolagem maior do que em superfícies secas.

A pressão nos pneus afeta a sua flexibilidade. Dependendo da capacidade de deformação do solo, a pressão nos pneus afeta a resistência à rolagem de diferentes maneiras. Em superfícies duras, a resistência diminui à medida em que se aumenta a pressão, pois para uma maior pressão a deflexão diminui e as perdas por histerese também.

Em superfícies deformáveis uma alta pressão nos pneus resulta em um trabalho de penetração maior com o conseqüente aumento da resistência ao rolamento. De maneira

contrária, para uma menor pressão nos pneus, diminui a penetração no solo, aumenta a flexibilidade do pneu e aumenta as perdas por histerese interna. Assim, nota-se que existe uma pressão ótima para cada pneu, em uma dada superfície deformável, que minimiza a soma do trabalho de penetração no solo com as perdas internas dos pneus [24].

A velocidade também influencia na resistência de rolamento, pois aumenta o trabalho para deformar o pneu, além de aumentar as vibrações na estrutura do pneu. Para cada tipo de pneu existem condições particulares de operação. Uma característica importante é a velocidade limite, que sendo ultrapassada, leva ao surgimento do fenômeno de "ondas estacionárias", conforme ilustrado na Figura 2.18.

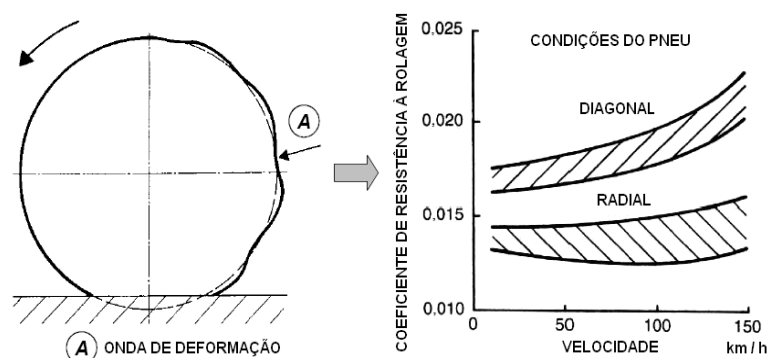


Figura 2.18: Efeito das ondas estacionárias devido a velocidade do pneu e resistência de rolamento [55].

As ondas estacionárias são formadas devido às altas velocidades. A banda de rodagem do pneu não se recupera imediatamente de sua distorção originada a partir da deflexão do pneu após abandonar a área de contato. Assim, a deformação residual é que origina o fenômeno. A amplitude da onda é maior imediatamente após o pneu deixar o solo, sendo amortecida de forma exponencial ao redor da circunferência do pneu.

A temperatura de trabalho, o diâmetro do pneu e as forças de tração são também fontes que afetam a resistência à rolagem do pneu. A temperatura afeta de duas maneiras: a primeira é alterando a temperatura interna do pneu e conseqüentemente alterando a sua pressão; e a segunda corresponde a alterar a rigidez e a histerese dos compostos de borracha [57].

## 2.5.2 Escorregamento nos Pneus

No estudo das perdas nos pneus que afetam a resistência de rolamento com maior intensidade, em condições de arrancada, são aquelas devidas ao contato do pneu com o pavimento. As perdas são originadas a partir de duas fontes dissipadoras: uma é o próprio pneu e a outra o solo onde o veículo trafega.

O contato do pneu com o solo procura obter o máximo de aderência nas mais diversas condições de piso, seja ele de asfalto, concreto, pedra, terra, limpo ou contaminado, seco ou molhado. Essa aderência depende fundamentalmente do composto do pneu e do tipo de pista, sendo que a aderência é que vai permitir que as forças trativas possam ser transmitidas para o solo.

De um modo geral, a banda de rodagem possui duas funções: a primeira proporcionar uma boa drenagem de água e a segunda uma "pega" na superfície do piso. Quanto à pega, característica que mais interessa neste estudo, a banda de rodagem deve ter a capacidade de se amoldar nas irregularidades do piso e prover um meio mecânico para a transmissão de força.

Para que o pneu possa transmitir uma força longitudinal através da superfície de contato, como uma força de tração, é necessário que ocorra certo escorregamento relativo entre pneu e a pista. Assim, a velocidade tangencial do pneu é sempre maior que a velocidade de translação do veículo, quando se admite que o mesmo está acelerando.

Os pneus devido à sua flexibilidade e ao mecanismo de aderência, escorregam em relação ao solo quando na transmissão de força para a pista. Portanto o escorregamento é definido como [34]:

$$e = \frac{v_t - v}{v_t} \quad (2.30)$$

sendo,  $v$  - velocidade de translação do veículo e  $v_t$  - velocidade tangencial da roda.

De acordo com a Equação 2.30 quanto maior a velocidade tangencial da roda, maior o escorregamento. Também de maneira geral, quanto maior a força a ser transmitida, mais irregular ou molhada a pista, maior é o escorregamento. Na Figura 2.19, é ilustrado um comportamento do coeficiente de atrito pneu / pista em função do escorregamento para quatro tipos de pista.

Para um dado conjunto de dados de pneus, existem muitos modelos empíricos, semi-empíricos e analíticos que analisam e simulam estas relações; sendo que o utilizado será o modelo de *Pacejka* [45].

O modelo de pneu usando a *Fórmula de Pacejka* [45] é largamente usado para calcular as forças e momentos no estudo da dinâmica veicular. A fórmula geral é dada por:

$$y(x) = D \cdot \text{sen}[C \cdot \arctan\{B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x))\}] \quad (2.31)$$

com:

$$Y(x) = y(x) + S_v$$

$$x = X + S_h$$

sendo  $Y$  - variável de saída,  $X$  - variável de entrada,  $D$  - valor de pico,  $C$  - fator de forma,  $B$  - fator de rigidez,  $E$  - fator de curvatura,  $S_h$  - compensação horizontal,  $S_v$  - compensação vertical,  $y = \mu$  - coeficiente de atrito e  $x = e$  - coeficiente de escorregamento.

Este modelo define mais de 40 constantes que são determinadas a partir de dados experimentais, que por sua vez definem os coeficientes do modelo global B, C, D e E a partir da combinação dessas [50].

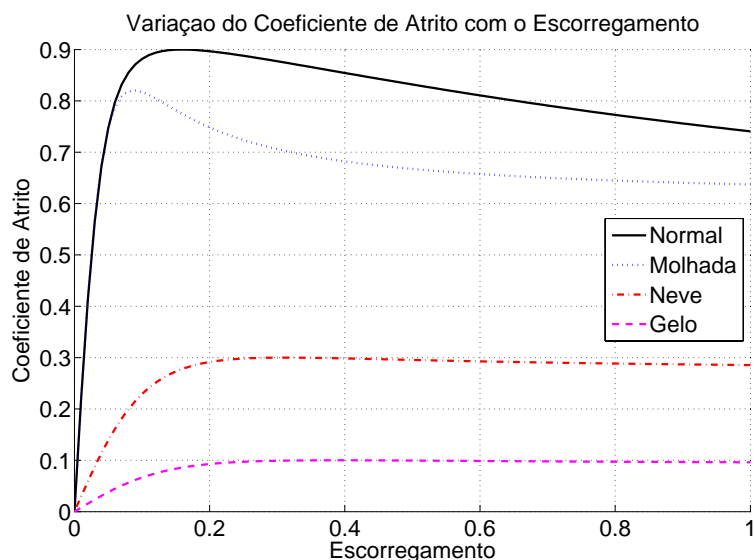


Figura 2.19: Características de atrito e escorregamento para 4 tipos de pista.

Os coeficientes que produzem as relações de atrito/escorregamento da Figura 2.19 são mostrados na Tabela 2.4 a seguir.

Tabela 2.4: Coeficientes equivalentes para o modelo de atrito [50].

Superfícies	Coeficientes de Pacejka			
	B	C	D	E
<b>Seca</b>	15	1,68	0,9	0,85
<b>Molhada</b>	12	2,3	0,82	1
<b>Neve</b>	5	2	0,3	1
<b>Gelo</b>	4	2	0,1	1

Para as simulações propostas na figura anterior, quatro tipos de superfícies foram modeladas:

- Normal: pista seca e a máxima tração teoricamente é possível;
- Molhada: reduzido 20% sobre a máxima tração;
- Neve: reduzido 65% sobre a máxima tração;
- Gelo: reduzido 85% sobre a máxima tração.

O máximo valor do coeficiente de atrito, em pista seca, ocorre para escorregamento entre 10 e 20%, dependendo do tipo de pneu utilizado. Esse valor máximo é denominado de coeficiente de aderência e é denotado por  $\mu_a$  ou  $\mu_p$  (valor de pico). Dele decorre o máximo valor da força de tração e de frenagem possível de ser transmitido nos eixos do veículo [57].

Uma maior aceleração ou frenagem ocasiona um maior escorregamento, com a diminuição do coeficiente de atrito e da capacidade de transmissão de força. Escorregamento 100% ocorre durante a frenagem com as rodas bloqueadas ou em aceleração com as rodas deslizando. Em acelerações estando o veículo parado e as rodas girando, o valor do coeficiente de atrito é denominado de coeficiente de escorregamento denotado de  $\mu_e$  ou  $\mu_s$  (valor de deslizamento).

O valor de  $\mu_e$  de maneira geral fica em torno de 15 a 30% menor o valor de  $\mu_a$  ( $0,15 \cdot \mu_a$  até  $0,30 \cdot \mu_a$ ), dependendo das condições da pista. Há vários fatores que influenciam no valor do coeficiente de atrito entre pneu e pista. Dentre eles os principais são: estado da pista, tipo de pneu, velocidade do veículo e estado da banda de rodagem.

Sabe-se que as curvas da Figura 2.19 são diferentes para cada tipo de pneu; portanto para se obter estas características deve-se ensaiar o tipo de pneu para obter os resultados necessários para a construção da curva ou usar algum método empírico.

A *Fórmula de Pacejka* é tipicamente produzida passando pela origem do sistema de coordenadas ( $x = y = 0$ ), alcançando um máximo e subseqüentemente tendendo assintoticamente à horizontal. Para determinados valores de coeficientes  $B$ ,  $C$ ,  $D$  e  $E$ , a curva demonstra uma forma anti-simétrica com respeito à origem. Para permitir que a curva tenha uma compensação com respeito à origem, deve-se introduzir então os coeficientes  $S_h$  e  $S_v$  como demonstra a Figura 2.20.

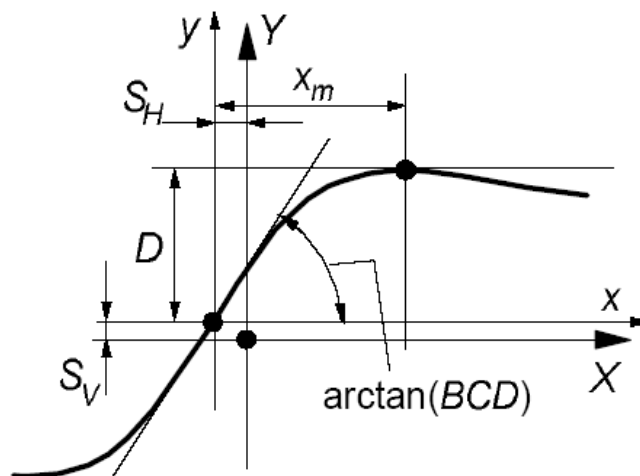


Figura 2.20: Curva produzida pela fórmula de Pacejka [45].



Como visto na Figura 2.20, o fator  $D$  é o valor de pico da curva onde se tem à máxima força longitudinal  $F_x$ ; já os outros fatores  $C$ ,  $D$  e  $E$  servem para dar um melhor ajuste à curva desejada, como ilustra a Figura 2.21 a seguir.

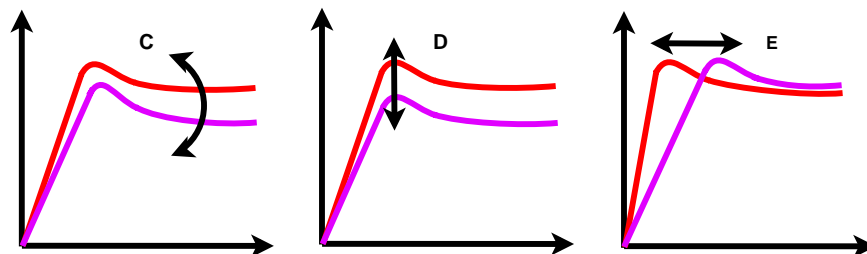


Figura 2.21: Influência da variação dos parâmetros  $C$ ,  $D$ , e  $E$  sobre as curvas do modelo.

Embora se tenha apresentado a influência de cada um dos parâmetros, na realidade eles podem influenciar uns aos outros. Um exemplo disso, ao variar  $E$ , a curva desloca o ponto de pico, mas também se produz uma mudança na inclinação da curva depois do pico, o que ocorre se variar  $C$ . Assim é preciso conferir o formato das curvas após ter sido feito o cálculo dos parâmetros e, caso seja necessário melhorar o ajuste, deve-se reiniciar o procedimento de cálculo.

## 2.6 Classificação dos Sistemas Dinâmicos

Um *sistema dinâmico* pode ser definido como um conjunto de objetos agrupados por alguma interação ou interdependência, de modo que existam relações de causa e efeito nos fenômenos que ocorrem com os elementos desse conjunto e que a resposta de seus objetos constituintes variem no tempo.

Determinar a evolução temporal de grandezas que caracterizam um sistema, pode ser importante em três condições: em que o sistema não existe fisicamente, em situações em que se deseja explicar o comportamento de um sistema já existente ou teste experimental. No caso em que o sistema já existe, pode-se elucidar os problemas práticos de engenharia, como, por exemplo, o teste de um protótipo, pois pode acontecer que um comportamento inesperado seja observado [42].

O objetivo desses estudos teóricos é prever o futuro de um modo científico. Para que isto seja feito, é necessário conhecer como este conjunto de objetos funcionam e compreender as regras que governam as mudanças que ocorrerão. Assim, sabe-se que a variação de uma grandeza  $x(t)$ , em um determinado  $t$  contínuo, é medida pela sua derivada  $dx(t)/dt$ . Portanto o estudo de mudanças de um sistema dinâmico corresponde ao estudo de equações diferenciais.

Os sistemas dinâmicos podem ser classificados de diversas formas, servindo para distinguir várias situações diferentes. Portanto, diferentes tipos de modelos podem ser construídos e usados para se estudar a evolução temporal de um sistema.

Quanto à variável temporal, o sistema pode ser de tempo contínuo ou de tempo discreto. Designa-se por sistema contínuo todo aquele que opera com sinais em tempo contínuo e por sistema discreto todo o sistema que opera com sinais em tempo discreto.

A evolução do sistema de tempo discreto é governada por uma ou mais equações de diferenças finitas, que é um tipo de equação que relaciona o valor de uma variável  $x \in R$  (números reais) no instante  $t$  a valores de  $x$  em outros instantes como  $t + 1$ ,  $t + 3$ ,  $t - 2$  (o sistema se altera somente em determinados instantes).

Em um sistema de tempo contínuo o tempo  $t$  é um número real e positivo, ou seja  $t \in R_+$ . Então a evolução do sistema de tempo contínuo é governada por uma ou mais equações diferenciais, que é um tipo de equação escrita em termos de derivadas da variável desconhecida  $x \in R$  (o sistema se altera continuamente) [42].

O sistema dinâmico pode ser classificado quanto ao tipo de modelo, como linear ou não-linear. O sistema é classificado como linear se as incógnitas e suas derivadas aparecem de forma linear na equação. Assim, uma equação é linear se a derivada de maior ordem for de primeiro grau, isto é, estão elevados à primeira potência. A forma geral de se escrever uma equação diferencial linear pode ser:

$$a_n(t) \cdot \frac{d^n x(t)}{dt^n} + a_{n-1}(t) \cdot \frac{d^{n-1} x(t)}{dt^{n-1}} + \dots + a_1(t) \cdot \frac{dx(t)}{dt} + a_0(t) \cdot x(t) = F(t) \quad (2.32)$$

sendo  $t \in Z_+$  e as equações diferenciais ordinárias que não podem ser colocadas nesta forma são não lineares. Para sistemas lineares, vale o *princípio da aditividade* e o *princípio da proporcionalidade* entre excitação e resposta.

Com relação aos parâmetros do modelo, um sistema pode ser de parâmetros fixos ou variáveis no tempo. Em um sistema de parâmetros fixos tem-se que os coeficientes  $a_j(t)$  da Equação (2.32) são constantes, assim o tempo só pode aparecer explicitamente na função de entrada  $F(t)$ . Para um sistema de parâmetros variáveis, um ou mais coeficientes  $a_j(t)$  são funções explícitas do tempo  $t$ .

Os parâmetros do modelo podem classificar um sistema a parâmetros concentrados ou distribuídos. Em sistemas com parâmetros distribuídos significa dizer que a resposta de um determinado sistema pode ser função de duas variáveis independentes. Já para um sistema de parâmetros concentrados, a variável dependente é função de uma variável independente. Uma equação diferencial escrita em termos de uma única variável independente (ex.: do tempo) é chamada de *equação diferencial ordinária*.

Por fim, o sistema dinâmico pode ser ainda classificado quanto à memória, sendo um

sistema dinâmico com memória ou sem memória. Num sistema sem memória, a resposta num dado instante depende apenas da excitação nesse mesmo instante. Para o caso de um sistema com memória, a resposta depende dos valores das entradas passadas [42].

Assim para o automóvel o sistema mecânico é de tempo contínuo, não-linear, de parâmetros variáveis, concentrados e com memória. Portanto a solução do sistema consiste na resolução de *equações diferenciais ordinárias não-lineares de segunda ordem de tempo contínuo de parâmetros variáveis e com memória*. Neste caso, como destacam Clough e Penzien [10], os mecanismos para solução mais atraentes envolvem procedimentos de integração passo-a-passo, nos quais a resposta é obtida por uma série de incrementos de tempo  $\Delta t$ . A Figura 2.22 a seguir ilustra a classificação do sistema dinâmico.

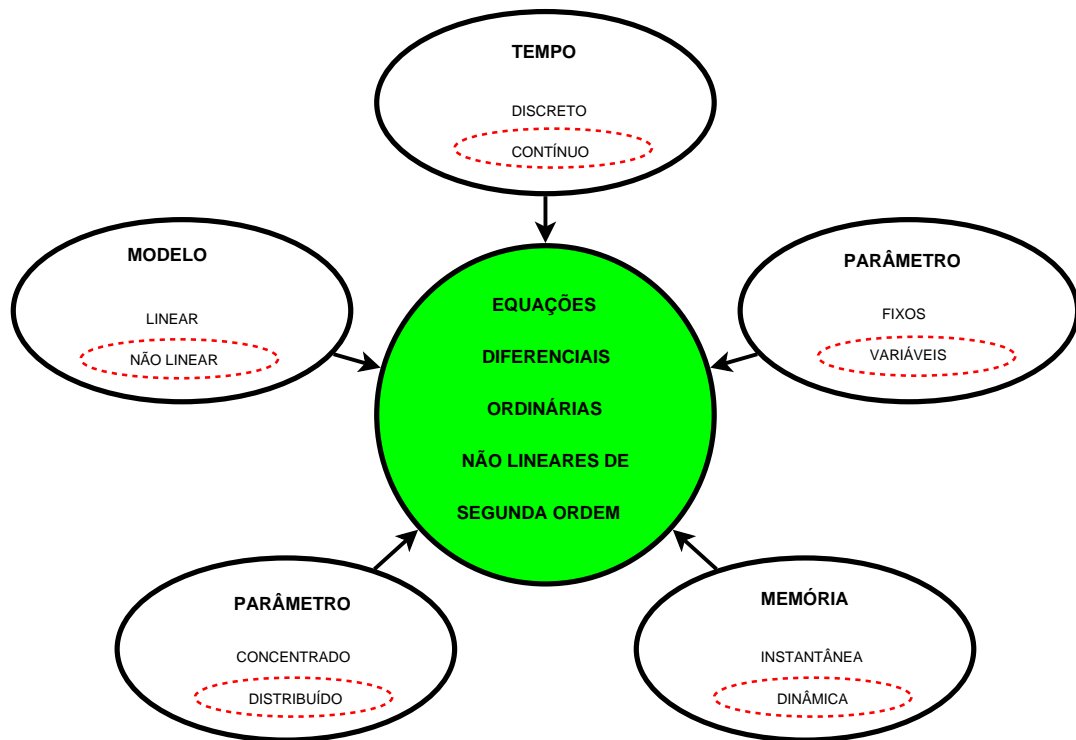


Figura 2.22: Classificação da equação diferencial do sistema dinâmico.

Stejskal [51] classifica a dinâmica em vários sub-domínios. Cada um destes sub-domínios possui as suas próprias suposições e procedimentos de modelagem. Na maioria dos casos, os métodos computacionais também são diferentes. De acordo com as características do problema e foco de análise dinâmica, o sub-domínio com melhor aproximação deve ser escolhido.

### 2.6.1 Método de Integração Direta

O método de integração direta no tempo refere-se ao cálculo da resposta da história da estrutura usando uma integração passo-a-passo no tempo, sem uma mudança das equações dinâmicas. A aproximação mais geral para a solução da resposta dinâmica de um sistema é a *integração numérica direta da equações de equilíbrio dinâmico*.

Para cada passo de integração dadas as condições iniciais  $x$ ,  $\dot{x}$ ,  $\ddot{x}$ ; deseja-se saber a solução para um tempo subsequente igual a  $t_{i+1} = t_i + \Delta t$ . O instante do passo de integração em que o equilíbrio dinâmico é imposto divide os métodos de integração em explícitos e implícitos [32].

*Métodos explícitos* não envolvem a solução de um sistema de equações lineares para cada passo de tempo. Basicamente estes métodos usam a equação diferencial como condição de equilíbrio no tempo  $t$  para predizer uma solução no tempo  $t + \Delta t$ . Estes processos são condicionalmente estáveis, de modo que a convergência pode ser atingida com uma duração do passo de integração menor que um valor limite.

A integração numérica explícita é a melhor escolha para problemas de propagação de onda, possui um baixo custo computacional por passo de tempo mas, por outro lado, requer muitos passos para se obter bons resultados. Os problemas de propagação de onda se concentram em casos como explosões ou carregamentos de impacto, como em análise de impacto em veículos.

*Métodos implícitos* tentam satisfazer a equação diferencial no momento  $t$  depois da solução no momento  $t - \Delta t$  seja encontrado. Estes métodos requerem a solução de um conjunto de equações lineares a cada passo de tempo, porém, podem ser usados passos de tempo maiores.

Métodos implícitos podem ser condicionalmente ou incondicionalmente estáveis, sendo que neste caso o passo de integração afeta a sensibilidade do resultado. Os métodos implícitos são de maior aplicação em problemas de atuação do fluxo de vento, onde têm-se problemas governados por baixas frequências.

### 2.6.2 Método de Newmark

O método de integração direta de *Newmark* talvez seja o mais usado dentre os métodos implícitos de integração; refere-se a uma família de processos implícitos de solução das equações de movimento de um sistema [2]. O esquema de integração de *Newmark* é baseado sobre a extensão do método da aceleração linear, no qual é considerado que a aceleração varie linearmente dentro do passo de tempo  $\Delta t$ . A Figura 2.23 ilustra o caminho do sub-domínio utilizado.

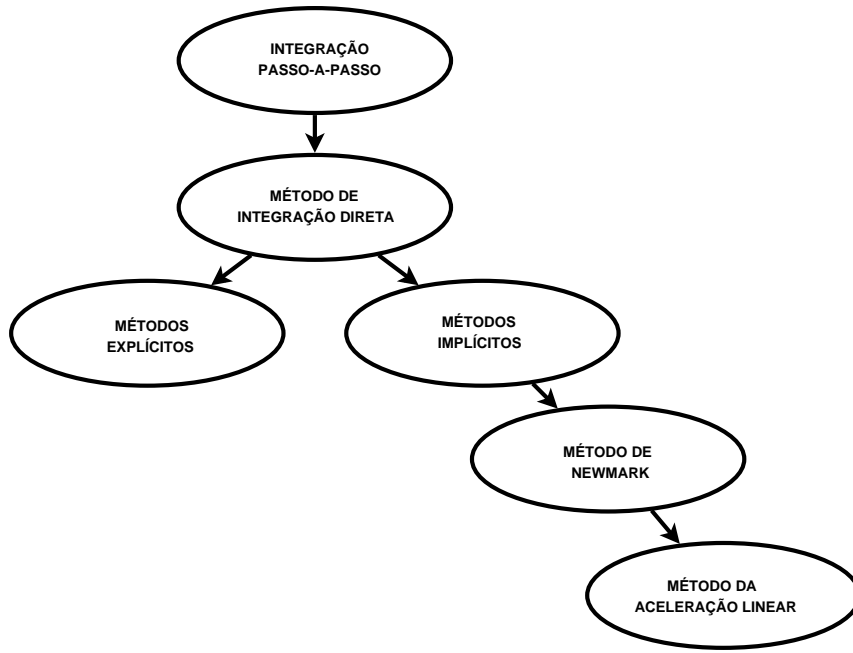


Figura 2.23: Classificação do sub-domínio dinâmico aplicado na resolução da equação dinâmica.

O método consiste na integração numérica da Equação (2.33), e desta equação são determinadas as três incógnitas do problema:  ${}^{t+\Delta t}\ddot{x}$ ,  ${}^{t+\Delta t}\dot{x}$ ,  ${}^{t+\Delta t}x$ ; aceleração, velocidade e deslocamento respectivamente para o passo seguinte.

$$[M].{}^{t+\Delta t}\ddot{x} + [C].{}^{t+\Delta t}\dot{x} + [K].{}^{t+\Delta t}x = {}^{t+\Delta t}F^{ext} \quad (2.33)$$

O uso direto da série de *Taylor* provê uma rigorosa aproximação para obter as seguintes equações adicionais:

$$x_t = x_{t-\Delta t} + \Delta t.\dot{x}_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t^2}{2}.\ddot{x}_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t^3}{3}.\dddot{x}_{t-\Delta t} + \dots \quad (2.34)$$

$$\dot{x}_t = \dot{x}_{t-\Delta t} + \Delta t.\ddot{x}_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t^2}{2}.\dddot{x}_{t-\Delta t} + \dots \quad (2.35)$$

*Newmark* truncou estas equações e as expressou da seguinte maneira:

$$x_t = x_{t-\Delta t} + \Delta t.\dot{x}_{t-\Delta t} + \frac{\Delta t^2}{2}.\ddot{x}_{t-\Delta t} + \beta.\Delta t^3.\ddot{x}_{t-\Delta t} \quad (2.36)$$

$$\dot{x}_t = \dot{x}_{t-\Delta t} + \Delta t.\ddot{x}_{t-\Delta t} + \gamma.\Delta t^2.\ddot{x}_{t-\Delta t} \quad (2.37)$$

Como a aceleração pode ser considerada linear entre os intervalos de tempo  $\Delta t$ , a seguinte equação pode ser escrita:

$$\ddot{x} = \frac{(\ddot{x}_t - \ddot{x}_{t-\Delta t})}{\Delta t} \quad (2.38)$$

Substituindo-se a Equação (2.38) nas Equações (2.36) e (2.37) produz-se as equações padrão na forma de *Newmark*:

$$x_t = x_{t-\Delta t} + \Delta t \cdot \dot{x}_{t-\Delta t} + \left(\frac{1}{2} - \beta\right) \cdot \Delta t^2 \cdot \ddot{x}_{t-\Delta t} + \beta \cdot \Delta t^2 \cdot \ddot{x}_t \quad (2.39)$$

e

$$\dot{x}_t = \dot{x}_{t-\Delta t} + (1 - \gamma) \cdot \Delta t \cdot \ddot{x}_{t-\Delta t} + \gamma \cdot \Delta t \cdot \ddot{x}_t \quad (2.40)$$

sendo  $\beta$  e  $\gamma$  parâmetros que definem a variação da aceleração em um passo de tempo.

Apresenta-se, a seguir a formulação incremental do método de *Newmark Linear*. Como o método será expandido para o caso não-linear, utiliza-se uma formulação incremental das variáveis, de modo que:

$$\Delta x_i = x_{i+1} - x_i \quad (2.41)$$

$$\Delta \dot{x}_i = \dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i \quad (2.42)$$

$$\Delta \ddot{x}_i = \ddot{x}_{i+1} - \ddot{x}_i \quad (2.43)$$

$$\Delta p_i = p_{i+1} - p_i \quad (2.44)$$

Para a formulação incremental as Equações (2.39) e (2.40) podem ser escritas como:

$$\Delta \dot{x}_i = (\Delta t) \cdot \ddot{x}_i + (\gamma \cdot \Delta t) \cdot \Delta \ddot{x}_i \quad (2.45)$$

e

$$\Delta x_i = (\Delta t) \cdot \dot{x}_i + \frac{(\Delta t)^2}{2} \cdot \ddot{x}_i + \beta \cdot (\Delta t)^2 \cdot \Delta \ddot{x}_i \quad (2.46)$$

Da Equação (2.46) pode-se obter que:

$$\Delta \ddot{x}_i = \frac{1}{\beta \cdot (\Delta t)^2} \cdot \Delta x_i - \frac{1}{\beta \cdot \Delta t} \cdot \dot{x}_i - \frac{1}{2 \cdot \beta} \cdot \ddot{x}_i \quad (2.47)$$

Substituindo a Equação (2.47) dentro da Equação (2.45), tem-se que:

$$\Delta \dot{x}_i = \frac{\gamma}{\beta \cdot \Delta t} \cdot \Delta x_i - \frac{\gamma}{\beta} \cdot \dot{x}_i + \Delta t \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{2 \cdot \beta}\right) \cdot \ddot{x}_i \quad (2.48)$$

As Equações (2.47) e (2.48), substituídas na equação incremental do movimento, na forma de:

$$M \cdot \Delta \ddot{x}_i + C \cdot \Delta \dot{x}_i + K \cdot \Delta x_i = \Delta p_i \quad (2.49)$$

a substituição gera:

$$\hat{K} \cdot \Delta x_i = \Delta \hat{p}_i \quad (2.50)$$

sendo:

$$\hat{K} = K + \frac{\gamma}{\beta \cdot \Delta t} \cdot C + \frac{1}{\beta \cdot (\Delta t)^2} \cdot M \quad (2.51)$$

a rigidez efetiva e

$$\Delta \hat{p}_i = \Delta p_i + \left( \frac{1}{\beta \cdot \Delta t} \cdot M + \frac{\gamma}{\beta} \cdot C \right) \cdot \dot{x}_i + \left[ \frac{1}{2 \cdot \beta} \cdot M + \Delta t \cdot \left( \frac{\gamma}{2 \cdot \beta} - 1 \right) \cdot C \right] \cdot \ddot{x}_i \quad (2.52)$$

vetor de carga efetivo.

Conhecendo-se  $\hat{K}$  e  $\Delta \hat{p}_i$  a partir das propriedades M, C e K do sistema, os parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  do algoritmos e os valores de  $\dot{x}_i$  e  $\ddot{x}_i$  no início do passo; pode-se obter o incremento de deslocamentos como:

$$\Delta x_i = \hat{K}^{-1} \cdot \Delta \hat{p}_i \quad (2.53)$$

Uma vez conhecido o valor de  $\Delta x_i$ , os valores de  $\Delta \dot{x}_i$  e  $\Delta \ddot{x}_i$  podem se obtidos por meio das Equações (2.47) e(??). Já a aceleração para o início do passo pode ser obtida impondo o equilíbrio:

$$\ddot{x}_{i+1} = \frac{p_{i+1} - C \cdot \dot{x}_{i+1} - K \cdot x_{i+1}}{M} \quad (2.54)$$

A seguir apresenta-se o equacionamento e conseqüentemente a geração dos parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  para os casos usuais da aplicação do método de *Newmark*.

### Método da Aceleração Linear

Este método é uma extensão de *Newmark* [2], sendo que a aceleração varia linearmente durante um passo de integração conforme a Figura 2.24.

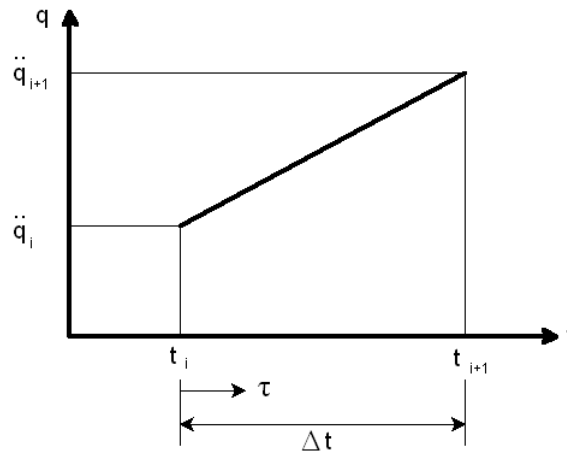


Figura 2.24: Gráfico da variação linear da aceleração.

A aceleração em um certo instante  $\tau$  pode ser escrita como:

$$\ddot{x}(\tau) = \ddot{x}_i + \frac{\Delta \ddot{x}}{\Delta t} \tau \quad (2.55)$$

Integrando a Equação (2.55) com relação a variável  $\tau$ , pode-se obter as expressões da velocidade e do deslocamento:

$$\dot{x}(\tau) = \dot{x}_i + \ddot{x}_i \cdot \tau + \frac{\Delta \ddot{x}}{\Delta t} \cdot \frac{\tau^2}{2} \quad (2.56)$$

$$x(\tau) = x_i + \dot{x}_i \cdot \tau + \ddot{x}_i \cdot \frac{\tau^2}{2} + \frac{\Delta \ddot{x}}{\Delta t} \cdot \frac{\tau^3}{6} \quad (2.57)$$

Para  $\tau = \Delta t$  tem-se que:

$$\Delta \dot{x} = \ddot{x}_i \cdot \Delta t + \Delta \ddot{x} \cdot \frac{\Delta t}{2} \quad (2.58)$$

$$\Delta x = \dot{x}_i \cdot \Delta t + \ddot{x}_i \cdot \frac{\Delta t^2}{2} + \Delta \ddot{x} \cdot \frac{\Delta t^2}{6} \quad (2.59)$$

Operando-se a Equação (2.59), pode-se obter:

$$\Delta \ddot{x} = \frac{6}{\Delta t^2} \cdot \Delta x - \frac{6}{\Delta t} \cdot \dot{x}_i - 3 \cdot \ddot{x}_i \quad (2.60)$$

Aplicando a Equação (2.60) na Equação (2.58), tem-se que:

$$\Delta \dot{x} = \frac{3}{\Delta t} \cdot \Delta x - 3 \cdot \dot{x}_i - \frac{\Delta t}{2} \cdot \ddot{x}_i \quad (2.61)$$

Então substituindo os resultados obtidos das Equações (2.61) e (2.60) na incremental do movimento Equação (2.49), tem-se que:



$$\left(\frac{6 \cdot M}{\Delta t^2} + \frac{3 \cdot C}{\Delta t} + K\right) \cdot \Delta x = \Delta x + M \cdot \left(\frac{6 \cdot \dot{x}_i}{\Delta t} + 3 \cdot \ddot{x}_i\right) + C \cdot \left(3 \cdot \dot{x}_i + \frac{\ddot{x}_i \cdot \Delta t}{2}\right) \quad (2.62)$$

A Equação (2.62) segue o mesmo formato da Equação (2.50). Comparando esta com as Equações (2.51) e (2.52), podem-se obter valores de  $\beta = \frac{1}{6}$  e  $\gamma = \frac{1}{2}$  como os parâmetros que definem o *processo de aceleração linear de Newmark*.

### Precisão e Estabilidade

Em sistemas lineares, Chopra [9] associa a estabilidade do método de *Newmark* à expressão:

$$\frac{\Delta t}{T_{\min}} \leq \frac{1}{\pi \cdot \sqrt{2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\gamma - 2 \cdot \beta}} \quad (2.63)$$

sendo  $T_{\min}$  o menor período natural de vibração do modelo analisado. Para  $\beta = \frac{1}{6}$  e  $\gamma = \frac{1}{2}$ , a Equação (2.63) torna-se:

$$\frac{\Delta t}{T_{\min}} \leq 0,551 \quad (2.64)$$

A estabilidade provida pela Equação (2.63) não garante a precisão do método de *Newmark*. Esta depende, principalmente, da duração do passo de integração utilizado. É de consenso entre autores como Chopra [9], Clough e Penzien [10], que um valor para incremento de tempo  $\Delta t$ , seja da ordem de um décimo menor que o período natural do modelo, pode produzir resultados satisfatórios. No entanto é necessário fazer uma observação sobre as frequências presentes no carregamento, pois o incremento deve ser pequeno o suficiente para representar as maiores frequências presentes nele.

De acordo com Chopra [9], no caso de estruturas de comportamento não linear, melhores resultados poderiam ser obtidos se a duração do passo de integração não fosse constante. Caso fosse implementado um processo iterativo, que a cada vez que surgisse a necessidade de retornar no tempo, fossem realizadas iterações de acréscimos de tempo e verificação dos resultados dentro de um próprio passo de tempo. Assim, a precisão poderia ser melhorada, porém o custo computacional seria consideravelmente adicionado ao processo.

# Capítulo 3

## Metodologia

*Neste capítulo é apresentado o procedimento metodológico para investigação do comportamento dinâmico do automóvel sob condições dinâmicas tratativas, englobando o procedimento metodológico geral aplicado e o procedimento de análise para os modelos com 2, 5 e 9 graus de liberdade.*

### 3.1 Procedimento Metodológico

Este trabalho será realizado no intuito de simular o comportamento de partida de um veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX 3 portas, para que então possa ser feita a análise do desempenho do veículo sob condições dinâmicas tratativas.

Foram desenvolvidos três modelos de veículo com o objetivo de tratar o automóvel de diversos pontos de vista de simulação, complexidade, análise e resultados pretendidos. Os modelos apresentam sofisticações gradativas onde os mesmos possuem 2, 5 e 9 graus de liberdade.

Gradativamente com a sofisticação dos modelos ( $2 \rightarrow 5 \rightarrow 9$  G.L.) os mesmos apresentarão resultados do comportamento dinâmico do automóvel na análise do desempenho do deslocamento, velocidade e aceleração alcançados no final do tempo de simulação.

O comportamento dinâmico irá se alterar progressivamente com a inclusão de efeitos específicos de funcionamento do veículo, como de escorregamento da embreagem, escorregamento da interface de contato pneu / pista e utilização do torque real do motor.

Tendo-se os modelos desenvolvidos os resultados serão comparados entre as simulações dos modelos do MATLAB<sup>®</sup> e do AMESim<sup>®</sup>, os quais usam os mesmos dados e parâmetros de entrada; embora os modelos não sejam exatamente idênticos.

Obtendo a coleta de resultados a partir da simulação do veículo originada pelos *softwares*, os dados resultantes dos modelos de simulação serão tabelados e comparados com alguns dados apresentados pelo fabricante; além de serem comparados entre si. A seguir

serão detalhados os modelos desenvolvidos, onde serão colocadas as principais simplificações, técnicas e critérios usados para suas construções.

