



Jony Javorski Eckert

Análise Comparativa entre os Métodos de Cálculo da Dinâmica Longitudinal em Veículos

15/2013

CAMPINAS
2013



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Jony Javorski Eckert

Análise Comparativa entre os Métodos de Cálculo da Dinâmica Longitudinal em Veículos

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL
DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO JONY
JAVORSKI ECKERT, E ORIENTADO PELO PROF. DR
FRANCO GIUSEPPE DEDINI

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Dedini", is written over a horizontal dotted line.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2013

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA E ARQUITETURA - BAE - UNICAMP

Ec57a Eckert, Jony Javorski, 1988-
Análise comparativa entre os métodos de cálculo da
dinâmica longitudinal em veículos / Jony Javorski
Eckert. – Campinas, SP: [s.n.], 2013.

Orientador: Franco Giuseppe Dedini.
Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Veículos a motor - Dinâmica. 2. Automóveis -
Dinâmica. 3. MATLAB (Programa de computador). 4.
ADAMS - (Programa de computador). I. Dedini, Franco
Giuseppe, 1957-. II. Universidade Estadual de
Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III.
Título.

Título em Inglês: Comparative analysis between methods for calculating longitudinal
vehicle dynamics
Palavras-chave em Inglês: Motor vehicles - Dynamics, Cars - Dynamics, MATLAB
(Computer program), ADAMS - (Computer program)
Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca Examinadora: Robson Pederiva, Lauro Cesar Nicolazzi
Data da defesa: 20-02-2013
Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA DOS SÓLIDOS E PROJETO
MECÂNICO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Análise Comparativa entre os Métodos de
Cálculo da Dinâmica Longitudinal em Veículos

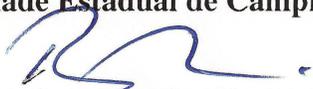
Autor: Jony Javorski Eckert

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

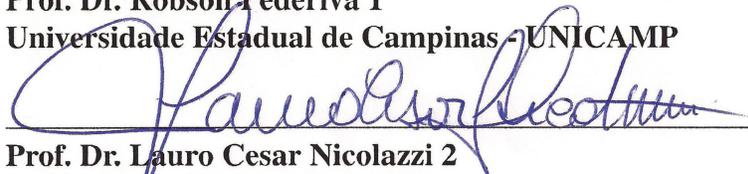
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP



Prof. Dr. Robson Pederiva 1
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP



Prof. Dr. Lauro Cesar Nicolazzi 2
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Campinas, 20 de Fevereiro de 2013.

Dedicatória

Dedico este trabalho a todas as pessoas que me ajudaram durante estes dois anos e permitiram que esta dissertação fosse concluída.

Agradecimentos

Aos meus pais Loni Javorski Eckert e Fridolino Jorge Eckert, e a minha irmã Merlin Javorski Eckert

Aos meus amigos Alexandre Buenos, Jakerson Gevinski, João Paulo Vissotto, Jorge Luiz Biazussi, Luan Tochetto e Vinícius Silva.

A todos os colegas do laboratório LabSIn que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho, principalmente Adriana Duarte, Arthur Germano Cardoso, Eduardo Costa, Fabio Santiciolli e Fernanda Correa.

Aos meus professores de graduação Rubens Stuginski Jr e Nilson Luiz Maziero, pelos conselhos e ajuda nas escolhas da universidade e orientador.

Ao meu orientador, Prof. Franco Giuseppe Dedini que me mostrou os caminhos a serem seguidos.

Às Secretarias de Graduação e Pós Graduação da FEM, pelo apoio e suporte.

A CAPES e CPFL pelo apoio financeiro.

*Duas coisas são infinitas: o universo e a
estupidez humana. Mas, no que respeita ao
universo, ainda não adquiri a certeza
absoluta.*

Albert Einstein

Resumo

ECKERT, Jony Javorski. Análise comparativa entre os métodos de cálculo da dinâmica longitudinal em veículos. 2013. 200p. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Dinâmica veicular é o estudo das interações entre o veículo, condutor e o ambiente bem como as reações de carga, sendo esta dividida em 3 grandes áreas: dinâmica longitudinal, vertical e lateral. Existem variações entre os métodos propostos pela literatura para o cálculo da dinâmica longitudinal do veículo, sendo que o objetivo deste trabalho é, por meio de simulações, comparar os resultados obtidos pelas diversas metodologias. Por meio de um modelo gerado com auxílio do programa de análise dinâmica de multicorpos Adams®, juntamente com o Simulink Matlab®, foram implementados os métodos de cálculo propostos pela literatura de forma a simular o comportamento de um veículo em função de uma demanda de potência gerada por meio do padrão de velocidades imposto pelos ciclos das normas brasileiras NBR6601 e NBR7024. Os resultados encontrados foram comparados por meio da correlação linear entre as curvas de torque resultantes do modelo dinâmico, possibilitando uma avaliação entre os resultados encontrados pelos diferentes métodos. Também foram avaliados o consumo de combustível, a influência da variação da massa do veículo e da estratégia de condução no comportamento dinâmico do veículo, bem como modelos complementares referentes a veículos híbridos e o efeito da adição de um modelo de embreagem no conjunto simulado.

Palavras-chave: Veículos a motor - Dinâmica, Automóveis - Dinâmica, MATLAB (Programa de computador), ADAMS (Programa de computador).

Abstract

ECKERT, Jony Javorski. Comparative analysis between methods for calculating longitudinal vehicle dynamics. 2013. 200p. Dissertação (Mestrado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Vehicular dynamics is the study of interactions between vehicle, driver and load reactions. The vehicular dynamics is divided into three areas: longitudinal, vertical and lateral. There are variations between the methods proposed in the literature to calculate the longitudinal dynamics of the vehicle. The purpose of this study is, through simulations, compare the results obtained by different methods. By means of a model generated by Adams® (Software of Multibody Dynamics Analysis) together with Simulink Matlab® were implemented the calculation methods proposed by literature to simulate the behavior of a vehicle according to a power demand resulting from the default speeds cycles required by Brazilian Standards NBR6601 and NBR7024. The results were compared using linear correlation between the couple curves resulting from the dynamic model, allowing an evaluation of the results reported by different methods. Were also evaluated: the fuel consumption and the influence of the mass vehicle variation, the driving strategy in the vehicle dynamic behavior, some complementary models of hybrid vehicles and the effect of add a clutch model.

Keywords: Motor vehicles - Dynamics, Cars - Dynamics, MATLAB (Computer program), ADAMS (Computer program).

Lista de Ilustrações

1.1	Sistemas de coordenadas do veículo conforme SAE. Adaptado de (Gillespie, 1992)	1
2.1	Cilindro girando sob um plano. (DEDINI, 2011)	6
2.2	Projeção da área frontal do veículo. (WU E LIU, 2012)	7
2.3	Forças que atuam no veículo. (GILLESPIE, 1992)	8
2.4	Coeficientes de arrasto aerodinâmico para algumas formas de veículo. (GILLESPIE, 1992)	10
2.5	Força envolvidas no movimento do veículo. (GENTA, 2008)	16
2.6	Coeficientes aerodinâmicos da roda em função da razão h/D . (GENTA, 2008)	18
2.7	Coeficiente de pitching para 3 diferentes veículos. (GENTA, 2008)	18
2.8	Forças atuantes no veículo. (EHSANI <i>et al.</i> , 2009)	23
2.9	Modelo do sistema de transmissão de potência. Adaptado de Ehsani <i>et al.</i> (2009)	24
2.10	Distribuição das pressões no contato com pneu parado. Fonte: (EHSANI <i>et al.</i> , 2009)	25
2.11	Distribuição das pressões no contato com pneu rodando. Adaptado de Ehsani <i>et al.</i> (2009)	26
2.12	Distribuição das pressões no veículo durante o movimento. Adaptado de Ehsani <i>et al.</i> (2009)	28
2.13	Decomposição de forças devido a inclinação da pista. (EHSANI <i>et al.</i> , 2009)	29
2.14	Excentricidade do pneu. (NAUNHEIMER <i>et al.</i> , 2010)	33
2.15	Escorregamento do pneu em função da força aplicada e tipo de pista. (LEAL <i>et al.</i> , 2008)	39
2.16	Comportamento do rendimento da transmissão com a carga. (LEAL <i>et al.</i> , 2008)	40
2.17	Gráfico de potência de motores de combustão. Adaptado de Gillespie (1992)	42
2.18	Potência requerida x Potência disponível. (LEAL <i>et al.</i> , 2008)	43
2.19	Curva de consumo Saturn 1.9L DOHC. Adaptado de EcoModder (2012)	44
2.20	Mapa esquemático de eficiência motor combustão interna. (OLIVEIRA, 2005)	45
2.21	Força de tração em função da velocidade do veículo. Adaptado de Gillespie (1992)	46
2.22	Transmissão genérica. (DEDINI, 2011)	47
2.23	Características de um pneu. (DEDINI, 2011)	49
2.24	Velocidade em função do tempo no ciclo de condução urbana pela norma NBR6601. Adaptado de Souza (2010)	51

2.25	Velocidade em função do tempo no ciclo de condução rodoviária pela norma NBR7024. Adaptado de Souza (2010)	51
2.26	Velocidade em função do tempo no ciclo US06. Adaptado de Hollanda (2011) . . .	52
3.1	Modelo de bancada para simulação	55
3.2	Seção do Pneu 175/65 R14. (HAIM, 2011)	56
3.3	Massa rotativa resultante	64
3.4	Modelo para simulação dinâmica	65
3.5	Bloco gerado pelo Adams®	66
3.6	Curvas de torque veículo A em função da porcentagem de abertura da borboleta da injeção	69
3.7	Curvas de torque veículo B em função da porcentagem de abertura da borboleta da injeção	70
3.8	Curva de resistência do motor para o veículo A	71
3.9	Curva de resistência do motor para o veículo B	71
3.10	Mapa de consumo de combustível do motor. Adaptado de EcoModder (2012) . . .	73
4.1	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)	79
4.2	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)	80
4.3	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)	80
4.4	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)	81
4.5	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)	81
4.6	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)	82
4.7	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)	82
4.8	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)	83
4.9	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Genta)	86
4.10	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Genta)	86
4.11	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Genta)	87
4.12	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Genta)	87

4.13	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)	90
4.14	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)	90
4.15	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)	91
4.16	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)	91
4.17	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Fator de massa por inércias)	92
4.18	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)	93
4.19	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Fator de massa por inércias)	93
4.20	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Fator de massa por inércias)	94
4.21	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Naunheimer)	96
4.22	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Naunheimer)	96
4.23	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Naunheimer)	97
4.24	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Naunheimer)	97
4.25	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)	99
4.26	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)	100
4.27	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)	100
4.28	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)	101
4.29	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)	102
4.30	Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)	103
4.31	Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)	103

4.32	Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)	104
6.1	Ciclo US06 - Gillespie - Massa equivalente (Tração limitada por atrito)	122
6.2	Ciclo US06 - Gillespie - Massa equivalente (Sem limitação de tração por atrito)	123
6.3	Marchas - Velocidade recomendada	124
6.4	Estratégia - Troca em 3500 rpm	126
6.5	Marchas - Troca em 3500 rpm	127
6.6	Estratégia - Troca em 4500 rpm	128
6.7	Marchas - Troca em 4500 rpm	128
6.8	Estratégia - Troca em torque máximo	129
6.9	Marchas - Troca em torque máximo	130
6.10	Estratégia - Troca em potência máxima	131
6.11	Marchas - Troca em potência máxima	131
6.12	Consumo de combustível em função da estratégia	132
6.13	Média de consumo de combustível em função da estratégia	133
6.14	Estratégia de condução híbrida	135
6.15	Estratégias utilizadas	136
6.16	Marchas - Estratégia híbrida	137
6.17	Comparativo de consumo de combustível	138
6.18	Comparativo Média de Consumo	138
6.19	Simulação veículo B sem limitação de tração transmissível	139
6.20	Simulação veículo B com limitação de tração transmissível	140
6.21	Simulação veículo B estratégia híbrida	140
6.22	Estratégias utilizadas veículo B	142
6.23	Marchas estratégia híbrida para o veículo B	142
6.24	Deslocamento dos dedos da embreagem em função do deslocamento do pedal. Adaptado de Haim (2011)	145
6.25	Deslocamento da placa em função do deslocamento dos dedos da embreagem. Adaptado de Haim (2011)	146
6.26	Força normal aplicado pela mola em função do deslocamento da placa. Adaptado de Haim (2011)	146
6.27	Comparativo entre os resultados obtidos entre os modelo com e sem embreagem	148
6.28	Comparativo modelos com e sem embreagem em um trecho do ciclo US06	149
6.29	Comparativo modelos com e sem embreagem em um trecho do ciclo NBR6601	150

6.30	Comparativo entre estratégias no modelo de embreagem em um trecho de aceleração do ciclo US06	152
A.1	Acionamento dos motores do veículo híbrido no ciclo NBR6601	166
A.2	Comparativo entre o ciclo NBR6601 e o perfil de velocidades simulado	166
A.3	Marchas utilizadas veículo convencional - ciclo NBR6601	167
A.4	Marchas utilizadas veículo híbrido - ciclo NBR6601	167

Lista de Tabelas

2.1	Fator de massa. Adaptado de (Gillespie, 1992)	14
3.1	Inércias Pneu 175/65 R14. Adaptado de Haim (2011)	56
3.2	Inércias pneus 175/65 R14, 175/75 R13 e 205/70 R15.	58
3.3	Dados veículo B. Adaptado de Haim (2011)	58
3.4	Dados veículo A	59
4.1	Correlações entre torques conforme os métodos simulados	83
4.2	Correlações entre o torque calculado pelo método Genta, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024	88
4.3	Correlações entre o torque calculado pelo método Ehsani - Massa equivalente, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024	92
4.4	Correlações entre o torque calculado pelo método Ehsani - Inércias, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024	94
4.5	Correlações entre o torque calculado pelo método Naunheimer, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024	98
4.6	Correlações entre o torque calculado pelo método Nicolazzi-Inércias, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024	101
4.7	Correlações entre o torque calculado pelo método Nicolazzi-Polinômio, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024	104
5.1	Critérios para determinação da massa total do veículo utilizado nas simulações	105
5.2	Correlações entre o ciclo NBR6601 e os modelos simulados	106
5.3	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 935 kg]	107
5.4	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 980 kg]	108
5.5	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 1050 kg]	108
5.6	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 1260 kg]	109
5.7	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 1400 kg]	109

5.8	Correlações entre o ciclo NBR7024 e os modelos simulados	111
5.9	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 935 <i>kg</i>]	112
5.10	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 980 <i>kg</i>]	112
5.11	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 1050 <i>kg</i>]	113
5.12	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 1260 <i>kg</i>]	113
5.13	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 1400 <i>kg</i>]	114
5.14	Correlações entre o ciclo US06 e os modelos simulados	115
5.15	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 935 <i>kg</i>]	117
5.16	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 980 <i>kg</i>]	117
5.17	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 1050 <i>kg</i>]	118
5.18	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 1260 <i>kg</i>]	118
5.19	Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 1400 <i>kg</i>]	119
6.1	Rotação do motor em função das velocidades de troca de marchas recomendadas	125
6.2	Comparativo entre correlações em função da estratégia de troca utilizada	136
6.3	Comparativo entre correlações encontradas nas simulações dos 2 veículos simulados	141
6.4	Velocidades adotadas nas trocas de marcha em função da estratégia escolhida para o veículo B	141
6.5	Dados da embreagem de um modelo 1.0. Adaptado de Haim (2011)	144
6.6	Comparativo correlações entre as estratégias simuladas para o ciclo US06	150

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A	Área frontal do veículo [m^2]
a	Constate referente ao tipo do pneu
a	Distância entre a roda dianteira e o centro de gravidade do veículo [m]
a_d	Aceleração disponível [m/s^2]
A_f	Área frontal do veículo [m^2]
A_R	Aspecto de razão
a_r	Aceleração requerida [m/s^2]
a_x	Aceleração longitudinal do veículo [m/s^2]
b	Constate referente ao tipo do pneu
b	Distância entre a roda traseira e o centro de gravidade do veículo [m]
c	Distância entre a roda traseira e o centro de gravidade [m]
C_D	Coeficiente de arrasto aerodinâmico
C_e	Consumo específico de combustível [$\frac{g}{kw h}$]
C_l	Volume consumido de combustível [l]
c_W	Coeficiente de arrasto aerodinâmico
C_x	Coeficiente aerodinâmico
C_x	Coeficiente de resistência aerodinâmica
C_z	Coeficiente de sustentação
C_{M_y}	coeficiente de pitching [$1/rad$]

D_a	Resistência Aerodinâmica	[N]
D_p	Diâmetro externo do pneu	[mm]
D_r	Diâmetro da roda	[pol]
e	Excentricidade da força de reação do pneu	[N]
e	escorregamento	
EH	Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles	
F	Força de tração aplicada pelas rodas aos solo	[N]
f_0	Coefficiente dependente da pressão de inflação do pneu	[N]
F_a	Resistência a aceleração	[N]
F_b	Fator corretivo da banda do pneu	
F_f	A força de resistência ao rolamento	[N]
F_g	Força de resistência a inclinação da pista	[N]
F_L	Resistência aerodinâmica	[N]
F_L	Torque do motor	[Nm]
F_n	Força normal aplicada no contato entre os discos	[N]
f_o	Coefficiente de rolagem	
F_p	Fator corretivo das paredes do pneu	
F_R	Resistência ao rolamento	[N]
F_r	Forças de resistência	[N]
f_R	Coefficiente de resistência ao rolamento	
f_r	Coefficiente de resistência ao rolamento	
f_s	Coefficiente dependente da pressão de inflação do pneu	[N]
F_t	Força de tração nas rodas	[N]

F_{mI}^{max}	A máxima força transmissível no contato pneu-pista [N]
F_{rd}	Força de resistência a inclinação da pista e ao rolamento..... [N]
F_{St}	Resistência a inclinação [N]
F_{tmax}	Força máxima de tração no contato pneu-pista..... [N]
F_{xmax}	Máxima força transmitida ao solo [N]
$F_{Z,A}$	Força disponível na roda [N]
$F_{Z,B}$	Força total de resistência ao movimento..... [N]
$F_{Z,max}$	Máxima força transmissível no contato [N]
F_{z1}	Força peso aplicada na roda dianteira [N]
G	Peso do veículo [N]
g	Aceleração gravitacional [m/s ²]
G_R	Peso do veículo [N]
GE	Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation
GI	Fundamentals of Vehicle Dynamics
h	Altura do centro de gravidade em relação ao solo [m]
h_a	Altura de aplicação da força aerodinâmica [m]
h_G	Altura do centro de gravidade..... [m]
h_g	Altura do centro de gravidade do veículo..... [m]
HA	Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application
i	Marcha atual
i_A	Relação de transmissão
I_b	Inércia da banda de rodagem do pneu [kgm ²]
i_d	Relação de transmissão do diferencial

i_g	Relação transmissão da caixa redutora	
I_o	Momento de inércia do cilindro	$[kg\ m^2]$
i_o	Relação transmissão do diferencial	
I_p	Inércia da parede do pneu	$[kgm^2]$
I_p	Inércia rotacional do motor e transmissão	$[kgm^2]$
I_w	Inércia rotacional das rodas	$[kgm^2]$
I_{banda}	Inércia da banda de rodagem do pneu base	$[kgm^2]$
i_{c_j}	Relação de transmissão da caixa de cambio	
I_{cp}	Inércia do rolo no contato com o pneu	$[kg\ m^2]$
I_{parede}	Inércia da parede do pneu base	$[kgm^2]$
I_{pc}	Inércia do rolo no parte central	$[kg\ m^2]$
J	Inércia equivalente do sistema de transmissão	$[kgm^2]$
J_e	Inércia do motor	$[kgm^2]$
J_m	Inércia do motor	$[kgm^2]$
J_m	Inércia equivalente de resistência do sistema de transmissão	$[kgm^2]$
J_r	Inércias das rodas, cubos e pneus	$[kgm^2]$
J_t	Inércia da transmissão	$[kgm^2]$
J_w	Inércia das rodas	$[kgm^2]$
J_{red}	Inércia equivalente	$[kgm^2]$
k	Fator de estabilidade	
K_ϕ	Rigidez ao rolamento total	$[\frac{mkg}{rad}]$
$K_{\phi r}$	Rigidez ao rolamento da suspensão traseira	$[\frac{mkg}{rad}]$
L	Comprimento do cilindro	$[m]$