## 3.2 Modelo com 2 G.L.

Este modelo, cuidadosamente detalhado e analisado no Capítulo 4, limitou-se trabalhar com dois graus de liberdade de translação na direção de movimento do veículo. Desta forma, o modelo não leva em conta os efeitos torcionais da arrancada, negligenciando os elementos a partir do motor até o mancal da rodas motrizes. Assim a transmissão do torque do motor pela embreagem, caixa de marchas, diferencial e semi-eixos é desconsiderada. Portanto o torque fornecido pelo motor, que inclui as relações de transmissão da caixa de marchas ( $i_c$ ), diferencial ( $i_d$ ) e rendimento mecânico ( $\eta_m$ ), é aplicado diretamente no conjunto roda / pneu.

Os efeitos de acionamento dos pedais bem como a rigidez do pneu, folgas da parte torcional entre o motor e o mancal das rodas motrizes são desprezados. Também são desconsiderados os efeitos provenientes do escorregamento do contato entre pneu / pista, sendo utilizado neste caso somente um modelo simples de atrito estático de Coulomb.

O modelo de atrito é utilizado para distinguir qual a força a ser utilizada na tração. Assim, através do algoritmo de atrito, poderá ser calculada qual a força motriz disponível ( $F_m$ ), a força motriz que pode ser transmitida pelo contato de atrito ( $F_x$ ) e qual a força utilizada ( $F_{util}$ ).

Também, com uma distribuição simples de massas, o modelo busca investigar o comportamento do veículo. Como simplificação, este modelo considera que as duas rodas de um mesmo eixo estão colapsadas em apenas uma roda equivalente. Isto quer dizer que os efeitos na direção lateral e vertical não influenciam no desempenho do automóvel; logo não se tem interesse no movimento de rolamento (*roll*) e de guinada (*yaw*).

Assim, focaliza-se entre o conjunto roda / pneu e veículo a interface de fixação e pivotamento entre os dois sistemas, onde o pivô inferior de fixação da bandeja foi admitido no centro da roda. Com relação aos componentes de fixação da suspensão *McPherson*, foram considerados três pontos de fixação: as buchas da bandeja e o batente superior.

Para examinar o desempenho do veículo foram desenvolvidas as equações de equilíbrio de movimento, bem como um algoritmo para análise das velocidades, deslocamentos e acelerações alcançados. Os resultados obtidos pela simulação do algoritmo desenvolvido no MATLAB<sup>®</sup> foram comparados com o modelo desenvolvido no AMESim<sup>®</sup>.

O modelo apresentado no AMESim<sup>®</sup> representa a dinâmica longitudinal tratativa desenvolvida em um *software* comercial, que demonstra de forma simples o comportamento do mesmo veículo. Assim obtendo os resultados pelas duas ferramentas de simulação, pode-se ter uma boa estimativa dos pontos de falha ao se utilizar um modelo muito

simples.

Por fim foram utilizados dois tipos de excitações, sendo os resultados comparados com relação à sua sensibilidade ao torque motriz. A primeira análise foi construída com base numa excitação harmônica com média em torno do torque máximo de 90,3 Nm, mais uma variação harmônica de 10% sobre este valor (tipo 1). Já a segunda análise foi feita com base na curva de torque x rpm do motor, mais a variação harmônica de 10% sobre o valor da curva (tipo 2).

### 3.3 Modelo com 5 G.L.

O modelo com 5 graus de liberdade, detalhado no Capítulo 5, é de importância vital no estudo trativo longitudinal do veículo, pois leva em consideração todos os graus de liberdade torcionais como: motor, tambor e cubo da embreagem, caixa de marchas, diferencial e o conjunto roda / pneu.

Nota-se que neste caso o comportamento dinâmico do veículo é aprimorado de forma a estudar o torque transferido do motor para o restante do veículo. Assim, busca-se, através do controle do pedal da embreagem, conectar todas as partes girantes de maneira a transformar o movimento rotacional em longitudinal do automóvel.

Com a inclusão de toda a parte torcional é necessário que se faça um estudo sobre as vibrações torcionais, tendo o motor de combustão interna de quatro cilindros e quatro tempos como fonte de excitação, é imprescindível o estudo da sincronização dos pulsos de queima do combustível, os quais acontecem 4 vezes a cada  $720^\circ$  (1 ciclo do motor).

No estudo da modelagem do torque motriz é necessário que se faça um aprofundamento da cinemática do mecanismo biela-manivela, no intuito de se conhecer o comportamento de deslocamento, velocidade e aceleração do pistão. Tendo-se este equacionamento, as dimensões internas do motor e as características do ciclo térmico, parte-se para a análise dinâmica das forças de inércia, dos gases, a resultante tangencial e por fim o torque motriz.

Será usado também neste caso duas simulações importantes: uma excitação com base na curva torque x rpm e outra com a curva real de excitação do torque do motor do veículo. No caso da análise com o torque real do motor deve ser construída a curva de torque para cada cilindro do motor a cada incremento de tempo e feita sua sobreposição para obtenção do torque final.

Após a modelagem do torque é necessário que o sistema de equações seja construído e analisado, e finalmente, montado na forma matricial. Neste ponto é importante salientar que tendo um acionamento de embreagem, o sistema torcional passará de 5 G.L. para 4 G.L. com o acoplamento do tambor com o cubo da embreagem.

Portanto é necessário que se faça um estudo aprofundado com relação ao conjunto de embreamento, levando em consideração a rigidez, amortecimento e atrito na embreagem,

para determinação do torque transmitido entre o volante e o disco da embreagem.

Com relação às inércias, o nó que interliga o cubo da embreagem e a caixa de marchas é utilizado como ponto de referência para transferência da inércia equivalente. Sabe-se que a partir deste ponto o sistema torcional está localizado em outro espaço de coordenadas devido às relações de transmissão da marcha e do diferencial. Neste modelo a inércia do veículo é transferida e adicionada ao conjunto do eixo dianteiro roda / pneu.

Por fim se prossegue para os resultados da análise entre as simulações pelo MATLAB<sup>®</sup> e AMESim<sup>®</sup>, utilizando tanto a curva de torque x rpm (tipo 2), como a curva de torque real do motor (tipo 3).

### 3.4 Modelo com 9 G.L.

O modelo contendo 9 graus de liberdade, mostrado em detalhes no Capítulo 6, procura demonstrar de forma mais completa todos os efeitos torcionais e de arrancada sobre o veículo. É muito importante que se conheça a forma de interação do pneu com a pista, pois é nesta interface que ocorre o fenômeno de aderência e, conseqüentemente, a transmissão de força trativa.

A carroceria é considerada um corpo rígido que trafega sobre uma pista horizontal e ideal, isto quer dizer que o veículo não faz curvas e as excitações das irregularidades do solo não têm efeito sobre o movimento longitudinal. Os efeitos de escorregamento de embreagem e de aderência do pneu são levados em consideração com o propósito de obter os efeitos torcionais da transmissão sobre a carroceria do veículo.

Tendo-se o estudo aprofundado das dinâmicas torcionais e longitudinais, é montado o diagrama completo de corpo livre do sistema com 9 graus de liberdade, onde o *layout* e a estratégia de controle da transmissão são essenciais para o movimento longitudinal.

Nota-se que este modelo com 9 G.L. incorpora toda a parte torcional desenvolvida no modelo com 5 G.L., a qual possui o mesmo equacionamento. Os graus de liberdade que serão incluídos fazem parte do conjunto pneu / roda e da carroceria. Então se tem o deslocamento torcional da roda, torcional do pneu, longitudinal do pneu considerando o escorregamento, longitudinal da carroceria levando em consideração a ancoragem da suspensão e por fim o grau de liberdade de arfagem da carroceria.

Devido ao momento gerado em torno do centro de gravidade do automóvel, quando o mesmo transpõe o seu repouso para entrada em movimento, a carroceria eleva-se na dianteira e baixa na traseira. Assim é necessário um equacionamento do movimento de *bounce* (vertical) e *pitch* (arfagem), pois os deslocamentos mostram-se acoplados.

É necessário que alguns parâmetros da suspensão sejam conhecidos, pois o modelo necessita da aplicação de dados de rigidez e amortecimento torcionais para a determinação da suspensão. Assim parte-se para a determinação dos parâmetros verticais da suspensão

de acordo com os dados do veículo. Também deve-se utilizar o cálculo do momento sobre o centro de gravidade para constituir o efeito de arfagem da carroceria.

Neste modelo também é feita uma análise do desempenho do veículo com relação à inclinação de pista. Assim, são expostos os resultados de deslocamento, velocidade e aceleração para as condições de rampa +10% e rampa de -10%; para o mesmo veículo em análise.

Por fim, nesta parte, são apresentadas as superfícies de desempenho que é caracterizada por uma nuvem de pontos. A nuvem de pontos caracteriza os pontos de máximo desempenho para uma determinada condição de arrancada.

De acordo com os outros capítulos de resultados, se prossegue para a análise entre as simulações pelo MATLAB<sup>®</sup> e AMESim<sup>®</sup>, utilizando a curva de torque x rpm (tipo 2) e a curva de torque real do motor (tipo 3) para posterior tabulação e análise dos resultados.

# Capítulo 4

## Modelo com Dois Graus de Liberdade

Neste capítulo será apresentada a simulação de um modelo simplificado do veículo com apenas dois graus de liberdade que leva em consideração o conjunto pneu / roda e o restante do veículo. Será feita uma avaliação e comparação do modelo desenvolvido no MATLAB<sup>®</sup> com os resultados numéricos do software comercial utilizado para simulação de sistemas mecânicos dinâmicos AMESim<sup>®</sup>.

### 4.1 Introdução

O modelo com 2 G.L. tem a principal finalidade de obter uma aproximação do comportamento do automóvel utilizando os resultados da simulação numérica computacional desenvolvida no MATLAB<sup>®</sup> para comparação com os resultados obtidos pelo AMESim<sup>®</sup>. A Figura 4.1 ilustra o modelo simplificado com dois graus de liberdade do veículo que leva em consideração somente o conjunto pneu / roda e o restante do automóvel.

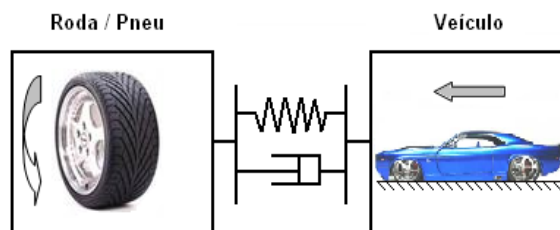


Figura 4.1: Modelo simplificado com dois graus de liberdade.

Para o modelo desenvolvido no MATLAB<sup>®</sup> com 2 G.L., os efeitos de escorregamento da embreagem, rigidez do pneu, folgas e todos os componentes a partir do motor até o mancal das rodas motrizes não são levados em consideração.

## 4.2 Modelagem

Este modelo, que apresenta um veículo com tração dianteira, o conjunto pneu / roda está puxando a carroceria e todos os demais acessórios e componentes que fazem parte do veículo como o peso do motor, passageiros, eixo traseiro, etc.

Pode-se notar que entre os dois sistemas existe uma rigidez e um amortecimento devidos às buchas de fixação da suspensão. A Figura 4.2 ilustra esquematicamente como o pneu e a roda dianteira estão interligados à carroceria do veículo. Neste caso foi admitido que o ponto de fixação de pivotamento com a roda se localiza no centro da roda, o que simplifica a abordagem teórica.

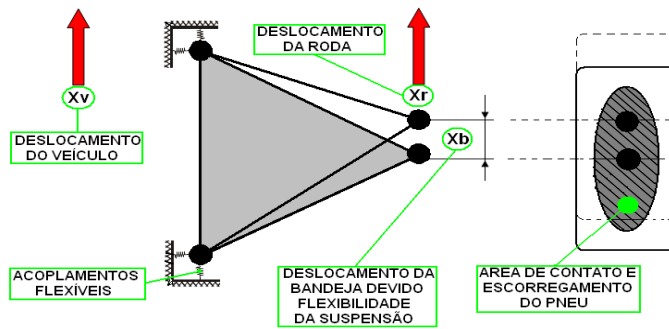


Figura 4.2: Sistema de ancoragem da bandeja ao veículo.

De acordo com a Figura 4.2, nota-se que o conjunto pneu / roda, cuja posição é identificada por  $X_r$ , desloca-se uma determinada quantidade  $X_b$ , devido à flexibilidade das buchas da bandeja. Isto ocorre principalmente quando o automóvel sai de velocidade igual a zero e imprime uma aceleração, caracterizada neste estudo pela primeira marcha.

Quando o condutor freia o veículo, a força inércia iguala-se a de frenagem atuando como uma força de reação no centro de gravidade do veículo, gerando forças de reação no pneu que podem ser equivalentes às forças de tração e às grandes acelerações impostas na arrancada. Portanto, a força de frenagem  $F_x$  é dada por:

$$F_x = \mu_x \cdot F_z \quad (4.1)$$

Então, o coeficiente de atrito longitudinal  $\mu_x$  multiplicado pela força peso do veículo  $F_z$ , dá origem a força longitudinal  $F_x$ . Considerando que  $\mu_x$  possa ser comparado à desaceleração  $a_x [m.s^{-2}]$  dividida pela gravidade, tem-se que:

$$\mu_x = \frac{a_x}{g} \quad (4.2)$$

Internacionalmente (DIN 74250), o valor  $z$  é usado para especificar o coeficiente de frenagem:



$$z = \mu_x \quad (4.3)$$

ou ainda como porcentagem:

$$z = \mu_x \cdot 100\% \quad (4.4)$$

Portanto, se durante uma frenagem tem-se que  $z = 80\%$  com  $g = 9,81m \cdot s^2$ , o que corresponde a  $a_x = 7,85 m \cdot s^{-2}$ , um coeficiente de atrito  $\mu_x = 0,8$  seria necessário. Assim, a força de frenagem  $F_x$ , agindo no centro de gravidade do veículo, causa uma força longitudinal aos centros de contato da roda, dos eixos dianteiros, traseiros e uma transferência de carga  $+\Delta F_z$  para o eixo dianteiro e  $-\Delta F_z$  para o eixo traseiro.

Para se ter uma aproximação da rigidez das buchas da bandeja, pode-se fazer uma estimativa da reação sobre o eixo para valores de  $X_b$  levando em consideração por exemplo  $\mu_x = 0,9$ , para casos de frenagens de grande solicitação (emergência).

Como a simulação com esse modelo tem o objetivo de descrever quais são as ações provocadas sobre a carroceria, com relação ao centro de gravidade e, conseqüentemente sobre os passageiros do veículo, deve-se preocupar somente com a dinâmica longitudinal que afeta o automóvel. Portanto, como não se tem interesse nos movimentos de rolamento (*roll*) e de guinada (*yaw*) do automóvel, pode-se fazer uma simplificação do modelo, admitindo que o veículo tenha somente duas rodas como mostra a Figura 4.3.

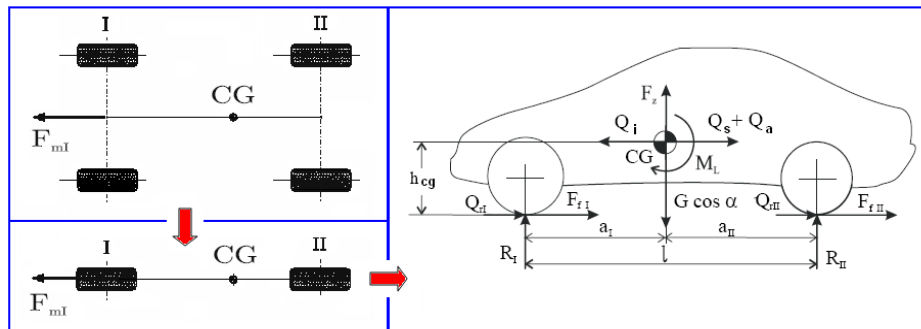


Figura 4.3: Modelo simplificado do veículo de tração dianteira com duas rodas para frenagem [43].

Assim, levando em consideração a figura para o caso da frenagem e admitindo que a força de sustentação bem como os momentos devido a resistência aerodinâmica e a força de sustentação sejam desprezíveis, tem-se para o eixo dianteiro que:

$$R_I = \left(\frac{a_{II}}{l}\right) \cdot G \cdot \cos(\alpha) + \left(\frac{h_{cg}}{l}\right) \cdot (-Q_a - Q_s + Q_i) = 0 \quad (4.5)$$



Neste caso, para considerar os efeitos de elastocinemática da suspensão do veículo, devem-se levar em consideração os efeitos de rigidez de translação dos pontos 1, 2, 3 e 4. O ponto 1 indica o batente superior de ancoragem da torre de suspensão *McPherson*, 3 e 4 indicam as buchas do braço oscilante da bandeja e 2 indica o batente inferior [41].

### 4.3 Reações e Momentos

Para o cálculo das reações, pode-se trabalhar com as variáveis que afetam o deslocamento do veículo na direção longitudinal como se o veículo estivesse em um plano.

No eixo dianteiro tem-se a ação da força motriz  $F_{m_I}$ , a resistência ao movimento do eixo dianteiro devida ao contato do pneu com o piso  $Q_{r_I}$  e a reação vertical  $R_I$  de transferência de carga. Analogamente, tem-se para o eixo traseiro  $Q_{r_{II}}$ ,  $R_{II}$ ; somente não há força motriz porque o veículo considerado possui tração dianteira, como mostra a Figura 4.5.

Como as equações de resistência ao movimento já foram deduzidas do Capítulo 2 ( $Q_s$ -ativo,  $Q_i$ -inércia,  $Q_a$ -aerodinâmica e  $Q_r$ -rolamento), o que resta a fazer é deduzir as equações de equilíbrio de momentos em torno dos pontos de contato do pneu, para que desta forma se consigam calcular as reações sobre os eixos dianteiro  $R_I$  e traseiro  $R_{II}$  (ver Figura 4.5).

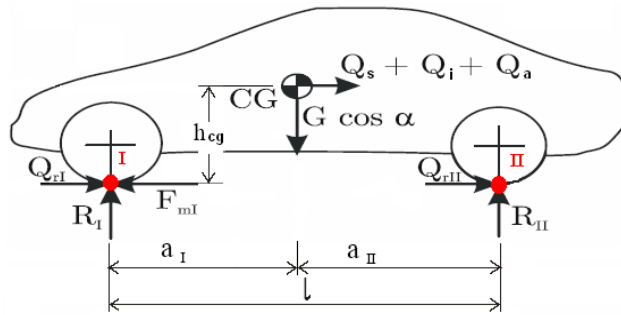


Figura 4.5: Modelo simplificado do veículo de tração dianteira com duas rodas para tração [43].

De acordo com a Figura 4.5, nota-se que para o eixo traseiro que:

$$\sum M_{II} = 0$$

$$-R_I \cdot l - Q_i \cdot h_{cg} - Q_a \cdot h_{cg} - Q_s \cdot h_{cg} + Q_{r_I} \cdot 0 + F_{m_I} \cdot 0 + G \cdot \cos(\alpha) \cdot a_{II} = 0$$

$$R_I = a_{II}/l \cdot (G \cdot \cos(\alpha)) + h_{cg}/l \cdot (-Q_i - Q_a - Q_s) \quad (4.8)$$

E para o eixo dianteiro que:

$$\sum M_I = 0$$

$$R_{II} \cdot l - Q_i \cdot h_{cg} - Q_a \cdot h_{cg} - Q_s \cdot h_{cg} + Q_{rII} \cdot 0 + F_{mII} \cdot 0 - G \cdot \cos(\alpha) \cdot a_I = 0$$

$$R_{II} = a_I/l \cdot (G \cdot \cos(\alpha)) + h_{cg}/l \cdot (Q_i + Q_a + Q_s) \quad (4.9)$$

No desenvolvimento das equações de movimento do automóvel fizeram-se outras simplificações. Considerou-se que a força de sustentação, aplicada no centro de pressão (CP), coincidente com o centro de gravidade do veículo (CG). Portanto estas forças dependem somente da altura do centro de gravidade e das distâncias do centro de gravidade aos eixos do veículo  $a_I$  e  $a_{II}$ .

Assim, a força de sustentação e o momento devido às forças aerodinâmicas não precisam ser deslocados para o centro de gravidade. Além disso, as forças geradas pelo efeito aerodinâmico poderiam ser desprezadas, em virtude das baixas velocidades alcançadas pelo veículo quando o mesmo inicia o seu movimento.

Tendo-se as resistências ao movimento, pode-se chegar às equações dos momentos gerados pelas resistências no cubo da roda. Assim, o momento resistivo devido ao aclave ( $M_s$ ) pode ser obtido por:

$$M_s = Q_s \cdot r_d = m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot r_d \quad (4.10)$$

sendo:

- $Q_s$  - resistência ao aclave;
- $m$  - massa do veículo [ $kg$ ];
- $g$  - aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ];
- $\alpha$  - inclinação de pista [ $rad$ ];
- $r_d$  - raio dinâmico do pneu [ $m$ ].

Para o momento resistente aerodinâmico ( $M_a$ ) pode-se repetir o raciocínio:

$$M_a = Q_a \cdot r_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_x \cdot A \cdot r_d \quad (4.11)$$

sendo:

- $Q_a$  - resistência aerodinâmica;
- $\rho$  - massa específica do ar [ $kg/m^3$ ];
- $v$  - velocidade relativa do vento [ $m/s$ ];
- $C_x$  - coeficiente de resistência aerodinâmica [*adimensional*];
- $A$  - Área projetada da seção transversal do veículo [ $m^2$ ].

Para a resistência ao rolamento ( $M_r$ ) se tem:

$$M_r = Q_r \cdot r_d = f \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot r_d \quad (4.12)$$

sendo:

$Q_r$  - resistência de rolamento;

$f$  - coeficiente de atrito de rolamento [adimensional].

## 4.4 Equações do Movimento

A Figura 4.6 ilustra o modelo simplificado com dois graus liberdade tratado neste capítulo.

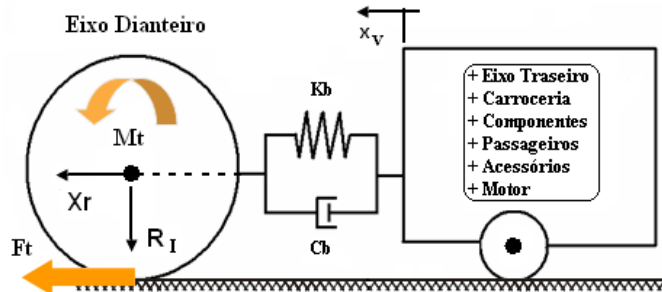


Figura 4.6: Modelo simplificado com dois graus de liberdade do automóvel.

Neste modelo a rigidez do pneu não é levada em consideração, portanto o deslocamento relativo entre o pneu e a roda foi negligenciado. Nota-se então que o eixo dianteiro puxa o resto do veículo devido ao torque fornecido pelo motor  $M_t$ , o qual fornece  $F_t$  que é a força trativa longitudinal. O torque motriz inicialmente é modelado de forma linear em função do tempo de simulação, contendo uma variação de rotação em relação ao incremento de tempo.

As interligações entre os dois subconjuntos são os elementos da suspensão, ou seja, as buchas da bandeja gerando as forças necessárias para caracterizar o movimento do veículo. Usando a Figura 4.7, pode-se deduzir as equações de movimento para o sistema com dois graus de liberdade, usando o equilíbrio de forças:

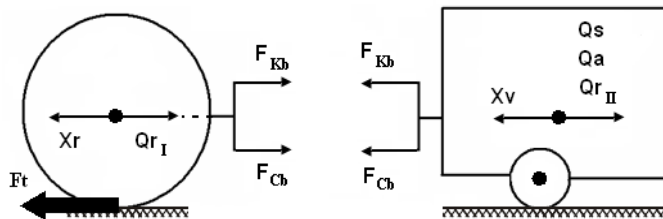


Figura 4.7: Diagrama de equilíbrio de forças do modelo de 2 graus de liberdade.

$$\begin{aligned}
\sum F_{ed} &= m_{ed} \cdot \ddot{X}_r & (4.13) \\
F_t - F_{Kb} - F_{Cb} - Q_{rI} &= m_{ed} \cdot \ddot{X}_r \\
m_{ed} \cdot \ddot{X}_r + C_b \cdot (\dot{X}_r - \dot{X}_v) + K_b \cdot (X_r - X_v) &= F_t - Q_{rI}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_v &= m_v \cdot \ddot{X}_v & (4.14) \\
F_{Kb} + F_{Cb} - Q_{rII} - Q_a - Q_s &= m_v \cdot \ddot{X}_v \\
m_v \cdot \ddot{X}_v + C_b \cdot (\dot{X}_v - \dot{X}_r) + K_b \cdot (X_v - X_r) &= -Q_{rII} - Q_a - Q_s
\end{aligned}$$

sendo  $F_{ed}$  - força eixo dianteiro,  $F_t$  - força trativa,  $F_{kb}$  - força rigidez buchas,  $F_{cb}$  - força amortecimento buchas,  $F_v$  - força sobre veículo,  $m_{ed}$  - massa eixo dianteiro,  $m_v$  - massa restante do veículo,  $Q_{rI}$  - resistência de rolamento eixo dianteiro,  $Q_{rII}$  - resistência de rolamento eixo traseiro,  $Q_s$  - resistência de aclave,  $Q_a$  - resistência aerodinâmica,  $\ddot{X}_r$  e  $\ddot{X}_v$  - aceleração do eixo dianteiro e do veículo,  $\dot{X}_r$  e  $\dot{X}_v$  - velocidade do eixo dianteiro e do veículo,  $X_r$  e  $X_v$  - deslocamento do eixo dianteiro e do veículo,  $K_b$  - rigidez equivalente das buchas e  $C_b$  - amortecimento equivalente das buchas.

Matricialmente tem-se que:

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} m_{ed} & 0 \\ 0 & m_v \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{X}_r \\ \ddot{X}_v \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_b & -C_b \\ -C_b & C_b \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{X}_r \\ \dot{X}_v \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_b & -K_b \\ -K_b & K_b \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} X_r \\ X_v \end{Bmatrix} = \\
= \begin{Bmatrix} F_t(t) - Q_{rI} \\ -Q_{rII} - Q_a - Q_s \end{Bmatrix} & (4.15)
\end{aligned}$$

ou ainda, compactamente, por:

$$\begin{bmatrix} M \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{X}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{X}(t) \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} X(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F(t) \end{Bmatrix} \quad (4.16)$$

sendo  $M$  a matriz de inércia,  $C$  a matriz de amortecimento,  $K$  a matriz de rigidez,  $F(t)$  o vetor força ou excitação e  $X(t)$ ,  $\dot{X}(t)$  e  $\ddot{X}(t)$  os vetores resultantes de deslocamento, velocidade e aceleração.

## 4.5 Distribuição de Massas

De acordo com Reimpell (1992), se propõe uma estimativa da distribuição das massas do veículo. Com isso pode-se chegar às massas dos conjuntos dos eixos dianteiro, traseiro e carroceria; podendo ser uma distribuição com o veículo vazio ou com passageiros (ver Tabela 4.1).

Tabela 4.1: Distribuição das massas sobre os eixos do automóvel (%) [46].

	Motor Frontal		Motor Frontal		Motor Traseiro	
	Tração Frontal		Tração Traseira		Tração Traseira	
	frente	traseira	frente	traseira	frente	traseira
<b>Desocupado</b>	61	39	50	50	40	60
<b>2 passageiros</b>	60	40	50	50	42	58
<b>4 passageiros</b>	55	45	47	53	40	60
<b>5 passageiros</b>	49	51	44	56	41	59

Assim pode-se chegar à seguinte distribuição das massas, para um veículo com motor e tração na dianteira, desocupado, considerando 80% na massa suspensa (ver Figura 4.8):



Figura 4.8: Distribuição das massas do veículo.

Para a massa das partes suspensas Figura 4.8 como carroceria, componentes, acessórios e motor tem-se que a massa suspensa  $m_s$  vale:

$$m_s = 0,80 \cdot m_v \quad (4.17)$$

sendo:

$m_v$  - massa total do veículo.

Para os eixos dianteiro e traseiro de acordo com a Tabela 4.1, para motor e tração frontal obtém-se as massas não-suspensas em torno de 60% na dianteira e 40% na traseira:

$$m_{ed} = 0,60 \cdot 0,20 \cdot m_v = 0,12 \cdot m_v \quad (4.18)$$

e

$$m_{ed} = 0,40 \cdot 0,20 \cdot m_v = 0,08 \cdot m_v \quad (4.19)$$

sendo:

$m_{ed}$  - massa do eixo dianteiro;

$m_{et}$  - massa do eixo traseiro.

## 4.6 Modelo de Atrito Estático

A utilização de um modelo de atrito fez-se necessária para considerar a interação do atrito entre o pneu e a pista. A força normal foi utilizada como parâmetro para determinar a força trativa no modelo de 2 G.L., onde o modelo de atrito considerado foi o estático de *Coulomb*. A Figura 4.9 ilustra vários modelos de atrito de *Coulomb*, os quais são referidos freqüentemente como modelos clássicos de atrito e que podem ser utilizados em diversos casos [30].

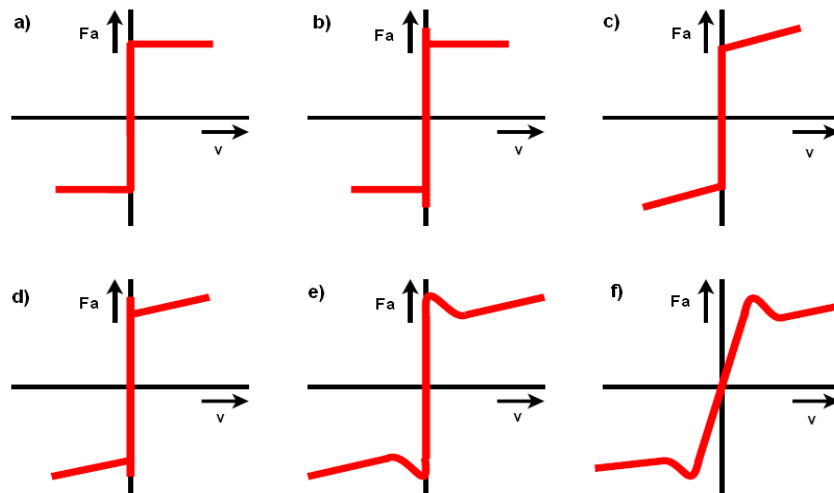


Figura 4.9: Combinações do modelo de atrito de *Coulomb*.

A Figura 4.9.a é o modelo estático de atrito de *Coulomb* de 0 - 100%, a Figura 4.9.b é *Coulomb* com dois patamares de atrito estático e dinâmico, a Figura 4.9.c é o modelo de atrito estático de *Coulomb* + viscosidade, a Figura 4.9.d modelo de atrito de *Coulomb* + viscosidade + estático, a Figura 4.9.e é o modelo de *Coulomb* + viscosidade + aderência e a Figura 4.9.f mostra o modelo de atrito contínuo.

O modelo utilizado nesta simulação foi o estático de *Coulomb* mostrado na Figura 4.9.b, onde a força de atrito é proporcional à reação normal ( $R_I$ ). Assim, se consegue encontrar a máxima força trativa que pode ser transmitida para o veículo devida ao atrito do pneu com a pista.



Usando este modelo de atrito há duas forças de tração  $F_t$ , uma disponível fornecida pelo motor ( $F_m$ ) e outra possível de ser transmitida pelo atrito ( $F_a$ ). A força disponível fornecida pelo motor é dada por:

$$F_m = \frac{M_t}{r_d} \cdot i_c \cdot i_d \cdot \eta_t \quad (4.20)$$

sendo:

$M_t$  - torque motriz;

$r_d$  - raio dinâmico do pneu;

$i_c$  - relação de transmissão da caixa de marchas;

$i_d$  - relação de transmissão do diferencial;

$\eta_t$  - rendimento da transmissão.

Para a força possível de ser transmitida pelo atrito ( $F_a$ ) usa-se, em muitas aplicações, a sua capacidade descrita por magnitudes estáticas e cinemáticas, as quais dependem da velocidade instantânea. Esta aproximação é usada neste modelo, onde a força normal (reação sobre os eixos) mudará dependendo das condições de arrancada do veículo. O algoritmo desenvolvido para a força de atrito está apresentado no Apêndice A do trabalho.

## 4.7 Resultados Obtidos

Para comprovar a aplicabilidade e validade dos resultados, foram comparados o modelo do AMESim<sup>®</sup> e os modelos montados no ambiente MATLAB<sup>®</sup>. O algoritmo montado no MATLAB<sup>®</sup> foi construído de forma modular, possuindo as subfunções mostradas no Apêndice E. Assim, o modelo do veículo desenvolvido no AMESim<sup>®</sup> (protótipo virtual) funciona como uma bancada de testes virtuais.

O *software* comercial AMESim<sup>®</sup> representa um ambiente de modelamento avançado para executar simulações de sistemas de engenharia e serve como uma bancada de teste virtual do modelo desejado. Está baseado em uma interface intuitiva na qual o sistema é exibido ao longo do processo de simulação. O AMESim<sup>®</sup> usa símbolos para representar componentes individuais dentro do sistema, sendo construídos os esboços do modelo desejado somando símbolos ou ícones na área de desenho; resultando em um diagrama de blocos (Apêndice F apresenta o modelo construído). Quando o esboço estiver completo, a simulação do sistema procede as seguintes fases:

- Descrição matemática dos componentes associados com os ícones;
- As características dos componentes são fixas;
- Ajuste do tempo de simulação do sistema;
- Inicia a simulação até chegar ao fim do tempo requerido;
- Gráficos são plotados e o comportamento do sistema é interpretado.

O AMESim<sup>®</sup> possui diversas bibliotecas, sendo neste caso usadas a *Mechanical*, *Signal*, *Control and Observers*, *Powertrain* e *IFP Drive*. O modelo construído neste caso incorpora efeitos do motor, da embreagem, caixa de marchas, diferencial, modelo de pneu. Também inclui as características de inércia, rigidez e amortecimento entre os subsistemas, portanto um modelo mais completo do veículo do que os desenvolvidos no MATLAB<sup>®</sup>. As Tabelas 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5 ilustram os componentes das bibliotecas sendo demonstrado os *sketchs*, a definição do *sketch*, os submodelos e suas respectivas variáveis de estado.

Tabela 4.2: Componentes da *Biblioteca Signal, Control e Observers*.









<b>Biblioteca Signal, Control and Observers</b>		
Sketch	Definição	Submodelo
	Sinal linear	UD00
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Sinal senoidal	SIN0
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Junção de sinais	JUN3P
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Sinal constante	CONSO
VE's	1 - Constant value	
	Duplicação sinal	SPLT0
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	

Tabela 4.3: Componentes da *Biblioteca Mechanical*.







<b>Biblioteca Mechanical</b>		
Sketch	Definição	Submodelo
	Fonte de torque zero	T000
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Mola e amortecedor	RSD00
VE's	1 - Relative angular displacement	
	Carga rotatória	RL02
VE's	1 - shaft speed port 2	

No Apêndice F encontra-se o modelo desenvolvido no AMESim<sup>®</sup> (protótipo virtual), sendo apresentado em detalhes os submodelos usados onde consta a descrição das funções,

Tabela 4.4: Componentes da *Biblioteca IFP Drive*.

Biblioteca IFP Drive		
Sketch	Definição	Submodelo
	Caixa de marchas	DRVMG0B
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	

Tabela 4.5: Componentes da *Biblioteca Powertrain*.

Biblioteca Powertrain		
Sketch	Definição	Submodelo
	Torque motriz	TREN0A
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Embreagem	TRMC0A
VE's	1 - Rotatory velocity at port 2 2 - Rotatory velocity at port 3	
	Diferencial	TRDI0A
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Semi-eixos	TRSH1A
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.	
	Veículo	TRVEH03
VE's	1 - Velocity at port 2 2 - Carbody longitudinal displacement	
	Conjunto roda / pneu	TRTY1A
VE's	1 - Wheel rotatory velocity at por 2	

parâmetros, condições iniciais adotadas, bem como o controle do tamanho do passo de tempo adotado de acordo com as variáveis de estado do modelo.

Para os modelos desenvolvidos no MATLAB<sup>®</sup> foram construídos vários tipos de excitações motriz com o intuito de verificar a influência do torque sobre o desempenho do veículo. Assim, a Figura 4.10 ilustra os três tipos de excitações usadas neste trabalho.

Nas simulações o desempenho do veículo é interpretado de três formas distintas de excitação motriz. A excitação do **tipo 1** usa o valor máximo de torque dado pelo fabricante mais uma sobreposição de excitação harmônica de 10%.

A excitação do **tipo 2** utiliza uma excitação que leva em consideração a própria curva de torque x rpm do motor mais o efeito da velocidade de rotação do motor com uma sobreposição de excitação harmônica de 10%. A excitação harmônica de 10% sobre as curvas representa a variação do torque sob a ação das forças de inércia e dos gases.

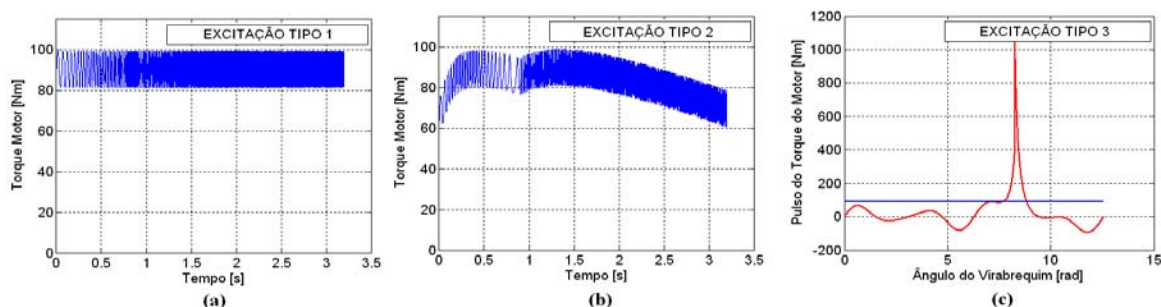


Figura 4.10: Curvas de excitação do motor usadas para a simulação do desempenho do veículo: (a) Tipo 1, (b) Tipo 2 e (c) Tipo 3.

Para a excitação do **tipo 3** usa-se o detalhamento do ciclo térmico do motor para produzir a curva de torque, a qual considera os pulsos de torque gerados pelas forças dos gases e de inércia alternativa. Este modelo de torque leva em consideração além da integração no eixo do tempo, o giro de rotação do motor, portanto respeita a defasagem dos pistões e ângulo de giro como pode ser observado na Figura 4.10.c.

A análise deste modelo do MATLAB<sup>®</sup> com 2 G.L., fundamentou-se na arrancada do veículo possuindo condições iniciais de deslocamento, velocidade e aceleração iguais a zero. Foi usado somente a primeira relação de transmissão, não sendo efetuada nenhuma troca de marcha durante a simulação. A simulação leva em consideração uma análise com duração de 3,2 segundos, como evidenciado nos cálculos preliminares. Portanto, um certo tempo máximo em primeira marcha e uma rotação máxima do motor de 6250 rpm foram adotados para variar a velocidade do veículo.

#### 4.7.1 Resultados Excitação Tipo 1

Os principais resultados comparados entre os modelos do MATLAB<sup>®</sup> e AMESIM<sup>®</sup> dizem respeito às excitações sobre os passageiros durante a arrancada do automóvel, onde neste caso não estão sendo levados em consideração os efeitos de amortecimento e rigidez dos assentos do veículo. A Tabela 4.6 ilustra os dados utilizados para a simulação.