L	Distância entre os eixos dianteiro e traseiro	[m]
l	Comprimento entre eixos do veículo	[m]
L_b	Distância entre o centro de gravidade e a roda traseira do veículo	[m]
L_p	Largura do pneu	[mm]
L_{cp}	Largura da parte de contato com o pneu	[m]
L_{pb}	Largura do pneu base	[m]
L_{pc}	Largura da parte central do rolo	[m]
L_{pc}	Largura entre as rodas dianteiras do veículo	[m]
L_{pf}	Largura do pneu a ser corrigido	[m]
M	Massa do veículo	[kg]
m	Massa do veículo	[kg]
M_c	Massa do cilindro	[kg]
m_F	Massa do veículo	[kg]
m_r	Massa equivalente dos componentes rotativos	[kg]
M_v	Massa total de veículo	[kg]
m_{red}	Massa equivalente	[kg]
n	Número de faces da embreagem	
N_f	Relação de redução do diferencial	
n_g	Número de marchas disponíveis	
N_{tf}	Relação de redução total	
NI	Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas	
P	Força peso do veículo	[N]
P_a	Potência aerodinâmica	[W]

P_a	Potência disponível na roda	[W]
P_a	Potência necessária para acelerar o veículo	[W]
P_e	Potência do motor	[W]
P_i	Potência consumida	[W]
P_L	Potência líquida	[W]
P_r	Potência de rolamento	[W]
P_r	Potência na roda	[W]
P_r	Potência requerida para manutenção da velocidade constante	[W]
P_{ar}	Potência de resistência devido a aceleração do veículo	[W]
P_{ed}	Potência Disponível nas rodas	[W]
P_{er}	Potência requerida	[W]
P_{max}	Potência máxima transmitida	[W]
P_{ot}	Potência do motor	[kw]
q	Pressão dinâmica	[Pa]
Q_a	Resistência aerodinâmica	[N]
Q_I	Resistência de inércia	[N]
Q_r	Resistência de rolamento	[N]
Q_s	Resistência de aclone	[N]
Q_t	Resistência total ao avanço do veículo	[N]
Q_{Im}	Resistência de inércia no rolos	[N]
R	Força de reação	[N]
R	Resistência ao movimento	
r	Raio do pneu	[m]

R_1	Raio externo do pneu base	[m]
r_1	Raio da roda do pneu base	[m]
R_2	Raio externo do pneu a ser corrigido	[m]
r_2	Raio da roda do pneu a ser corrigido	[m]
R_c	Raio do cilindro	[m]
r_d	Raio efetivo do pneu	[m]
r_d	raio dinâmico do pneu	[m]
r_e	raio estático do pneu	[m]
R_i	Raio interno do disco da embreagem	[m]
R_o	Raio externo do disco da embreagem	[m]
R_p	Raio do pneu	[m]
r_p	Raio do pneu	[m]
R_x	Resistência ao rolamento	[N]
r_{dyn}	Raio dinâmico do pneu	[m]
R_{hx}	Força Horizontal resultante do acoplamento de reboque	[N]
R_{hz}	Força vertical resultante do acoplamento de reboque	[N]
R_{li}	Raio do pneu	[m]
R_{li}	Área frontal	[m ²]
R_{tf}	Relação de transmissão Total	
R_{xf}	A resistência ao rolamento nas rodas dianteiras	[N]
R_{xt}	A resistência ao rolamento nas rodas traseiras	[N]
RPM_m	Rotação do motor	[rpm]
T	Torque	[Nm]

T_C	Torque de resistência.....[Nm]
T_d	Torque disponível nas rodas do veículo[Nm]
T_E	Torque do motor.....[Nm]
T_e	Torque do motor a combustão.....[Nm]
T_m	Energia cinética de rotação.....[J]
T_o	Energia cinética de translação [J]
T_r	Torque na roda do veículo [Nm]
T_{ap}	Torque inercial na roda.....[Nm]
T_{CL}	Torque transmitido pela embreagem.....[Nm]
T_{cp}	Torque inercial na saída da embreagem [Nm]
T_{dp}	Torque inercial na saída da caixa redutora [Nm]
T_{ed}	Torque disponível no motor a combustão.....[Nm]
T_{er}	Torque requerido ao motor a combustão.....[Nm]
T_{FR}	Torque das perdas por fricção.....[Nm]
T_{max}	Torque máximo transmissível.....[Nm]
T_{MCI}	Parcela de torque requerido do motor a combustão [Nm]
T_{ME}	Parcela de torque requerido dos motores elétricos [Nm]
T_{res}	Torque de resistência.....[Nm]
Td_{MCI}	Torque dado pela curva do motor a combustão [Nm]
Td_{ME}	Torque dado pela curva do motor elétrico [Nm]
Tr_{MCI}	Parcela de torque requerido do motor a combustão na roda do veículo.....[Nm]
Tr_{ME}	Parcela de torque requerido dos motores elétricos na roda do veículo [Nm]
V	Velocidade do veículo.....[m/s]

v	Velocidade do veículo	$[m/s]$
v_a	Velocidade atual	$[m/s]$
v_r	Velocidade real	$[m/s]$
v_r	Velocidade requerida	$[m/s]$
V_t	Velocidade da troca de marcha	$[km/h]$
v_t	Velocidade teórica	$[m/s]$
V_W	Velocidade do vento na direção do movimento	$[m/s]$
W	Peso do veículo	$[N]$
W_c	Força atuante sobre as rodas dianteiras	$[N]$
W_f	Força normal atuante na roda dianteira do veículo	$[m]$
x	Parcela de carga sobre o eixo traseiro	

Letras Gregas

α	Aceleração Angular	$[rad/s^2]$
α	Ângulo de inclinação da pista	$[rad]$
α_{St}	Ângulo de inclinação da pista	$[rad]$
Δt	Intervalo de tempo de simulação	$[s]$
δ	Fator de massa equivalente	
Δ_{xi}	Deformação do pneu	$[m]$
Δ_{xi}	Força de resistência ao rolamento	$[N]$
$\dot{\omega}_E$	Aceleração angular do motor	$[rad/s^2]$
η_m	Eficiência mecânica da transmissão	
η_t	Eficiência da transmissão	

η_{tf}	Representa a eficiência do sistema
η_{tot}	Eficiência da transmissão
μ	Coefficiente de atrito pneu-pista
μ_H	Coefficiente de atrito pneu-pista
μ_{xp}	Coefficiente de atrito longitudinal
ω_0	Rotação do motor no instante anterior [rad/s]
ω_c	Velocidade angular do cilindro [rad/s]
ω_E	Rotação do motor [rad/s]
ω_m	Velocidade angular do motor [rad/s]
ω_p	Velocidade angular da roda [rad/s]
ω_r	Velocidade angular da roda do veículo [rad/s]
ρ	Densidade do ar [kg/m ³]
ρ	Massa especifica do cilindro [kg/m ³]
ρ	Massa especifica [kg/m ³]
ρ_c	Massa especifica do combustível [kg/m ³]
ρ_L	Densidade do ar [kg/m ³]
τ_f	Relação de transmissão do diferencial
τ_g	Relação de transmissão da caixa redutora
Θ	Ângulo de inclinação da pista [rad]
Θ_E	Inércia do motor [kgm ²]

Sobrescritos

max Máxima

a Marchas do veículo primeira, segunda...

Subscritos

c Referente ao cilindro

d Disponível

d Referente a saída da transmissão

e Referente ao motor

f Transmissão diferencial

I Calculo através dos valores da inércia da transmissão

M Calculo da massa equivalente através de um polinômio

p Referente ao pneu

tf Transmissão total

w Referente as rodas

x Direção longitudinal

y Direção lateral

z Direção vertical

Siglas

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

Adams Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems

CAD Computer Aided Design

CVT Continuously variable transmission

FTP US Federal Test Procedure

NBR	Norma Brasileira
NEDC	New European Driving Cycle
SAE	Society of Automotive Engineers

SUMÁRIO

Lista de Ilustrações	xv
Lista de Tabelas	xxi
Lista de Abreviaturas e Siglas	xxiii
SUMÁRIO	xxxv
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1 Inércia equivalente	5
2.2 Área frontal do veículo	7
2.3 Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie	8
2.3.1 Carga Aerodinâmica	9
2.3.2 Resistência ao rolamento	10
2.3.3 Performance em aceleração	11
2.3.4 Limite de tração em aceleração	15
2.4 Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation - Giancarlo Genta	16
2.4.1 Resistência ao movimento	19
2.4.2 Potência disponível	20
2.4.3 Aceleração	21
2.4.4 Máxima potência transferida para a pista	22
2.5 Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi	23
2.5.1 Resistência ao rolamento	25
2.5.2 Arrasto aerodinâmico	27
Força de arrasto devido ao formato do veículo	27
Atrito superficial	28
2.5.3 Resistência a inclinação da pista	29
2.5.4 Equacionamento Dinâmico	30

2.5.5	Máxima força de tração	31
2.6	Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application - Harald Naunheimer Bernd Bertsche Joachim Ryborz Wolfgang Novak	32
2.6.1	Resistência ao rolamento	32
2.6.2	Resistência aerodinâmica	34
2.6.3	Resistência à inclinação da pista	34
2.6.4	Resistência à aceleração	34
2.6.5	Resistência total ao movimento	35
2.6.6	Máxima força no contato pneu-pista	36
2.7	Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Longuinho da Costa Machado Leal, Edison da Rosa, Lauro Cesar Nicolazzi	36
2.7.1	Resistência aerodinâmica	36
2.7.2	Resistência a inclinação da pista	37
2.7.3	Resistência ao rolamento dos pneus	37
2.7.4	Resistência a aceleração	38
2.7.5	Resistência mecânica	40
2.7.6	Performance em aceleração	41
2.7.7	Limite de tração transmissível no contato pneu-pista	41
2.8	Características dos Motores de Combustão Interna	42
2.8.1	Consumo de combustível	44
2.8.2	Eficiência do motor a combustão interna	45
2.9	Transmissão	46
2.9.1	Inércia equivalente em transmissões	47
2.9.2	Embreagem	48
2.10	Pneus	48
2.11	Ciclos padrão de condução	50
2.12	Correlação Linear	52
3	MODELO PARA SIMULAÇÃO	55
3.1	Veículos utilizados nas simulações	55
3.1.1	Cálculo da inércia dos pneus	56
3.2	Dimensionamento do rolos da bancada	59
3.2.1	Dimensionamento do rolos da bancada para o veículo A	62
3.3	Modelo dinâmico	64
3.3.1	Modelo ADAMS®	65