A Figura 4.11 ilustra os resultados obtidos para o deslocamento do veículo utilizando a excitação do **tipo 1**. A velocidade do motor é uma variação linear da rotação de acordo com o incremento de tempo (900 a 6250 rpm).

Tabela 4.6: Dados utilizados na simulação do modelo com dois graus de liberdade.

Parâmetro	Denominação	Valor	Unidade
$m_v$	massa do veículo	1000	kg
$m_s$	massa suspensa	800	kg
$m_{et}$	massa não suspensa eixo traseiro	80	kg
$m_{ed}$	massa não suspensa eixo dianteiro	120	kg
$\mu_e$	coeficiente de atrito estático embreagem	0,28	-
$\mu_c$	coeficiente de atrito cinemático embreagem	0,24	-
$t_{\max}$	tempo máximo de simulação	3,2	s
L	distância entre eixos do veículo	2,36	m
$h_{cg}$	altura do centro de gravidade	0,8	m
b	largura do pneu	0,145	m
d	diâmetro do pneu	0,33	m
g	aceleração da gravidade	9,81	m/s <sup>2</sup>
$\alpha$	inclinação de pista	0	graus
$\eta_t$	rendimento da transmissão	0,9	%
f	coeficiente de atrito de rolamento (asfalto)	0,011	-
$i_c$	relação de transmissão da caixa (1 <sup>a</sup> marcha)	4,273	-
$i_d$	relação de transmissão do diferencial	4,067	-
$\rho_{ar}$	densidade do ar	1,225	kg/m <sup>3</sup>
$c_x$	coeficiente de resistência aerodinâmica	0,35	-
A	área da seção transversal do veículo	2	m <sup>2</sup>
$\mu_x$	coeficiente de atrito longitudinal	0,8	%

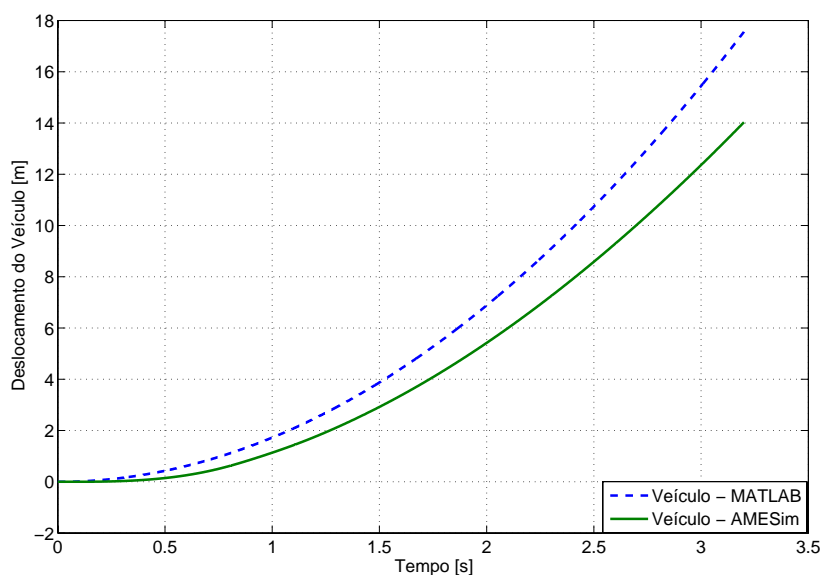


Figura 4.11: Deslocamento do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.).

O modelo desenvolvido no MATLAB<sup>®</sup> indica que o veículo alcançou uma distância de 17,55 metros. Já para o modelo do virtual indicou 14,53 metros. Nota-se que entre os subsistemas pneu / roda e carroceria, a única diferença de deslocamento é relativa ao sistema de fixação e ancoragem.

Na comparação entre as curvas de deslocamento do veículo obtidas pelos modelos do MATLAB<sup>®</sup> e modelo virtual, ocorrem diferenças decorrentes principalmente dos primeiros instantes, quando o veículo começa a se deslocar e posteriormente nota-se que possuem uma ascendência semelhante. Isto ocorre porque o modelo virtual possui submodelos aprimorados de escorregamento do pneu com a pista e de embreagem.

Para os deslocamentos relativos entre os dois graus de liberdade do modelo do MATLAB é imprescindível conhecer o comportamento e características das ancoragens da suspensão, pois caracterizam o comportamento trativo do veículo. O deslocamento relativo entre os dois G.L. é nulo no início da arrancada, alcança um valor denominado elastoestático e gera uma força com mesmas propriedades do deslocamento sobre os componentes.

A Figura 4.12 ilustra o resultado obtido para a velocidade alcançada para o veículo. Para a diferença encontrada perante as velocidades (veículo e pneu / roda), fica evidente o comportamento de deslizamento da embreagem para o modelo virtual; principalmente nos primeiros instantes da arrancada, com relação ao modelo do MATLAB<sup>®</sup> o qual não possui embreagem.

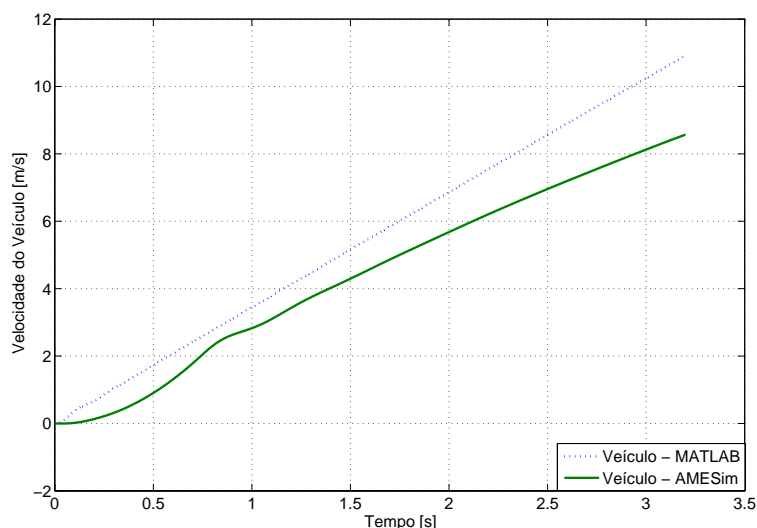


Figura 4.12: Velocidade do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.).

Para o MATLAB<sup>®</sup> tem-se velocidade de 10,92 m/s (39,31 km/h) para o veículo. Já para o modelo virtual têm-se velocidades da roda de 9,43 m/s (33,93 km/h) e para o

veículo de 9,31 m/s (33,53 km/h).

Nota-se que no caso do modelo virtual a roda e a carroceria demoram um determinado intervalo de tempo para começarem a ganhar velocidade, enquanto que no modelo do MATLAB<sup>®</sup> isso não é possível de acontecer, já que não se tem embreagem. Portanto, o modelo virtual consegue obter a suavidade necessária para evitar "solavancos" devido à ação do pedal da embreagem.

Pode-se perceber que o efeito decorrente da não suavidade e aplicação do torque do motor diretamente no sistema pneu / roda, fica mais evidente no conjunto do eixo dianteiro, onde as amplitudes tornam-se mais bruscas para a velocidade no início do movimento. Já para a simulação que usa o modelo virtual, até 1,1 segundos de simulação se evidencia o efeito das perdas devido ao atrito da embreagem, demonstrado por uma pequena concavidade da curva.

Para as velocidades relativas entre os sistemas roda / pneu e veículo tornam-se nulas após um determinado tempo, portanto as únicas forças que agem sobre o veículo são a força de inércia e a força de mola. Assim, os conjuntos permanecem um tanto afastados devido ao deslocamento do conjunto pneu / roda ser sempre maior que o do veículo. Logo, as forças remanescentes, que são as forças de mola e forças de inércia, devem estar equilibradas após o transitório da velocidade relativa estabilizar em "zero".

A Figura 4.13 ilustra o comportamento da aceleração do veículo e a aceleração da roda, sendo comparado com os resultados com o modelo virtual. Nota-se a diferença de pico de aceleração para o veículo e níveis elevados da aceleração do conjunto pneu / roda no início do movimento.

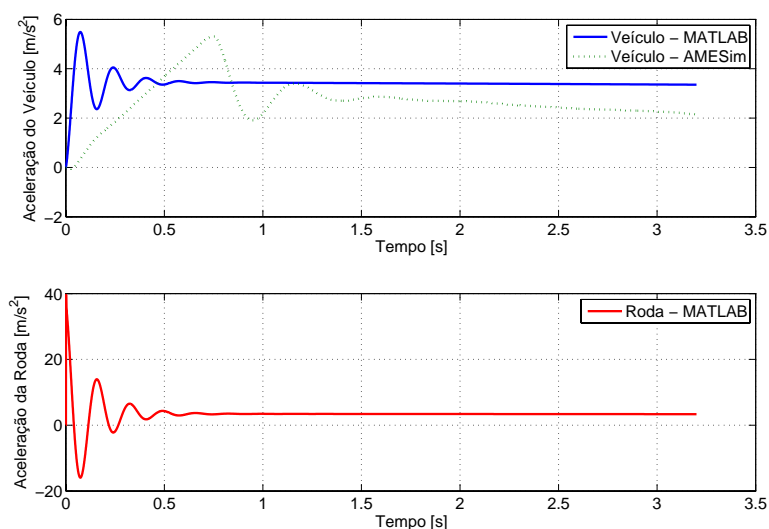


Figura 4.13: Aceleração do conjunto pneu / roda e do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.).

Para a aceleração do veículo, o MATLAB<sup>®</sup> indicou uma aceleração máxima de 5,49 m/s<sup>2</sup> em 0,074 segundos e para o modelo virtual a aceleração máxima foi de 5,31 m/s<sup>2</sup> em 0,75 segundos de simulação. Para a roda a aceleração máxima alcançou 39,59 m/s<sup>2</sup>, decrescendo rapidamente até o patamar de 3,49 m/s<sup>2</sup>.

No caso da aceleração fica evidente que não tendo um modelo com acionamento da embreagem, fica difícil evitar níveis elevados de aceleração, principalmente no início do movimento do veículo. Nas primeiras relações de transmissão sempre existe uma reserva de potência em termos da aceleração, portanto pode ser aproveitada para vencer acives, rebocar uma carga ou acelerar o veículo.

Nota-se entre o modelo de 2 G.L. e o modelo virtual, que no início do movimento a aceleração para o conjunto do eixo dianteiro possui um pico muito grande e repentino. Já para a carroceria observa-se um valor aceitável, mas fora da faixa de aplicação da embreagem e bem recuado aos primeiros instantes de simulação.

Para as reações sobre os eixos a Figura 4.14 ilustra o comportamento de transferência de carga.

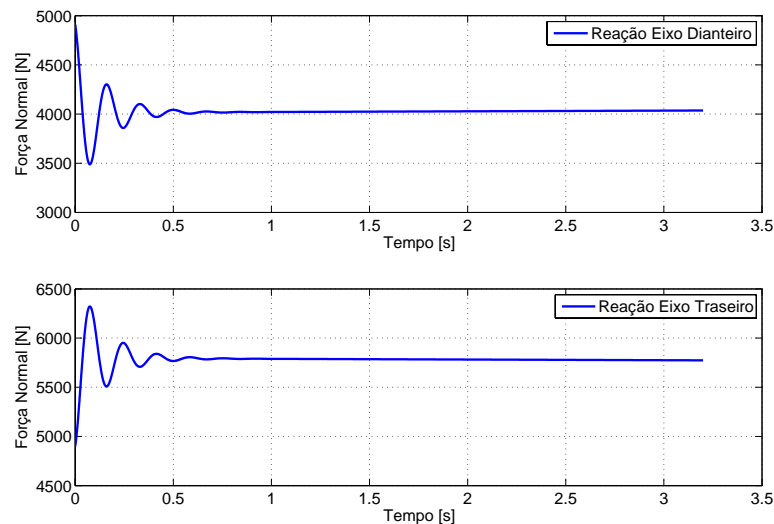


Figura 4.14: Reações sobre os eixos do veículo com excitação tipo 1 (2 G.L.).

Para as reações sobre os eixos dianteiro  $R_I$  e traseiro  $R_{II}$ , a carga é transferida de seu valor de equilíbrio estático devido à distribuição das massas e distância do centro de gravidade  $a_I$  e  $a_{II}$ . Assim, as forças longitudinais que agem no centro de gravidade do veículo, causam, nos pontos de contato do pneu com o solo, diferenças de cargas, sendo acrescido no eixo traseiro uma quantidade  $+\Delta Fz$  e reduzido no eixo dianteiro de uma quantidade  $-\Delta Fz$ .



### 4.7.2 Resultados Excitação Tipo 2

Utilizando a excitação com a curva de torque x rpm estará representando de maneira mais precisa o torque fornecido pelo motor. Assim os seguintes resultados do MATLAB<sup>®</sup> e do modelo virtual foram encontrados para o deslocamento do veículo (ver Figura 4.15).

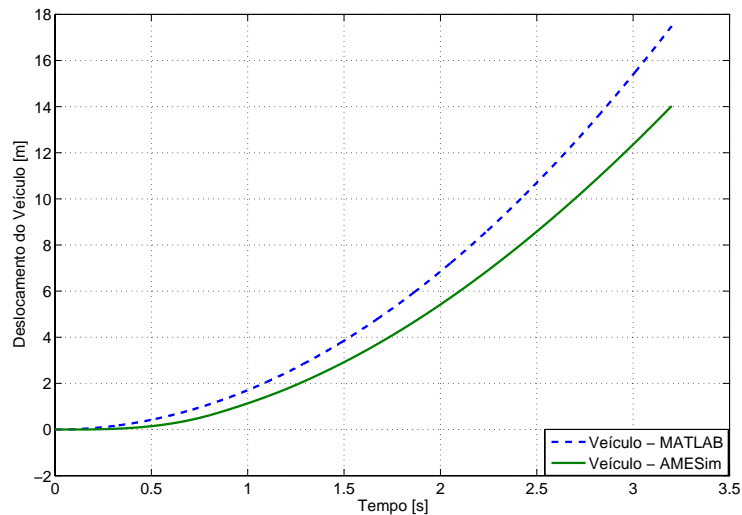


Figura 4.15: Deslocamento do veículo com excitação tipo 2 (2 G.L.).

Verificou-se que para o MATLAB<sup>®</sup> o deslocamento do veículo alcançou uma distância percorrida de 17,49 metros. Já para o modelo virtual a distância ficou em torno de 14,03 metros. A Figura 4.16 demonstra o comportamento da velocidade alcançada.

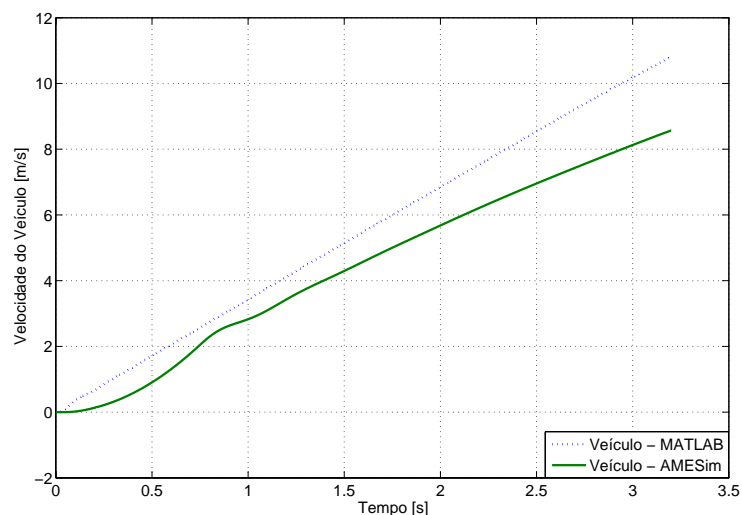


Figura 4.16: Velocidade do veículo com excitação tipo 2 (2 G.L.).

Para as velocidades o MATLAB<sup>®</sup> teve o comportamento do veículo que alcançou 10,81 m/s (38,92 km/h) e o modelo virtual a velocidade de 8,57 m/s (30,85 km/h) para o veículo. A Figura 4.17 demonstra o comportamento da aceleração do veículo.

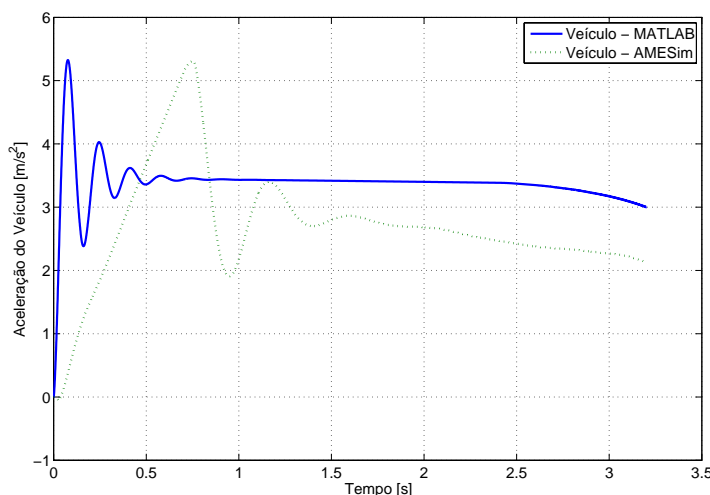


Figura 4.17: Aceleração do veículo com excitação tipo 2 (2 G.L.).

No caso da aceleração, o MATLAB<sup>®</sup> teve o pico em torno de 0,08 segundos, alcançando um valor máximo de  $5,33 \text{ m/s}^2$  e estabilizou em torno de  $3,02 \text{ m/s}^2$ . Para o modelo virtual o pico obedeceu o acionamento da embreagem ficando em torno de 0,74 segundos, alcançando um pico de  $5,30 \text{ m/s}^2$  e estabilizando em torno de  $2,13 \text{ m/s}^2$ . A seguir a Tabela 4.7 ilustra o resumo dos resultados das simulações.

Tabela 4.7: Resultados da simulação do modelo 2 G.L.

Unidades	Resultados do Veículo (tempo 3,2 segundos)		
	Deslocamento	Velocidade	Aceleração Máx.
MATLAB - tipo 1	m	km/h	$\text{m/s}^2$
MATLAB - tipo 1	17,55	39,31	5,49
AMESim - tipo 1	14,53	33,93	5,31
MATLAB - tipo 2	17,49	38,92	5,33
AMESim - tipo 2	14,03	30,85	5,30

Todas as simulações usando a curva de excitação de torque do **tipo 2** mostraram menores valores tanto para o deslocamento como para a velocidade e aceleração, quando comparados com uma excitação do **tipo 1**. Verificou-se que as diferenças foram pequenas em ambos os modelos e que portanto a excitação **tipo 1** pode representar de forma simplificada e eficiente o comportamento do veículo sem grandes divergências nos resultados para o modelo de 2 G.L.

# Capítulo 5

## Modelo com Cinco Graus de Liberdade

*Neste capítulo é desenvolvido um modelo torcional do veículo com cinco graus de liberdade para estudo e análise da dinâmica torcional do sistema de transmissão. Este modelo leva em consideração o grau de liberdade do motor, da transmissão do torque pela embreagem, da caixa de marchas, do diferencial e por fim acoplamento da inércia do veículo através do conjunto pneu / roda. Também uma modelagem do sistema biela-manivela, bem como uma análise das forças para detalhamento da cinemática e do torque real do motor foram desenvolvidos.*

### 5.1 Introdução

Um dos elementos chave para o controle global do comportamento dinâmico do automóvel é o sistema de transmissão. De fato um bom controle do veículo pode ser obtido por um controle correto do torque transmitido para o veículo. Os componentes do sistema de transmissão que controlam o torque transmitido para o veículo são a embreagem e a interação pneu / pista.

Um modelo dinâmico completo para a embreagem e para o sistema de transmissão é um importante elemento no projeto para boas estratégias do controle do comportamento dinâmico do veículo, principalmente durante situações de operação crítica como é estudado neste caso.

### 5.2 Dinâmica Torcional

Nos casos de vibrações torcionais em eixos, quando se transmite um torque, os mesmos agem como molas torcionais. Isto ocorre quando há variação cíclica no torque transmitido,

como acontece em motores de combustão interna. Podem aparecer vibrações torcionais forçadas cuja frequência de excitação coincide com uma das frequências torcionais natural do sistema, podendo causar falhas nos componentes do sistema de transmissão.

As flutuações do torque motriz são as maiores causadoras das vibrações torcionais e estas flutuações são a soma de pulsos discretos devidos à pressão de combustão nos cilindros e do torque de inércia cíclico provocado pela reciprocidade do pistão.

Em motores de quatro cilindros e quatro tempos a velocidade angular do volante é sincronizada com o pulso de combustão do motor, o qual flutua repetidamente com a frequência de duas vezes por revolução ( $360^\circ$ ). A Figura 5.1 ilustra o mecanismo de irregularidade do torque em função do número de cilindros.

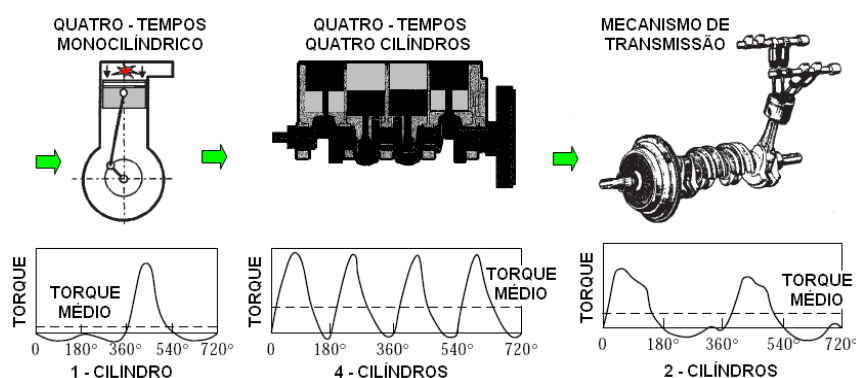


Figura 5.1: Irregularidade para o torque motriz nos motores com 1, 4 e 2 cilindros [12].

A inércia do volante do motor tende a reduzir a magnitude das acelerações angulares, as quais são particularmente grandes para velocidades do motor quando o veículo não está se movendo e principalmente em motores a diesel. Infelizmente a inércia reduz a aceleração, resultando em um desempenho mais lento do veículo [36].

De acordo com Taylor [53], a vibração devido à operação de um motor de combustão interna pode ser dividida em duas categorias: a vibração relativa às peças girantes do motor (*vibração interna*) e a vibração do conjunto motriz completo (*vibração externa*).

Com relação às *vibrações externas*, o conjunto motriz possui um sistema de suspensão, o qual exerce as funções de isolar as vibrações e ruídos provenientes do motor, suportar o peso do conjunto motor e câmbio, suportar a reação do torque na saída do câmbio e forças de aceleração (início de marcha, frenagem, curvas etc.) [11]. Neste trabalho as vibrações externas não serão estudadas.

As *vibrações internas* do motor são produzidas pela inércia das partes móveis e pela pressão variável do gás nos cilindros e se propagam ao longo da estrutura do motor. Um problema da análise das vibrações internas torcionais é pelo fato de que os impulsos torcionais originam-se em diferentes posições da manivela e em diferentes instantes. Ainda

que os diagramas indicadores fossem exatamente os mesmos em todos os cilindros e os impulsos de queima igualmente espaçados no tempo, nenhuma ordem torcional se cancelaria completamente

Para um motor de quatro cilindros e quatro tempos, a cada duas revoluções do virabrequim existirão 4 oscilações na resposta do sistema, conseqüentemente 2 oscilações por rotação do motor. Por isso a principal ordem de excitação deste tipo de motor é a 2ª ordem, a qual corresponde ao 4º harmônico do torque de excitação.

A vibração torcional do virabrequim é essencialmente um problema interno do motor. Em motores convencionais o sistema externo (caixa de marchas, eixo cardan, eixo traseiro, semi-eixos, rodas, etc) possui grande flexibilidade torcional comparada ao virabrequim e é excitado por vibrações torcionais apenas em baixas velocidades do motor.

Podem surgir outros tipos de vibrações internas diferentes da vibração torcional do virabrequim. No motor de combustão interna, a vibração da estrutura possui um número indefinido de modos e frequências. Podem-se citar as vibrações devido à flexão do virabrequim, vibração torcional dos sistemas auxiliares, vibração rotacional dos pistões, vibrações dos dentes das engrenagens, vibrações do tipo viga em balanço dos sistemas auxiliares, vibrações de tubos de descarga, vibrações de alta frequência causada pela combustão e detonação.

### 5.3 Modelagem do Sistema Torcional

Um típico esquema do sistema de transmissão do veículo é representado na Figura 5.2.

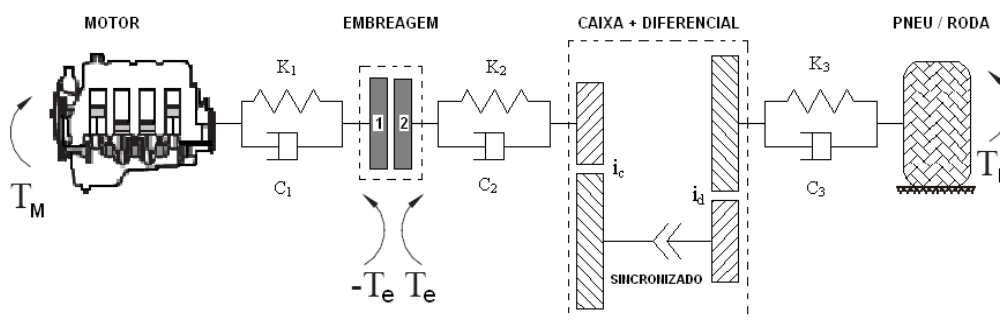


Figura 5.2: Esquema representativo do sistema de transmissão do veículo (5 G.L.).

O modelo consiste em cinco inércias rotativas conectadas por eixos e contato por atrito na embreagem. A primeira inércia representa o motor, a segunda representa o lado de entrada da embreagem (volante) onde os dois são interligados através da rigidez do eixo de manivelas. A terceira inércia representa o lado de saída da embreagem (cubo) que movimenta-se devido ao atrito do disco da embreagem através do acionamento do

pedal da embreagem pelo condutor. A quarta inércia representa a caixa de marchas e o diferencial, onde se encontram as relações de transmissão. Por fim a quinta inércia representa o conjunto roda / pneu somada a inércia da massa do veículo interligados pelos semi-eixos. Para a Figura 5.2 no conjunto embreagem, o número "1" indica o tambor e o número "2" indica o cubo da embreagem.

O torque produzido pelo motor é propagado para a transmissão por intermédio da embreagem. Durante trocas de marcha é aplicada uma força para separar o disco de embreagem do volante do motor, assim o torque do motor não mais é transmitido para o restante do sistema até que um novo engate comece. Elementos elásticos, de amortecimento e atrito (ver Figura 5.2) são usados para modelar o comportamento mecânico do sistema. O modelo dinâmico completo pode ser obtido aplicando a condição de equilíbrio de torques em diferentes nós da estrutura. Para a equação dinâmica do motor tem-se que:

$$J_m \cdot \ddot{\theta}_m = T_m - M_{K_1} - M_{C_1}$$

ou

$$J_m \cdot \ddot{\theta}_m + C_1 \cdot (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{tb}) + K_1 \cdot (\theta_m - \theta_{tb}) = T_m \quad (5.1)$$

Os subscritos  $m$  e  $tb$  usados para indicar o motor e o tambor da embreagem (volante), respectivamente.  $J_m$  é a inércia do motor,  $T_m$  é o torque do motor,  $K_1$  é a rigidez do eixo de ligação e  $C_1$  é o coeficiente de atrito do virabrequim.  $\theta_m, \dot{\theta}_m, \ddot{\theta}_m$  indicam o deslocamento, a velocidade e a aceleração angulares do motor, respectivamente. Definição válida para  $\theta_{tb}, \dot{\theta}_{tb}, \ddot{\theta}_{tb}$ ; com respeito ao tambor da embreagem. Analogamente, a equação dinâmica do tambor da embreagem pode ser escrita como:

$$J_{tb} \cdot \ddot{\theta}_{tb} = -T_e + M_{K_1} + M_{C_1}$$

ou

$$J_{tb} \cdot \ddot{\theta}_{tb} + C_1 \cdot (\dot{\theta}_{tb} - \dot{\theta}_m) + K_1 \cdot (\theta_{tb} - \theta_m) = -T_e \quad (5.2)$$

Sendo os subscritos  $m$  e  $tb$  indicam como explicados anteriormente bem como  $\theta_m, \dot{\theta}_m, \ddot{\theta}_m, \theta_{tb}, \dot{\theta}_{tb}, \ddot{\theta}_{tb}$ ; para os deslocamentos, velocidade e acelerações angulares. O torque  $T_e$  é o torque transmitido pela embreagem, age como uma carga para o sistema dinâmico do motor, e depende da velocidade relativa de deslizamento entre o tambor e o cubo da embreagem. De forma semelhante, a equação dinâmica para o cubo da embreagem pode ser escrita como:

$$J_{cb} \cdot \ddot{\theta}_{cb} = T_e - M_{K_2} - M_{C_2}$$

ou

$$J_{cb} \cdot \ddot{\theta}_{cb} + K_2 \cdot (\theta_{cb} - \theta_{cx}) + C_2 \cdot (\dot{\theta}_{cb} - \dot{\theta}_{cx}) = T_e \quad (5.3)$$

Os subscritos  $cb$  e  $e$  indicam o cubo da embreagem e o eixo de entrada (piloto) da caixa de marchas, respectivamente. Os deslocamentos, velocidades e acelerações  $\theta_{cb}$ ,  $\dot{\theta}_{cb}$ ,  $\ddot{\theta}_{cb}$ ,  $\theta_e$ ,  $\dot{\theta}_e$ ,  $\ddot{\theta}_e$ ; indicam as variáveis do cubo e do eixo piloto da caixa.  $K_2$  é a rigidez do eixo de ligação entre o cubo e o eixo da caixa e  $C_2$  o coeficiente de amortecimento entre os sistemas, neste caso coeficientes procedentes da embreagem. A Figura 5.3 ilustra o amortecimento causado pelo disco de embreagem.

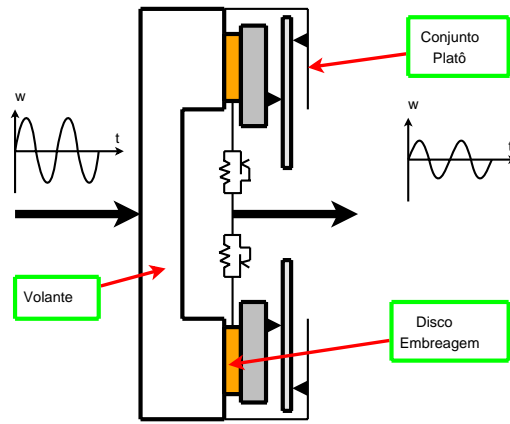


Figura 5.3: Esquema de amortecimento de um disco de embreagem.

Para o próximo grau de liberdade, que inclui a caixa e o diferencial, deve-se utilizar uma inércia equivalente devido às relações de transmissão da caixa e diferencial. Logo tem-se para a equação do movimento:

$$J_{eq}(i_c, i_d) \cdot \ddot{\theta}_{cx} = M_{K_2} + M_{C_2} - M_{K_3} - M_{C_3}$$

ou

$$J_{eq}(i_c, i_d) \cdot \ddot{\theta}_{cx} + C_2 \cdot (\dot{\theta}_{cx} - \dot{\theta}_{cb}) + K_2 \cdot (\theta_{cx} - \theta_{cb}) + \frac{1}{i_c \cdot i_d} \cdot \left[ C_3 \cdot \left( \frac{\dot{\theta}_{cx}}{i_c \cdot i_d} - \dot{\theta}_r \right) + K_3 \cdot \left( \frac{\theta_{cx}}{i_c \cdot i_d} - \theta_r \right) \right] = 0 \quad (5.4)$$

Os subscritos  $cb$ ,  $cx$  e  $r$  indicam o cubo, o eixo piloto da caixa e a roda respectivamente, bem como  $i_c$  e  $i_d$  são as relações de transmissão da marcha engatada e do diferencial. Também  $K_3$  e  $C_3$  são os coeficientes de rigidez e amortecimento, considerados entre o conjunto da caixa / diferencial e o conjunto pneu / roda, devidos aos semi-eixos do

veículo. Para a inércia equivalente usa-se a seguinte equação (Capítulo 2):

$$J_{eq} = J_{ep} + \left( \frac{J_{tr}}{i_c^2} \right) + \left( \frac{J_{rp}}{i_d^2 \cdot i_c^2} \right) \quad (5.5)$$

Neste caso a inércia equivalente foi trazida do conjunto roda / pneu para o ponto de entrada da caixa, considerando as inércias do eixo de entrada, engrenagens, sincronizadores, eixos intermediários e da transmissão. Para o conjunto roda / pneu tem-se a seguinte equação do movimento:

$$J_r \cdot \ddot{\theta}_r = -T_R + M_{K_3} + M_{C_3}$$

ou

$$J_r \cdot \ddot{\theta}_r + K_3 \cdot \left( \theta_r - \frac{\theta_{cx}}{i_c \cdot i_d} \right) + C_3 \cdot \left( \dot{\theta}_r - \frac{\dot{\theta}_{cx}}{i_c \cdot i_d} \right) = -T_R \quad (5.6)$$

O subscrito  $r$  é usado para o conjunto roda / pneu.  $J_r$  é a inércia da roda que leva em consideração o conjunto pneu / roda e todas as partes restantes do veículo. O torque  $T_R$  é o torque de carga resistivo do veículo, podendo ser devido ao arraste aerodinâmico, resistência de rolamento, resistência de aclave. Deve-se fazer um balanço dos torques resistivos a serem entregues na roda do veículo. Logo, por um lado do sistema tem-se um momento gerado pelo motor e por outro o momento resistivo. Assim  $T_R$  pode ser dado pela seguinte equação:

$$T_R = M_s + M_a + M_r \quad (5.7)$$

Quando a embreagem está escorregando, o sistema possui cinco graus de liberdade. Por outro lado, quando o volante e disco da embreagem acoplam-se, o sistema possui um grau de liberdade a menos. Neste situação, qualquer uma das coordenadas  $\theta_{tb}$  ou  $\theta_{cb}$  (tambor ou cubo) pode representar a embreagem. Então um grau de liberdade pode ser somado ao outro, para obter:

$$(J_{tb} + J_{cb}) \cdot \ddot{\theta}_{emb} = M_{K_1} + M_{C_1} - M_{K_2} - M_{C_2}$$

ou

$$(J_{tb} + J_{cb}) \cdot \ddot{\theta}_{emb} + C_1 \cdot (\dot{\theta}_{emb} - \dot{\theta}_m) + K_1 \cdot (\theta_{emb} - \theta_m) + C_2 \cdot (\dot{\theta}_e - \dot{\theta}_{emb}) + K_2 \cdot (\theta_e - \theta_{emb}) = 0 \quad (5.8)$$

O acoplamento ocorre desde que a velocidade do tambor e do cubo estejam iguais. Isto deve ser determinado de acordo com a condição de que  $\dot{\theta}_{tb} = \dot{\theta}_{cb}$  ou uma tolerância



de engate  $\varepsilon_{tol}$ .

A equação final de movimento para o sistema torcional é na forma:

$$J \cdot \ddot{\theta}(t) + C \cdot \dot{\theta}(t) + K \cdot \theta(t) = T(t) \quad (5.9)$$

Matricialmente se tem:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} J_m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{tb} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{cb} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{eq} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_r \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_{tb} \\ \ddot{\theta}_{cb} \\ \ddot{\theta}_e \\ \ddot{\theta}_r \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1 & C_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_2 & -C_2 & 0 \\ 0 & 0 & -C_2 & C_2 + \frac{C_3}{i_c^2 \cdot i_d^2} & -\frac{C_3}{i_c \cdot i_d} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{C_3}{i_c \cdot i_d} & C_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_m \\ \dot{\theta}_{tb} \\ \dot{\theta}_{cb} \\ \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_r \end{Bmatrix} + \\ & \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 & 0 \\ -K_1 & K_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 & -K_2 & 0 \\ 0 & 0 & -K_2 & K_2 + \frac{K_3}{i_c^2 \cdot i_d^2} & -\frac{K_3}{i_c \cdot i_d} \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{K_3}{i_c \cdot i_d} & K_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \theta_m \\ \theta_{tb} \\ \theta_{cb} \\ \theta_e \\ \theta_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_m \\ -T_e \\ T_e \\ 0 \\ -T_R \end{Bmatrix} \quad (5.10) \end{aligned}$$

sendo  $J$  a matriz de inércia,  $C$  a matriz de amortecimento,  $K$  a matriz de rigidez,  $T(t)$  vetor de força ou excitação e  $\theta(t)$ ,  $\dot{\theta}(t)$ ,  $\ddot{\theta}(t)$  os vetores resultantes de deslocamento, velocidade e aceleração.

## 5.4 Resultados Obtidos

Os resultados obtidos com o modelo de 5 G.L. no MATLAB<sup>®</sup> foram comparados com os resultados do modelo virtual (Apêndice F). A programação desenvolvida possui as mesmas etapas também já expostas (Apêndice E), sendo somente mudado o tamanho das matrizes devido aos graus de liberdade deste modelo, adicionado um sistema de atrito da embreagem, sistema do torque gerado pelo atrito e o controle de velocidades entre a parte acionante e acionada da embreagem.

A análise deste modelo usou somente a primeira relação de transmissão, não sendo efetuada nenhuma troca de marcha, com um tempo de análise de 3,2 segundos. Foram usados dois tipos de excitação para caracterizar o motor, uma com a curva torque **tipo 2** e

a outra usando detalhes do ciclo térmico, **tipo 3**. O modelo do torque do motor através do ciclo térmico é importante, pois excitações devido ao seu funcionamento podem influenciar no desempenho, conforto e dirigibilidade.

Para o controle da embreagem adotado foi considerado um acionamento de 0,7 segundos para o pedal da embreagem. A inércia do veículo foi transferida para a roda, assim não sendo considerado como grau de liberdade a massa suspensa do veículo. Da mesma forma neste modelo não foi considerado o escorregamento existente entre o pneu e a pista, logo desprezando as perdas de contato com o solo.

Com relação ao algoritmo os locais onde houve maiores mudanças foram nas informações do veículo. Tiveram que ser adicionados parâmetros da embreagem, como os raios interno e externo do disco, os coeficientes de atrito estático e cinemático, a tolerância de velocidade de acoplamento e a pressão máxima no disco. Para os cálculos preliminares foram determinados o raio médio do disco de embreagem, torque e força máximos que podem ser transmitidos pela embreagem.

Também se destaca nesta fase o desenvolvimento do torque originado pela embreagem. Portanto, deve-se ter uma rotina que define a atuação do pedal da embreagem, o desenvolvimento do cálculo dos torques estático e cinemático do conjunto e também o torque cisalhante interno. Por fim uma rotina interna que define qual o torque usado em função da tolerância de velocidades entre o cubo e o tambor da embreagem.

Ainda no fim do *loop* de integração deve ser incorporada a informação de acoplamento da embreagem a este modelo, determinando quantos graus de liberdade possui o sistema (5 ou 4 G.L.). Logo, usando o controle de velocidades dos conjuntos cubo e tambor, pode-se definir o novo vetor de carregamento, o novo tamanho das matrizes e conseqüentemente informar ao algoritmo que o sistema está acoplado e não existe deslizamento.