3.3.2	Interface Simulink®	66
3.4	Modelo de simulação dinâmica	67
3.4.1	Aceleração requerida	67
3.4.2	Sistema de redução	68
3.4.3	Cálculo da potência requerida e forças de resistência	68
3.4.4	Curvas de torque e potência do motor a combustão	69
3.4.5	Aceleração e frenagem	70
3.4.6	Máximo torque transmissível	72
3.4.7	Consumo de combustível	72
4	MODELOS E RESULTADOS	75
4.1	Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie	75
4.1.1	Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Inércias	75
4.1.2	Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Massa equivalente	77
4.1.3	Resultados de Simulação	78
	Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Inércias	79
	Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Massa equivalente	81
4.2	Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation - Giancarlo Genta	83
4.2.1	Resultados de Simulação	86
4.3	Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani	88
4.3.1	Resultados de Simulação	89
	Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani - Massa equivalente (polinômio)	90
	Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani - Massa equivalente (Inércias)	92
4.4	Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application - Harald Naunheimer Bernd Bertsche Joachim Ryborz Wolfgang Novak	95
4.4.1	Resultados de Simulação	95
4.5	Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Longuinho da Costa Machado Leal, Edison da Rosa, Lauro Cesar Nicolazzi	98
4.5.1	Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Massa equivalente calculada por inércias	98
4.5.2	Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Massa equivalente calculada por um polinômio	102

5	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE À VARIAÇÃO DE PARÂMETROS	105
5.1	Análise da variação da massa do veículo ciclo NBR6601	106
5.1.1	Análise dos resultados para o ciclo NBR6601	110
5.2	Análise da variação da massa do veículo ciclo NBR7024	111
5.2.1	Análise dos resultados para o ciclo NBR7024	114
5.3	Análise da variação da massa do veículo ciclo US06	115
5.3.1	Análise dos resultados para o ciclo US06	119
6	MODELOS COMPLEMENTARES	121
6.1	Avaliação do desempenho e consumo em função das estratégias de troca de marchas	121
6.1.1	Troca de marchas em Velocidade Recomendada	121
6.1.2	Troca de marchas em 3500 rpm	126
6.1.3	Troca de marchas em 4500 rpm	127
6.1.4	Troca de marchas em Torque Máximo	129
6.1.5	Troca de marchas em Potência Máxima	130
6.1.6	Comparativo entre o consumo de combustível em função da estratégia de condução	132
6.1.7	Estratégia Híbrida	133
6.1.8	Comparativo com o veículo B	139
6.2	Modelo de embreagem	143
6.2.1	Resultados de simulação	148
7	CONCLUSÃO	153
7.1	Sugestão para trabalhos futuros	155
	REFERÊNCIAS	157
	APÊNDICES	160
A	Veículos híbridos	161
A.1	Avaliação do desempenho de veículo híbrido	162
A.1.1	Equacionamento dinâmico	162
A.1.2	Dados para simulação	164
A.1.3	Resultados de simulação	165

1 INTRODUÇÃO

Veículos automotores são o principal meio de transporte utilizado nos dias de hoje, segundo ANFAVEA (2012) foram produzidos no Brasil cerca de 3,08 milhões de veículos no período de janeiro a novembro de 2012, sendo que a frota total recebe todo ano mais de 3,5 milhões de novos veículos (Aguiar e Filho, 2012), o que demonstra o crescente aumento na frota de veículos, gerando uma demanda referente ao estudo aplicado a este ramo da engenharia.

A dinâmica veicular é o ramo de estudo que analisa as interações entre o veículo, condutor e o ambiente bem como as reações de carga envolvidas no processo. A literatura propõe a divisão da dinâmica veicular em três grandes áreas: longitudinal, vertical e lateral.

- Dinâmica longitudinal: estuda o movimento longitudinal (x) e rotações em torno de (y) em resposta a torques aplicados às rodas.
- Dinâmica vertical: compreende o movimento vertical (y) e as rotações em torno de (x) e (y) em função de irregularidades do pavimento.
- Dinâmica lateral: envolve o movimento lateral (y) e as rotações (z) e (x) como resultado da atuação no volante.

A Figura 1.1 ilustra o sistema de coordenadas proposto pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) para o cálculo da dinâmica veicular.

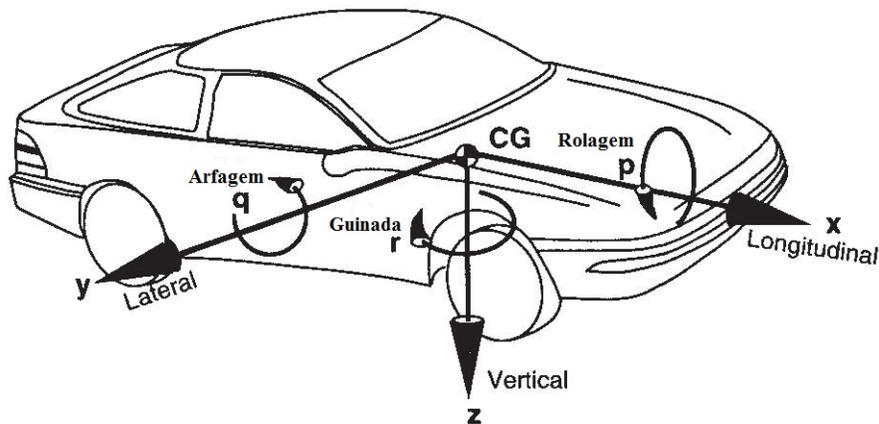


Figura 1.1: Sistemas de coordenadas do veículo conforme SAE. Adaptado de (Gillespie, 1992)

A dinâmica longitudinal é responsável pelo cálculo do consumo da potência requerida pelo veículo para que este possa cumprir um determinado trajeto, estimando por meio de equações as forças que atuam no sistema tal como a resistência aerodinâmica e o atrito entre os pneus e a pista, bem como fatores referentes ao ângulo de inclinação da pista e comportamento do motorista.

Contudo, existem variações entre os métodos propostos pelas diferentes literaturas, conforme a metodologia adotada por cada autor. Este trabalho visa a comparação entre os métodos de cálculo da dinâmica longitudinal, por meio de simulações, de modo a permitir a avaliação das variações obtidas conforme as diversas metodologias de cálculo adotadas.

Também são considerados fatores que não estão presentes na literatura vigente, como o comportamento do motorista quanto a estratégia de troca de marchas utilizada durante determinado trajeto, e a adição de parâmetros extras como o modelo de embreagem que normalmente é desconhecido no cálculo da dinâmica longitudinal do veículo de modo a avaliar a influência destes no desempenho do veículo simulado.

A simulação da dinâmica longitudinal é frequentemente usada para comparar a importância das características de equilíbrio de energia para veículos que fazem uso de conceitos de propulsão diferentes sem a necessidade de construir protótipos que requerem tempo e alto custo (OLIVEIRA, 2005).

Segundo Oliveira (2005), as equações físicas básicas do movimento longitudinal do veículo são fundamentais para entender as relações causa-efeito entre o motorista, veículo e solo. Algumas variáveis de entrada são:

- Ciclo de tráfego;
- Especificações do veículo (por exemplo, resistência de rolamento, resistência do ar, peso);
- Especificações de componentes individuais (por exemplo, características de perda de desempenho da caixa de câmbio).

O modelo simulado foi baseado em veículos de tração dianteira comercializados no mercado nacional, sendo este criado por meio de um programa de CAD, onde foram considerados dados referentes a geometria do veículo analisado, tal como distância entre eixos, massa e diâmetro dos

pneus, os efeitos da suspensão foram desprezados devido a nenhuma literatura analisada englobar a sua influência no comportamento dinâmico longitudinal.

Posteriormente, o modelo criado é importado pelo programa de análise dinâmica de multi-corpos Adams®, no qual foram impostas as restrições de movimento dos componentes, sendo o controle das forças atuantes feito por meio da interface Adams®/Simulink/Matlab®, onde estas são calculadas de acordo com as diferentes modelagens propostas pela literatura.

Os métodos estudados neste trabalho estão descritos no Capítulo 2, sendo o método de simulação utilizado apresentado no Capítulo 3 e o comparativo entre os resultados está disposto no Capítulo 4.

No Capítulo 5 é feita uma nova comparação sendo variada a massa do veículo, de forma a avaliar a influência deste parâmetro nos resultados obtidos.

Os modelos com análises extras executadas referentes ao consumo de combustível em função da estratégia de troca de marchas, e a alteração no desempenho longitudinal do veículo em função da adição de um modelo de embreagem estão descritos no Capítulo 6.

No Apêndice A são abordadas as modificações no equacionamento dinâmico para a modelagem de um veículo híbrido de configuração paralela, bem como alguns resultados obtidos por meio das simulações realizadas.

Como resultados finais espera-se obter uma comparação entre os resultados encontrados pelos métodos descritos na literatura, conforme condições impostas, sendo estas a massa do veículo, relação de transmissão, potência disponível, e ciclo padrão adotados, bem como características referentes ao veículo simulado, como tipo e tamanho do pneu, inércias do sistema de transmissão de potência e fatores geométricos característicos do modelo de veículo simulado.

2 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura proposta neste capítulo consiste em um resumo dos métodos de cálculo referentes às diversas abordagens relacionadas à dinâmica veicular com ênfase na dinâmica longitudinal do veículo.

Parâmetros referentes à dinâmica do veículo também serão abordados conforme a necessidade. Primeiramente serão abordados alguns conceitos comuns da dinâmica que serão utilizados nos demais métodos descritos a seguir.