### 5.4.1 Resultados Excitação Tipo 2

As Tabelas 5.1 e 5.2 apresentam respectivamente os dados utilizados para a simulação do modelo do sistema torcional e os dados utilizados para a simulação do modelo do veículo.

Os valores de inércia do motor ( $J_m$ ) e de inércia do conjunto roda / pneu ( $J_{rp}$ ) foram admitidos de acordo com os dados do fabricante (Apêndice G). Já a inércia equivalente ( $J_{eq}$ ) foi calculada de acordo com o desenvolvimento exposto no Capítulo 2. O restante dos valores foram tirados de diversas referências do trabalho, as quais tratam de sistemas torcionais.

As Figuras 5.4 e 5.5 ilustram os deslocamentos do sistema torcional e o deslocamento do veículo respectivamente. A primeira simulação se baseou na excitação sobre a curva de torque x rpm, tipo 2, tomando as informações de velocidade instantânea do motor e

Tabela 5.1: Dados utilizados na simulação do modelo do sistema torcional.

Parâmetro	Denominação	Valor	Unidade
$J_m$	inércia do motor 1000cc	0,074	$\text{kgm}^2$
$J_{tb}$	inércia do tambor da embreagem	0,05	$\text{kgm}^2$
$J_{cb}$	inércia do cubo da embreagem	0,05	$\text{kgm}^2$
$J_{rp}$	inércia do conjunto roda e pneu	2,139	$\text{kgm}^2$
$J_{eq}$	inércia equivalente eixo piloto caixa	0,054	$\text{kgm}^2$
$K_1$	rigidez virabrequim	1000000	$\text{Nm/rad}$
$K_2$	rigidez da embreagem	1.500	$\text{Nm/rad}$
$K_3$	rigidez do semi-eixo	50.000	$\text{Nm/rad}$
$C_1$	amortecimento motor	0,03	$\text{Nms/rad}$
$C_2$	amortecimento embreagem	0,1	$\text{Nms/rad}$
$C_3$	amortecimento semi-eixos	500	$\text{Nms/rad}$

um acionamento da embreagem de 0,7 segundos (valor admitido).

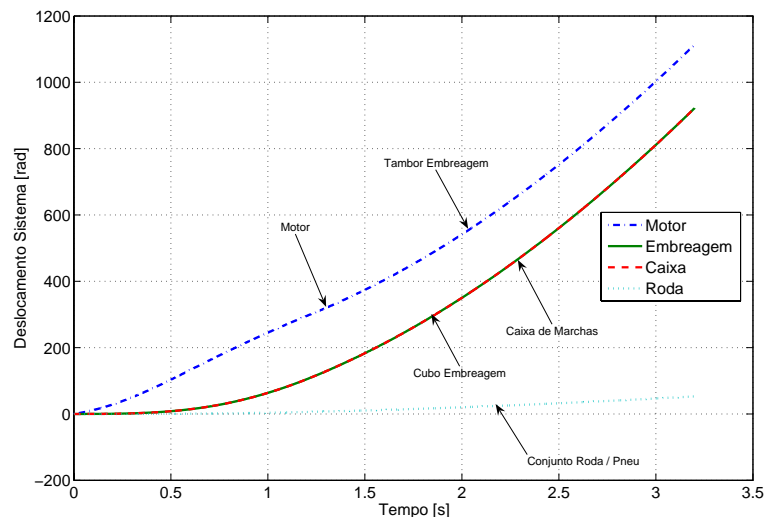


Figura 5.4: Deslocamento dos conjuntos do sistema torcional com excitação tipo 2 para o modelo do MATLAB<sup>®</sup> (5 G.L.).

A modificação que acontece no modelo é que em determinado instante os graus de liberdade referentes ao tambor e cubo da embreagem se fundem, devido ao acoplamento do sistema torcional da embreagem, originando um grau de liberdade único. O instante que este grau de liberdade único origina-se depende diretamente da ação do pedal da embreagem, sendo em torno de 1,1 segundos como visto na simulação. Nota-se que é a partir deste momento que as curvas de deslocamento do sistema torcional tornam-se paralelas.

Tabela 5.2: Dados utilizados na simulação do modelo (5 G.L.).

Parâmetro	Denominação	Valor	Unidade
$m_v$	massa do veículo	1000	kg
$m_s$	massa suspensa	800	kg
$m_{et}$	massa não suspensa eixo traseiro	80	kg
$m_{ed}$	massa não suspensa eixo dianteiro	120	kg
$\mu_e$	coeficiente de atrito estático embreagem	0,28	-
$\mu_c$	coeficiente de atrito cinemático embreagem	0,24	-
$\varepsilon_{tol}$	tolerância de acoplamento de velocidades	0,01	rad/s
$r_e$	raio interno disco de embreagem	0,090	m
$r_i$	raio externo disco de embreagem	0,055	m
Ps	pressão média de referência	225000	N/m <sup>2</sup>
L	distância entre eixos do veículo	2,36	m
$h_{cg}$	altura do centro de gravidade	0,8	m
b	largura do pneu	0,145	m
d	diâmetro interno do pneu	0,33	m
$\alpha$	inclinação da pista	0	graus
$\eta_t$	rendimento da transmissão	0,9	%
f	coeficiente de atrito de rolamento (asfalto)	0,011	-
$i_c$	relação de transmissão da caixa (1ª marcha)	4,273	-
$i_d$	relação de transmissão do diferencial	4,067	-
$\rho_{ar}$	densidade do ar	1,225	kg/m <sup>3</sup>
$c_x$	coeficiente de resistência aerodinâmica	0.35	-
A	área da seção transversal do veículo	2	m <sup>2</sup>

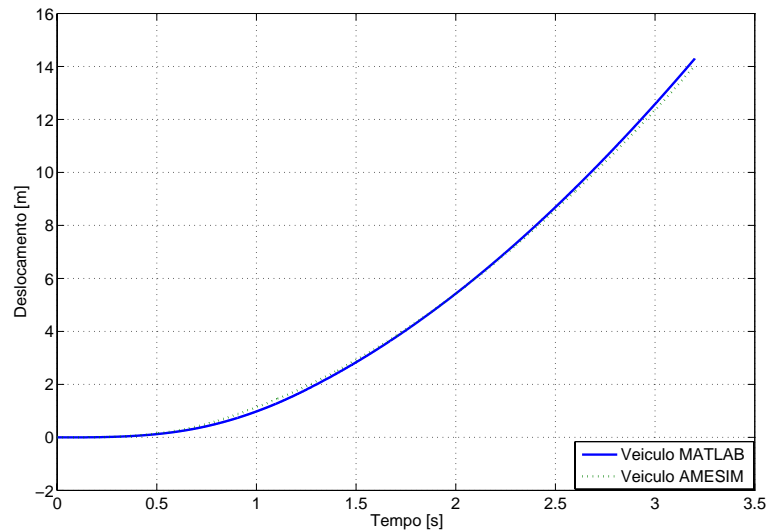


Figura 5.5: Deslocamento do veículo com excitação tipo 2 (5 G.L.).

De acordo com a Figura 5.4, o motor alcançou um deslocamento torcional de 1114 radianos (177,29 voltas -  $360^\circ$ ), enquanto que a caixa de marchas somente de 923 radianos (146,90 voltas -  $360^\circ$ ). Já na Figura 5.5 pode-se visualizar o deslocamento do veículo de 14,30 metros para o MATLAB<sup>®</sup> e de 14,03 metros para o modelo virtual.

Nota-se também que o deslocamento do grau de liberdade referente à roda se encontra bem abaixo com relação às outras curvas. Isto é devido às relações de transmissão existentes na caixa de marchas, diferencial e do raio dinâmico do pneu. Assim, comparando o valor alcançado pelo deslocamento da roda, que neste caso é a referência para o veículo, entre o MATLAB<sup>®</sup> e o modelo virtual, percebe-se grande aproximação dos resultados comprovando melhor representação dos modelos.

As Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 ilustram as velocidades do sistema, do veículo e a rotação da roda, respectivamente.

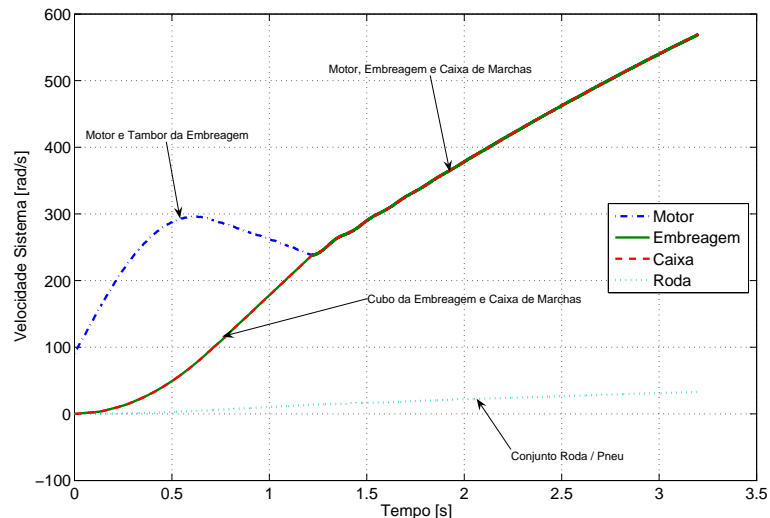


Figura 5.6: Velocidades do sistema torcional com excitação tipo 2 (5 G.L.).

Como ilustrado na Figura 5.6, o motor alcançou um pico antes do acoplamento de 2826,59 rpm (296 rad/s), sendo que o acoplamento ocorreu em 2282,28 rpm (239 rad/s) e o valor máximo alcançado pelo motor foi de 5433,55 rpm (569 rad/s).

De acordo com as simulações fica evidente novamente o comportamento isolado do sistema torcional motriz em comparação à roda. Observa-se também que o motor e o tambor da embreagem possuem uma velocidade inicial diferente de zero e durante a simulação ganham velocidade até um pico. Após isto estes dois conjuntos diminuem de rotação até possuírem a mesma velocidade da caixa de marchas. Este efeito ocorre com o acoplamento das coordenadas, de maneira suave e gradativa da embreagem, sendo as velocidades do motor e da caixa praticamente iguais a partir deste instante.

O que deve ser visto com ênfase é que após o acoplamento o sistema de transmissão pode causar grandes amplitudes nas oscilações da velocidade. Deste modo, as velocidades dos conjuntos torcionais podem causar desconforto, difícil dirigibilidade e baixo desempenho na aceleração por intermédio de trepidações, risco do motor desligar e oscilações bruscas, na direção longitudinal do movimento do veículo.

De acordo com a Figura 5.7, segundo o modelo do MATLAB<sup>®</sup> o veículo obteve uma velocidade de 8,83 m/s (31,78 km/h) e segundo o modelo virtual de 8,57 m/s (30,85 km/h).

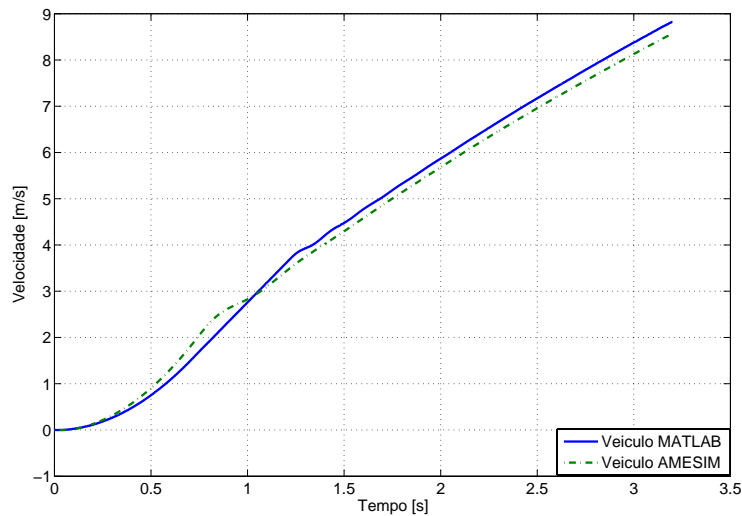


Figura 5.7: Velocidade do veículo com excitação tipo 2 (5 G.L.).

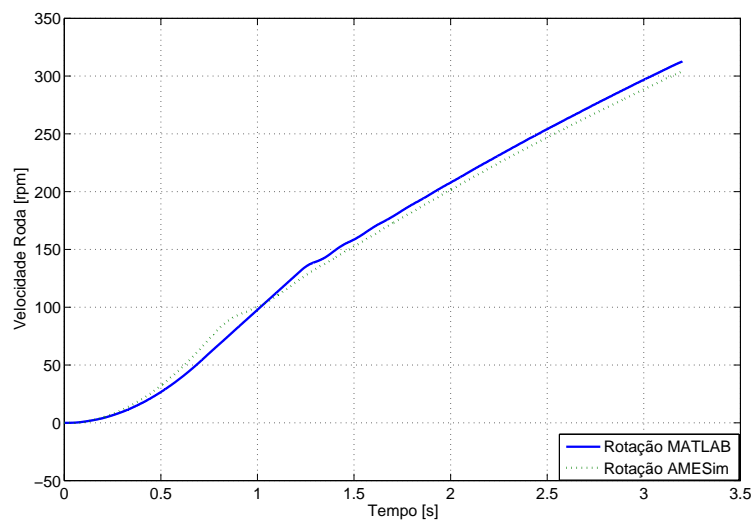


Figura 5.8: Rotação da roda com excitação tipo 2 (5 G.L.).

Para a roda observou-se que a rotação foi para o modelo do MATLAB<sup>®</sup> de 312,8 rpm (32,76 rad/s) e para o modelo virtual de 304,2 rpm (31,86 rad/s), portanto resultados para as velocidades de rotação muito parecidos.

Para as velocidades desenvolvidas pelo veículo, diferente do modelo com 2 G.L., fica evidente que o controle do atrito na embreagem permitiu obter uma suavidade desejada tanto para o veículo quanto para a roda com relação às velocidades. Também neste modelo já se pode obter valores de rotação das rodas com maior exatidão. Além disso, os valores de velocidades finais mostraram-se bem próximos dos valores apresentados pelo fabricante (Apêndice G).

A seguir fez-se uma análise da atuação do pedal da embreagem para três casos distintos, nos quais se considerou a atuação do pedal em 0,3, 0,7 e 1,1 segundos (valores admitidos). Assim, a Figura 5.9 demonstra o comportamento das velocidades do sistema torcional e do veículo e a Figura 5.10 ilustra o deslocamento e aceleração. Ambas as figuras utilizam o acionamento do pedal da embreagem em 0,3 segundos.

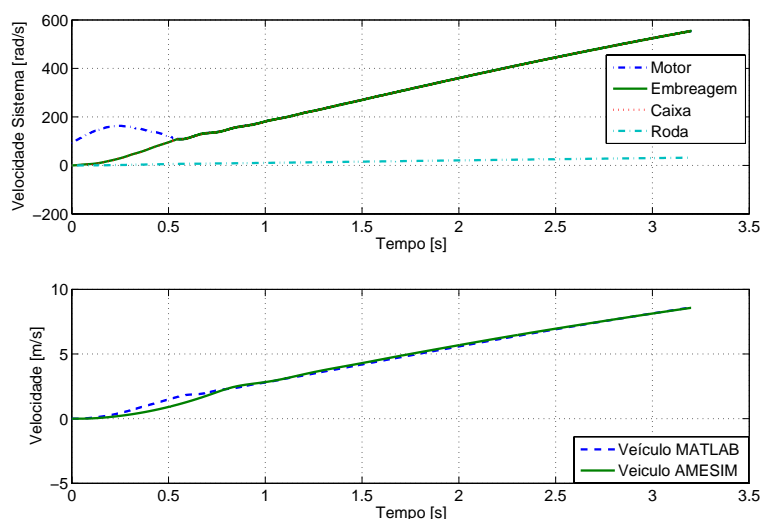


Figura 5.9: Desempenho das velocidades com excitação tipo 2 com embreagem acionada em 0,3 s.

Observa-se que, quando o pedal da embreagem é solto rapidamente, o período de acoplamento entre os conjuntos da embreagem ocorre com rapidez. Neste caso a condição crítica de funcionamento do motor deve ser analisada, portanto o acionamento da embreagem deve ocorrer de tal maneira que não desligue o motor.

Com relação ao funcionamento do motor, a velocidade angular se comporta de forma a sair da marcha lenta, alcançar um valor de pico, diminuir até um valor de acoplamento, acima do limite de marcha lenta, ocorrer o acoplamento e prosseguir o seu funcionamento até atingir a rotação máxima e troca de marcha.

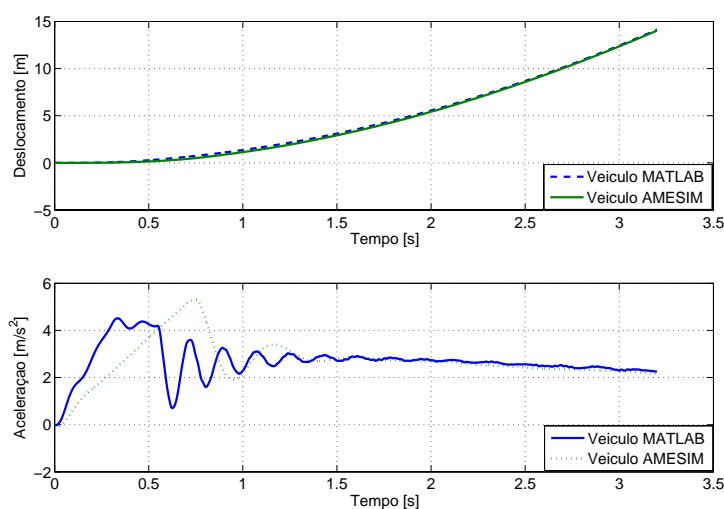


Figura 5.10: Deslocamento e aceleração do veículo com excitação tipo 2 com embreagem acionada em 0,3 s.

O veículo apresenta um melhor desempenho quando a embreagem é solta rapidamente (análise de 0,3 segundos) mas, por outro lado, aparecem problemas de picos de aceleração longitudinal sobre a carroceria do veículo no início da arrancada. Portanto é uma estratégia que contraria os requisitos de conforto e até de durabilidade de muitos componentes da transmissão.

As Figuras 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8 ilustradas anteriormente, demonstram um caso intermediário do comportamento do sistema torcional, quando o pedal da embreagem é solto em 0,7 segundos. Assim pode-se observar que o acoplamento ocorreu em 1,22 segundos (Figura 5.7) e a aceleração máxima alcançada foi de 4,37 m/s<sup>2</sup> (Figura 5.13).

Para uma condição de acionamento mais suave (análise de 0,7 segundos) da embreagem não ocorreram problemas de picos tão agudos de acelerações no início do movimento. Por conseguinte, também ocorre uma menor solicitação do disco de embreagem, maior suavidade na arrancada e pequenas oscilações da velocidade no início do acoplamento.

Esta condição intermediária de acionamento do pedal da embreagem satisfaz tanto os requisitos de máximo desempenho bem como os de conforto, sendo portanto uma condição ótima de funcionamento do sistema.

Para o acionamento do pedal com 1,1 segundos o comportamento do veículo pode ser observado através das Figuras 5.11 e 5.12. Este acionamento tem o objetivo de entregar o máximo de conforto aos passageiros e de utilizar um acoplamento gradativo com o máximo de suavidade. Assim, seria fácil levar a aceleração a níveis menores na arrancada, mas em compensação um dos problemas seria o disparo da rotação do motor nos primeiros instantes de funcionamento, que alcança um valor alto no início do movimento.



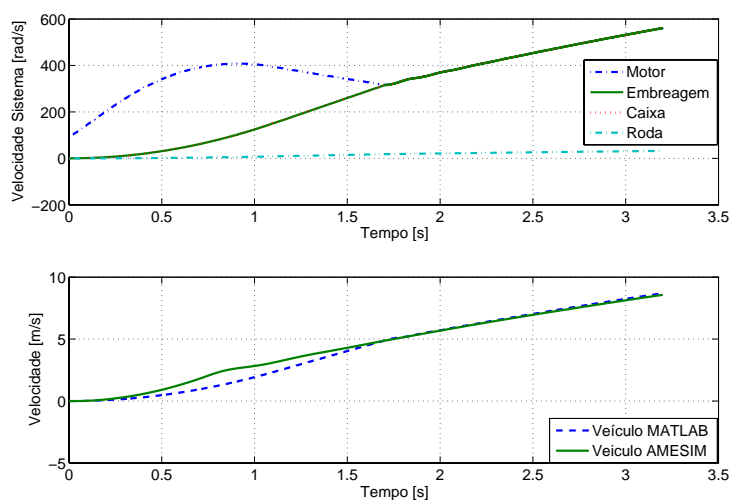


Figura 5.11: Desempenho das velocidades para o comportamento do veículo com excitação tipo 2 e embreagem acionada em 1,1 s.

Questão importante de salientar nesta situação diz respeito a velocidade e deslocamento finais, os quais são bem menores que o esperado. Além disso, neste caso o disco de embreagem trabalharia dentro de um faixa tempo e temperatura maiores que os admitidos pelas suas propriedades. Portanto, ocorrendo uma grande dissipação de energia e possivelmente deterioração e desgaste prematuro.

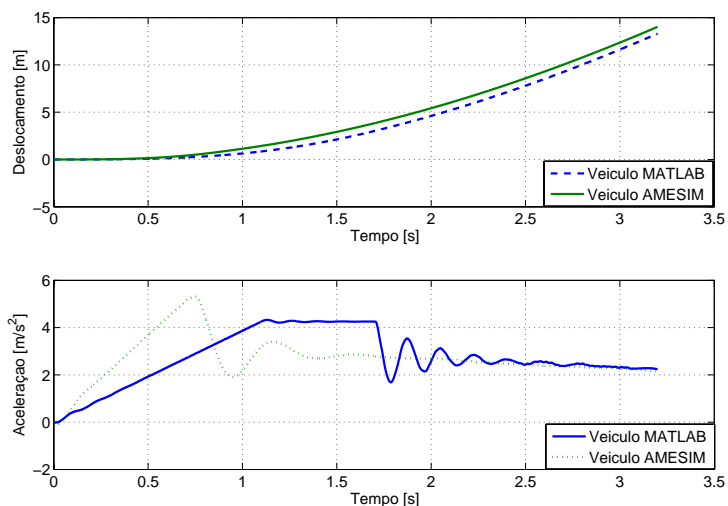


Figura 5.12: Deslocamento e aceleração do veículo com excitação tipo 2 e embreagem acionada em 1,1 s.

A Figura 5.13 ilustra a sobreposição das curvas de aceleração nos três casos simulados anteriormente (0,3, 0,7 e 1,1 segundos). Nota-se que as três curvas apresentadas possuem

valores e posições de pico máximo diferentes, bem como patamares de escorregamento diferenciados.

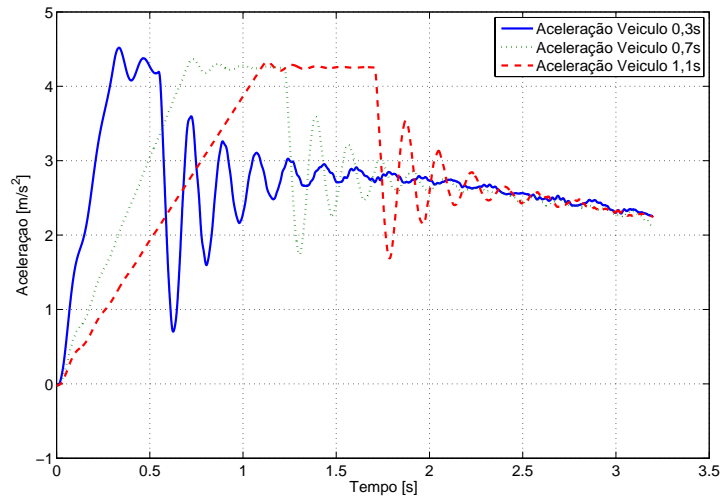


Figura 5.13: Aceleração do veículo para atuação do pedal da embreagem em 0,3, 0,7 e 1,1 segundos e excitação tipo 2 (5 G.L.).

### 5.4.2 Resultados Excitação Tipo 3

Para os dados utilizados no cálculo do torque motriz, a Tabela 5.3 ilustra os parâmetros usados. A simulação a seguir leva em consideração a atuação do pedal da embreagem em 0,7 segundos e os mesmos parâmetros já citados anteriormente, nas Tabelas 5.1 e 5.2. A Figura 5.14 ilustra o comportamento da velocidade do veículo.

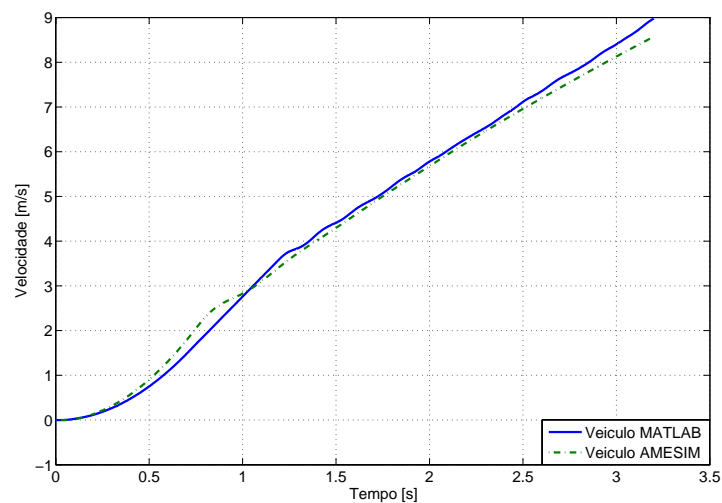


Figura 5.14: Velocidade do veículo com excitação tipo 3 (5 G.L.).

Tabela 5.3: Dados utilizados na simulação do modelo do motor ciclo Otto.

Parâmetro	Denominação	Valor	Unidade
Dc	diâmetro do cilindro	0,07	m
Cp	curso do pistão	0,0649	m
Rc	razão de compressão	11,65	-
Rv	raio do virabrequim	0,0324	m
Cb	comprimento da biela	0,1298	m
Tm	torque médio motriz	90,3	Nm
Patm	pressão atmosférica	101325	Pa
R	constante dos gases ideais p/ o ar seco	287	J/kgK
$c_v$	calor específico a volume constante p/ o ar seco	718	kcal/kgK
$c_p$	calor específico a pressão constante p/ o ar seco	1005	kcal/kgK
k	coeficiente $c_p/c_v$	1,4	-
$m_b$	massa biela	0,750	kg
Q	transferencia de calor ao ar / ciclo	300	kcal/kg
$L_2$	comprimento CG da biela ao virabrequim	0,075	m

Para a simulação dinâmica do veículo usando o ciclo térmico do motor, a curva de torque utilizada leva em consideração os pulsos gerados pelas forças dos gases e a força de inércia alternativa (ver modelagem no Apêndice B). O torque gerado pelo ciclo térmico dos gases considera um nível estático para a posição do pedal do acelerador, o qual regula a quantidade de entrada de ar juntamente com o combustível, para produzir a mistura.

As Figuras 5.15 e 5.16 ilustram o comportamento do deslocamento e aceleração do veículo.

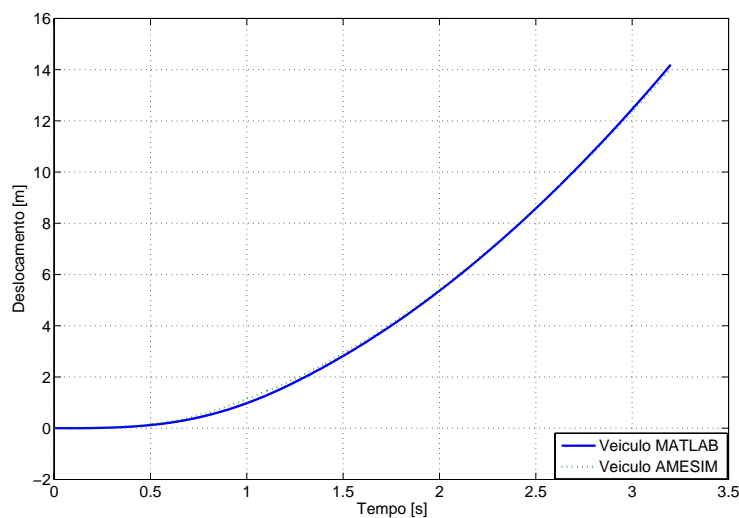


Figura 5.15: Deslocamento do veículo com excitação tipo 3 (5 G.L.).

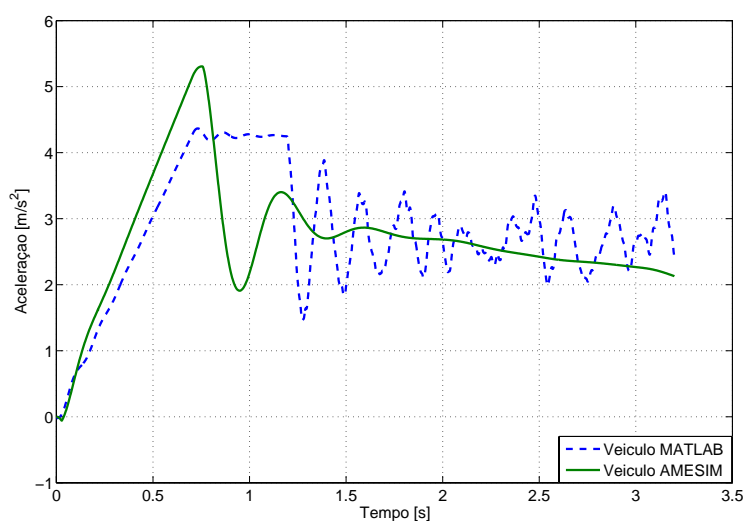


Figura 5.16: Aceleração do veículo com excitação tipo 3 (5 G.L.).

Assim o veículo atingiu uma distância de 14,19 metros e a aceleração um pico máximo de  $4,37 \text{ m/s}^2$ . A Tabela 5.4 a seguir ilustra os principais dados comparados nos modelos com 0,3, 0,7 e 1,1 segundos e também com relação aos tipos de excitação.

A rotação de pico do motor antes do acoplamento da embreagem, foi de 2862,87 rpm (299,79 rad/s), obteve-se 2202,07 rpm (230,60 rad/s) para a rotação de acoplamento e 5549,09 rpm (581,09 rad/s) como a máxima alcançada. Pode-se notar que o veículo alcançou uma velocidade de 8,98 m/s (32,67 km/h), enquanto que a roda atingiu uma rotação máxima de 318,1 rpm (33,31 rad/s).

Tabela 5.4: Resultados da simulação do modelo de 5 G.L. no MATLAB<sup>®</sup>.

Parâmetros	Excitação Tipo 2			Excitação Tipo 3	Unidades
<b>Tempo pedal</b>	0,3	0,7	1,1	0,7	s
<b>Deslocamento</b>	14,11	14,30	13,31	14,19	m
<b>Velocidade</b>	30,96	31,78	31,32	32,33	km/h
<b>Aceleração</b>	4,52	4,36	4,326	4,37	$\text{m/s}^2$
<b>RPM máximo</b>	5294,13	5433,55	5359,06	5549,09	rpm
<b>RPM pico</b>	1558,45	2826,59	3898,02	2862,87	rpm
<b>RPM roda</b>	304,7	312,8	308,3	318,10	rpm
<b>RPM acoplam.</b>	1039,92	2279,42	3017,58	2202,07	rpm
<b>Tempo acoplam.</b>	0,55	1,22	1,71	1,19	s

A Tabela 5.5 ilustra a comparação com os resultados obtidos com o modelo virtual do AMESim<sup>®</sup>, onde a excitação utilizado foi do tipo 2 com acionamento da embreagem com 0,7 segundos.

Tabela 5.5: Resultados da simulação do modelo virtual do AMESim<sup>®</sup>.

<b>Parâmetros</b>	<b>Excitação Tipo 2</b>	<b>Unidades</b>
<b>Tempo pedal</b>	0,7	s
<b>Deslocamento</b>	14,03	m
<b>Velocidade</b>	30,85	km/h
<b>Aceleração</b>	5,30	m/s <sup>2</sup>
<b>RPM roda</b>	304,2	rpm
<b>Tempo acoplam.</b>	0,74	s

Para as simulações do desempenho do veículo utilizando o ciclo térmico do motor, empregando a atuação da força de inércia alternativa e forças dos gases, os resultados mostraram-se sensíveis com relação à substituição do torque motriz.

Por outro lado, observou-se que as simulações usando a excitação do motor tipo 3, não proporcionaram grande interferência aos valores alcançados para o deslocamento e velocidade finais do veículo.

Com relação à velocidade de rotação do motor (rpm), a mesma poderá causar alguma interferência se os valores de rotação forem baixos, coincidindo assim com alguma frequência natural do sistema de transmissão do veículo.

# Capítulo 6

## Modelo com Nove Graus de Liberdade

*Neste capítulo são apresentadas as equações do modelo torcional do veículo com cinco graus de liberdade já desenvolvidas no capítulo 5 e o desenvolvimento para os graus de liberdade do pneu e da carroceria do veículo. Neste caso são introduzidos o efeito de escorregamento da embreagem e o efeito de deslizamento do pneu referente à interação pneu / pista. Também é trabalhada a dinâmica da carroceria, com relação ao ângulo de arfagem, deslocamento longitudinal e comportamento de rampa.*

### 6.1 Introdução

O modelo desenvolvido neste capítulo abrange o desenvolvimento da dinâmica torcional dos subconjuntos do motor, embreagem, caixa de marchas e diferencial e também os efeitos dinâmicos sobre a roda, pneu e carroceria.

Assim, além de um bom controle do sistema de transmissão do veículo para determinar o comportamento dinâmico do automóvel, é de fundamental importância o desenvolvimento de um modelo que explique a interação do pneu com a pista.

### 6.2 Dinâmica Longitudinal

O desempenho motriz em veículos automotores é caracterizado pela sua aceleração, capacidade de vencer aclives e de alcançar uma determinada velocidade máxima. Isto pode ser determinado pelo equacionamento da demanda de potência disponível pelo motor necessária para um determinado estado de dirigibilidade requerido pelo condutor. A Figura 6.1 ilustra o modelo completo que é desenvolvido neste capítulo.

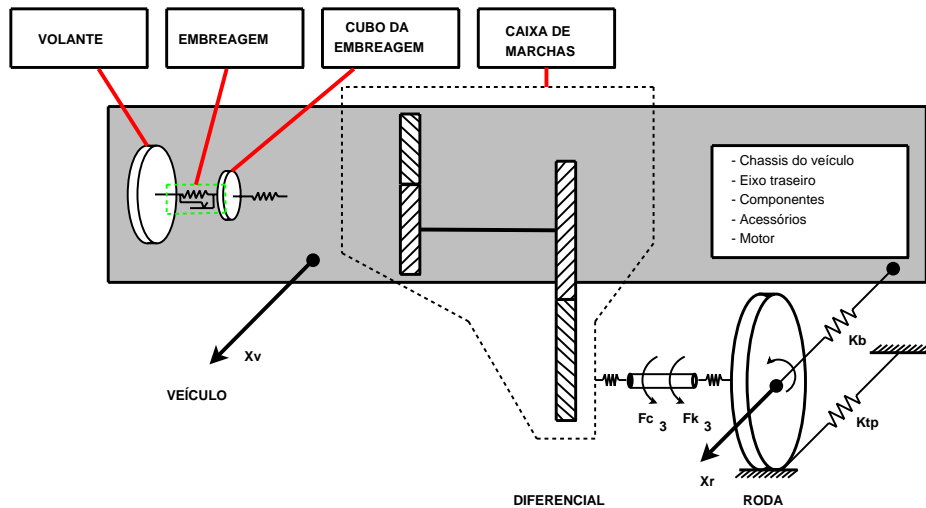


Figura 6.1: Diagrama de corpo livre da posição de equilíbrio para o veículo (9 G.L.).

Excluindo os parâmetros de resistência e as características do motor do veículo, o qual é caracterizado pela forma e posição do mapa da curva do motor, o *layout* e a estratégia de transmissão tem enorme influência sobre o desempenho motriz. Nos automóveis atualmente existem muitas estratégias para a transmissão do torque fornecido pelo motor até às rodas. A Figura 6.2 ilustra o *layout* estudado neste caso.

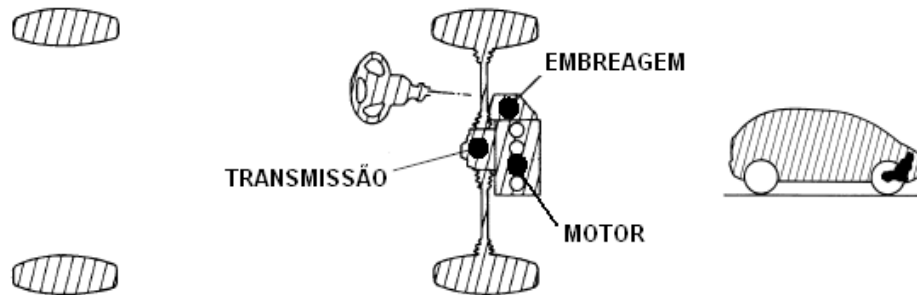


Figura 6.2: Modelo do *layout* da transmissão do veículo.

A embreagem é um dos principais elementos mecânicos no estudo da dinâmica de arrancada. Normalmente a transmissão da embreagem é executada por um monodisco de atrito "seco".

### 6.3 Equações do Movimento

A dedução das equações para o modelo de nove graus de liberdade começa pela análise torcional do motor, embreagem, caixa de marchas, diferencial, semi-eixos e rodas do

veículo já desenvolvida no Capítulo 5. A Figura 6.3 ilustra o modelo torcional, onde neste caso as equações somente serão expostas em sua forma final.

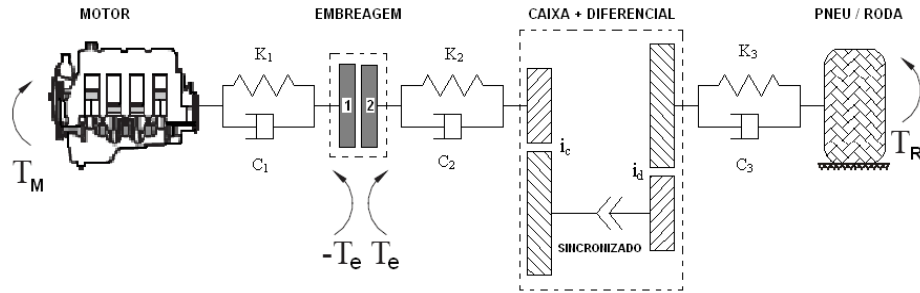


Figura 6.3: Esquema representativo do sistema torcional de transmissão do veículo.