2.1 Inércia equivalente

No cálculo da dinâmica longitudinal do veículo existe uma série de inércias envolvidas no sistema, devido ao elevado número de componentes rotativos presentes nos sistemas de transmissão de potência do motor para as rodas. Entretanto, estas inércias presentes no sistema podem ser agrupadas como sendo uma única inércia equivalente.

O momento gerado devido as forças de inércia de um cilindro girando em torno de seu próprio eixo é dado pela Equação (2.1) que é aplicada a eixos rotativos e engrenagens da caixa redutora.

$$T_{cilindro} = \frac{1}{2} I_o \omega^2 \quad (2.1)$$

No caso do cilindro apenas transladar sobre a superfície sem executar rotação o momento causado é dada pela Equação (2.2).

$$T_{cilindro} = \frac{1}{2} M V^2 \quad (2.2)$$

Unindo as duas equações obtêm-se:

$$T_{cilindro} = \frac{1}{2} M V^2 + \frac{1}{2} I_o \omega^2 \quad (2.3)$$

Por conveniência, muitas vezes é mais prático trabalhar com a redução de todas as energias cinéticas a um único parâmetro ou condição. Desta forma se um cilindro gira e se desloca em um plano com rolamento puro (sem escorregamento) como mostra a Figura 2.1, existe uma relação unívoca entre a rotação e o deslocamento e que depende do raio de rolamento como a Equação (2.4).

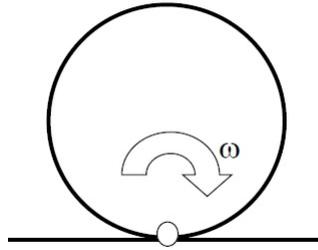


Figura 2.1: Cilindro girando sob um plano. (DEDINI, 2011)

$$T_{cilindro} = \frac{1}{2}M V^2 + \frac{1}{2}I_o \omega^2 = \frac{1}{2}I_{eq} \omega^2 \quad (2.4)$$

Para o caso do cilindro, a inércia equivalente é dada pela Equação (2.5).

$$I_{eq} = I_o + M(r^2) \quad (2.5)$$

A energia cinética do cilindro pode ser obtida através de uma massa equivalente que representa a energia contida na rotação do cilindro substituindo o valor da rotação pelo valor da velocidade dividida pelo raio de rotação resultando na Equação (2.6).

$$T_{cilindro} = \frac{(M + \frac{I_o}{r^2})V^2}{2} \quad (2.6)$$

O conceito de inércia e massa equivalente é muito utilizado para facilitar os cálculos de energia, trabalho e quantidades de movimento. Na dinâmica veicular este conceito é utilizado para transferir as propriedade de inércia e massa de todos os componentes envolvidos na transmissão de potência para 3 posições estratégicas: a saída do motor, o centro de massa do veículo e o centro de massa da roda motriz (DEDINI, 2011).

Como todos os componentes se movimentam na velocidade de deslocamento do veículo, a energia cinética de translação é calculada pela massa total do veículo. Portanto, a energia dividida em duas parcelas uma correspondente a energia cinética de translação e outra que envolve as inércias das rodas e transmissões, como mostra a Equação (2.7).

$$T_{veiculo} = \frac{M_{total}V^2 + I_{(rodas\ e\ trans.)} \omega^2}{2} \quad (2.7)$$

Analogamente pode-se reduzir a massa total do veículo a um termo em função da rotação pela Equação (2.8).

$$I_{equivalente} = M_{total} r^2 + I_{(rodasetrans.)} \quad (2.8)$$

2.2 Área frontal do veículo

O termo área frontal, utilizado no cálculo de arrasto aerodinâmico nas metodologias que serão apresentadas neste capítulo, refere-se na verdade a área da projeção do veículo como um todo, e não a área da parte frontal propriamente dita. A Figura 2.2 ilustra a projeção da área frontal de um veículo.

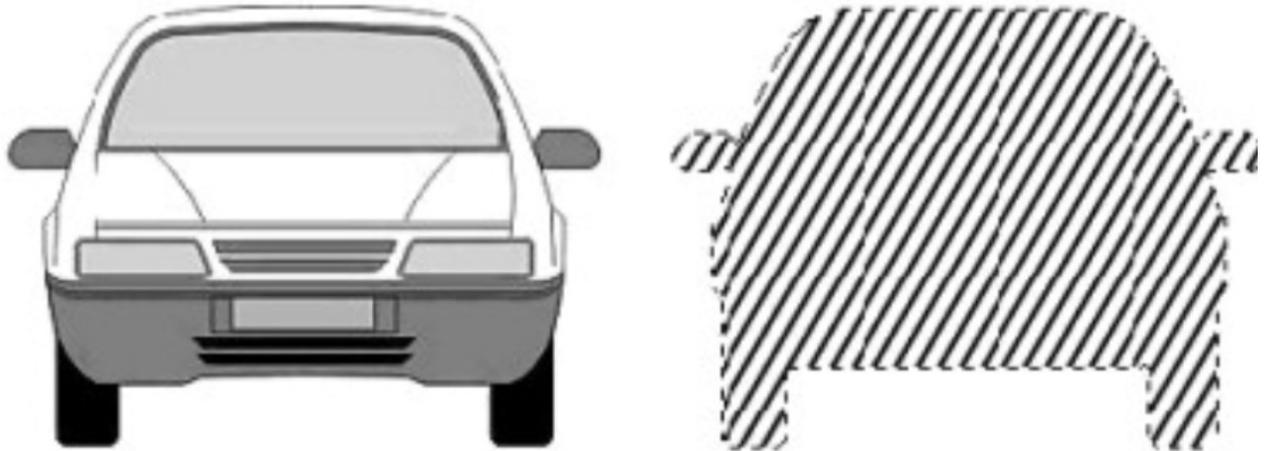


Figura 2.2: Projeção da área frontal do veículo. (WU E LIU, 2012)

2.3 Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie

O modelo proposto é baseado no somatório de forças atuantes na direção de deslocamento do veículo como mostra a Figura 2.3.

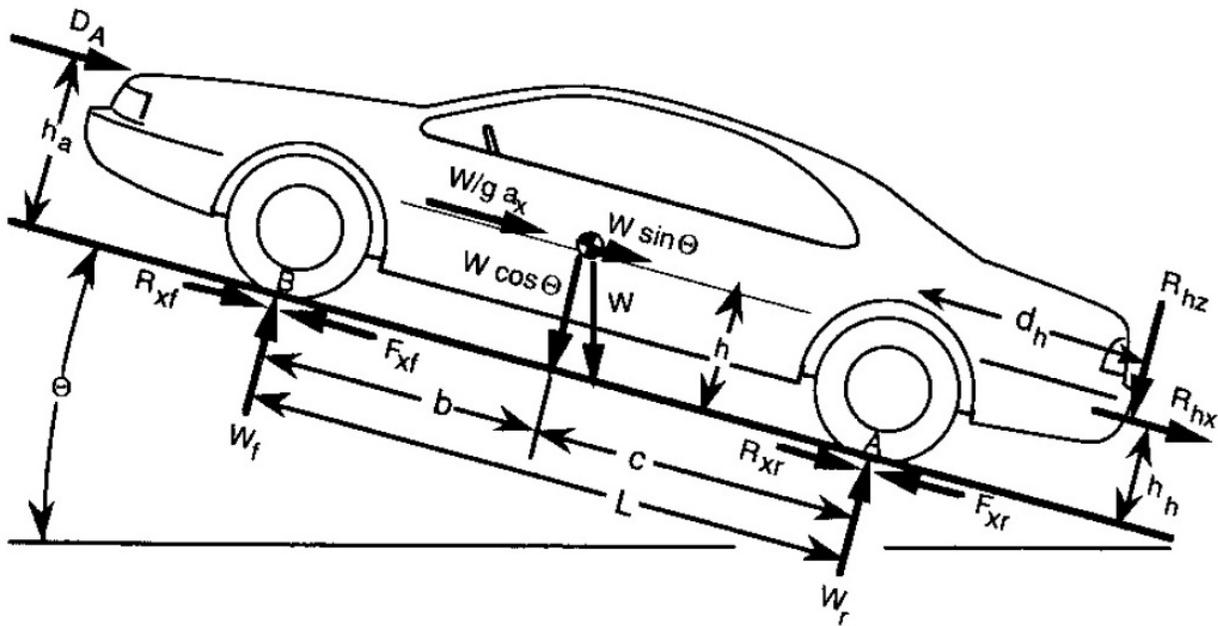


Figura 2.3: Forças que atuam no veículo. (GILLESPIE, 1992)

Na Figura 2.3 existem forças referentes à tração aplicadas tanto no eixo traseiro quanto no eixo dianteiro, isto se aplica a veículos de tração integral, caso o veículo possua somente tração dianteira, por exemplo, no eixo traseiro o termo referente à força de tração é nulo.

Segundo Gillespie (1992) quando o veículo está acelerando é conveniente representar o efeito da inércia equivalente conhecido como "força de d' Alembert" definida pela equação abaixo atuando no centro de gravidade na direção oposta a aceleração.

$$\frac{W}{g} a_x \quad (2.9)$$

Onde:

- W = Peso do veículo [N];
- g = Aceleração gravitacional [m/s^2];
- a_x = Aceleração longitudinal do veículo [m/s^2].

A força atuante nos pneus será considerada com sendo normal à pista e as forças de tração e resistência ao rolamento estão localizadas no ponto de contato entre o pneu e a pista. Já as forças aplicadas na traseira do veículo são referentes ao acoplamento de algum reboque como, por exemplo, um trailer.

A força de arrasto aerodinâmico é representada por uma força aplicada na direção oposta ao movimento em uma altura específica h_a .

2.3.1 Carga Aerodinâmica

A carga aerodinâmica é causada pela resistência imposta pelo ar na passagem do veículo, sendo que este efeito passa a ter maior interferência no avanço do veículo com o aumento da velocidade e é desprezível em baixas velocidades.