Então tem-se para motor:

$$J_m \cdot \ddot{\theta}_m + C_1 \cdot (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{tb}) + K_1 \cdot (\theta_m - \theta_{tb}) = T_m \quad (6.1)$$

Para o tambor da embreagem (volante):

$$J_{tb} \cdot \ddot{\theta}_{tb} + C_1 \cdot (\dot{\theta}_{tb} - \dot{\theta}_m) + K_1 \cdot (\theta_{tb} - \theta_m) = -T_c \quad (6.2)$$

Para o cubo da embreagem:

$$J_{cb} \cdot \ddot{\theta}_{cb} + C_2 \cdot (\dot{\theta}_{cb} - \dot{\theta}_{cx}) + K_2 \cdot (\theta_{cb} - \theta_{cx}) = T_c \quad (6.3)$$

Para a caixa de marchas:

$$J_{eq}(i_c, i_d) \cdot \ddot{\theta}_{cx} + C_2 \cdot (\dot{\theta}_{cx} - \dot{\theta}_{cb}) + K_2 \cdot (\theta_{cx} - \theta_{cb}) + \frac{1}{i_c \cdot i_d} \cdot \left[ C_3 \cdot \left( \frac{\dot{\theta}_{cx}}{i_c \cdot i_d} - \dot{\theta}_r \right) + K_3 \cdot \left( \frac{\theta_{cx}}{i_c \cdot i_d} - \theta_r \right) \right] = 0 \quad (6.4)$$

Deve-se notar que, quando a embreagem escorrega, o sistema possui 9 G.L. Quando acoplada, o sistema possuirá somente 8 G.L. Nesta situação, portanto, qualquer uma das coordenadas  $\theta_{tb}$  ou  $\theta_{cb}$  (tambor ou cubo) pode representar o movimento da embreagem. Para obter a equação resultante deste novo sistema as duas equações devem ser somadas e o efeito do torque interno desaparece.

Para a roda e o pneu, o equilíbrio é feito sobre o deslocamento torcional da roda e sobre o deslocamento torcional teórico do pneu, respectivamente. A Figura 6.4 mostra esquematicamente como este problema pode ser tratado.



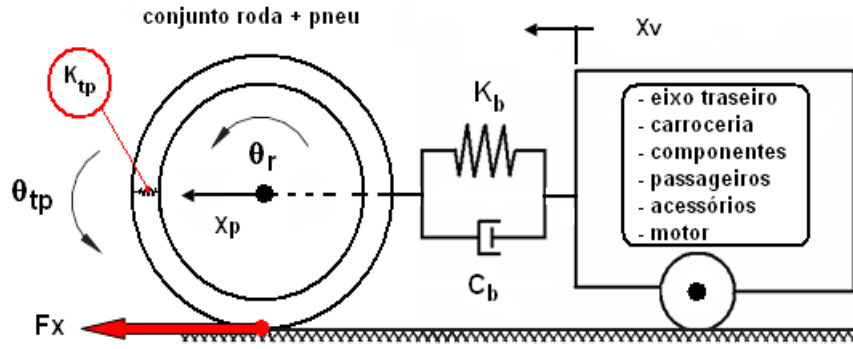


Figura 6.4: Diagrama de corpo livre a partir da posição de equilíbrio para o deslocamento torcional da roda e do pneu.

Assim, para a roda, tem-se o seguinte desenvolvimento:

$$\sum T = J_r \cdot \ddot{\theta}_r$$

ou

$$J_r \cdot \ddot{\theta}_r = M_{K_3} + M_{C_3} - M_{K_{t_p}} - M_{C_{t_p}}$$

ou ainda

$$J_r \cdot \ddot{\theta}_r + C_3 \cdot \left( \dot{\theta}_r - \frac{\dot{\theta}_{cx}}{i_c \cdot i_d} \right) + K_3 \cdot \left( \theta_r - \frac{\theta_{cx}}{i_c \cdot i_d} \right) + C_{t_p} \cdot (\dot{\theta}_r - \dot{\theta}_{t_p}) + K_{t_p} \cdot (\theta_r - \theta_{t_p}) = 0 \quad (6.5)$$

sendo,  $M_{K_{t_p}}$  e  $M_{C_{t_p}}$  os momentos referentes à rigidez e amortecimento do pneu. Não considerando o escorregamento, o equilíbrio para o deslocamento angular teórico do pneu fica:

$$\sum T = J_p \cdot \ddot{\theta}_{t_p}$$

ou

$$J_p \cdot \ddot{\theta}_{t_p} = M_{K_{t_p}} + M_{C_{t_p}} - M_{Q_{r_1}}$$

ou ainda

$$J_p \cdot \ddot{\theta}_{t_p} + C_{t_p} \cdot (\dot{\theta}_{t_p} - \dot{\theta}_r) + K_{t_p} \cdot (\theta_{t_p} - \theta_r) = -M_{Q_{r_1}} \quad (6.6)$$

Para o sétimo grau de liberdade, o equilíbrio é feito sobre o deslocamento do conjunto do eixo dianteiro:

$$\sum F = m_{ed} \cdot \ddot{X}_{ed}$$

ou

$$m_{ed} \cdot \ddot{X}_{ed} = -F_{K_b} - F_{C_b} + F_x$$

ou ainda

$$m_{ed} \cdot \ddot{X}_{ed} + C_b \cdot (\dot{X}_p - \dot{X}_v) + K_b \cdot (X_p - X_v) = F_x \quad (6.7)$$

Para o oitavo grau de liberdade, o sistema dinâmico considera o grau de liberdade do deslocamento da carroceira ou massa suspensa do sistema, fornecendo:

$$\sum F = m_v \cdot \ddot{X}_v$$

ou

$$m_v \cdot \ddot{X}_v = F_{K_b} + F_{C_b} - Q_{r_2} - Q_s - Q_a$$

ou ainda

$$m_v \cdot \ddot{X}_v + C_b \cdot (\dot{X}_v - \dot{X}_p) + K_b \cdot (X_v - X_p) = -Q_{r_2} - Q_s - Q_a \quad (6.8)$$

O último grau de liberdade a ser considerado é de arfagem da carroceira. Usando o modelo ilustrado na Figura 6.5, os movimentos de *bounce* e *pitch* podem ser então estudados.

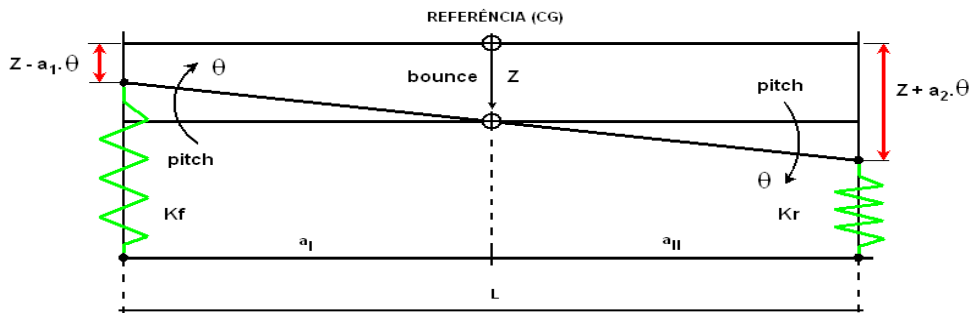


Figura 6.5: Modelo com dois graus de liberdade para *bounce* e *pitch* da massa suspensa.

O deslocamento vertical (*bounce*) é indicado pela coordenada  $Z$  e o deslocamento de arfagem (*pitch*) por  $\theta$ . A rigidez  $K_f$  e  $K_r$  são as constantes de rigidez da suspensão frontal e traseira do veículo mais a rigidez vertical do pneu. Neste modelo pode-se verificar o acoplamento que existe entre a dinâmica vertical do movimento da suspensão com o

movimento de arfagem [54]. Escrevendo a equação de equilíbrio para o *bounce* (movimento vertical) tem-se que:

$$m_s \cdot \ddot{z} + K_f \cdot (z - a_1 \cdot \theta) + K_r \cdot (z - a_2 \cdot \theta) = 0 \quad (6.9)$$

e a equação de movimento para pitch (movimento de arfagem):

$$I_y \cdot \ddot{\theta} - K_f \cdot a_1 \cdot (z - a_1 \cdot \theta) + K_r \cdot a_2 \cdot (z + a_2 \cdot \theta) = 0$$

ou

$$m_s \cdot r_y^2 \cdot \ddot{\theta} - K_f \cdot a_1 \cdot (z - a_1 \cdot \theta) + K_r \cdot a_2 \cdot (z + a_2 \cdot \theta) = 0 \quad (6.10)$$

sendo raio de giração em torno do eixo lateral y dado por:

$$r_y = \sqrt{\frac{I_y}{m_s}} \quad (6.11)$$

sendo,  $I_y$  - momento de inércia em relação ao eixo lateral y e  $m_s$  - massa suspensa do veículo. Este modelo o amortecimento, bem como a aplicação de força, foram negligenciados. Logo, a seguinte separação pode ser feita:

$$D_1 = \frac{1}{m_s} \cdot (K_f + K_r) \quad (6.12)$$

$$D_2 = \frac{1}{m_s} \cdot (K_r \cdot a_2 - K_f \cdot a_1) \quad (6.13)$$

$$D_3 = \frac{1}{I_y} \cdot (K_f \cdot a_1^2 + K_r \cdot a_2^2) = \frac{1}{m_s \cdot r_y^2} \cdot (K_f \cdot a_1^2 + K_r \cdot a_2^2) \quad (6.14)$$

Assim as equações deduzidas anteriormente, equações (6.9) e (6.10), podem ser reescritas como:

$$\ddot{z} + D_1 \cdot z + D_2 \cdot \theta = 0 \quad (6.15)$$

e

$$\ddot{\theta} - D_3 \cdot \theta + \frac{D_2}{r_y^2} \cdot z = 0 \quad (6.16)$$

O coeficiente  $D_2$  é o de acoplamento entre o movimento vertical e o movimento de arfagem e quando  $K_f \cdot a_1 = K_r \cdot a_2$  o movimento torna-se desacoplado. Portanto, sendo  $K_f \cdot a_1 = K_r \cdot a_2$ , a força vertical aplicada sobre o centro de gravidade induz somente o movimento de *bounce* enquanto que o momento aplicado sobre o centro de gravidade da

massa suspensa produz somente o movimento de arfagem. Neste caso as frequências para os movimentos desacoplados podem se dadas por [54]:

$$w_{nz} = \sqrt{D_1} \quad (6.17)$$

$$w_{n\theta} = \sqrt{D_3} \quad (6.18)$$

Aplicando a segunda lei de *Newton* e usando a posição de equilíbrio estático como origem tanto para o deslocamento linear do centro de gravidade na direção  $Z$  como para o deslocamento angular  $\theta_v$  sobre a massa suspensa do veículo, a equação de arfagem do sistema pode ser definida da seguinte maneira:

$$\sum T = J_v \cdot \ddot{\theta}_v$$

ou

$$J_v \cdot \ddot{\theta}_v = -MF_{K_{\theta_v}} - MF_{C_{\theta_v}} + Mx_{cg}$$

ou ainda

$$J_v \cdot \ddot{\theta}_v + C_{\theta_v} \cdot (\dot{\theta}_v) + K_{\theta_v} \cdot (\theta_v) = Mx_{cg} \quad (6.19)$$

De acordo com a Figura 6.5, a rigidez  $K_{\theta_v}$  e o amortecimento  $C_{\theta_v}$  são resultantes da arfagem da carroceria e podem ser obtidos pela seguinte equação:

$$K_{\theta_v} = K_{s_I} \cdot a_I^2 + K_{s_{II}} \cdot a_{II}^2 \quad (6.20)$$

$$C_{\theta_v} = C_{s_I} \cdot a_I^2 + C_{s_{II}} \cdot a_{II}^2 \quad (6.21)$$

Observa-se que as características de rigidez e amortecimento das suspensões dianteira e traseira do veículo, designadas por  $K_{s_I}$ ,  $K_{s_{II}}$  e  $C_{s_I}$ ,  $C_{s_{II}}$ , quando não conhecidas podem ser estimadas. Assim, a seguir, é ilustrada a determinação destes parâmetros da suspensão. A características do veículo para o desenvolvimento das constantes de amortecimento e rigidez da suspensão estão apresentadas na Tabela 6.1.

Para o desenvolvimento do problema é necessário calcular a rigidez das molas da suspensão desenvolvidos no Apêndice C. Tendo-se deduzido todas as equações, as mesmas podem ser organizadas de acordo com a equação de movimento torcional:

$$[I] \cdot \ddot{\theta}(t) + [C] \cdot \dot{\theta}(t) + [K] \cdot \theta(t) = T(t) \quad (6.22)$$



é a matriz de amortecimento,

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -K_1 & K_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 & -K_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_2 & K_2 + K_3/i_c^2 \cdot i_d^2 & -K_3/i_c \cdot i_d & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_3/i_c \cdot i_d & K_3 + K_{tp} & -K_{tp} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{tp} & K_{tp} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_b & -K_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_b & K_b & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & K_{\theta_v} \end{bmatrix}$$

é a matriz de rigidez e

$$\ddot{\theta}(t) = \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\theta}_{tb} \\ \ddot{\theta}_{cb} \\ \ddot{\theta}_{cx} \\ \ddot{\theta}_r \\ \ddot{\theta}_{tp} \\ \ddot{X}_p \\ \ddot{X}_v \\ \ddot{\theta}_v \end{Bmatrix}, \quad \dot{\theta}(t) = \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_m \\ \dot{\theta}_{tb} \\ \dot{\theta}_{cb} \\ \dot{\theta}_{cx} \\ \dot{\theta}_r \\ \dot{\theta}_{tp} \\ \dot{X}_p \\ \dot{X}_v \\ \dot{\theta}_v \end{Bmatrix}, \quad \theta(t) = \begin{Bmatrix} \theta_m \\ \theta_{tb} \\ \theta_{cb} \\ \theta_{cx} \\ \theta_r \\ \theta_{tp} \\ X_p \\ X_v \\ \theta_v \end{Bmatrix} \quad e \quad T(t) = \begin{Bmatrix} T_m \\ -T_c \\ T_c \\ 0 \\ 0 \\ -M_{Q_{r1}} \\ F_x \\ -Q_{r2} - Q_s - Q_a \\ Mx_{cg} \end{Bmatrix}$$

são os vetores resultantes de aceleração, velocidade, deslocamento e excitação respectivamente.

## 6.4 Resultados Obtidos

O modelo ampliado desenvolvido neste capítulo possui 9 G.L., onde os resultados obtidos pelo MATLAB<sup>®</sup> e modelo virtual foram comparados (modelo virtual ver apêndice F). A programação possui algumas modificações dos modelos mostrados anteriormente, principalmente com relação à interface de atrito e aderência entre pneu e pista.

A análise deste modelo usou somente a primeira relação de transmissão, não sendo efetuada nenhuma troca de marcha, e um tempo de análise de 3,2 segundos. Foram usados dois tipos de excitação para caracterização motor, uma usando a curva de torque **tipo 2** e a outra usando o ciclo térmico **tipo 3**.

Além deste modelo possuir um controle de embreagem foi adotado um controle de atrito e escorregamento entre o pneu e pista. Portanto além do estudo do *layout* e caracterização de novos graus de liberdade, foram inclusos o comportamento de arfagem, caracterização das constantes verticais da suspensão e construção dos mapas de desempenho.

A partir das matrizes de amortecimento, rigidez e massa pode-se obter a matriz de rigidez dinâmica, resolvendo assim o problema de autovalores e autovetores do sistema. Os autovetores são os modos de vibração e os autovalores são as frequências naturais. Com isto pode-se resolver o problema das frequências naturais não amortecidas para o sistema modelado.

Nota-se, de acordo com a matriz de rigidez, por exemplo, que o sistema possui diversos desacoplamentos. Estes desacoplamentos refletem o modelo matemático desenvolvido, que inclui o escorregamento da embreagem de acordo com o acionamento do pedal pelo condutor e da interface de contato e escorregamento do pneu com a pista.

Com relação aos resultados das frequências naturais para *bounce* e *pitch* das Equações (6.17) e (6.18) são:

$$w_{nz} = 9,71 \text{ [rad/s]} = 1,55 \text{ [Hz]}$$

e

$$w_{n\theta} = 7,61 \text{ [rad/s]} = 1,21 \text{ [Hz]}$$

Para o algoritmo, a mesma seqüência desenvolvida anteriormente é mantida neste capítulo (ver apêndice E), sendo apenas incorporado um modelo de atrito e aderência que simula a interação pneu / pista. Estes efeitos de escorregamento entre o pneu e o tipo de pista em contato são de grande importância em estudos de arrancada, pois é nos primeiros instantes, quando o veículo começa a se deslocar, que este tipo de fenômeno ocorre com grande proporção.

Além de dados adicionais de escorregamento e atrito para funcionamento do modelo, cálculos preliminares são feitos. Assim, cálculos do momento de arfagem, o qual age sobre o centro de gravidade na carroceria do veículo, bem como os coeficientes de rigidez e amortecimento da suspensão para o cálculo do ângulo de arfagem da massa suspensa, foram feitos

Para o *loop* de integração numérica, destaca-se o agrupamento do modelo pneu / pista. Assim define-se neste estágio, de acordo com as forças atuantes no modelo e velocidades o escorregamento e atrito. Também são definidos os parâmetros de pista (asfalto, concreto, pedra, terra, limpo ou contaminado, seco ou molhado), para a construção da curva do modelo de *Pacejka*, a qual entrega o comportamento da força longitudinal.

Por fim, tendo desenvolvido as simulações com um caso de excitação e acionamento de pedais, partiu-se para a construção de superfícies de desempenho do veículo. Nas superfícies pretende-se encontrar quais as velocidades máximas e quais os deslocamentos máximos longitudinais alcançados pelo veículo, com diversas configurações de acionamento de embreagem, acelerador e potência do motor (neste caso, 100%, 90%, 80%, e 70%).

### 6.4.1 Resultados da Excitação Tipo 2

A seguir são mostrados os principais resultados obtidos com a simulação utilizando a excitação tipo 2. Para o modelo com 9 G.L. utilizando a curva de torque x rpm mais uma excitação harmônica sobre a curva, a Figura 6.6 ilustra o comportamento do sistema para os deslocamentos do conjunto motriz com acionamento de 0,7 segundos de embreagem, acelerador e 100% de potência do motor.

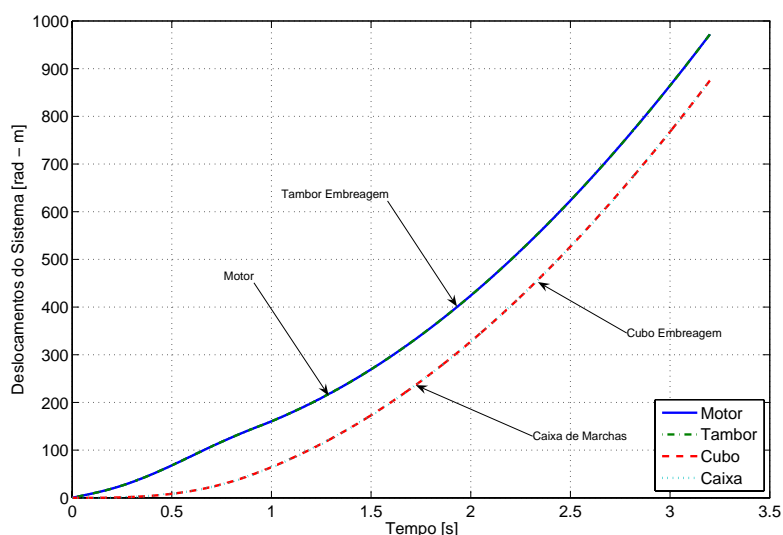


Figura 6.6: Deslocamentos do sistema torcional com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Analisando o comportamento dos deslocamentos, verificou-se que o veículo possui diversos conjuntos torcionais, onde o motor e a parte acionante da embreagem (tambor) é o conjunto que gira mais que os demais. Depois têm-se os graus de liberdade que estão sendo acionados, a parte da embreagem (cubo) e a caixa de marchas. Em outro sistema de coordenadas encontram-se os graus de liberdade da roda, pneu e por fim os graus de liberdade pertencentes à carroceria do veículo.

A Figura 6.7 ilustra o comportamento de escorregamento da embreagem o qual ocasiona a diferença das curvas de deslocamentos ilustradas anteriormente na Figura 6.6.



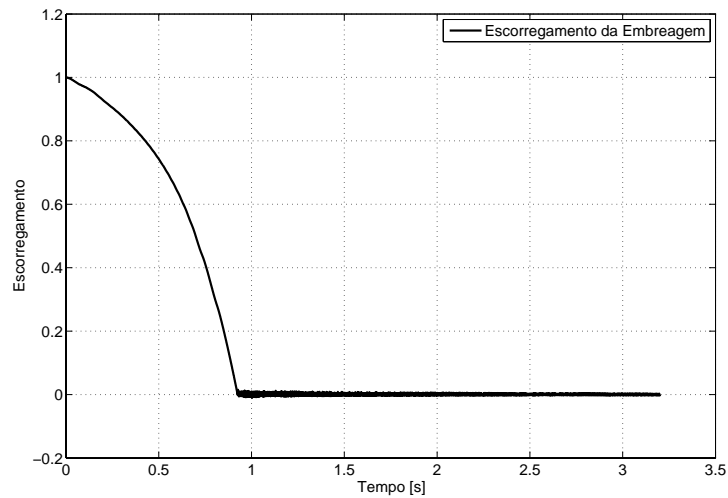


Figura 6.7: Escorregamento da embreagem durante acoplamento com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Com relação ao deslocamento alcançado pelo veículo, a Figura 6.8 ilustra a comparação dos resultados obtidos pelos modelos do MATLAB<sup>®</sup> e do modelo virtual. Os resultados mostraram para o MATLAB<sup>®</sup> uma distância percorrida do veículo de 12,62 metros enquanto para o modelo virtual indicou uma distância de 14,03 metros.

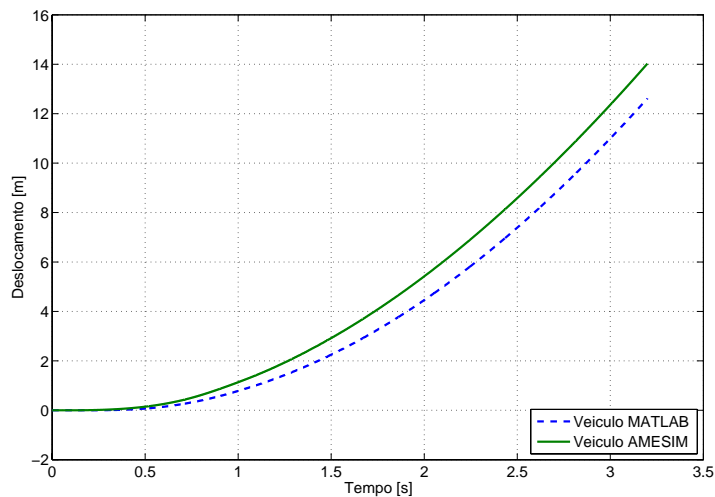


Figura 6.8: Deslocamento do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.).

O deslocamento encontrado para o veículo (massa suspensa) apresentou grande sensibilidade às perdas ocorridas devido ao contato do pneu com a pista e também às perdas decorrentes do escorregamento na embreagem. Nota-se que, após a atuação do pedal da

embreagem e acoplamento das coordenadas, que ocorre alguns segundos depois da atuação do pedal, pode-se caracterizar a faixa de escorregamento para os graus de liberdade da embreagem.

A Figura 6.9 demonstra todas as velocidades do modelo torcional com 9 G.L. Nesta ilustração pode-se verificar nitidamente como funciona o acoplamento de velocidades, tempos de acoplamento, velocidade de rotação máxima do motor, valor de pico de rotação antes do acoplamento, rotação de acoplamento e a faixa de marcha lenta que limita os acionamentos.

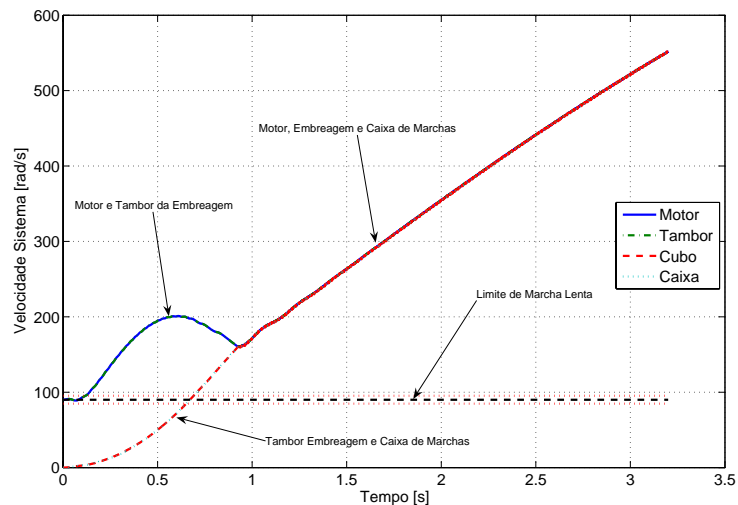


Figura 6.9: Velocidades do sistema torcional com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Observa-se que o conjunto rotacional acionante inicia o movimento até um determinado momento em que ocorre o acoplamento da embreagem e do conjunto acionado. Deste ponto em diante funcionam acoplados o motor, o tambor da embreagem, o cubo da embreagem e a caixa de marchas. Além disso a rotação do motor se encontrou dentro dos limites de marcha lenta e rotação máxima permitidos.

O efeito dos puxões mostrou-se evidente, acontecendo com maior intensidade em rotações baixas do motor e acionamentos rápidos. Após o acoplamento, este efeito poderá ter uma maior ou menor intensidade, dependendo da rotação do motor e acionamentos da embreagem e acelerador.

A Figura 6.10 ilustra o comportamento da velocidade do veículo em comparação com a simulação do modelo virtual e a Figura 6.11 as velocidades tangencial do pneu, longitudinal do pneu, longitudinal do veículo e a velocidade tangencial da roda.

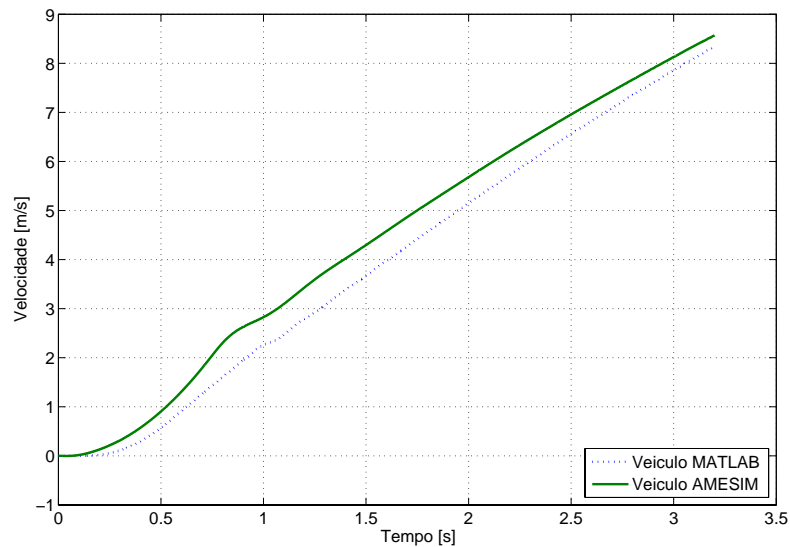


Figura 6.10: Velocidade do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Com relação ao comportamento da velocidade do veículo, a mesma comportou-se de forma rigorosa aos acionamentos e perdas do sistema. Além da velocidade do veículo, pode-se ter uma noção do comportamento das velocidades tangencial teórica da roda e longitudinal do veículo, em comparação com os resultados do modelo virtual, sendo neste caso resultados bastante satisfatórios.

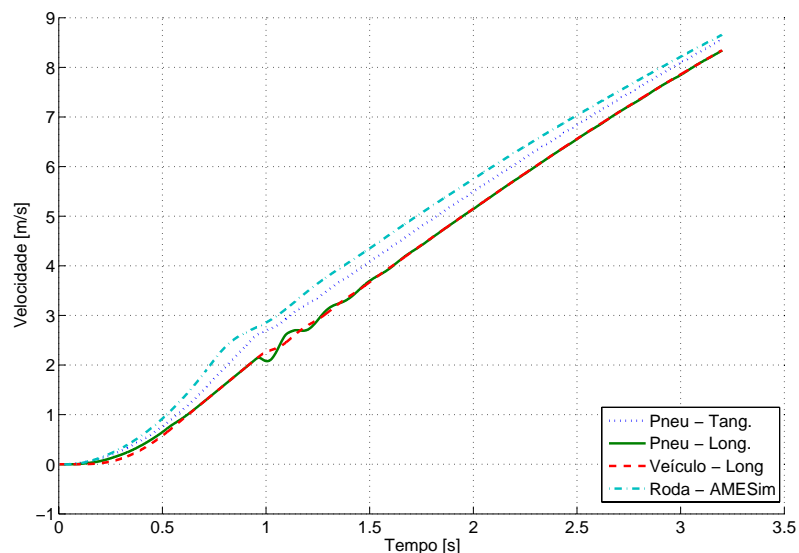


Figura 6.11: Velocidades da roda, conjunto eixo dianteiro e veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Para o MATLAB<sup>®</sup> o veículo alcançou 8,35 m/s (30,06 km/h) e o modelo virtual 8,65 m/s (31,14 km/h). Para a análise do desempenho das velocidades o modelo apresentou resultados idênticos aos do modelo de 5 G.L., na parte onde diz respeito aos conjuntos torcionais. As distinções mais evidentes foram devido à inclusão dos novos graus de liberdade que proporcionaram o reconhecimento de comportamentos relacionados com o próprio veículo para o deslocamento longitudinal e de arfagem da carroceria.

As Figuras 6.12 e 6.13 demonstram os resultados da aceleração longitudinal e de arfagem do veículo, respectivamente. As principais acelerações introduzidas no sistema e que devem ser analisadas são aquelas que os ocupantes sentiriam devido à partida do veículo. Assim, observando as excitações sobre o centro de gravidade do veículo devem ser tomados cuidados necessários para que níveis muito elevados sejam evitados a fim de proporcionar o máximo possível de conforto.

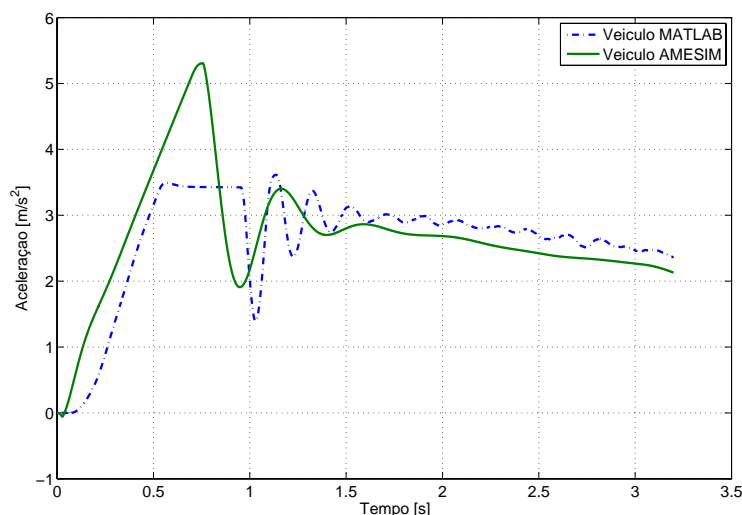


Figura 6.12: Aceleração do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Logo, a aceleração longitudinal tornou-se de tal modo modificada pelos limites de aderência do pneu com a pista e acionamentos, sendo possível ser calculado nesta fase, o nível de aceleração considerando os máximos e mínimos da curva para uma possível análise de conforto. Outra questão importante é a aceleração de arfagem da carroceria, apresentando um valor máximo devido os momentos sobre o centro de gravidade e sua estabilização.

No caso da arfagem, a aceleração deve sofrer os efeitos de um somatório das forças com relação ao centro de gravidade do veículo, onde deve ser feito um balanço de forças resistivas e forças trativas. Assim o somatório das forças trativas menos resistivas, pode-se chegar ao momento agindo na carroceria (massa suspensa).

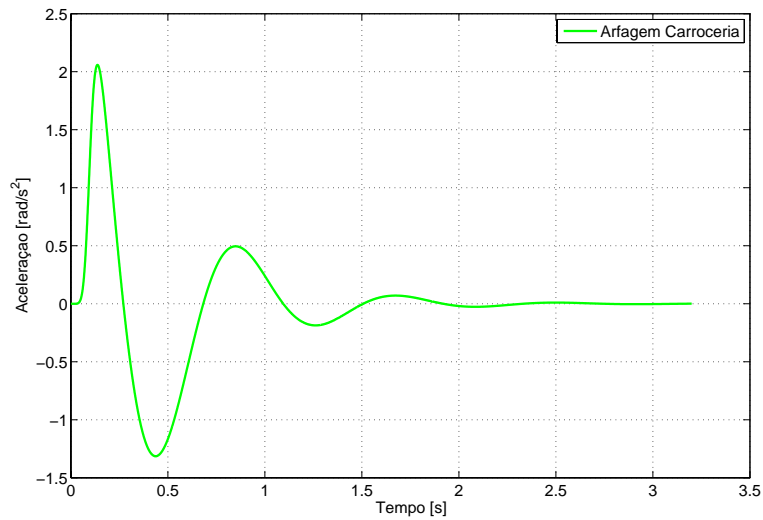


Figura 6.13: Aceleração de arfagem do veículo com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Para a aceleração do veículo no MATLAB<sup>®</sup> o valor foi de  $3,60 \text{ m/s}^2$  estabilizando em  $2,32 \text{ m/s}^2$  e no modelo virtual um pico de  $5,30 \text{ m/s}^2$ , estabilizando em  $2,15 \text{ m/s}^2$ . Como medida de conforto, o nível de aceleração entre o pico máximo e mínimo da curva da Figura 6.12 se encontrou em  $1,71 \text{ m/s}^2$ . Para a arfagem tem-se um valor máximo de aceleração de  $2,06 \text{ rad/s}^2$ .

Os resultados encontrados para o veículo com relação ao ângulo de arfagem podem ser visualizados na Figura 6.14.

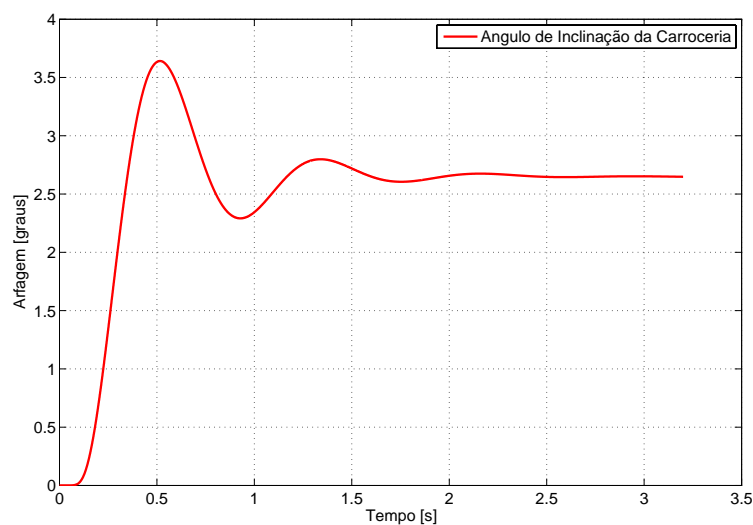


Figura 6.14: Arfagem da carroceria com excitação tipo 2 (9 G.L.).

O ângulo de arfagem conhecido como *pitch angle*, é um ângulo em torno do eixo transversal do automóvel quando uma frenagem ou uma aceleração é imposta pelo condutor. Em ambos os casos tanto os amortecedores como as molas da suspensão dianteira e traseira trabalham de forma a evitar um ângulo de inclinação muito grande. A dinâmica de rotação da carroceria, *pitch*, está diretamente ligada com a dinâmica vertical de *bounce* do veículo.

Na maioria dos veículos o movimento de *pitch*, estando acoplado com o movimento de *bounce*, vertical da suspensão do veículo, depende da distância percorrida pelo veículo, pois esta reação está sujeita às condições de pista e de velocidade. O ângulo de arfagem é muito importante, pois geralmente é desconsiderado em análises dinâmicas e é a fonte primordial de vibrações longitudinais sobre a localização do centro de gravidade.

Pode-se notar que, devido ao momento aplicado no centro de gravidade do veículo, o ângulo de inclinação alcançou um valor máximo no início do movimento de  $3,64^\circ$  de arfagem. Após a ação do pedal embreagem, acelerador e arrancada inicial, o ângulo de *pitch* ficou estabilizado, permanecendo em torno de  $2,65^\circ$  de inclinação da carroceria do veículo. A frequência natural de arfagem de acordo com a Figura 6.14 ficou em torno de 1,25 Hz.

Para o escorregamento entre o pneu e pista a Figura 6.15 ilustra o comportamento de aderência do pneu com relação ao escorregamento e ao atrito. A curva significa os diversos valores encontrados para os valores dos coeficientes de escorregamento e atrito durante a simulação.

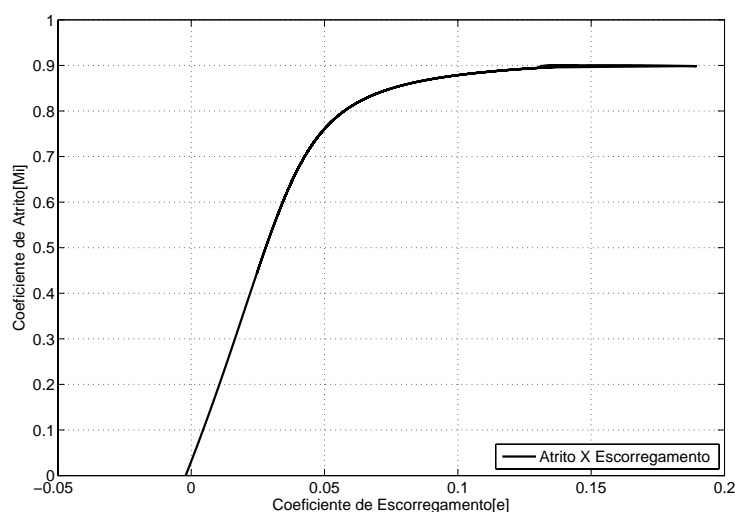


Figura 6.15: Comportamento do atrito x escorregamento com excitação tipo 2 (9 G.L.).

O escorregamento é muito dependente da pista que o veículo trafega, sendo neste caso utilizado o modelo de *Pacejka* que foi desenvolvido na revisão bibliográfica. De acordo

com a força normal ao solo que muda com a transferência de carga devido a arrancada, o pneu pode perder aderência e deslizar. Portanto se o veículo estiver em uma rampa poderá ter um deslocamento negativo em relação ao movimento desejado pelo condutor.

O mecanismo de aderência devido à flexibilidade do pneu, trata o escorregamento como função das velocidades tangencial da roda e de translação do veículo. Mas o escorregamento também pode ser tratado como uma função do espaço percorrido pela periferia do pneu e pela distância percorrida pelo veículo.

No modelo aqui simulado verificou-se que o comportamento trativo tem início na origem do sistema de coordenadas (atrito = 0 e escorregamento = 0). Após o acionamento da embreagem o pneu começa a girar e escorregar ganhando aderência. Mas se os acionamentos dos pedais forem bruscos, o coeficiente de atrito máximo pode ser superado e o pneu alcançar escorregamentos maiores que 15 % (superior a condição ideal de tração).