Devido à complexidade do escoamento do ar pelo exterior do veículo, foram desenvolvidas equações empíricas. A Equação (2.10) mostra uma forma de cálculo que estima a carga de arrasto aerodinâmico.

$$D_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A \quad (2.10)$$

Sendo A a área frontal do veículo e C_D o coeficiente de arrasto aerodinâmico, determinado experimentalmente em testes realizados em túneis de vento.

O coeficiente de arrasto aerodinâmico varia conforme a forma do veículo como mostrados na Figura 2.4.

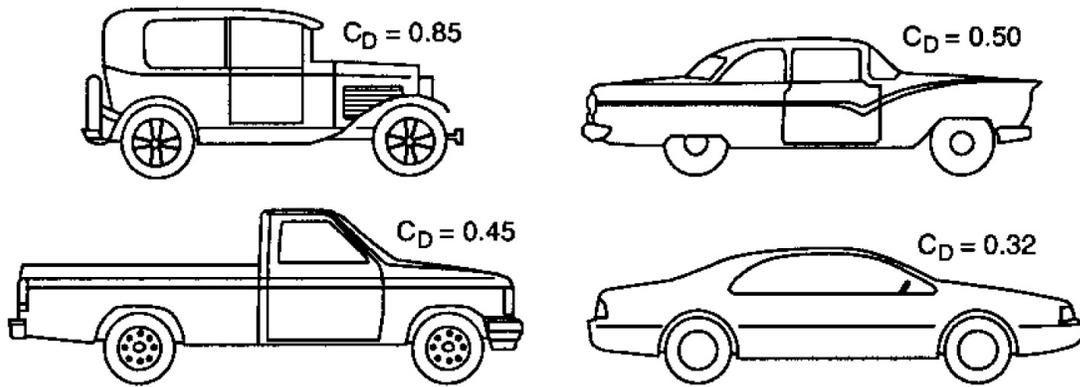


Figura 2.4: Coeficientes de arrasto aerodinâmico para algumas formas de veículo. (GILLESPIE, 1992)

2.3.2 Resistência ao rolamento

O movimento do veículo é restringido basicamente por duas forças: carga aerodinâmica e resistência ao rolamento. Em baixas velocidades no pavimento rígido, a resistência ao rolamento é a força de resistência primária de movimento (GILLESPIE, 1992).

A força de resistência ao rolamento é causada basicamente pela deformação dos pneus e pelo fenômeno de adesão no contato pneu pista. As irregularidades do terreno também influenciam na resistência ao rolamento, contudo a deformação do pneu em contato com a pista é o fator de maior influência.

A resistência ao rolamento pode ser calculada pela Equação (2.11).

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r W \quad (2.11)$$

Onde:

- R_{xf} = A resistência ao rolamento nas rodas dianteiras [N];
- R_{xr} = A resistência ao rolamento nas rodas traseiras [N];
- W = Peso do veículo [N];

- f_r = Coeficiente de resistência ao rolamento;

Em baixas velocidades o coeficiente de resistência ao rolamento é dado pela Equação (2.12), em função da velocidade do veículo V .

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{0,62 V}{100} \right) \quad (2.12)$$

2.3.3 Performance em aceleração

O máximo desempenho em aceleração longitudinal de um veículo motorizado é limitado pela potência do motor e pelo limite de tração das rodas em contato com a pista. A velocidade do veículo determina qual limite prevalece, em baixas velocidades a tração nos pneus é o fator limite, já em altas velocidades a potência disponível no motor é o limitador (GILLESPIE, 1992).

A mudança de marchas através da caixa de transmissão é o fator predominante para o desempenho na aceleração do veículo. Em moderadas e baixas velocidades a aceleração pode ser obtida através da segunda lei de Newton sendo as demais resistências ao movimento desprezadas.

$$M a_x = F_x \quad (2.13)$$

$$a_x = \frac{1}{M} F_x \quad (2.14)$$

Sendo F_x a força de tração aplicada pelas rodas ao solo.

O torque disponível na entrada da transmissão logo após o acoplamento da embreagem é definido pela Equação (2.15).

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (2.15)$$

Sendo:

- T_c = Torque na saída da embreagem [Nm];
- T_e = Torque do motor [Nm];

- I_e = Inércia do motor [kgm^2];
- α_e = Aceleração angular do motor [rad/s^2].

O torque de saída da transmissão fornecido pela Equação (2.16)

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad (2.16)$$

Onde:

- T_d = Torque na saída da caixa redutora [Nm];
- I_t = Inércia da caixa redutora [kgm^2];
- N_t = Relação de transmissão da caixa redutora.

O torque disponível no motor é ampliado pela caixa de transmissão e pelo diferencial, entretanto existem perdas nestes mecanismos, sendo estas reduções representadas por fatores de eficiência.

O torque nas rodas de tração do veículo é dado pela Equação (2.17).

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad (2.17)$$

Sendo:

- T_a = Torque nas rodas [Nm];
- r = Raio do pneu [m];
- I_w = Inércia das rodas [kgm^2];
- α_w = Aceleração angular das rodas [rad/s^2].

A força de tração disponível no contato roda solo é dada pela Equação (2.18).

$$F_x = \frac{T_e N_{tf}}{r} - ((I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w) \frac{a_x}{r^2} \quad (2.18)$$

Onde:

- N_{tf} = Relação de redução total (caixa redutora + diferencial);
- N_f = Relação de redução do diferencial.

Sabendo que existem perdas no sistema de transmissão é adicionado um termo referente a eficiência na equação acima, sendo a eficiência usual de sistemas de transmissão na ordem de 0,9 a 0,8.

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - ((I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w) \frac{a_x}{r^2} \quad (2.19)$$

Onde η_{tf} representa a eficiência do sistema.

Sendo a força de tração conhecida é possível estimar o desempenho em aceleração do veículo pela Equação (2.20).

$$M a_x = \frac{W}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \text{sen}(\Theta) \quad (2.20)$$

Sendo:

- M = Massa do veículo [kg];
- F_x = Força de tração disponível [N];
- R_x = Resistência ao rolamento [N];
- D_a = Resistência Aerodinâmica [N];
- R_{hx} = Força resultante do acoplamento de reboque [N];
- Θ = Ângulo de Inclinação da pista [rad].

O torque do motor e das massas rotativas está considerado na força de tração F_x , por conveniência as inércias rotacionais são unidas com a massa do veículo gerando a Equação (2.21).

$$(M + M_r)a_x = \frac{W + w_r}{g}a_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \text{sen}(\Theta) \quad (2.21)$$

Segundo Gillespie (1992) a combinação de duas massa é uma "massa efetiva" e a razão de $(M + M_R)/M$ é o "fator de massa". O fator de massa dependerá da relação de transmissão, podendo o fator de massa ser obtido pela Equação (2.22).

$$F_m = 1 + 0,04N_{tf} + 0,0025N_{tf}^2 \quad (2.22)$$

A massa equivalente do veículo, juntamente com os componentes rotativos, é definida pela Equação (2.23), sendo alguns valores típicos de fator de massa apresentados na Tabela 2.1.

$$M_{eq} = MF_m \quad (2.23)$$

Tabela 2.1: Fator de massa. Adaptado de (Gillespie, 1992)

Tipo de veículo	3°	2°	1°	Reduzida
Carro pequeno	1,11	1,2	1,5	2,4
Carro grande	1,09	1,14	1,3	-
Caminhão	1,09	1,2	1,6	2,5

A força de tração gerada pelo motor é amplificada na transmissão sendo está a força disponível para vencer os carregamentos na pista e acelerar o veículo (GILLESPIE, 1992).

2.3.4 Limite de tração em aceleração

Presumido que haja a potência adequada no motor, a aceleração será limitada pelo coeficiente de atrito entre o pneu e a pista (GILLESPIE, 1992). A força máxima que pode ser transmitida pela roda em função do coeficiente de atrito para um veículo de tração dianteira é dada pela Equação (2.24).

$$F_{xmax} = \frac{\mu \frac{W_c}{L}}{1 + \frac{h}{L}\mu + \frac{2\mu r}{N_{ft}} \frac{K_{\phi r}}{K_{\phi}}} \quad (2.24)$$

Onde:

- F_{xmax} = Máxima força transmitida ao solo [N];
- μ = Coeficiente de atrito pneu-pista;
- W_c = Força atuante sobre as rodas dianteiras [N];
- L = Distância entre os eixos dianteiro e traseiro [m];
- h = Altura do centro de gravidade em relação ao solo [m];
- $K_{\phi r}$ = Rigidez ao rolamento da suspensão traseira [$\frac{mkg}{rad}$];
- K_{ϕ} = Rigidez ao rolamento total [$\frac{mkg}{rad}$];
- r = Raio do pneu [m];
- N_{tf} = Relação de transmissão total.

Admitindo que o diferencial esteja bloqueado a equação é simplificada para:

$$F_{xmax} = \frac{\mu \frac{W_c}{L}}{1 + \frac{h}{L}\mu} \quad (2.25)$$

Sendo a força atuante no eixo dianteiro calculada pela Equação (2.26).

$$W_c = \frac{W_c \cos(\Theta) - R_{hx}h_h - R_{hz}d_h - \frac{W}{g}a_xh - D_Ah_a - Wh \sin(\Theta)}{L} \quad (2.26)$$

- c = Distância entre a roda traseira e o centro de gravidade [m];
- h_a = Altura de aplicação da força aerodinâmica [m];
- D_a = Resistência aerodinâmica [N];
- R_{hx} = Força horizontal resultante do acoplamento de reboque [N];
- R_{hz} = Força vertical resultante do acoplamento de reboque [N];
- Θ = Ângulo de Inclinação da pista [rad].

2.4 Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation - Giancarlo Genta

Está metodologia de cálculo considera o veículo como sendo um corpo rígido com dois eixos, pois um veículo com mais de três eixos é estaticamente indeterminado (GENTA, 2008). A Figura 2.5 ilustra as forças atuantes no veículo.