Nota-se então que existem condições críticas de atrito e escorregamento: a primeira com a roda e pneu girando e o veículo parado (escorregamento 100 % - aceleração) e segunda com pneu travado e veículo movendo-se (escorregamento 100 % - frenagem).

Nota-se com os resultados obtidos que, o escorregamento passou do pico máximo 15%, chegando a um valor máximo de 18,93 %. Após este valor máximo o pneu ganha aderência e o escorregamento fica baixo, em torno de 3,50 %. A Figura 6.16 demonstra o comportamento do escorregamento do pneu.

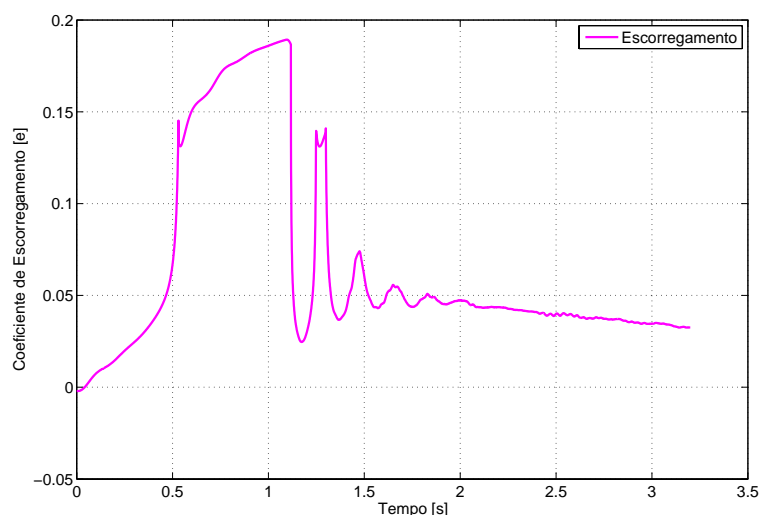


Figura 6.16: Escorregamento entre pneu e pista com excitação tipo 2 (9 G.L.).

A seguir, como pode ser observado de acordo com a Figura 6.17, é ilustrado o comportamento do atrito. O atrito alcança um valor máximo (valor de pico) decresce até o escorregamento máximo e depois retorna pela curva. Isto acontece pois, como no

escorregamento, as velocidades tangencial da roda e longitudinal do veículo tornam-se praticamente iguais. Assim o coeficiente de atrito decai permanecendo em torno de 0,55.

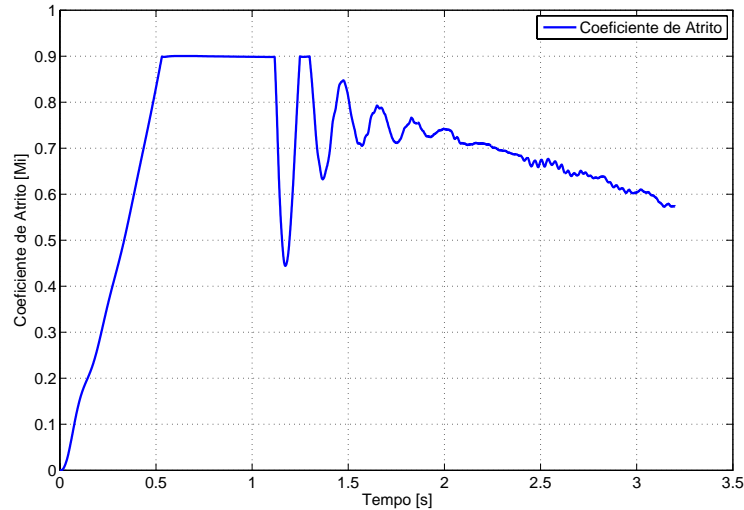


Figura 6.17: Atrito entre pneu e pista com excitação tipo 2 (9 G.L.).

Nota-se que, com o passar do tempo, conseqüentemente o veículo ganhando velocidade, o pneu ganha aderência até o pico máximo de atrito. Nesta fase as velocidades tornam-se praticamente iguais e o coeficiente de atrito é denominado coeficiente de aderência. Passado deste pico o escorregamento pode alcançar um valor máximo e o coeficiente de atrito passa a ser denominado de coeficiente de deslizamento.

As reações sobre os eixos, Figura 6.18, indicam qual a capacidade de transmissão de força entre o pneu e pista.

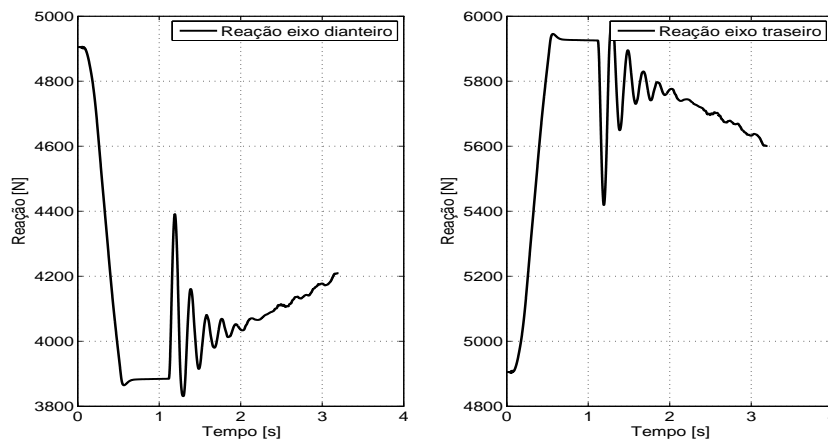


Figura 6.18: Reações sobre os eixos com excitação tipo 2 (9 G.L.).



Após o acionamento dos pedais verifica-se que tanto o coeficiente de atrito como o escorregamento funcionam essencialmente de acordo com a reação sobre o eixo dianteiro, no caso de veículo com tração dianteira. Assim, as forças que agem no ponto de contato pneu / pista ocasionam uma alteração na componente normal ao solo mudando constantemente os coeficientes de atrito e escorregamento.

Percebe-se que as reações de arrancada comportam-se de maneira a transferir carga do eixo dianteiro para o traseiro, o que ficou evidente com os resultados apresentados. Um dos efeitos que podem mudar de modo consistente as reações sobre os eixos é a inclinação da pista. Este efeito gera a resistência de aclave e um momento em relação ao solo, onde a transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro devida à componente do peso do veículo está em sentido contrário à direção do seu deslocamento.

Com relação ao semi-eixo, este é o elemento que une o diferencial localizado na caixa de marchas com as rodas do veículo. O semi-eixo é formado basicamente por duas juntas homocinéticas com a função de transmitir torque do diferencial às rodas do carro sob condição de ângulo.

Entre as duas juntas é montado um eixo interconector, que pode apresentar diversas configurações dependendo da sua aplicação. Este eixo é suscetível às excitações provenientes do motor e pode amplificar estas vibrações. Assim, para cálculos de resistência dos semi-eixos, a Figura 6.19 apresenta o torque transmitido pelo semi-eixo do veículo e o torque nominal máximo do motor na roda.

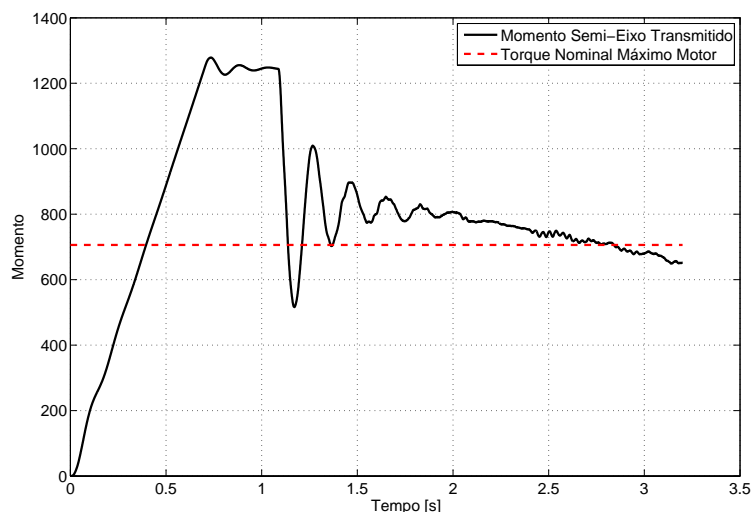


Figura 6.19: Momento transmitido pelo semi-eixo do sistema torcional (9 G.L.).

Na Tabela 6.2 são apresentados os principais resultados obtidos na simulação do veículo utilizando uma excitação tipo 2 para os modelos de 5 G.L. e 9 G.L., ambos com aciona-

mento da embreagem em 0,7 segundos e 100% de potência útil do motor. Também para o modelo de 9 G.L. são ilustrados os valores utilizando a excitação tipo 3. Na Tabela 6.3 são expostos os resultados obtidos para o modelo de 9 G.L. com rampa +10 % (active) e -10% (declive).

Tabela 6.2: Resultados das simulações para o veículo dos modelos com 5 G.L. e 9 G.L.

Parâmetro / Excitação	5 G.L.	9 G.L.	5 G.L.	9 G.L.	Unidades
	Tipo 2	Tipo 2	Tipo 3	Tipo 3	
<b>Deslocamento</b>	14,30	12,62	14,19	12,92	m
<b>Velocidade</b>	31,78	30,06	32,33	31,18	km/h
<b>Aceleração</b>	4,36	3,61	4,37	3,62	m/s <sup>2</sup>
<b>RPM motor</b>	5433,55	5271,7	5549,09	5690,3	rpm
<b>RPM pico</b>	2826,59	1917,49	2862,87	2945,95	rpm
<b>RPM roda</b>	312,8	303,26	318,10	326,87	rpm
<b>RPM Acoplam.</b>	2279,42	1529,79	2202,07	2287,05	rpm
<b>Tempo Acoplam.</b>	1,22	0,93	1,19	1,20	s

De acordo com o modelo virtual tem-se para o deslocamento do veículo 14,03 metros, velocidade do veículo 31,14 m/s e para a aceleração do veículo 5,30 m/s<sup>2</sup> como valor de pico.

Tabela 6.3: Resultados das simulações com rampa para o modelo de veículo com 9 G.L.

Excitação	9 G.L. (rpm).	9 G.L.(rpm).	Unidades
	Tipo 2		
Parâmetro	(rampa +10%)	(rampa -10%)	
<b>Deslocamento</b>	8,41	16,59	m
<b>Velocidade</b>	20,74	38,97	km/h
<b>Aceleração</b>	2,64	4,43	m/s <sup>2</sup>

## 6.4.2 Superfícies de Desempenho

O desempenho do veículo pode ser calculado da partir de diversas condições de atuação dos pedais da embreagem e do acelerador. Assim, com uma rotina de cálculo, pode-se fazer com que o programa calcule os máximos para cada condição de carga do motor (neste caso 100%, 90%, 80% e 70% sobre a curva torque x rpm do motor). Deste modo, pode-se responder quais seriam os máximos deslocamentos do veículo e as máximas velocidades alcançadas. A Figura 6.20 demonstra os quatro mapas contendo os desempenhos do veículo com relação à velocidade alcançada.

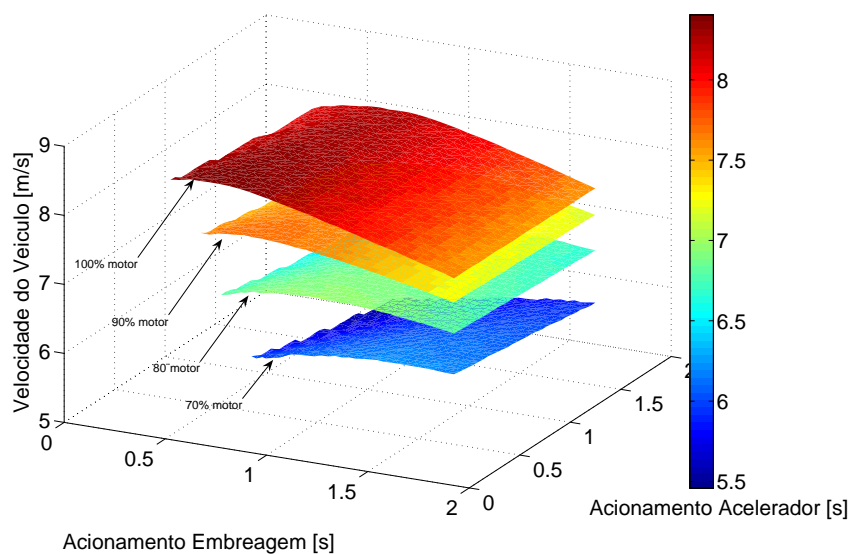


Figura 6.20: Superfícies de desempenho do veículo com relação a velocidade máxima alcançada.

O comportamento das superfícies também pode ser explorado quando são visualizados individualmente sobre a sua parte superior. Deste modo verifica-se que para cada caso de potência utilizada do motor existe uma condição ótima de acionamento dos pedais. A Figura 6.21 a seguir ilustra o comportamento de cada uma das superfícies para o desempenho com relação a velocidade do veículo.

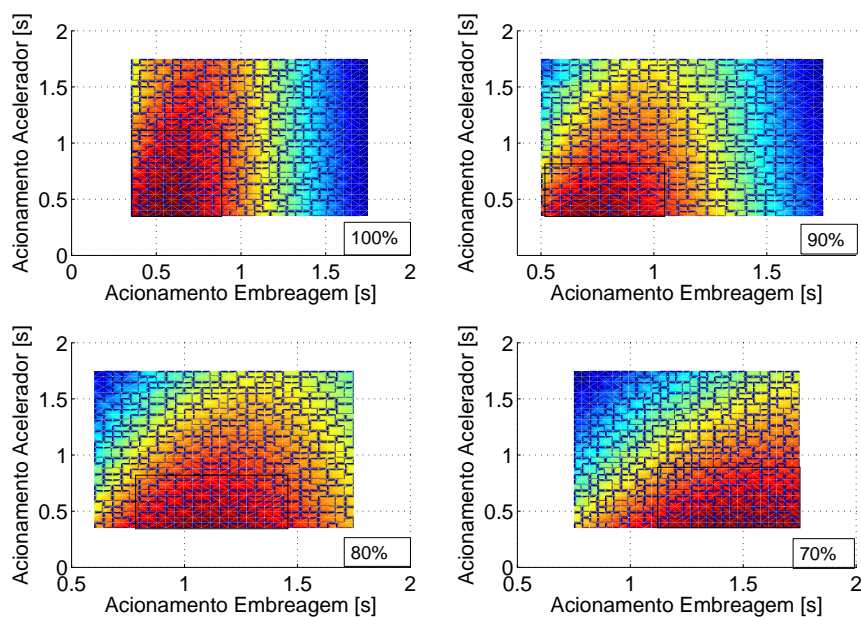


Figura 6.21: Mapas superiores individuais de velocidades.

Os pontos ótimos de máxima velocidade encontram-se dentro da área demarcada pelos retângulos. Cada mapa de desempenho apresentado nas Figuras 6.20 e 6.21, para as potências de 100%, 90%, 80% e 70%, significam uma nuvem de pontos que combina a potência do motor com o tempo dos acionamentos dos pedais da embreagem e do acelerador.

De acordo com as superfícies de desempenho, nota-se que as condições dos pedais são diferentes em cada plano de potência do motor para o desempenho máximo. Portanto, considerando os limites de marcha lenta do motor, o comportamento dos pedais limita o tamanho das superfícies, caracterizando a faixa de utilização de uma determinada potência do motor. A Figura 6.22 a seguir ilustra as superfícies de desempenho com relação ao deslocamento alcançado pelo veículo.

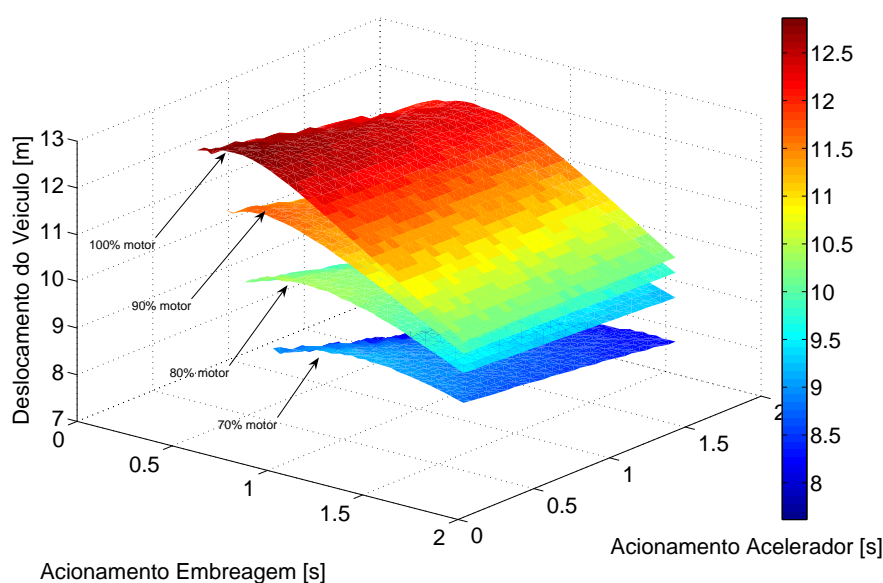


Figura 6.22: Superfícies de desempenho do veículo com relação ao deslocamento máximo alcançado.

Para as superfícies de desempenho de deslocamento do veículo, os acionamentos também distinguem os máximos da função. Nota-se que as superfícies possuem ondulações que caracterizam as combinações de deslocamento para diferentes tempos de acionamentos.

Os acionamentos, tanto para velocidades e deslocamentos, foram considerados em uma faixa de atuação entre 0,3 e 1,75 segundos. A Figura 6.23 a seguir ilustra como se comporta a distribuição dos deslocamentos máximos individuais de cada superfície. Os pontos ótimos de máximo deslocamento se encontram dentro da área demarcada pelos retângulos.

Os acionamentos devem obedecer sempre à marcha lenta, permitindo que na simulação o motor nunca desligue. Assim os acionamentos a partir de 0,3 segundos partem de uma

potência de 100% utilizada pelo motor, caracterizando acionamentos prematuros. Já acionamentos de até 1,75 segundos são utilizados para potências mais baixas, caracterizando uma maior suavidade dos impulsos repentinos da arrancada.

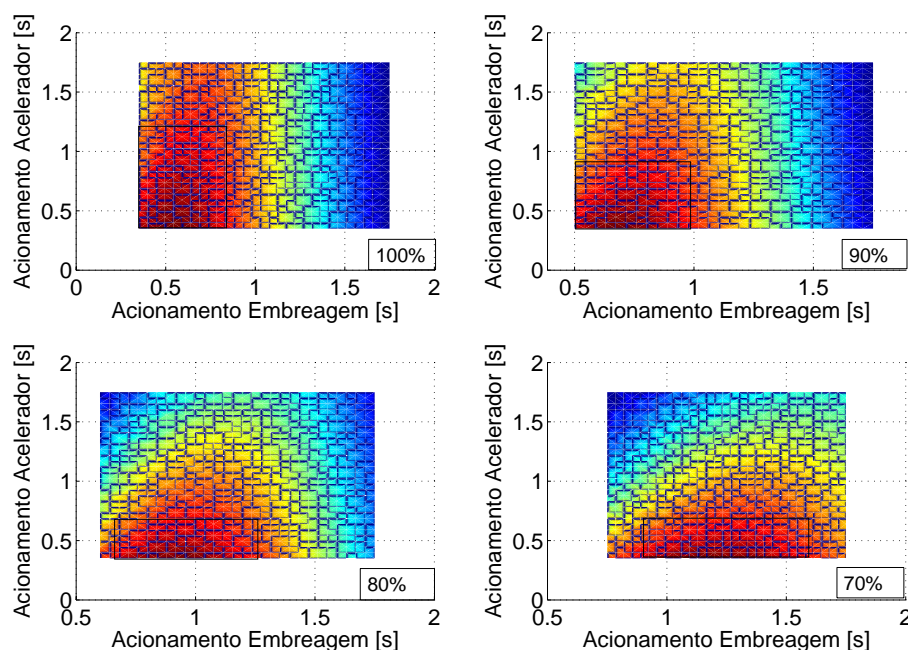


Figura 6.23: Mapas superiores individuais de deslocamentos.

Nota-se que cada um dos quatro mapas ilustrados na Figura 6.23 possui uma faixa de utilização. Assim, todos os mapas possuem um tamanho diferenciado, caracterizando um valor de limite inferior de acionamento rápido e um limite superior de acionamento longo.

O limite inferior é delimitado pelo funcionamento do motor, o qual deve manter-se acima da marcha lenta permitida. Já para o limite superior o acionamento poderá ser o mais prolongado possível. Esta estratégia poderá comprometer os componentes da embreagem bem como delimitar um desempenho bem abaixo do esperado.

Para o escorregamento, a Figura 6.24 a seguir ilustra o comportamento do conjunto pneu / pista para a condição de desempenho máximo (100% de potência).

Na condição onde o motor se encontra com 100% da potência, os escorregamentos máximos ocorrem quando os acionamentos, da embreagem e acelerador, forem rápidos sem que o motor desligue.

Nota-se que, de acordo com a figura, que o escorregamento máximo se encontra em uma faixa de utilização do pedal da embreagem de até 0,5 segundos. Já para o acionamento do acelerador, o escorregamento não possui tanta influência.

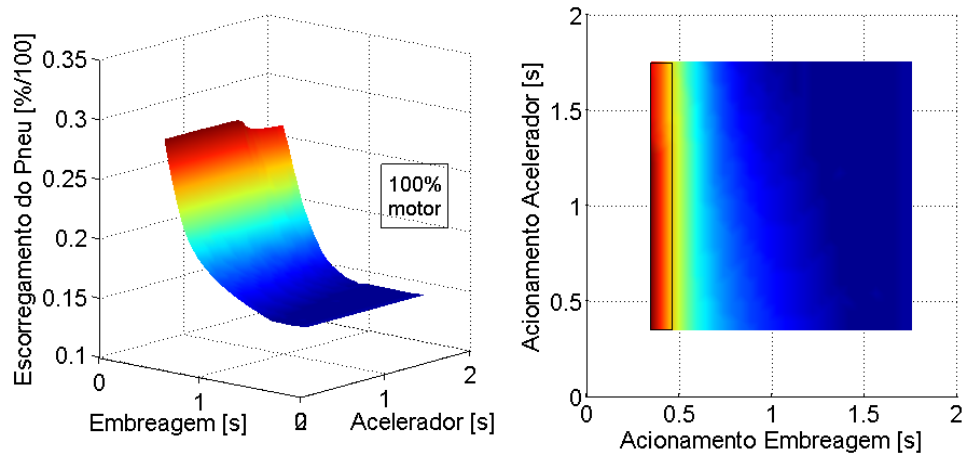


Figura 6.24: Mapa superior de escorregamento com 100% de potência do motor.

As superfícies de desempenho estabelecem o comportamento do veículo de acordo com as condições de acionamento dos pedais, tanto da embreagem como do acelerador.

Assim foi construída uma rotina de atuação dos pedais e condições de potência do motor, sendo que cada iteração fornece um valor máximo de desempenho com relação aos deslocamentos, velocidades e acelerações, construindo assim as nuvens de pontos.

Portanto, podem ser construídos mapas que distinguem amplamente quais as melhores condições de atuação dos pedais para uma determinada potência útil, bem como construção de outras superfícies.

# Capítulo 7

## Conclusões

### 7.1 Conclusões Gerais

Fazendo uma conclusão geral dos modelos desenvolvidos, constam alguns pontos básicos que influem no desempenho do veículo. Além destes tópicos caracterizarem o desempenho também influenciam como o veículo se comporta durante a arrancada.

- *Motor de combustão interna*

O motor de 1000cc utilizado na simulação é um dos menos favoráveis com relação às suas características de desempenho, portanto pode ser usado somente com uma transmissão adequada. Mesmo assim, tem encontrado maior aplicação nos automóveis devida sua baixa taxa de peso / potência, boa economia de combustível, baixo custo e fácil partida.

- *Simulação do torque motriz*

Nas simulações o desempenho do veículo é simulado usando três formas de excitação motriz. Os resultados utilizando as excitações do **tipo 1**, **tipo 2** e **tipo 3**, demonstram diferenças significativas nos resultados. Os três tipos de excitações podem ser usados, sendo o mais correto a excitação do **tipo 3**, pois leva em consideração maior detalhamento das características de funcionamento do motor. Por outro lado esta excitação é difícil de ser modelada, implementada e com alto custo computacional para obter os resultados finais. Assim a excitação intermediária do **tipo 2** torna-se a mais adequada para qualquer aplicação, pois estabelece a relação do torque com a rotação específica do motor.

- *Simulação do ciclo térmico*

Torna-se complicado o modelamento do torque **tipo 3** pois leva em consideração muitos detalhes e características de funcionamento motor. Neste caso as condições de admissão de ar e combustível por intermédio do regulador da borboleta não foram tratadas; portanto não levando em consideração a variação de pressão do ciclo térmico e quantidade de calor introduzido. Assim, foi considerada uma pressão máxima para ciclo térmico em torno de 7 a 10 MPa, valor que representa 100% de potência e uma determinada quanti-

dade fixa de calor introduzida por ciclo.

- *Queima dos gases*

O desempenho do veículo pode ser afetado pelo mau funcionamento do motor devido à queima irregular dos gases na câmara de combustão. Assim, problemas com a injeção eletrônica e as altas temperaturas podem ocasionar a pré-ignição. No caso da injeção eletrônica a injeção de combustível e a abertura das válvulas são fatores importantes. Para a pré-ignição o motor apresenta perda de potência e a temperatura na câmara de combustão sobe rapidamente, causando danos no pistão.

- *Virabrequim*

Para aplicações em que o sistema biela-manivela é considerado um sistema equivalente de massas pontuais, pode-se ter uma boa simplificação na análise de máquinas, mas a aplicação do método pode introduzir erros. Assim, a inércia é cineticamente equivalente à inércia da conexão e o projeto do contrapeso do virabrequim deve servir para balancear o motor. Portanto, o desempenho do veículo também pode ser afetado pelo desbalanceamento das massas do virabrequim ocasionando trepidações. Este efeito pode ser considerado de ordem secundária, já que os processos de fabricação garantem um bom alinhamento e balanceamento da peça fabricada.

- *Volante*

Pode-se elevar ou baixar a energia cinética do sistema por meio da diminuição ou aumento da velocidade de rotação do motor. O aumento ou diminuição da velocidade do motor depende principalmente da inércia do sistema. Portanto, o dimensionamento do volante deve atender, além dos requisitos da variação da amplitude da velocidade transmitida, o compromisso de não prejudicar excessivamente o desempenho devido à sua inércia.

- *Bloco do motor*

O bloco do motor é sustentado por suportes flexíveis para que o mínimo de força resultante não equilibrada seja transmitida para a estrutura. Para motores transversais os efeitos do funcionamento podem influenciar no desempenho do veículo. Isto porque o *layout* juntamente com o efeito da rotação do motor podem causar excitações na direção longitudinal e conseqüentemente estão sujeitos à análise de vibrações. Assim, as reações sobre os suportes seriam decorrentes das forças de inércia do pistão e biela e também do próprio torque no eixo de manivelas. As forças de inércia atuam no sentido vertical e o torque do eixo excita os suportes por meio de oscilações angulares.

- *Embreagem*

A dissipação de calor da embreagem mecânica de disco simples e atrito seco possui um tempo limite de aplicação do pedal para conversão da velocidade. Assim, o uso com grande tempo de aplicação pode prejudicar os componentes, além dos coeficientes de atrito mudarem devido às altas temperaturas de funcionamento. A embreagem também funciona



como um filtro de vibrações decorrentes do motor, transfere o movimento torcional do motor às rodas e funciona como um fusível protegendo os componentes da transmissão.

- *Transmissão*

A transmissão do veículo pode sofrer grande influência do funcionamento do motor. Frequências de excitação do motor, de acordo com sua velocidade, podem se encontrar dentro de uma das frequências naturais da transmissão. A transmissão também é sensível pelas características de todos os subsistemas que estão conectados. Assim, relações de transmissão da caixa, diferencial e demais características, podem determinar um desempenho limitado e ineficaz do veículo.

- *Suspensão*

Um dos grandes fatores que proporcionam os efeitos de *jerking* (puxões) são os componentes da suspensão que provêm ancoragem. Os elementos como batentes e buchas, bem como os amortecedores e molas da suspensão, são componentes que, devido à elasticidade, provocam o movimento relativo da suspensão com a estrutura do veículo.

- *Atuação dos pedais*

A atuação dos pedais da embreagem e do acelerador são fatores importantes para um melhor desempenho do veículo. Assim, verificou-se que acionamentos rápidos proporcionaram deslocamentos e velocidades finais maiores. Por outro lado, tendo acionamentos lentos, o veículo apresentou menores níveis de aceleração longitudinal, fornecendo assim um melhor conforto. Nota-se que tanto os acionamentos muito rápidos ou muito lentos comprometem os componentes e as características de funcionamento da embreagem.

- *Transferência de carga sobre os eixos*

Determinar o carregamento nos eixos em um veículo sob condições arbitrárias é o primeiro passo para a análise do desempenho do veículo em acelerações e frenagens. Isso porque o carregamento sobre os eixos determina a força trativa que pode ser obtida em cada eixo, permitindo a aceleração ou desaceleração do veículo. As cargas suportadas por cada eixo são constituídas pela componente estática mais a transferência de carga da frente para a traseira (ou vice versa) devida às forças de inércia que agem no veículo.

- *Modelo AMESim*

O modelo desenvolvido no AMESim<sup>®</sup> permitiu fácil montagem e caracterização do veículo a ser analisado. Em comparação aos modelos do MATLAB<sup>®</sup> possui muitas vantagens pela facilidade de construção e obtenção de resultados. Por outro lado, apresenta dificuldade pelo grande número de dados requeridos, refletindo a complexidade física do que está sendo modelado e quanto especificadas estão as equações de movimento.

## 7.2 Conclusões para o Modelo de 2 G.L.

O modelo com 2 G.L. é um modelo simplificado da dinâmica longitudinal do veículo, o qual não possui um controle de escorregamento de embreagem e um controle simplificado do atrito entre o pneu e a pista. Também é um modelo que não leva em consideração toda a parte torcional da transmissão do veículo, portanto negligencia o acionamento da embreagem e do acelerador.

Deste modo, verifica-se que tanto os deslocamentos finais do veículo quanto a velocidade alcançada, não atendem um nível aceitável para estes valores, sendo sempre acima dos valores comuns e aceitáveis tomados como referência para a velocidade e deslocamento (33 km/h e 15 m). Além disso, os valores de aceleração tornam-se um tanto distorcidos, muito altos para a roda e para o veículo fora da faixa de atuação da embreagem.

## 7.3 Conclusões para o Modelo de 5 G.L.

O modelo desenvolvido com 5 G.L. mostrou-se capaz de realizar uma boa simulação e aproximação dos resultados obtidos com o AMESim<sup>®</sup> e também com relação aos parâmetros idealizados pelo fabricante quanto ao deslocamento e velocidade; os quais foram tomados como dados de referência.

Fazendo uma análise da aceleração longitudinal desenvolvida pelo veículo, nota-se que em cada caso de atuação do pedal da embreagem, a simulação alterou os valores de picos e a curva apresentou patamares diferentes de escorregamento da embreagem. Quanto maior o tempo de acoplamento, neste caso 1,1 segundos, notou-se patamares maiores de escorregamento e picos menores de aceleração, isto quando comparados com a simulação com 0,3 segundos de atuação da embreagem.

Logo, nota-se que devido ao atrito entre o tambor e cubo da embreagem, o torque vai sendo transmitido gradativamente para o restante do sistema de transmissão até se chegar a um ponto que o torque fornecido pelo motor é o mesmo transmitido pela embreagem. Então as velocidades tornam-se iguais e o sistema começa a oscilar em torno de uma posição de equilíbrio. Como resultante destes tempos de acionamentos de pedais os tempos de acoplamentos, velocidade e deslocamento final do veículo foram modificados.

Por outro lado, o modelo mostrou a falta de informações com relação ao comportamento da carroceria, no que diz respeito à aceleração atuante sobre os passageiros. Informações com relação ao ângulo de arfagem, que é um movimento acoplado à dinâmica vertical da suspensão do veículo, não foram possíveis de serem encontradas.

## 7.4 Conclusões para o Modelo de 9 G.L.

O modelo com 9 G.L. apresentou grande sensibilidade aos acionamentos do pedais, aos diferentes tipos de excitação motriz, perdas de escorregamento na embreagem, perdas de escorregamento entre o pneu e a pista e à imposição de aclives e declives. Os resultados decorrentes do MATLAB<sup>®</sup> foram bastante condizentes com informações reais de desempenho do veículo apresentados pelo fabricante, bem como, quando comparados com resultados obtidos pelo AMESim<sup>®</sup>

Além disso, o resultado desta análise indica que se o veículo mudar de velocidade e alcançar uma determinada distância percorrida, o que é muito importante na análise do desempenho de qualquer veículo em relação à potência instalada, pode-se ter uma boa aproximação para o anteprojeto. Assim é possível quantificar o desempenho do futuro veículo para uma dada escolha do gerador de potência, conjunto de características e funcionamento de arrancada.

## 7.5 Dificuldades

Dentre as principais dificuldades encontradas no desenvolvimento desta dissertação se destacam:

- Aplicações do escorregamento e atrito para o pneu na construção da condição crítica de arrancada com relação às velocidades e forças;
- Condições de tolerância de acoplamento da embreagem com relação aos graus de liberdade e escorregamento;
- Construção do torque do motor pelo ciclo térmico considerando as iterações no tempo e condições de velocidade e deslocamento angular;
- Constantes de rigidez e amortecimento do motor, as quais são dados difíceis de ser obtidos e até mesmo calculados;
- Características do pneu, as quais são diferentes para cada modelo utilizado com relação às suas dimensões, cargas e pressões de inflagem;
- Constantes e características não lineares de componentes estruturais que provêm ancoragem como buchas, batentes e suportes.

## 7.6 Sugestões para Trabalhos Futuros

As simulações aqui realizadas permitem que uma série de propostas possam ser estudadas e desenvolvidas. Desta forma, ficam as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

- Usar diferentes mecanismos de trocas de marchas para análise do desempenho (CVT, câmbio automático, etc);

- Construir estratégias de troca de marchas para análise de velocidade e deslocamento máximos finais do veículo;
- Construir diagramas de desempenho para todas as marchas do veículo para análise completa de desempenho;
- Incluir análises de desempenho com relação ao consumo de combustível e emissões de poluentes;
- Mudança dos coeficientes de atrito da embreagem devido à interação térmica de funcionamento e tempo de acoplamento;
- Utilizar modelos de pneu mais sofisticados que levem em conta características mais específicas de pressão, desgaste e temperatura;
- Usar dados de entrada de ar e combustível para constituição da mistura a ser consumida a cada ciclo térmico do motor;
- Construir os ciclos do motor, pressão x volume, com relação à quantidade de energia disponível pela mistura;
- Construir o ciclo do motor de pressão x volume com funções que suavizem o comportamento dos pulsos de ignição;
- Construir mapas de desempenho para o veículo levando em consideração a abertura da borboleta com o acionamento dos pedais;
- Construir funções de folgas das engrenagens e comportamentos não lineares dos parâmetros dos componentes estruturais;
- Modelo com parâmetros variáveis que contenha as funções não lineares de molas, batentes, suportes.

# Bibliografia

- [1] AMESim, *Advanced Modeling Environment for Simulations*. Versão 4.2.1, Imagine, Inc., Março 2005.
- [2] BATHE, Klaus-Jurgen. *Finite element procedures in engineering analysis*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1982.
- [3] BEER, Ferdinand Pierre; JOHNSTON, E. Russell (Elwood Russell). *Mecânica vetorial para engenheiros*. 5. ed. rev. São Paulo: Makron Books, c1994. 2v.
- [4] BOFF, Cristiano R. *Metodologia de análise de blocos de motores: aplicação a blocos de motores Diesel em ferro fundido vermicular*. Florianópolis, 2003. 101 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina.
- [5] BOYCE, William E; DIPRIMA, Richard C. *Elementary differential equations and boundary value problems*. 2. ed. New York: Wiley, 1969. 533, [51]p.
- [6] BRITO, Márcio J., LEITE, Walquer Y., RIBEIRO, Edwaldo, PATRIANI, Fernando B., Silva, Elaine F., MELO, Ledjane F.A. *Projeto CUMMINS-UNINOVE: Teoria dos Motores*. Centro Universitário Nove de Julho: Curso de Engenharia de Produção Mecânica. São Paulo, 2005.
- [7] CANUDAS de Wit, C., TSIOTRAS P., VELENIS, E., BASSET, M. and GISSINGER G. *Dynamic Friction Models for Road /Tire Longitudinal Interaction*. Vehicle System Dynamics, 2002.
- [8] CANUDAS de Wit, C. and TSIOTRAS P. *Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control*. IEEE Conference on Decision and Control, Phoenix, AZ, pp. 3746-3751, 1999.
- [9] CHOPRA, Anil K. *Dynamics of Structures: theory and applications to earthquake engineering*. 2. ed. United States of America: Prattice-Hall, 2001. 844p. França, 24 de junho, 1998.

- [10] CLOUGH, R.W., PENZIEN, J. *Dynamics of Structures*. New York: McGraw Hill, 1975.
- [11] COSTA, Rogério Godim. *Influência da Suspensão do Motor nas Vibrações do Volante de um Veículo*. Dissertação de Mestrado: Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica. Florianópolis, 2003.
- [12] PH. COUDERC, J. Callenaere, J. Der Hagopian, G. Ferraris, *Vehicle driveline dynamic behaviour: experiment and simulation*. Journal of Sound and Vibration 218 (1) (1998) 133–157.
- [13] CROUSE, William H. *Automotive engines: construction, operation, and maintenance*. St. Louis: McGraw-Hill, 1971.
- [14] CROWTHER, A., N. Zhang, *Torsional finite elements and nonlinear numerical modelling in vehicle powertrain dynamics*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Journal of Sound and Vibration 284 (2005) 825-849.
- [15] CROWTHER, A., N. Zhang, D. Liu, J.M. Jeyakumaran. *Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, accepted for publication (2004).
- [16] CUNHA, R. H., NETO, A.C., PASQUINI, J. *Modelagem e Análise da Dinâmica Longitudinal de Veículo Automotivos*. SAE: X Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade São Paulo, Brasil. USP - São Carlos, 2001.
- [17] DUQUE, Edson Luciano. *Efeito das Vibrações Torcionais do Volante de Motores na Determinação do Sistema de Embreagem Veicular*. São Paulo, 2005.
- [18] DI MARTINO, Andrea - RANA Avtar Singh – SAVOIA, Sauro. *Materiali D'attrito Frizione – Corso di Aggiornamento per i Progettisti*. FIAT Auto Normazione. Torino, IT. 1980.
- [19] FILARDI, João Batista Carvalho. *Predição por Análise Estatística Energética do Ruído Interno de um Veículo Automotor Gerado pelo Campo Sonoro do Compartimento do Motor*. Dissertação de Mestrado: Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica. Florianópolis, 2003.
- [20] FONSECA, Marcele L. *Procedimento metodológico para o projeto de virabrequins*. Florianópolis, 2003. 133 f. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

- [21] FRANÇA, M. C., BECKER, M., LANDRE, J., BARCELLOS, C. S., BIASIZZO, M. *The Multi-Body Modeling as a Development Tool in Vehicle Projects*. Proceedings of COBEM 2005: 18th International Congress of Mechanical Engineering. November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG - Brazil.
- [22] FRIEDLAND, B. *Aspects of Traction Control*. Proceedings of the 7th Mediterranean Conference on Control and Automation (MED99) Haifa, Israel - June 28-30, 1999.
- [23] GAROFALO, Franco., GLIELMO, Luigi., IANNELLI, Luigi., VASCA, Francesco. *Optimal Tracking for Automotive Dry Clutch Engagement*. 15th Trienal World Congress, Barcelona, Spain, 2002.
- [24] GILLESPIE, T.D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. USA: SAE - Inc. 1992.
- [25] GREENWOOD, Donald T. *Principles of Dynamics*. Prentice - Hall, Inc. USA, 1965.
- [26] GROTHJAHAN, M., QUERNHEIM, L., ZEMKE, S. *Modelling and identification of car driveline dynamics for anti-jerk controller design*. IEE 3rd International Conference on Mechatronics. ICM, 2006.
- [27] HARTOG, J P den. *Vibrações nos sistemas mecanicos*. Sao Paulo: E. Blucher, 1972.
- [28] HARRIS, Cyril M. *Shock and vibration handbook in three volumes : Engineering design and environmental conditions*. New York: McGraw-Hill, 1961.
- [29] HIGHAM, D. J. (Desmond J.); HIGHAM, Nicholas J. *Matlab guide*. Philadelphia: SIAM, 2000. 283p. ISBN 0898714699
- [30] HENSEN, Ronnie H. A. *Controlled Mechanical Systems With Friction*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2002.
- [31] KREITH, Frank. *Principios da transmissão de calor*. São Paulo: E. Blucher; Brasilia: INL, 1973. 650p.
- [32] LAZANHA, E. C. *Análise Dinâmica Elasto-plástica de Estruturas Metálicas sob Excitação Aleatória do Vento*. Dissertação de Mestrado: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia de Estruturas e Fundações. São Paulo, 2003.
- [33] LECHNER, G., NAUNHEIMER, H. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. USA: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. New York, 1999.

- [34] LI LI, WANG, F.Y., ZHOU, Q. *Integrated Longitudinal and Lateral Tire/Road Friction Modeling and Monitoring for Vehicle Motion Control*. IEEE Transactions and Intelligent Transportation Systems, Vol. 7, No. 1. March, 2006.
- [35] LUGNER, Peter. *Horizontal Motion of Automobiles*. FRG, Stuttgart 60, Daimler-Benz AG. 1982.
- [36] MABIE, H. H., OCVIK, F. W. *Mecanismos e Dinâmica das Máquinas*. 2 ed. John Wiley & Sons, Inc. Rio de Janeiro, 1967.
- [37] MATSUMOTO, Élia Yathie. *MATLAB<sup>®</sup> 7: fundamentos*. 2. ed. São Paulo: Érica, 2006. 376p.
- [38] MEIROVITCH, Leonard. *Introduction to dynamics and control*. New York: J. Wiley, 1985.
- [39] MELLO, Rafael de. *Análise da sensibilidade do campo acústico veicular à excitação do sistema de transmissão*. Dissertação de Mestrado: Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica. Florianópolis, 2003.
- [40] MENDES, A. S. *Desenvolvimento e Validação de Metodologia para Análise de Vibrações Torcionais em Motores de Combustão Interna*. Dissertação de Mestrado. Campinas, 2005.
- [41] MENDONÇA, Rodrigo A. R. *Metodologia para Obtenção do Índice de Qualidade de Handling - IQH*. Monografia de Especialização em Engenharia Automotiva. Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica. Betim, 2006.
- [42] MONTEIRO, L. H. A. *Sistemas Dinâmicos*. São Paulo: Editora Livraria da Física, 2002.
- [43] NICOLAZZI, L.C. *Introdução à Modelagem Quase-Estática de Veículos Automotores de Rodas*. Brasil: Publicação Interna do GRANTE - Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2001.
- [44] OLSON, B. J., SHAW, S.W., STÉPÁN, G. *Nonlinear Dynamics of Vehicle Traction*. USA: Department of Mechanical Engineering, Michigan State University. Vehicle System Dynamics, vol. 40, N° 6, pp. 377-399, 2003.
- [45] PACEJKA, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2002.
- [46] REIMPELL, J., BETZLER, J. W. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. USA: SAE & Edward Arnold. 2001.



- [47] RILL, Georg. *Vehicles Dynamics*. Hochschule für Technik Wirtschaftsoziales - Germany. University of Applied Sciences , Regensburg. October, 2005.
- [48] SETO, Willian W. *Mechanical vibrations: theory and problems*. New York: Schaum, 1964.
- [49] SHIGLEY, Joseph Edward. *Elementos de máquinas*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, c1984. 2v. ISBN 8521603703
- [50] SHORT, Michael, Pont, Michael J., Huang, Qiang. *Simulation of Vehicle Longitudinal Dynamics*. UK: Safety and Realiability of Distributed Embedded Systems. Embedded Systems Laboratory. University Leicester, outubro 2004.
- [51] STEJSKAL, V., DEHOMBREUX, P., EIBER, A., GUPTA, R., OKHROULIK, M. *Machanics with Matlab*. MechMat, 2001.
- [52] SPINOLA, A. L. *Modelagem e Controle Não Linear da Direção de um Veículo Terrestre*. Dissertação de Mestrado: Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica da PUC - Rio de Janeiro, 2003.
- [53] TAYLOR, Charles F. *Análise dos Motores de Combustão Interna*. Editora Edgard Blücher, Volume 2. São Paulo, 1988.
- [54] THOMSON, Willian T. *Vibration theory and applications*. Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 1965.
- [55] WALLENTOWITZ, Henning. *Longitudinal Dynamics of Vehicles*. Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika) - Germany. 4<sup>a</sup> edição, Aachen, outubro 2004.
- [56] WANG, Michael Y., MANOJ, Weijie Zhao R. *Numerical Modeling and Analysis of Automotive Transmission Rattle*. Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering, Volume 215, Number 2, 16 February 2001 , pp. 241-258(18).
- [57] WONG. J. Y. *Theory of Ground Vehicles*.USA, John Willey & Sons, Inc, 2001.
- [58] VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, Claus. *Fundamentos da termodinâmica clássica*. 5. ed. São Paulo: E. Blucher, 1998. 589p.
- [59] YU, Y., NAGANATHAN, N. G., DUKKIPATI, R. V. *A literature review of automotive vehicle mounting systems*. Mechanism and Machine Theory, 36 (2001) 123-142.

# Apêndice A

## Força de Atrito

O algoritmo de atrito [37] pode ser montado pelo seguinte sistema da Figura A.1:

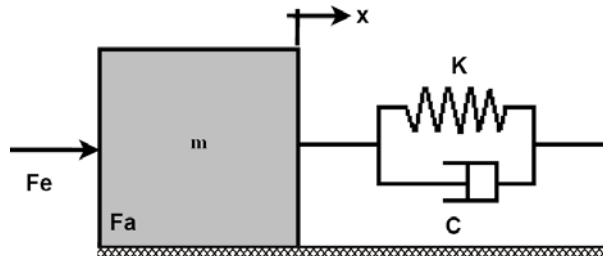


Figura A.1: Modelo massa-mola-amortecedor para dedução da força de atrito.

A equação básica de movimento para o bloco é:

$$\begin{aligned} \sum F_M &= m \cdot \ddot{x} \\ F_e - F_K - F_C - F_a &= m \cdot \ddot{x} \end{aligned} \tag{A.1}$$

sendo:

$F_e$  - força de entrada;

$F_K$  - força de mola;

$F_C$  - força de amortecedor;

$F_a$  - força de atrito;

$m$  - massa do bloco;

$\ddot{x}$  - aceleração do bloco.

A força de mola é:

$$F_K = K \cdot x \tag{A.2}$$

sendo  $K$  - constante de mola e  $x$  - deslocamento do bloco.

A força de amortecimento é:

$$F_C = C \cdot \dot{x} \quad (\text{A.3})$$

sendo  $C$  - constante de amortecimento e  $\dot{x}$  - velocidade do bloco.

A força de atrito é mais complexa porém pode ser dada por:

$$F_a = \left\{ \begin{array}{ll} \text{sgn}(\dot{x}) \cdot \mu_x \cdot F_n & , \\ F_{\text{estacionária}} & , \end{array} \quad \begin{array}{l} |F_{\text{estacionária}}| > \mu_x \cdot F_n \\ \text{caso contrário p/} \\ \dot{x} = 0 \end{array} \right\} \quad (\text{A.4})$$

sendo:

$\mu_x = \mu_x(\dot{x})$  - coeficiente de atrito;

$F_n$  - força normal e

$F_{\text{estacionária}}$  - força instantânea.

Usando as magnitudes, estática e cinemática, a aproximação do presente modelo de atrito admite a força normal da seguinte forma:

$$\mu_x \cdot F_n = \left\{ \begin{array}{ll} \mu_{\text{estático}} \cdot F_n = F_{\text{estática}} & , \\ \mu_{\text{cinemático}} \cdot F_n = F_{\text{cinemática}} & , \end{array} \quad \begin{array}{l} \dot{x} = 0 \\ \dot{x} \neq 0 \end{array} \right\} \quad (\text{A.5})$$

Para a conclusão do algoritmo a força estacionária,  $F_{\text{estacionária}}$ , é dada por:

$$F_{\text{estacionária}} = F_e - F_K - F_C = F_{\text{soma}} \quad (\text{A.6})$$

Assim a força de atrito pode ser expressa como:

$$F_a = \left\{ \begin{array}{ll} \text{sgn}(\dot{x}) \cdot F_{\text{cinemática}} & \text{se} \\ F_{\text{soma}} & \text{se} \\ \text{sgn}(F_{\text{soma}}) \cdot F_{\text{estática}} & \text{se} \end{array} \quad \begin{array}{l} \dot{x} \neq 0 \\ \dot{x} = 0, |F_{\text{soma}}| < F_{\text{estática}} \\ \dot{x} \neq 0, |F_{\text{soma}}| \geq F_{\text{estática}} \end{array} \right\} \quad (\text{A.7})$$

Portanto, a força trativa devida ao atrito  $F_a$  entre pneu/pista, com relação à força normal do eixo, deve ser comparada com a força trativa fornecida pelo torque motriz  $F_m$ . Se a força trativa fornecida pelo motor for maior que a força de atrito pneu/pista, chega-se à conclusão que o pneu está escorregando. Por outro lado se a força trativa do motor for menor que a de atrito entre o pneu / pista, a força devida ao momento motriz deve ser usada.

# Apêndice B

## Modelo Torque Motriz

### B.0.1 Cinemática do Sistema Biela-Manivela

Para o entendimento do comportamento dinâmico de um motor de vários cilindros são necessários a compreensão e o equacionamento de um motor monocilíndrico, onde a formulação utilizada será usada para a determinação dos esforços atuantes no sistema biela-manivela [40]. A Figura B.1 ilustra o mecanismo biela-manivela.

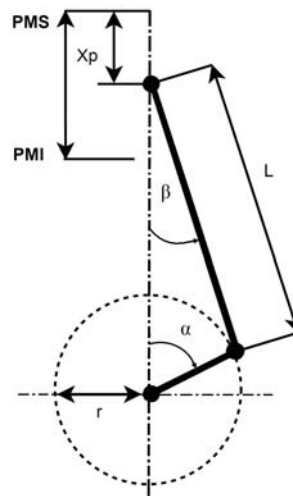


Figura B.1: Mecanismo do sistema biela-manivela.

A posição do pistão em relação ao PMS pode ser escrita em função dos ângulos e das dimensões de acordo com a Figura B.1:

$$x = (r + L) - (r \cdot \cos(\alpha) + L \cdot \cos(\beta)) \quad (\text{B.1})$$

Organizando os termos:

$$x = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) + L \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (\text{B.2})$$

Pode-se encontrar o ângulo da biela  $\beta$  em função do ângulo do virabrequim  $\alpha$ , onde  $\lambda$  é a relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela:

$$\text{sen}(\beta) = \frac{r}{L} \cdot \text{sen}(\alpha)$$

$$\text{sen}(\beta) = \lambda \cdot \text{sen}(\alpha)$$

$$\text{sen}(\beta) = \sqrt{1 - \text{sen}^2(\beta)}$$

$$\text{sen}(\beta) = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \text{sen}^2(\alpha)} \quad (\text{B.3})$$

Expandindo em série a Equação (B.3) fica:

$$\cos(\beta) = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \text{sen}^2(\alpha) - \frac{1}{8} \cdot \lambda^4 \cdot \text{sen}^4(\alpha) - \frac{1}{16} \cdot \lambda^6 \cdot \text{sen}^6(\alpha) + \dots \quad (\text{B.4})$$

Partindo das relações trigonométricas:

$$\text{sen}^2(\alpha) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad (\text{B.5})$$

$$\text{sen}^4(\alpha) = \frac{3}{8} - \frac{1}{2} \cdot \cos(2 \cdot \alpha) + \frac{1}{8} \cdot \cos(4 \cdot \alpha) \quad (\text{B.6})$$

$$\text{sen}^6(\alpha) = \frac{5}{16} - \frac{15}{32} \cdot \cos(2 \cdot \alpha) + \frac{3}{16} \cdot \cos(4 \cdot \alpha) - \frac{1}{32} \cdot \cos(6 \cdot \alpha) \quad (\text{B.7})$$

e fazendo as devidas substituições, chega-se à seguinte expressão:

$$\cos(\beta) = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4} \cdot \cos(2 \cdot \alpha) - \frac{\lambda^4}{64} \cdot \cos(4 \cdot \alpha) - \frac{\lambda^6}{512} \cdot \cos(6 \cdot \alpha) + \dots \quad (\text{B.8})$$

Assim, a equação que descreve o movimento do pistão em relação ao PMS, referência a Equação (B.2), pode ser escrita considerando os termos de segunda ordem:

$$x = r \cdot (1 - \cos(\alpha)) + L \cdot \frac{\lambda^2}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (\text{B.9})$$

Para obter as equações de velocidade e aceleração instantâneas do pistão, basta fazer o seguinte procedimento:

$$v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = w \cdot \frac{dx}{d\alpha} \quad e \quad a = \ddot{x} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = w \cdot \frac{dv}{d\alpha}$$

A velocidade angular do virabrequim  $w$ , pode ser escrita como:

$$w = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (\text{B.10})$$

sendo  $n = rpm$ . Assim, derivando a Equação (B.9) e fazendo a substituição, tem-se:

$$v = w \cdot r \cdot \left( \frac{\lambda}{2} \cdot \text{sen}(2 \cdot \alpha) \right) \quad (\text{B.11})$$

Derivando a Equação (B.11), tem-se que:

$$a = w^2 \cdot r \cdot \left[ \cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) - \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos(4 \cdot \alpha) + \frac{9 \cdot \lambda^5}{128} \cos(6 \cdot \alpha) \right] \quad (\text{B.12})$$

Determinada a equação da aceleração do pistão, é possível determinar os esforços dinâmicos atuantes no sistema biela-manivela.

## B.0.2 Análise Dinâmica

### Forças de Inércia

Existem dois tipos de forças de inércia que afetam o sistema biela-manivela. Uma devido ao movimento puramente rotativo e outra descrita por um movimento linear alternativo. As forças decorrentes do movimento alternativo podem ser consideradas devidas à soma das massas do pistão, pino, anéis, travas e a massa alternativa da biela. Então para obter a força de inércia alternativa, se utiliza a seguinte expressão [40]:

$$F_{ia} = m_{ab} \cdot r \cdot w^2 \cdot \left[ \cos(2 \cdot \alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) - \frac{\lambda^3}{4} \cdot \cos(4 \cdot \alpha) + \frac{9 \cdot \lambda^5}{128} \cdot \cos(6 \cdot \alpha) \right] \quad (\text{B.13})$$

sendo:

$m_{ab}$  - massa alternativa da biela;

$r$  - raio da manivela;

$w$  - velocidade angular do virabrequim;

$\alpha$  - ângulo do virabrequim;

$\lambda$  - relação entre o raio da manivela e o comprimento da biela.

As forças geradas por massas com movimento rotativo resultam da soma da massa rotativa da biela com a massa da manivela do virabrequim. Assim, a força rotativa pode ser obtida pela seguinte equação:

$$F_{ir} = m_r \cdot r \cdot w^2 \quad (\text{B.14})$$

sendo:

$m_r$  - massa rotativa da biela mais a rotativa do virabrequim.

Portanto a biela pode ser dividida em duas massas equivalentes como foi descrito pelas equações anteriores, uma descrevendo o movimento alternativo e outra o rotativo puro. A seguinte relação pode ser usada para as massas da biela (ver Figura B.2):

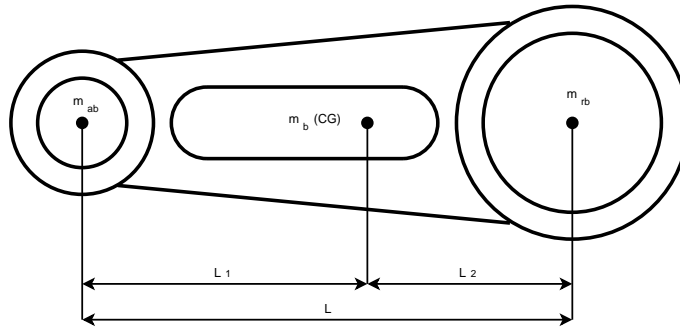


Figura B.2: Distribuição das massas da biela.

Assim, as massas relativas às bielas são dadas pelas expressões:

$$m_{ab} = \frac{m_b \cdot L_2}{L} \quad e \quad m_{rb} = \frac{m_b \cdot L_1}{L} \quad (\text{B.15})$$

sendo  $m_b$  a massa da biela e  $L$ ,  $L_1$  e  $L_2$  as distâncias obtidas da Figura B.2.

### Forças de Combustão

É a força produzida pelos gases na fase de combustão. Por intermédio da curva de pressão interna do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas, é possível calcular a força instantânea atuante no pistão. Estas curvas podem ser obtidas experimentalmente, pela utilização de um transdutor de pressão instalado no cabeçote do motor, de forma a medir a pressão interna do cilindro.

A pressão de um ciclo para um cilindro do motor de combustão interna possui o formato mostrado na Figura B.3.

A Figura B.4 ilustra os pulsos de pressão de um ciclo completo para o motor de quatro tempos e quatro cilindros Otto.

A força atuante no pistão para um valor de pressão é dada pela equação:

$$F_g = p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (\text{B.16})$$

sendo  $d_p$  o diâmetro do pistão. A Figura B.4 ilustra um ciclo completo do motor de 720°, o que corresponde a 12,566 ou  $4\pi$  radianos.

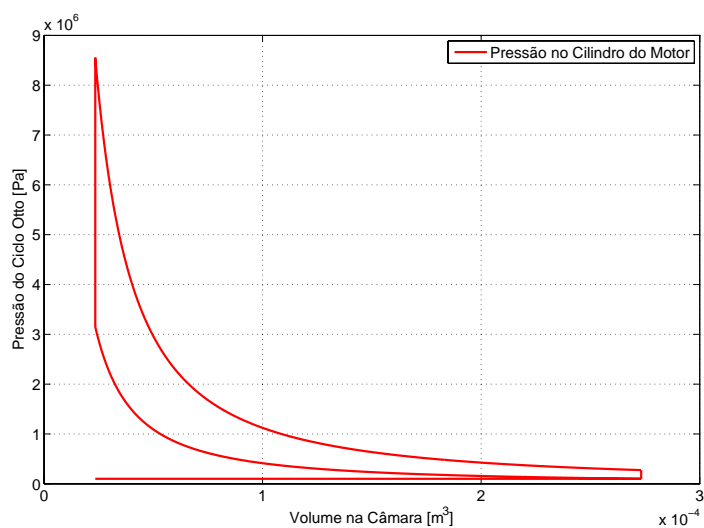


Figura B.3: Pressão de um cilindro para o ciclo térmico do motor de combustão interna.

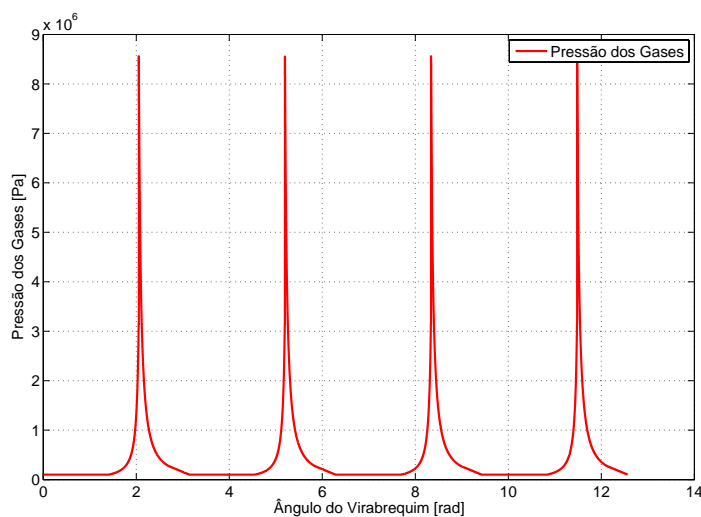


Figura B.4: Pulsos de pressão dos gases em um ciclo completo do motor Otto ( $720^\circ$ ).

### Forças Resultantes

De acordo com a Figura B.5, pode-se observar a decomposição das forças no pistão, onde surgem três componentes no munhão do virabrequim.

Os esforços atuantes no eixo de manivelas a força tangencial ( $F_t$ ), a força radial ( $F_r$ ) e a força da biela ( $F_b$ ). Já no pistão tem-se a força normal ( $F_n$ ) e a força dos gases de combustão ( $F_g$ ).



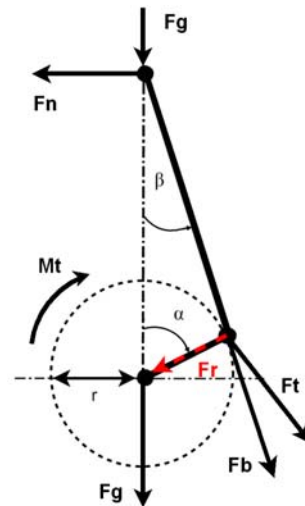


Figura B.5: Forças atuantes na árvore de manivelas.

A força tangencial possui duas componentes: uma devido à pressão dos gases e a outra devido à inércia, logo:

$$\vec{F}_t = \vec{F}_{tp} + \vec{F}_{ta} \quad (\text{B.17})$$

A força tangencial devido à pressão dos gases, levando em consideração a Equação B.16, será:

$$F_{tp} = F_g \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (\text{B.18})$$

E a força tangencial devida às forças de inércia, levando em consideração a Equação B.13, será:

$$F_{ta} = F_{ia} \cdot \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (\text{B.19})$$

A força radial pode ser calculada seguindo a mesma metodologia:

$$\vec{F}_r = \vec{F}_{rp} + \vec{F}_{ra} \quad (\text{B.20})$$

$$F_{rp} = F_g \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (\text{B.21})$$

$$F_{ra} = F_{ia} \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (\text{B.22})$$

### Torque de Excitação

O torque é uma excitação periódica, sendo de particular interesse a variação do torque correspondente a um ângulo de  $720^\circ$  do motor (ciclo completo). A análise do torque em função do ângulo da manivela  $\theta$  mostra larga variação, em grandeza e sentido. Verifica-se pela inspeção do corpo livre nota-se em algumas fases que o torque tem o mesmo sentido do movimento da manivela, e em outras sentido contrário.

A suposição do movimento uniforme da manivela não é válida, já que esta uniformidade é afetada pela variação de torque. Entretanto é necessária e usual a aplicação de um volante ao eixo de manivelas. Um volante de momento de inércia relativamente pequeno reduzirá a variação de velocidade a valores desprezáveis (1 à 2%) [36].

O torque motriz pode ser considerado uma excitação a qual é função do ângulo do virabrequim, portanto pode ser calculado pela equação:

$$M_t = F_t \cdot r \quad (\text{B.23})$$

Para um motor de quatro cilindros e quatro tempos com ordem de queima 1, 3, 4 e 2, o torque total é encontrado por um vetor de excitação correspondente à seqüência de explosão:

$$\{T(t)\} = \{M_t^1(t) \quad M_t^3(t) \quad M_t^4(t) \quad M_t^2(t)\}^T \quad (\text{B.24})$$

A Figura B.6 ilustra a sobreposição dos pulsos de torque dos quatro cilindros, cujo somatório está representado na Figura B.7.

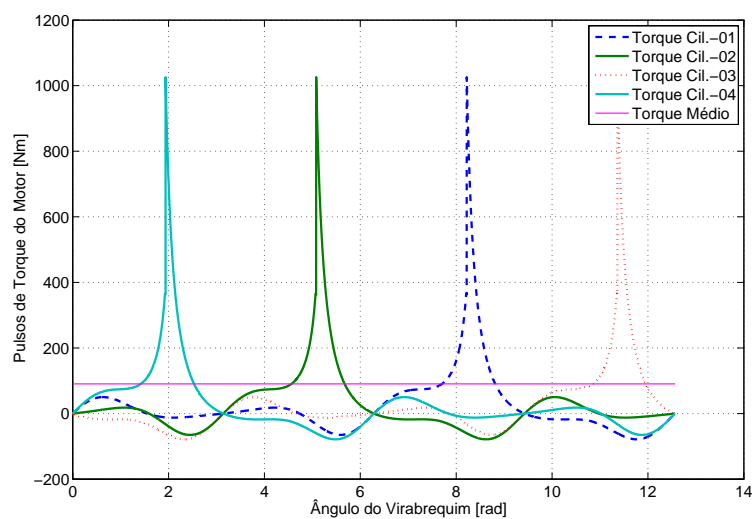


Figura B.6: Pulsos de torque dos 4 cilindros do motor ciclo Otto (2500 rpm à plena carga), de acordo com a seqüência de explosões.

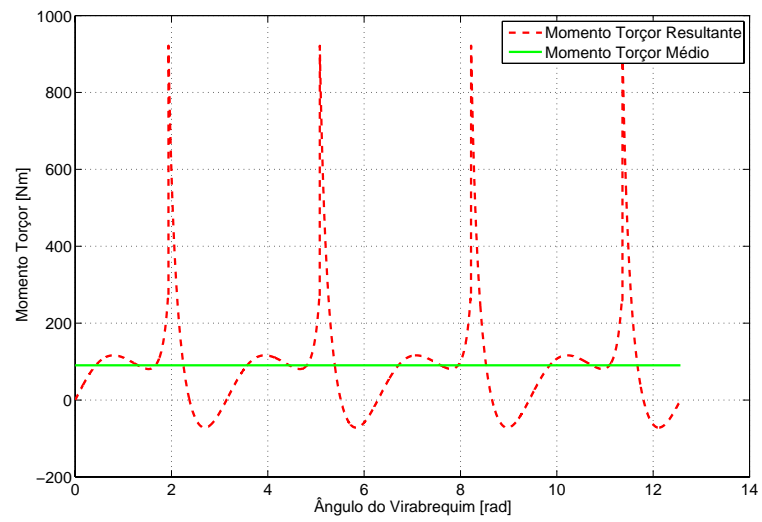


Figura B.7: Momento torçor final do motor de quatro tempos e quatro cilindros ciclo Otto (2500 rpm à plena carga).

# Apêndice C

## Características da Suspensão

Para a determinação dos parâmetros da suspensão levou-se em consideração uma grande simplificação do modelo da suspensão do veículo estudado. Assim, além de reduzir o modelo de suspensão utilizando 1/4 de veículo, também simplificou-se os modos e frequências naturais do sistema.

O veículo analisado leva em consideração as características expostas no Apêndice G do trabalho, o qual se referencia ao FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX. Para o modelo da suspensão admitida, a Tabela 6.1 do Capítulo 6, ilustra as características da suspensão utilizada.

Baseado em Nicolazzi [43], para a determinação dos parâmetros verticais da suspensão é necessário primeiro determinar o valor da massa suspensa sobre cada roda, assim:

$$m_{sI} = m_s \cdot (1 - x) \quad (\text{C.1})$$

$$m_{sI} = 800 \cdot (1 - 0,5)$$

$$m_{sI} = 400 \text{ [kg]}$$

$$m_{sII} = m_s \cdot x \quad (\text{C.2})$$

$$m_{sII} = 800 \cdot 0,5$$

$$m_{sII} = 400 \text{ [kg]}$$

sendo:

$x$  - distribuição de carga (posição longitudinal do C.G.);

$m_s$  - massa suspensa total do veículo;

$m_{sI}$  - massa suspensa sobre o eixo dianteiro;

$m_{sII}$  - massa suspensa sobre o eixo traseiro.

Lembrado que a frequência natural  $f_1$  e  $f_2$  admitida deve estar em torno de 1,0 a 1,5 Hz. Assim a rigidez da suspensão será:

$$K_I = \frac{K_p}{\left(\frac{K_p}{m_{sI} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_1)^2} - 1\right)} \quad (\text{C.3})$$

$$K_I = \frac{190000}{\left(\frac{190000}{400 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 1,0)^2} - 1\right)}$$

$$K_I = 17222,79 \text{ [N/m]}$$

$$K_{II} = \frac{K_p}{\left(\frac{K_p}{m_{sII} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_2)^2} - 1\right)} \quad (\text{C.4})$$

$$K_{II} = \frac{190000}{\left(\frac{190000}{440 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 1,2)^2} - 1\right)}$$

$$K_{II} = 25831,40 \text{ [N/m]}$$

sendo:

$K_I$  - rigidez vertical da suspensão dianteira;

$K_{II}$  - rigidez vertical do pneu;

$K_p$  - rigidez vertical da suspensão traseira.

O próximo passo é determinar as constantes de amortecimento para os eixos. Logo é necessário calcular os amortecimentos críticos das suspensões dianteira e traseira. Isto é feito a partir do cálculo da frequência natural em rad/s:

$$\Omega_I = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \quad (\text{C.5})$$

$$\Omega_I = 2 \cdot \pi \cdot 1,0$$

$$\Omega_I = 6,28 \text{ [rad/s]}$$

$$\Omega_{II} = 2 \cdot \pi \cdot f_2 \quad (\text{C.6})$$

$$\Omega_{II} = 2 \cdot \pi \cdot 1,2$$

$$\Omega_{II} = 7,54 \text{ [rad/s]}$$

sendo:

$\Omega_I$  - amortecimento eixo dianteiro;

$\Omega_{II}$  - amortecimento eixo traseiro.

O cálculo do amortecimento crítico para os eixos fica:

$$C_{C_I} = 2 \cdot m_{s_I} \cdot \Omega_I \quad (\text{C.7})$$

$$C_{C_I} = 2 \cdot 400 \cdot 6,28$$

$$C_{C_I} = 5026,40 \text{ [Ns/m]}$$

$$C_{C_{II}} = 2 \cdot m_{s_I} \cdot \Omega_{II} \quad (\text{C.8})$$

$$C_{C_{II}} = 2 \cdot 400 \cdot 7,539$$

$$C_{C_{II}} = 6031,20 \text{ [Ns/m]}$$

sendo:

$C_{C_I}$  - amortecimento crítico eixo dianteiro;

$C_{C_{II}}$  - amortecimento crítico eixo traseiro.

Definido  $\xi = 0,3$ , a constante de amortecimento para os eixos dianteiro e traseiro são calculados a partir da seguinte equação:

$$C_I = C_{C_I} \cdot \xi \quad (\text{C.9})$$

$$C_I = 5026,40 \cdot 0,3$$

$$C_I = 1507,92 \text{ [Ns/m]}$$

$$C_{II} = C_{C_{II}} \cdot \xi \quad (\text{C.10})$$

$$C_{II} = 6031,20 \cdot 0,3$$

$$C_{II} = 1809,36 [Ns/m]$$

sendo:

$C_I$  - constante de amortecimento eixo dianteiro;

$C_{II}$  - constante de amortecimento crítico eixo traseiro.

As frequências naturais dos eixos podem ser encontradas pela seguinte equação:

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{K_I + K_p}{m_{nsI}}} \quad (C.11)$$

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{17222,79 + 190000}{120}}$$

$$\Omega_1 = 41,55 [rad/s] = 6,61 [Hz]$$

$$\Omega_2 = \sqrt{\frac{K_{II} + K_p}{m_{nsII}}} \quad (C.12)$$

$$\Omega_2 = \sqrt{\frac{25831,08 + 190000}{80}}$$

$$\Omega_2 = 51,94 [rad/s] = 8,27 [Hz]$$

sendo:

$\Omega_1$  - frequência de amortecimento eixo dianteiro;

$\Omega_2$  - frequência de amortecimento eixo traseiro;

$m_{nsI}$  - massa não suspensa eixo dianteiro;

$m_{nsII}$  - massa não suspensa eixo traseiro.

A determinação das frequências naturais amortecidas das massas sobre os eixos parte-se da equação a seguir:

$$\nu_I = \Omega_I \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (C.13)$$

$$\nu_I = 6,28 \cdot \sqrt{1 - 0,3^2}$$

$$\nu_I = 5,99 \text{ [rad/s]} = 0,95 \text{ [Hz]}$$

$$\nu_{II} = \Omega_{II} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{C.14})$$

$$\nu_{II} = 7,54 \cdot \sqrt{1 - 0,3^2}$$

$$\nu_{II} = 7,19 \text{ [rad/s]} = 1,14 \text{ [Hz]}$$

sendo:

$\nu_I$  - frequência natural amortecida da massa sobre o eixo dianteiro;

$\nu_{II}$  - frequência natural amortecida da massa sobre o eixo traseiro;

$\xi$  - razão de amortecimento.

Para os eixos as frequências naturais amortecidas valem:

$$\nu_1 = \Omega_1 \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{C.15})$$

$$\nu_1 = 41,55 \cdot \sqrt{1 - 0,3^2}$$

$$\nu_1 = 39,64 \text{ [rad/s]} = 6,31 \text{ [Hz]}$$

$$\nu_2 = \Omega_2 \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{C.16})$$

$$\nu_2 = 51,94 \cdot \sqrt{1 - 0,3^2}$$

$$\nu_2 = 49,55 \text{ [rad/s]} = 7,88 \text{ [Hz]}$$

Para veículos reais as molas e amortecedores estão fixos nas balanças ou braços das suspensões, exceto para algumas suspensões *McPherson*. Sendo assim é necessário calcular a rigidez de mola e constante de amortecimento considerando os braços de alavanca proporcionados pelas balanças das suspensões.

Nesta simulação como a suspensão dianteira é *McPherson* e que a mola e amortecedor estão na torre da suspensão, a constante de mola e de amortecimento não se alteram, pois o deslocamento e a velocidade que a mola sofre é aproximadamente a do plano médio do pneu. Assim:



$$K_I = 17222,79 [N/m]$$

e

$$C_I = 1507,92 [Ns/m]$$

Para a suspensão traseira tipo *semi trailing*, considerando as gradezas  $u = 0,2 [m]$  e  $v = 0,3 [m]$ , medidas em relação ao ponto de pivotamento da balança a mola e a roda, respectivamente. Sendo assim:

$$K_{\text{real}} = K_{II} \cdot \left(\frac{v}{u}\right)^2 \quad (\text{C.17})$$

$$K_{\text{real}} = 25831,08 \cdot \left(\frac{0,3}{0,2}\right)^2$$

$$K_{\text{real}} = 58119,93 [N/m]$$

e para a constante de amortecimento

$$C_{\text{real}} = C_{II} \cdot \left(\frac{v}{u}\right)^2 \quad (\text{C.18})$$

$$C_{\text{real}} = 1809,36 \cdot \left(\frac{0,3}{0,2}\right)^2$$

$$C_{\text{real}} = 4071,06 [Ns/m]$$

# Apêndice D

## Dedução do torque da embreagem

A Figura D.1 demonstra o desenvolvimento para a dedução do torque gerado pelo contato do disco de embreagem, o qual é integrado ao algoritmo do torque da embreagem.

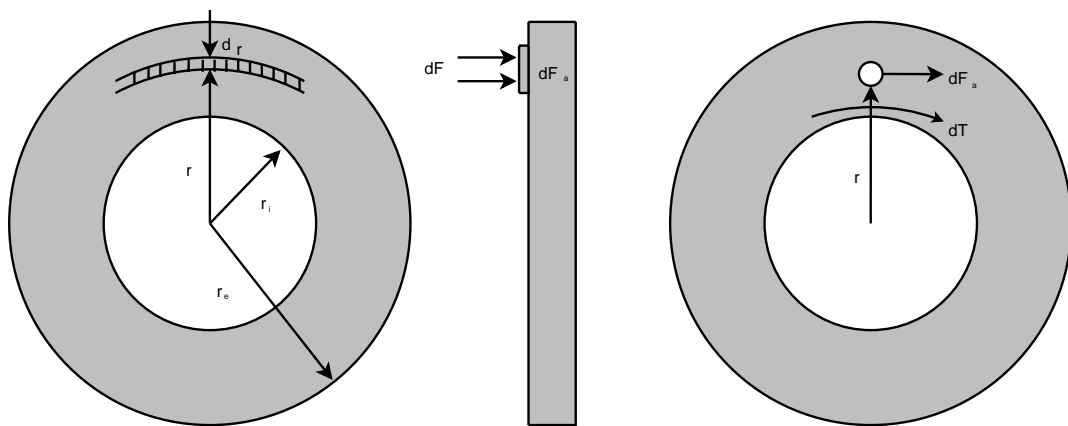


Figura D.1: Dedução do torque transmitido do disco de embreagem.

$$T = \int_{r_i}^{r_e} dT \quad (\text{D.1})$$

sendo

$$dT = dF_a \cdot r \quad (\text{D.2})$$

e

$$dF_a = dF \cdot \mu \quad (\text{D.3})$$

e

$$dF = p \cdot dA \quad (\text{D.4})$$

e

$$dA = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (D.5)$$

então o torque por ser dado por:

$$T = \int_{r_i}^{r_e} r \cdot \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (D.6)$$

sendo que a integral dependente somente do raio, tem-se que:

$$T = 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot p \int_{r_i}^{r_e} r \cdot dr \quad (D.7)$$

Portanto nota-se que o torque depende do raio de aplicação, da pressão e do coeficiente de atrito estático ou cinemático. A pressão é resultante da força aplicada pelo pedal da embreagem controlada pelo condutor do veículo. De acordo com Di Martino, Rana e Savoia [18], a pressão dos discos deve estar em torno de 2 a 2,5  $kgf/cm^2$ .

Existe dois métodos bastante difundidos para resolver o problema do atrito nas embreagens [49]:

- Desgaste uniforme;
- Pressão uniforme.

Para o desgaste uniforme, após um desgaste inicial do disco da embreagem tornam-se uniformes as superfícies em contato, assim a pressão ocorre em  $r = d/2$ . Logo integrando a Equação (D.7) tem-se que:

$$T = \frac{\pi \cdot \mu \cdot p \cdot d}{8} \cdot (D^2 - d^2) \quad (D.8)$$

Quando se considera uma pressão uniforme sobre a superfície do disco, a força atuante é simplesmente o produto da pressão pela área, conforme a Equação (D.9):

$$F = \frac{\pi \cdot P}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (D.9)$$

Assim integrando a Equação (D.7) e substituindo esta hipótese, tem-se que:

$$T = \frac{F \cdot \mu}{3} \cdot \left( \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right) \quad (D.10)$$

sendo  $D$  - diâmetro externo do disco de embreagem ( $D = 2 \cdot r_e$ ),  $d$  - diâmetro interno do disco de embreagem ( $d = 2 \cdot r_i$ ),  $\mu$  - coeficiente de atrito (estático ou cinemático) e  $p$  - pressão resultante da aplicação de força do pedal de embreagem (condutor).