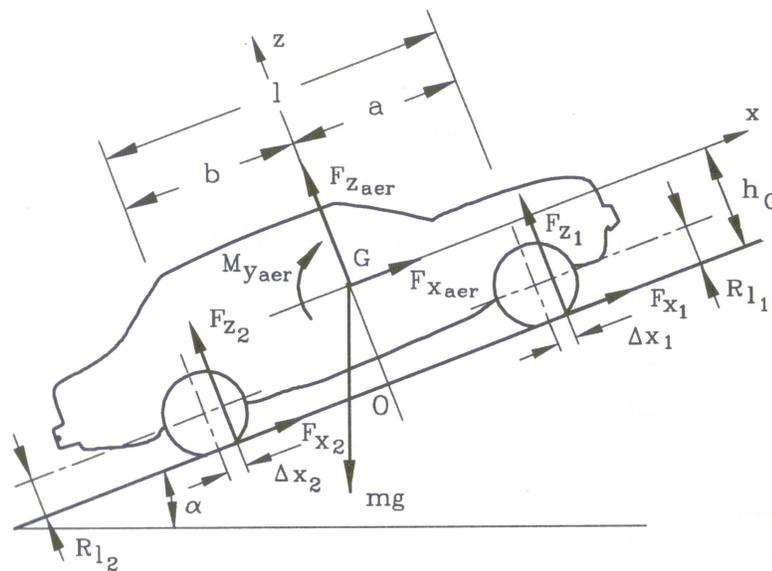


Figura 2.5: Força envolvidas no movimento do veículo. (GENTA, 2008)

A força de resistência ao rolamento é dada pela Equação (2.27).

$$\Delta_{xi} = R_{li}f = R_{li}(f_o + kV^2) \quad (2.27)$$

Onde:

- Δ_{x1} = Deformação no pneu dianteiro[m];
- Δ_{x2} = Deformação no pneu traseiro[m];
- R_{li} = Raio do pneu [m] ;
- k = Fator de estabilidade;
- V = Velocidade do veículo [m/s];
- f_o = Coeficiente de rolagem.

As variáveis K_1 e K_2 obtidas pelas Equações (2.28) e (2.29).

$$k_1 = \frac{\rho S}{2mg} [C_x h_G - l C_{M_y} + (b - \Delta_{x2}) C_z] \quad (2.28)$$

$$k_2 = \frac{\rho S}{2mg} [-C_x h_G + l C_{M_y} + (a - \Delta_{x1}) C_z] \quad (2.29)$$

Sendo:

- ρ = Densidade do ar [kg/m^3];
- S = Área frontal [m^2];
- m = Massa do veículo [kg];
- g = Aceleração gravitacional [m/s^2];
- C_x = Coeficiente aerodinâmico;
- h_G = Altura do centro de gravidade do veículo [m];
- l = Comprimento entre eixos do veículo [m];
- a = Distância entre a roda dianteira e o centro de gravidade do veículo [m];

- b = Distância entre a roda traseira e o centro de gravidade do veículo [m];
- C_z = Coeficiente de sustentação;
- C_{M_y} = Coeficiente de pitching [$1/rad$].

As constantes C_x , C_z e C_{M_y} estão representadas nas Figuras 2.6 e 2.7 respectivamente.

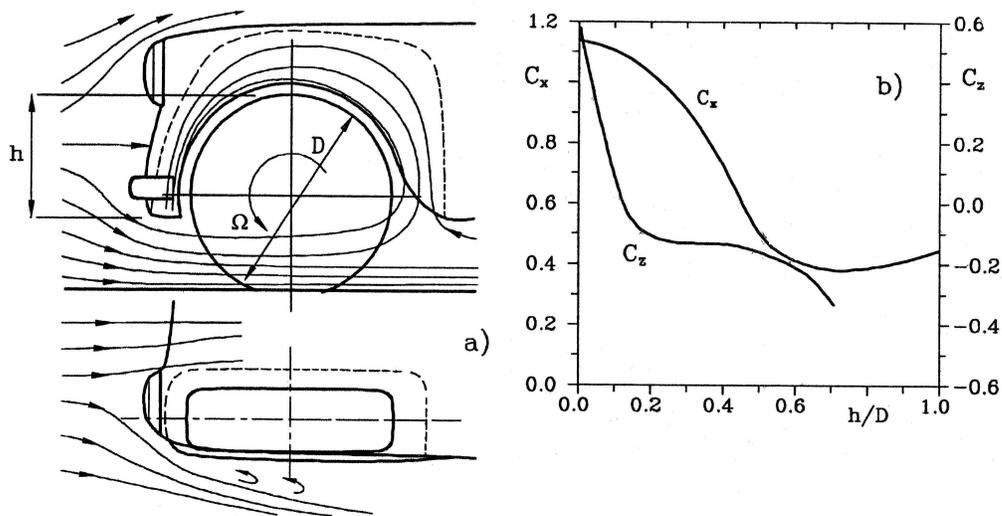


Figura 2.6: Coeficientes aerodinâmicos da roda em função da razão h/D . (GENTA, 2008)

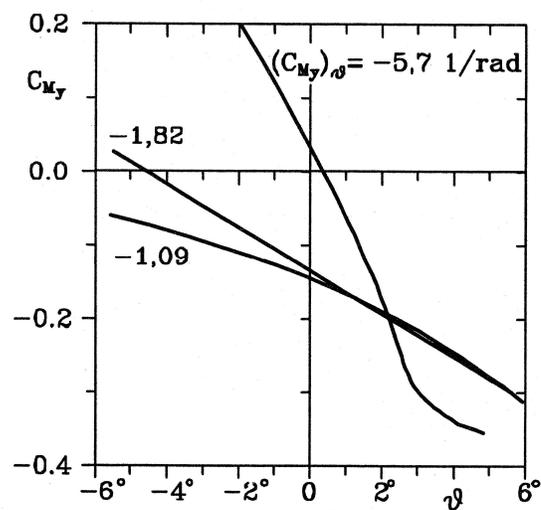


Figura 2.7: Coeficiente de pitching para 3 diferentes veículos. (GENTA, 2008)

2.4.1 Resistência ao movimento

Considerando um veículo que se move em velocidade constante numa pista plana, as forças que necessitam ser vencidas para se manter a velocidade constante são o arrasto aerodinâmico e a resistência ao rolamento (GENTA, 2008).

As forças resistivas possuem importâncias diferentes dependendo da velocidade do veículo. Segundo Genta (2008) com o aumento da velocidade a força de arrasto aerodinâmico torna-se mais importante que a resistência ao rolamento. Em velocidades menores principalmente em veículos de carga a resistência ao rolamento é mais importante que o arrasto aerodinâmico.

A resistência total ao movimento R é dada pela Equação (2.30).

$$R = A + BV^2 + CV^4 \quad (2.30)$$

Onde V representa a velocidade do veículo.

Os termos A , B e C mostrados nas Equações (2.31), (2.32) e (2.33).

$$A = mg[f_o \cos(\alpha) + \sin(\alpha)] \quad (2.31)$$

$$B = mgK \cos(\alpha) + \frac{1}{2} \rho S [C_x - C_z f_o] \quad (2.32)$$

$$C = -\frac{1}{2} \rho S K C_z \quad (2.33)$$

Onde α representa o ângulo de inclinação da pista.

O último termo da Equação (2.30) somente é importante em altas velocidades, normalmente desconsiderado a não ser em caso de carros de corrida.

A potência necessária para a manutenção da velocidade constante do veículo é definida pela Equação (2.34).

$$P_r = VR = AV + BV^3 + CV^5 \quad (2.34)$$

Movimento a velocidade constante somente é possível quando a potência disponível nas rodas é igual à potência requerida. Deste modo o motor deve suprir a potência suficiente contando com as perdas na transmissão e contato pneu pista (GENTA, 2008).

2.4.2 Potência disponível

A maior parte dos veículo é acionada por motores a combustão interna. O desempenho deste motor é representado em um gráfico de potência em função da rotação e determina a máxima potência que o motor pode suprir.

A potência disponível nas rodas é definida por um termo de eficiência η_t que representa as perdas no sistema de transmissão, sendo, portanto a potência disponível nas rodas calculada pela Equação (2.35).

$$P_a = P_e \eta_t \quad (2.35)$$

Onde:

- P_e = Potência disponível no motor [W];
- P_a = Potência disponível na roda [W];
- η_t = Eficiência da transmissão.

Existem valores tabelados na literatura para estimar a eficiência do sistema de transmissão, entretanto a Equação (2.36) estima um valor em função da velocidade $V[m/s]$, e do número de marchas n_g .

$$\eta_t = (0,96 - 7,07 \times 10^{-4}V - 2,9 \times 10^{-5}V^2) \{0,998[1 - 0,007(n_g - i)] - 1,965 \times 10^{-4}(2,08^{n_g - i})V\} \quad (2.36)$$

2.4.3 Aceleração

Quando a potência disponível é maior que a potência requerida o veículo acelera ao invés de manter a velocidade constante como abordado anteriormente, juntamente com isso os elementos rotativos como rodas e engrenagens da transmissão aumentam sua velocidade angular. A variação da energia cinética em função do tempo é descrita pela Equação (4.18).

$$\frac{d\tau}{dt} = \eta_t P_e - P_r \quad (2.37)$$

Sendo a energia cinética do veículo dada pela Equação (2.38).

$$\tau = \frac{1}{2}mV^2 + \frac{1}{2}\sum J_i \Omega_i^2 = \frac{1}{2}m_e V^2 \quad (2.38)$$

A massa equivalente do sistema m_e é calculada através da Equação (2.39).

$$m_e = m + \frac{J_w}{R_e^2} + \frac{J_t}{R_e^2 \tau_f^2} + \frac{J_e}{R_e^2 \tau_f^2 \tau_g^2} \quad (2.39)$$

Onde:

- m_e = Massa equivalente [kg];
- J_w = Inércia das rodas [kgm^2];
- J_t = Inércia da transmissão [kgm^2];
- J_e = Inércia do motor [kgm^2];
- R_e = Raio efetivo de rolamento [m];
- τ_f = Relação de transmissão do diferencial;
- τ_g = Relação de transmissão da caixa redutora.

Sendo a aceleração definida pela Equação (2.40).

$$a_{max} = \frac{\eta_t P_e - P_r}{m_e V} \quad (2.40)$$

A potência do motor a combustão é definida pela Equação (2.41).

$$P_e = T_e \frac{V}{r \tau_g \tau_f} \quad (2.41)$$

Onde r representa o raio do pneu.