# Apêndice E

## Algoritmo de desempenho de arrancada

A seguir é apresentada a lógica de programação para os modelos desenvolvidos.

### 1 - Condições de acionamento e verificação dos pedais

- $tpe$  - acionamento pedal embreagem;
- $tpa$  - acionamento pedal acelerador;
- $ptu$  - potência utilizada (%).

### 2 - Carregando contadores e integradores de tempo

- $t$  - contador de tempo;
- $k$  - contador de iteração;
- $N$  - número de divisões;
- $t_{\max}$  - tempo máximo;
- $dt$  - incremento de tempo;
- $tt$  - vetor de tempo.

### 3 - Carregando parâmetros do motor

- $D_c$  - diâmetro do pistão;
- $C_p$  - curso do pistão;
- $R_c$  - taxa de compressão;
- $R_v$  - raio do virabrequim;
- $C_b$  - comprimento da biela;
- $R_{dc}$  - razão entre diâmetro e curso;
- $Acl$  - área do cilindro;
- $V_d$  - volume deslocado;
- $V_{cc}$  - volume da câmara de compressão;

- $V_{tt}$  - volume total da câmara;
- $lbd$  - razão raio comprimento;
- $T_m$  - torque médio motriz;
- $P_{atm}$  - pressão atmosférica;
- $T_{at}$  - temperatura atmosférica;
- $R$  - constante dos gases ideais;
- $c_v$  - calor específico a volume constante para o ar seco;
- $c_p$  - calor específico a pressão constante para o ar seco;
- $k$  - razão entre volumes específicos;
- $Q_{23}$  - transferência de calor ao ar por ciclo;
- $m_b$  - massa da biela;
- $L_2$  - comprimento virabrequim CG;
- $m_a$  - massa alternativa biela;

#### 4 - Carregando parâmetros do veículo

- $X$  - parcela de carga sobre os eixos;
- $l$  - distância entre eixos;
- $h_{cg}$  - altura do centro de gravidade;
- $m$  - massa total do veículo;
- $h/b$  - relação altura / largura;
- $b$  - largura do pneu;
- $d$  - diâmetro interno do pneu;
- $g$  - aceleração da gravidade;
- $incl$  - inclinação rampa;
- $\eta_t$  - rendimento da transmissão
- $f$  - coeficiente de atrito de rolamento;

#### 5 - Carregando parâmetros da transmissão

- $i_c$  - relação de transmissão da caixa de marchas;
- $i_d$  - relação de transmissão do diferencial;

#### 6 - Carregando parâmetros da embreagem

- $Mi_s$  - Coeficiente de atrito estático;
- $Mi_c$  - Coeficiente de atrito cinemático;
- $r_e$  - raio externo disco;
- $r_i$  - raio interno disco;
- $N_s$  - número de superfícies contato;
- $P_s$  - pressão média do disco.

**7 - Carregando cálculos preliminares**

- $Rm$  – raio médio pneu;
- $T_{\max}$  – torque máximo transmitido embreagem;
- $F_{\max}$  – força máxima transmitida embreagem;
- $\alpha$  – inclinação de pista;
- $D$  – diâmetro externo pneu;
- $r_e$  – raio externo pneu;
- $r_d$  – raio dinâmico do pneu;
- $G$  – pesos do veículo;
- $a_I, a_{II}$  – distância do CG aos eixos;
- $Q_s$  – resistência ao aclave;
- $MQ_s$  – momento de resistência ao aclave;
- $Q_r$  – resistência ao rolamento;
- $MQ_r$  – momento de resistência ao rolamento;
- $Qa$  – resistência aerodinâmica;
- $MQ_a$  – momento de resistência aerodinâmica.
- $R_f$  – reação de frenagem máxima;
- $Kb$  – rigidez buchas.

**8 - Carregando matrizes (K, C, M)**

- $M$  – matriz de inércias;
- $C$  – matriz de amortecimento;
- $K$  – matriz de rigidez.

**9 - Carregando condições iniciais**

- $F$  – vetor de forças;
- $dis$  – vetor de deslocamento;
- $vel$  – vetor de velocidades;
- $acc$  – vetor de aceleração
- $rpm$  – rotação do motor.
- $\gamma$  – gama;
- $\beta$  – beta;
- $k_{eff}$  – rigidez efetiva

**10 - Loop de integração numérica****11 - Carregamento dos resultados do modelo do AMESim<sup>®</sup>**

12 - Plotagem gráfica e análise de dados

Para o *loop* de integração numérica (passo 10), deve ser aplicada a seguinte sistemática:

10 - *Loop* de integração numérica

Enquanto  $t \leq t_{\max}$

- 10.1 - Método de integração numérica (*Newmark*)
- 10.2 - Incremento de contagem e de tempo
- 10.3 - Armazenamento e atualização de vetores
- 10.4 - Pedal de embreagem e torque de embreamento
- 10.5 - Cálculo do torque motriz
- 10.6 - Cálculo das resistências
- 10.7 - Cálculo das reações sobre os eixos
- 10.8 - Condições de escorregamento e atrito
- 10.9 - Cálculo da força motriz utilizada
- 10.10 - Atualização do vetor de carga
- 10.11 - Controle de acoplamento

Fim

Para a rotina interna de cálculo dos novos valores de deslocamento, velocidade e aceleração (passo 10.1), tem-se que:

10.11 - Método de Integração de *Newmark*

- 10.1.1 - Função de integração numérica
- 10.1.2 - Constantes do método
- 10.1.3 - Vetor de carga efetivo
- 10.1.4 - Novos valores de deslocamento
- 10.1.5 - Novos valores de velocidade
- 10.1.6 - Novos valores de aceleração

A Figura E.1 ilustra a seguir o algoritmo de forma resumida.

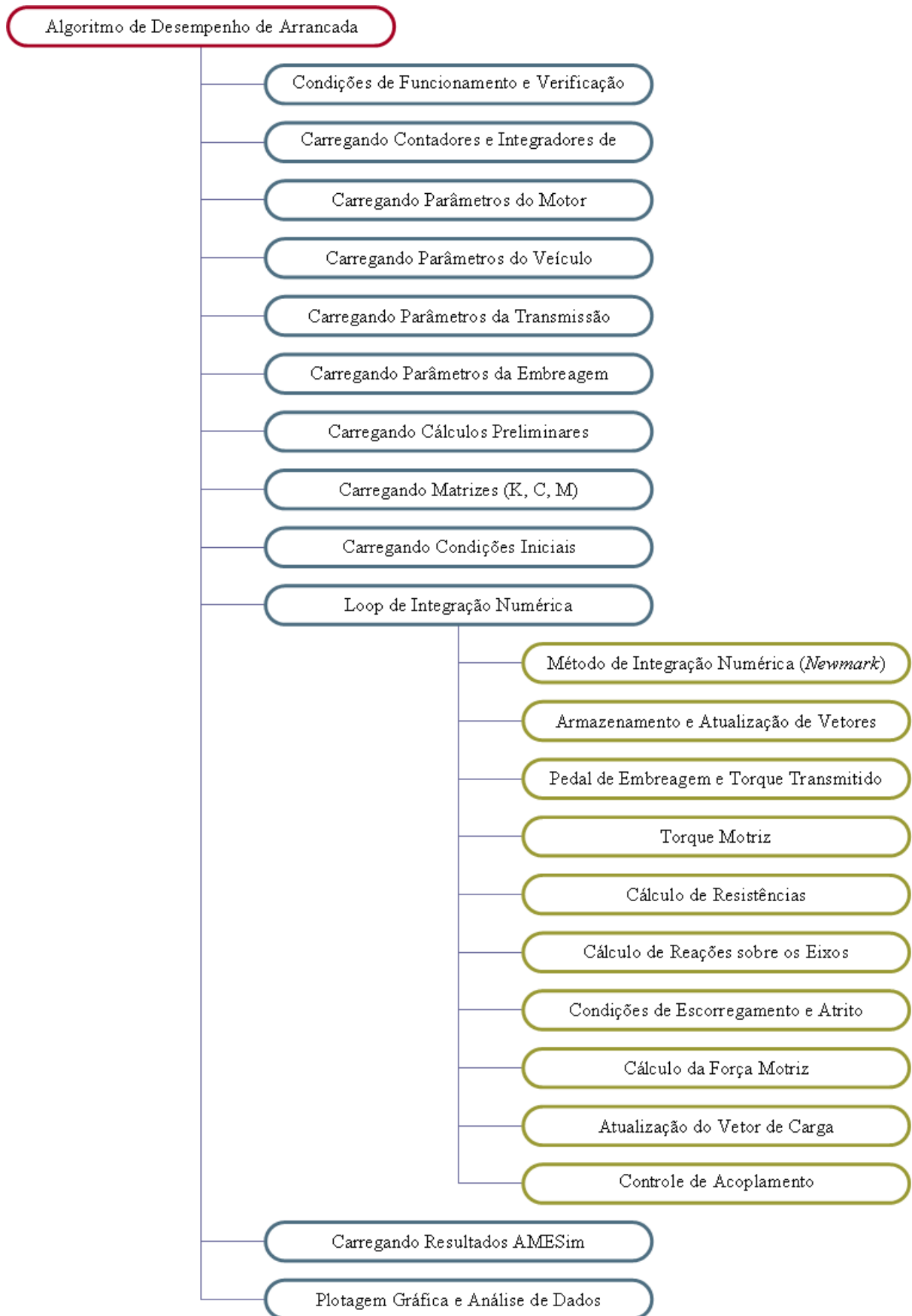


Figura E.1: Algoritmo resumido de desempenho do veículo em arrancada.



# Apêndice F

## Modelo do AMESim<sup>®</sup>

A Figura F.1 a seguir ilustra o modelo desenvolvido no *software* AMESim<sup>®</sup>. Este modelo foi usado como banca de teste virtuais, portanto foi chamado de modelo virtual. Este modelo foi usado para que os resultados obtidos pelo MATLAB<sup>®</sup> pudessem ser comparados além das referências dadas pelo fabricante do automóvel.

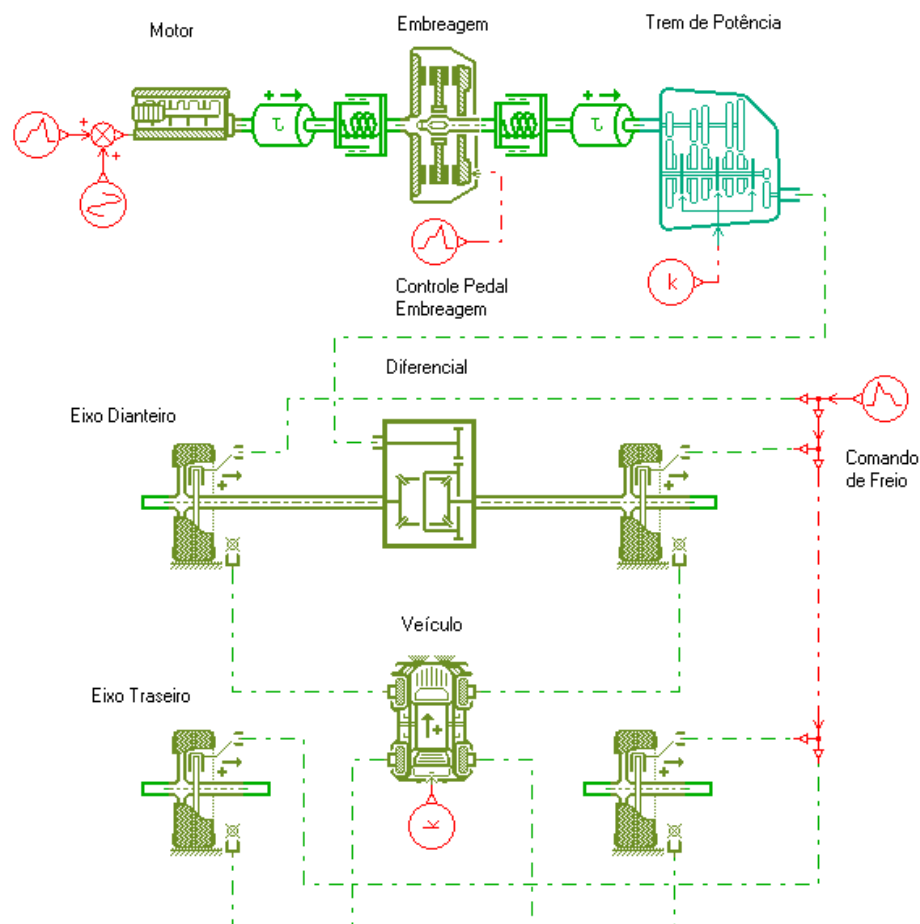


Figura F.1: Modelo virtual desenvolvido no *software* AMESim<sup>®</sup>.


A Tabela F.1 a seguir ilustra os dados referentes aos parâmetros de tempo para a simulação.

Tabela F.1: Valores de referência para o tempo de simulação do AMESim<sup>®</sup>.

Run Parameters	Value	Unit
Tolerance	1e-5	-
Maximum time step	1e30	s
Start time	0	s
Final time	3,2	s
Communication interval	0,001	s

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.2 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de fonte de sinal linear usado da Biblioteca *Signal, Control and Observers*.

Tabela F.2: Elemento fonte de sinal linear da Biblioteca Signal, Control and Observers.

Biblioteca Signal, Control and Observers	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Fonte de sinal linear
<b>Submodelo</b>	UD00 piecewise linear signal source
<b>Funções</b>	1 - Pedal do freio 2 - Curva de torque x rpm 3 - Pedal da embreagem
<b>VE's</b>	Submodelo sem variáveis de estado.

Para a construção da função de frenagem, a Tabela F.3 ilustra os parâmetros para o torque do pedal de freio. O torque de frenagem é igual a zero para todo o tempo de simulação.

Com relação a segunda função, curva de torque x rpm, esta leva em consideração os dados preliminares de torque x rpm do motor juntamente com o tempo de simulação. Assim, os dados da Tabela F.4 ilustram os parâmetros introduzidos para construção da curva torque x tempo no AMSEim<sup>®</sup> para o motor do FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX.

Para a função do pedal da embreagem, a Tabela F.5 ilustra os dados para o tempo de acionamento da embreagem. Assim, pode-se analisar quanto tempo o condutor demorou para soltar o pedal da embreagem no acoplamento do sistema torcional.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.6 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de fonte de sinal senoidal usado da Biblioteca *Signal, Control and Observers*.

Tabela F.3: Tabela de parâmetros para construção da função de frenagem.

<b>UD00-1: Integer parameters with non default values</b>		<b>Value</b>
number of stages		1
cyclic		no

<b>UD00-1: All real parameters</b>		
	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
time at which duty cycle starts	s	0
output at start of stage 1	null	0
output at end of stage 1	null	0
duration of stage 1	s	3,2

Tabela F.4: Tabela de parâmetros para construção da função curva torque x rpm do motor.

<b>UD00-3: Integer parameters with non default values</b>		<b>Value</b>
number of stages		7
cyclic		no

<b>UD00-3: Real parameters with non default velues</b>		
	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
output at start of stage 1	null	68,95
output at end of stage 1	null	97,08
duration of stage 1	s	0,61
output at start of stage 2	null	97,08
output at end of stage 2	null	103,85
duration of stage 2	s	0,46
output at start of stage 3	null	103,85
output at end of stage 3	null	100,11
duration of stage 3	s	0,44
output at start of stage 4	null	100,11
output at end of stage 4	null	96,40
duration of stage 4	s	0,46
output at start of stage 5	null	96,40
output at end of stage 5	null	87,31
duration of stage 5	s	0,5
output at start of stage 6	null	87,31
output at end of stage 6	null	72,71
duration of stage 6	s	0,56
output at start of stage 7	null	72,71
output at end of stage 7	null	67,31
duration of stage 7	s	0,2

Para a função de excitação motriz, a Tabela F.7 ilustra o efeito da irregularidade do torque motriz. A frequência de excitação é de acordo com a equação desenvolvida no


Tabela F.5: Tabela de parâmetros para construção da função do pedal de embreagem.

<b>UD00-2: Integer parameters with non default values</b>		<b>Value</b>
number of stages		2
cyclic		no

<b>UD00-2: All real parameters</b>		<b>Unit</b>	<b>Value</b>
time at which duty cycle starts		s	0
output at start of stage 1		null	1
output at end of stage 1		null	0
duration of stage 1		s	0,7
output at start of stage 2		null	0
output at end of stage 2		null	0
duration of stage 2		s	1,5

Tabela F.6: Elemento fonte sinal senoidal da Biblioteca Signal, Control and Observers.

<b>Biblioteca Signal, Control and Observers</b>	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Fonte de sinal senoidal
<b>Submodelo</b>	SIN0 sine signal source
<b>Funções</b>	1 - Excitação do motor
<b>VE's</b>	Submodelo sem variáveis de estado.

Capítulo 2 e o valor de amplitude foi tomado com relação a 10% do torque dado pelo fabricante.

Tabela F.7: Tabela de parâmetros para construção da excitação motriz.


<b>SIN0-1: All real parameters</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
sine wave frequency	Hz	200
mean level	null	0
sine wave amplitude	null	9
phase shift	degree	0

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.8 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de junção de sinais usado da Biblioteca *Signal, Control and Observers*.

Este elemento faz a junção da curva de torque em função do tempo mais a excitação harmônica com relação a 10% de amplitude. Este submodelo não possui variáveis de entrada e variáveis de estado.


Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.9

Tabela F.8: Elemento de junção de sinais da Biblioteca Signal, Control and Observers.

<b>Biblioteca Signal, Control and Observers</b>	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Junção de sinais
<b>Submodelo</b>	JUN3P comparison junction summing both inputs
<b>Funções</b>	1 - Torque motriz
<b>VE's</b>	Submodelo sem variáveis de estado.

ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de fonte de sinal constante usado da Biblioteca *Signal, Control and Observers*.

Tabela F.9: Elemento fonte de sinal constante da Biblioteca Signal, Control and Observers.

<b>Biblioteca Signal, Control and Observers</b>	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Fonte de sinal constante
<b>Submodelo</b>	CONS0 constant signal
<b>Funções</b>	1 - Relações de transmissão 2 - Inclinação de pista
<b>VE's</b>	1 - Constant value

Para as funções de relação de transmissão e inclinação de pista, as Tabelas F.10 e F.11 indicam as relações de transmissão da caixa de marchas e a inclinação de pista dada em relação à porcentagem de inclinação, respectivamente.

Tabela F.10: Tabela de parâmetros para construção da relação de transmissão.

<b>CONS0 - 2: External variables with non default start values</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
constant value	null	1

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.12 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de duplicação de sinal usado da Biblioteca *Signal, Control and Observers*.


Este submodelo não possui parâmetros de entrada e variáveis de estado. Transmite o sinal do torque de frenagem para as rodas dianteiras e traseiras do veículo.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.13 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de fonte de sinal de torque zero usado da Biblioteca *Mechanical*.

Tabela F.11: Tabela de parâmetros para construção da inclinação de pista.


CONS0 - 1: External variables with non default start values	Unit	Value
constant value	null	0

Tabela F.12: Elemento de duplicação de sinal da Biblioteca Signal, Control and Observers.

Biblioteca Signal, Control and Observers	
Sketch	
Definição	Duplicação de sinal
Submodelo	SPLT0 splitter junction
Funções	1 - Sinal de frenagem
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.

Este submodelo não possui parâmetros de entrada e variáveis de estado. Este elemento faz o fechamento dos eixos das rodas indicando um valor nulo de torque.

Tabela F.13: Elemento de fonte de sinal de torque zero da Biblioteca Mechanical.

Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Fonte de sinal de torque zero
Submodelo	T000 zero torque source
Funções	1 - Zero torque para as pontas de eixo
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.14 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de mola e amortecedor rotatórios usado da Biblioteca *Mechanical*.

A Tabela F.15 demonstra os valores de rigidez e amortecimento, os quais são impostos devido ao eixo de manivelas e o funcionamento do motor entre os graus de liberdade do motor e do volante (tambor da embreagem).

Para os parâmetros que indicam os valores de rigidez e amortecimento devidos às molas existentes no disco de embreagem e o amortecimento devido ao atrito, a Tabela F.16 apresenta os dados utilizados.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.17 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de inércia rotativa usada da Biblioteca *Mechanical*.

Para a inércia do motor do veículo em estudo e condição de marcha lenta do motor, a Tabela F.18 ilustra os parâmetros utilizados.

Tabela F.14: Elemento de mola e amortecimento torcional da Biblioteca Mechanical.


Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Mola e amortecedor torcional
Submodelo	RSD00 rotatory spring and damper
Funções	1 - Motor 2 - Embreagem
VE's	1 - Relative angular displacement

Tabela F.15: Tabela de parâmetros para construção da função de rigidez e amortecimento do motor.

RSD00-2: All internal variables with start values	Unit	Value
relative angular displacement	degree	0

RSD00-2: All real parameters	Unit	Value
stiffness	Nm/degree	17.453,3
damper rating	Nm/(rev/min)	0,00314

Para a inércia equivalente devido às relações de transmissão e graus de liberdade existentes abaixo da caixa de marchas, a Tabela F.19 ilustra os parâmetros utilizados.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.20 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento da caixa de marchas usada da Biblioteca *IFP Drive*.

A Tabela F.21 a seguir encontram-se as relações de transmissão ( $1^a$ ,  $2^a$ ,  $3^a$ ,  $4^a$  e  $5^a$ ) usadas para a caixa de marchas do veículo fornecidas pelo fabricante.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.22 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento do motor usado da Biblioteca *Powertrain*.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.23

Tabela F.16: Tabela de parâmetros para construção da função de rigidez e amortecimento da embreagem.

RSD00-1: All internal variables with start values	Unit	Value
relative angular displacement	degree	0

RSD00-1: All real parameters	Unit	Value
stiffness	Nm/degree	26,18
damper rating	Nm/(rev/min)	0,0105

Tabela F.17: Elemento de inércia rotativa da Biblioteca Mechanical.


Biblioteca Mechanical	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Inércia rotativa
<b>Submodelo</b>	RL02 rotatory load with two shafts without friction
<b>Funções</b>	1 - Inércia do motor 2 - Inércia equivalente
<b>VE's</b>	1 - Shaft speed port 2

Tabela F.18: Tabela de parâmetros para construção da função de inércia do motor.

RL02-1: All external variables with start values	Unit	Value
shaft speed port 2	rev/min	900

RL02-1: All real parameters	Unit	Value
moment inertia	Kg.m <sup>2</sup>	0,074

Tabela F.19: Tabela de parâmetros para construção da função de inércia equivalente.

RL02-2: All external variables with start values	Unit	Value
shaft speed port 2	rev/min	0

RL02-2: All real parameters	Unit	Value
moment inertia	Kg.m <sup>2</sup>	0,054

ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento de embreagem usado da Biblioteca *Powertrain*.

A Tabela F.24 ilustra as características de acionamento da embreagem, bem como a inércia dos conjuntos da embreagem, máximo torque que pode ser transmitido, velocidade de acoplamento e velocidade dos conjuntos internos.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.25 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento do diferencial usado da Biblioteca *Powertrain*.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.26 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento dos semi-eixos usados da Biblioteca *Powertrain*.

Para as características de conectividade dos semi-eixos, a Tabela F.27 ilustra os parâmetros utilizados.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela



Tabela F.20: Elemento da caixa de marchas da Biblioteca IFP Drive.


<b>Biblioteca Mechanical</b>	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Caixa de marchas manual
<b>Submodelo</b>	DRVMG0B n-ratio gearbox (without clutch)
<b>Funções</b>	1 - Relações de transmissão
<b>VE's</b>	Submodelo sem variáveis de estado.

Tabela F.21: Tabela de parâmetros para construção da função curva torque x rpm do motor.

<b>DRVMG0B-1: All integer parameters</b>	<b>Value</b>
total number of gear ratios	5

<b>DRVMG0B-1: All real parameters</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
maximum Coulomb friction torque on secondary shaft (see Help)	Nm	10.000
rotatory velocity threshold for maximum Coulomb friction torque	rev/min	100
powered axle gear ratio	null	5
powered axle efficiency	null	1
transmission gear ratio (1st gear)	null	4,273
efficiency (1st gear)	null	1
transmission gear ratio (2nd gear)	null	2,238
efficiency (2nd gear)	null	1
transmission gear ratio (3rd gear)	null	1,444
efficiency (3rd gear)	null	1
transmission gear ratio (4th gear)	null	1,029
efficiency (4th gear)	null	1
transmission gear ratio (5th gear)	null	0,872
efficiency (5th gear)	null	1

F.28 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento veículo de quatro rodas usado da Biblioteca *Powertrain*.

A Tabela F.29 introduz as características do veículo em estudo com relação ao fabricante para o FIAT UNO.

Com relação aos elementos usados para a construção do modelo virtual, a Tabela F.30 ilustra o *sketch*, definição, submodelo, funções e variáveis de estado para o elemento roda / pneu usado da Biblioteca *Powertrain*.

Com relação a construção das funções para o escorregamento e a curva de *Pacejka*, deve-se seguir a formulação utilizada pela referência [1] deste trabalho.

As características de contato do pneu com a pista dados à paritr dos parâmetros do

Tabela F.22: Elemento do motor da Biblioteca Powertrain.


Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Fonte torque motriz
Submodelo	TREN0A engine troque as a copy of the input signal
Funções	1 - Torque motriz
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.

Tabela F.23: Elemento de embreagem da Biblioteca Powertrain.


Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Embreagem manual
Submodelo	TRMC0A clutch friction represented by a tanh function - signal input (0-100%)
Funções	1 - Torque transmitido pela embreagem
VE's	1 - rotatory velocity at port 2 2 - rotatory velocity at port 3

Tabela F.24: Tabela de parâmetros para construção do modelo da embreagem.

TRMC0A-1: External variables with non default start values	Unit	Value
	rotatory velocity at port 3	rev/min

DRVMG0B-1: All real parameters	Unit	Value
inertia at port 3	kg.m <sup>2</sup>	0,05
inertia at port 2	kg.m <sup>2</sup>	0,05
maximum Coulomb friction torque (dynamic)	Nm	117,39
rotatory stick velocity thershold	rev/min	0,09

modelo de Pacejka: C - fator de forma, BCD - inclinação, B - fator de rigidez e E - fator de curvatura, se encontram na Tabela F.31.

Um resumo das variáveis de estado usadas para controlar o tamanho do passo de integração pode ser visto na Tabela F.32.

Tabela F.25: Elemento do diferencial da Biblioteca Powertrain.


Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Diferencial clássico
Submodelo	TRDI0A classic diferencial
Funções	Transmissão da rotação para os pneus
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.

Tabela F.26: Elemento dos semi-eixos da Biblioteca Powertrain.


Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Semi-eixos de transmissão
Submodelo	TRSH1A direct connection shaft
Funções	1 - Conectividade entre diferencial e roda
VE's	Submodelo sem variáveis de estado.

Tabela F.27: Tabela de parâmetros para construção do modelo dos semi-eixos.

TRSH1A: All internal variables with start values	Unit	Value
relative angular displacement	degree	0
activity of machanical dissipation (shaft)	J	-
activity of machanical capacitance (shaft)	J	-

TRSH1A: All real parameters	Unit	Value
stiffness	Nm/degree	872,66
damper rating	Nm/(rev/min)	52,36

Tabela F.28: Elemento veículo de quatro rodas da Biblioteca Powertrain.


Biblioteca Mechanical	
Sketch	
Definição	Veículo com quatro rodas
Submodelo	TRVEH03 no mass transfer vehicle model (wheel exclude)
Funções	1 - Comportamento longitudinal do veículo
VE's	1 - velocity at port 2 2 - Carbody longitudinal displacement

Tabela F.29: Tabela de parâmetros para construção do modelo do veículo.

<b>TRVEH03-1: All external variables with start values</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
velocity at port 2	m/s	0

<b>TRVEH03-1: All internal variables with start values</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
Carbody longitudinal displacement	m	0

<b>TRVEH03-1: All real parameters</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
mass of vehicle	kg	1.000
coefficient of viscous friction	N/(m/s)	0
drag coefficient (Cx)	null	0,3
frontal area	m <sup>2</sup>	2
air density	kg/m <sup>3</sup>	1,226
ambient wind velocity (relative to the ground)	m/s	0

Tabela F.30: Elemento roda / pneu da Biblioteca Powertrain.


<b>Biblioteca Mechanical</b>	
<b>Sketch</b>	
<b>Definição</b>	Modelo roda / pneu
<b>Submodelo</b>	TRTY1A Pacejka tyre longitudinal force (no coupling) wheel and brake function include
<b>Funções</b>	1 - Comportamento pneu / roda do veículo com freios e modelo de Pacejka
<b>VE's</b>	1 - Wheel rotatory velocity at port 2

Tabela F.31: Tabela de parâmetros para construção do modelo dos pneus.

<b>TRTY1A-1: All external variables with start values</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
wheel rotatory velocity at port 2	rev/min	0

<b>TRTY1A-1: All real parameters</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
wheel inertia	kg.m <sup>2</sup>	2,139
mean tyre rolling radius	m	0,0269
mean vertical load on the tyre	N	4.200
min. car velocity (avoid division by in slip calculation)	m/s	0,1
b0 - shape factor also called C	null	2,1
b1 - peak factor D	null	-25,58
b2 - peak factor D	null	1225
b3 - slope at the origin BCD	null	-4,908
b4 - slope at the origin BCD	null	86,97
b5 - slope at the origin BCD	null	-0,02669
b6 - curvature factor E	null	0,00356
b7 - curvature factor E	null	-0,009426
b8 - curvature factor E	null	0,97
b9 - horizontal shift Sh	null	0
b10 - horizontal shift Sh	null	0
b11 - vertical shift Sv	null	0
b12 - vertical shift Sv	null	0

Tabela F.32: Tabela de parâmetros para controle do passo de tempo de acordo com as variáveis de estado do modelo.

<b>Nº</b>	<b>Controlled</b>	<b>Submodel</b>	<b>Variable</b>	<b>Unit</b>
1	70	TRTY1A-1	wheel rotatory velocity at port 2	rev/min
2	0	TRTY1A-2	wheel rotatory velocity at port 2	rev/min
3	0	TRVEH03-1	velocity at port 2	m/s
4	0	TRVE03-1	carbody longitudinal displacement	m
5	3	TRTY1A-3	wheel rotatory at port 2	rev/min
6	31	TRTY1A-4	wheel rotatory at port 2	rev/min
7	21	TRMC0A-1	rotatory velocity at port 2	rev/min
8	0	RSD00-1	relative angular displacement	degree
9	1019	RL02-1	shaft speed port 2	rev/min
10	29	TRMC0A-1	rotatory velocity at port 3	rev/min
11	887	RS00-2	relative angular displacement	degree
12	36	RL02-2	shaft speed port 2	rev/min

# Apêndice G

## Dados do fabricante do veículo

A Tabela G.1 ilustra os dados de inércia para motores. Os dados foram coletados de algumas referências citadas na bibliografia do trabalho.

Tabela G.1: Valores de referência para inércia de motores (Fonte: FIAT Automóveis S.A.).

<b>Cilindrada (cm<sup>3</sup>)</b>	<b>Inércias (kg.m<sup>2</sup>)</b>
1000	0,074
1300	0,093
1600	0,121
1800	0,154
2000	0,187
2400	0,252

A Tabela G.2 ilustra os dados calculados para a rigidez do pneu, de acordo com os casos de carga pertinentes aos valores da reação do eixo dianteiro.( Obs.: Estes dados foram calculados pela própria PIRELLI).

Tabela G.2: Valores de referência para rigidez do pneu (Fonte: Pirelli).

<b>Pneu 165/70 R13 Pressão 2.1 bar</b>	<b>Carga sobre a roda</b>			<b>Unidade</b>
	2085	2500	2700	N
<b>Rigidez Vertical</b>	190000	190000	190000	N / m
<b>Rigidez Longitudinal</b>	221	270	292	N / %
<b>Rigidez Lateral</b>	492	547	570	N / °

A Tabela G.3 ilustra os dados de inércia do conjunto roda / pneu para diferentes medidas.

Para a curva de torque do motor x rpm, Figura G.1, foram tomados dados de referência do fabricante.

Tabela G.3: Valores de referência para inércia do conjunto pneu/roda (Fonte: FIAT Automóveis S.A.).

Medida	Raio de Rolamento	Inércia (kg.m <sup>2</sup> )
145/80 R13	273	2,139
175/70 R13	280	2,443
185/60 R14	280	2,443
195/55 R15	289	3,061
195/60 R15	302	3,178
205/60 R15	304	3,335
185/60 R15	305	3,365
215/55 R16	312	3,561
205/70 R15	320	3,728
255/75 R15	387	3,728

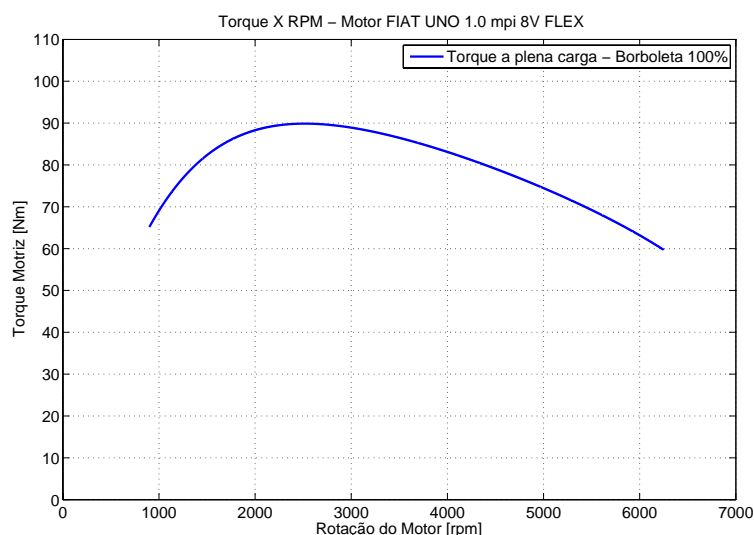
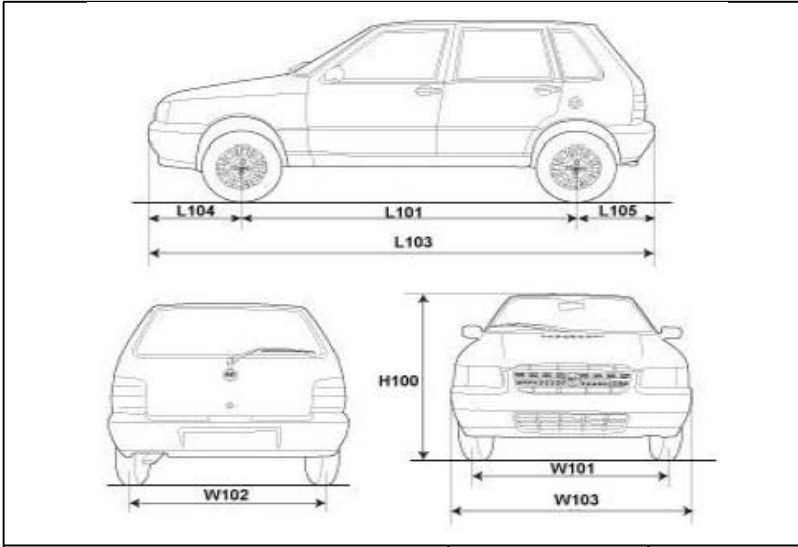


Figura G.1: Característica de performance do motor a gasolina do FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX.

A Tabela G.6 ilustra uma estimativa para todas as marchas com seus respectivos tempos para variar da velocidade mínima para máxima utilizando o motor do FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX. (Obs.: Estes dados foram obtidos de acordo com cálculos preliminares do modelo do veículo).

As Tabelas G.4, G.5 e G.7 fornecem os dados do veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX 4 portas. Estes dados disponibilizados pelo fabricante do veículo.

Tabela G.4: Valores de referência para as dimensões do veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX 4 portas (Fonte: FIAT Automóveis S.A.).



Medida	Valores	Unidade
Comprimento (L103)	3692,8	mm
Largura (W103)	1548,0	mm
Altura (H100)	1445,0	mm
Distância eixos (L101)	2361,5	mm
Bitola dianteira (W101)	1337,0	mm
Bitola traseira (W102)	1357,0	mm
Massa veículo (sem carga)	810,0-1210,0	kg
Capacidade de Carga	400,0	kg

Tabela G.5: Valores de referência para o desempenho do veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX (Fonte: FIAT Automóveis S.A.).

Desempenho UNO Mille 1.0 8V FLEX 4 portas (Gasolina)		
Velocidade máxima	Valores	Unidade
1ª marcha	33,0	km/h
2ª marcha	62,0	km/h
3ª marcha	96,0	km/h
4ª marcha	151,0	km/h
5ª marcha	155,0	km/h
Marcha ré	36,0	km/h
Desempenho UNO Mille 1.0 8V FLEX (Gasolina)		
Aceleração do repouso	0-100 km/h	14,5 s
Retomada (4ª marcha)	60-100 km/h	13,3 s
Retomada (5ª marcha)	60-100 km/h	18,2 s
Rampa máxima	35,0 %	
Relação peso / potência	12,46 kg/CV	16,93 kg/kW



Tabela G.6: Tempo para variar da velocidade mínima para a máxima (critério máxima rotação).

Marcha	Tempo de troca de marcha (s)
1	3,20
2	7,83
3	16,10
4	30,38
5	75,59

Tabela G.7: Valores de referência para o veículo FIAT UNO 1.0 mpi 8V FLEX (Fonte: FIAT Automóveis S.A.).

	Dados
Número de cilindros	4 em linha
Posição	Transversal
Cilindrada total / unitária	999,1 cc / 249,8 cc
Taxa de compressão	11,65 +/- 0,15:1
Diâmetro x Curso	70,0 x 64,9 mm
Ciclo - tempos	OTTO - 4
Aspiração	Natural
Tipo de pistões	com pino fixo na biela
Potência máxima (GAS)	65,0 cv / 47,8 kW à 6000 rpm
Torque máximo (GAS)	9,1 kgfm / 89,3 Nm a 2500 rpm
Regime marcha lenta	850 +/- 50 rpm
Ordem de Ignição	1 - 3 - 4 - 2
Tração	dianteira com juntas homocinéticas
Tipo embreagem	monodisco a seco com mola a disco e comando mecânico
Diâmetro do disco de embreagem	180,00 mm
Mola de desacionamento	tipo chapéu chinês
Número de marchas	5 a frente e 1 a ré
Relações de marcha	1 <sup>a</sup> - 4,273 (47/11)
	2 <sup>a</sup> - 2,238 (47/21)
	3 <sup>a</sup> - 1,444 (39/27)
	4 <sup>a</sup> - 1,029 (35/34)
	5 <sup>a</sup> - 0,872 (34/39)
	Ré - 3,909 (43/11)
Diferencial	4,067 (15/61) (coroa e pinhão incorporados)
Suspensão	Tipo McPherson com rodas independentes, braços oscilantes inferiores transversais com barra estabilizadora