2.4.4 Máxima potência transferida para a pista

Segundo Genta (2008), a potência disponível para superar as forças de resistência é transferida para a pista por meio do contato entre o pneu e o solo. Com o aumento da velocidade e grau de inclinação da estrada, há um limite para a velocidade máxima que pode ser alcançada e o grau máximo de inclinação.

A potência máxima transferida para a pista é dada pela Equação (2.42).

$$P_{max} = V \mu_{xp} F_{z1} \quad (2.42)$$

Sendo:

- P_{max} = Potência máxima transmitida [W];
- μ_{xp} = Coeficiente de atrito longitudinal;
- F_{z1} = Força peso aplicada na roda dianteira [N].

A força atuante na roda dianteira F_{z1} é dada pela Equação (2.43).

$$F_{z1} = mg \frac{(b - \Delta_{x2})\cos(\alpha) - h_G \sin(\alpha) - k_1 V^2 - \frac{h_G}{g} a_x}{l + \Delta_{x1} - \Delta_{x2}} \quad (2.43)$$

Onde:

- Δ_{xi} = Deformação do pneu [m];
- h_G = Altura do centro de gravidade [m];

2.5 Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi

O comportamento de um veículo ao longo do seu sentido de deslocamento é determinado por todas as forças que atuam sobre ele nesta direção (EHSANI *et al.*, 2009). A Figura 2.8 mostra as forças agindo sobre um veículo em movimento de subida.

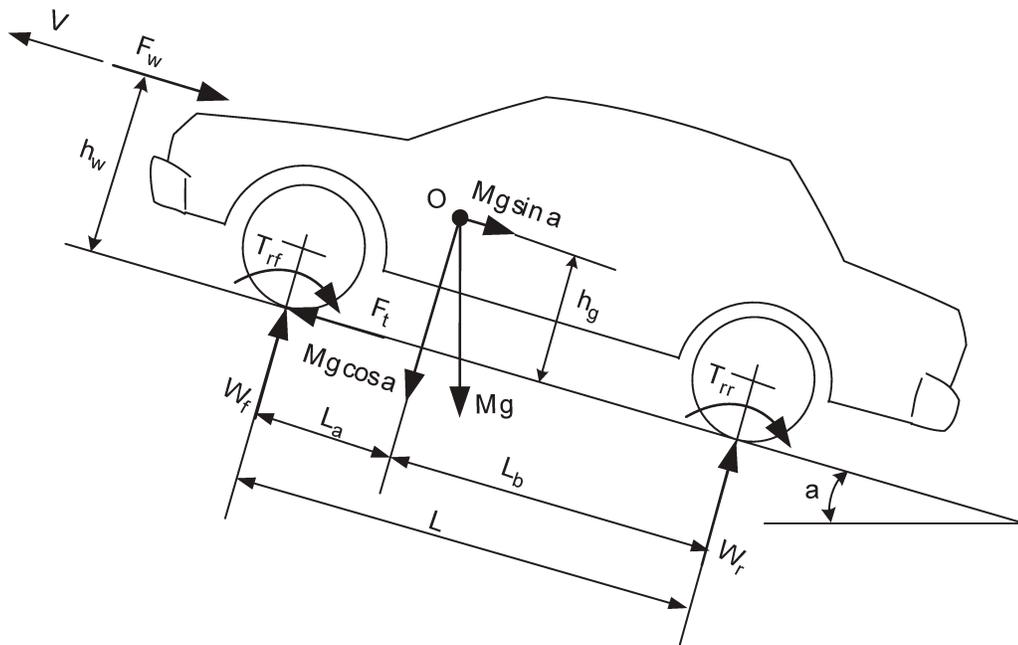


Figura 2.8: Forças atuantes no veículo. (EHSANI *et al.*, 2009)

Como pode ser observado na Figura 2.8, a força de tração F_t , atua no contato entre os pneus das rodas motrizes e a superfície da estrada impulsionando o veículo para a frente. A força de tração é produzida pelo motor e transferido através da transmissão para as rodas (EHSANI *et al.*, 2009).

A Figura 2.9 ilustra um sistema genérico de transmissão veicular.

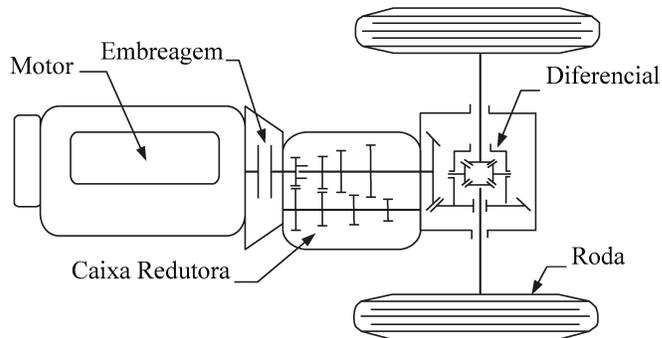


Figura 2.9: Modelo do sistema de transmissão de potência. Adaptado de Ehsani *et al.* (2009)

Quando o veículo está em movimento, forças de resistência atuam contra o seu movimento. As forças de resistência são geralmente:

- Resistência ao rolamento;
- Arrasto aerodinâmico;
- Resistência ao aclave da pista.

De acordo com a segunda lei de Newton, a aceleração do veículo pode ser escrita conforme a Equação (2.44).

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\Sigma F_t - \Sigma F_r}{\delta M} \quad (2.44)$$

Onde:

- V = Velocidade do veículo [m/s];

- F_r = Forças de resistência [N];
- F_t = Forças de tração [N];
- M = Massa do veículo [kg];
- δ = Fator de massa equivalente.

2.5.1 Resistência ao rolamento

Segundo Ehsani *et al.* (2009), a resistência ao rolamento dos pneus em superfícies duras é causada principalmente pela histerese nos materiais de pneus. A Figura 2.10 mostra um pneu parado, no qual a força P , está agindo no centro, causando uma pressão simétrica na zona de contato entre o pneu e a pista.

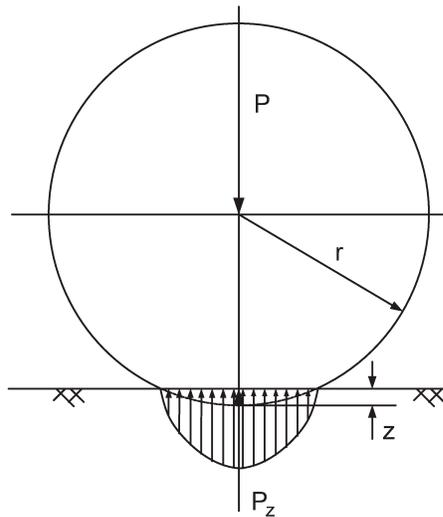


Figura 2.10: Distribuição das pressões no contato com pneu parado. Fonte: (EHSANI *et al.*, 2009)

Quando o pneu está rolando, como mostrado na Figura 2.11, a histerese provoca uma distribuição assimétrica das forças de reação no solo, esse fenômeno é resultado da força de reação do solo deslocando-se, criando um momento, que se opõe ao rolamento das superfícies.

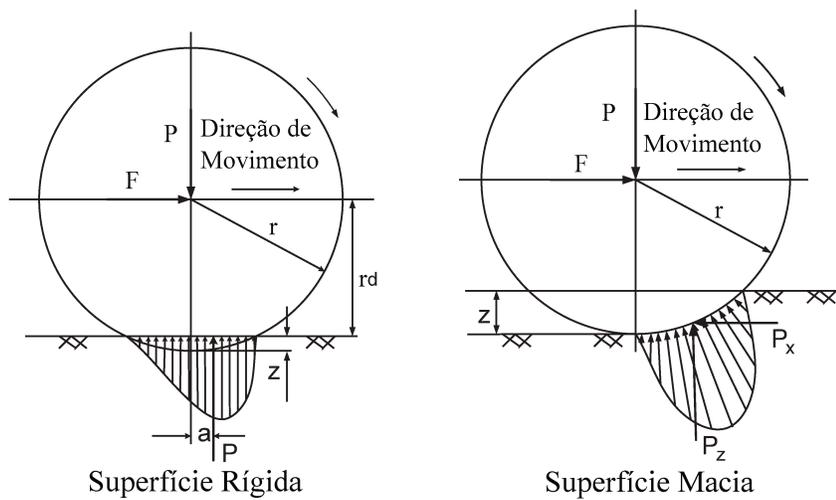


Figura 2.11: Distribuição das pressões no contato com pneu rodando. Adaptado de Ehsani *et al.* (2009)

Quando o piso é mais macio que o pneu a resistência ao rolamento é causada principalmente pela deformação da superfície do solo, a força de reação se desloca para frente da reação do solo gerando momento de resistência ao rolamento (EHSANI *et al.*, 2009).

A força de resistência ao rolamento F_f é calculada conforme a Equação (2.45).

$$F_f = P f_r \quad (2.45)$$

Sendo P a força peso atuante no veículo, esta pode ser decomposta em função do ângulo de inclinação da pista α , como mostra a Equação (2.46).

$$F_f = P f_r \cos(\alpha) \quad (2.46)$$

Segundo Ehsani *et al.* (2009), o coeficiente de resistência ao rolamento f_r , é uma função do tipo de estrutura do pneu, material, temperatura e pressão de enchimento, além da geometria,

material e rugosidade da estrada, bem como a presença ou ausência de líquidos na estrada.

Existe uma série de valores tabelados para o coeficiente f_r , entretanto estes não variam com a velocidade do veículo. Com base em resultados experimentais, foram desenvolvidas equações empíricas para calcular a resistência ao rolamento sobre uma superfície dura.

O coeficiente de resistência ao rolamento dos automóveis de passageiros em uma estrada de concreto pode ser calculada a partir da Equação (2.47).

$$f_r = f_o + f_s \left(\frac{V}{100} \right)^{2,5} \quad (2.47)$$

Os coeficientes f_o e f_s dependem da pressão de inflação do pneu.

Para o cálculo de desempenho de um veículo, basta considerar a resistência ao rolamento como sendo uma função linear da velocidade (EHSANI *et al.*, 2009). A Equação (2.48) apresenta resultados aceitáveis até uma velocidade de 128 *km/h*

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{V}{160} \right) \quad (2.48)$$

2.5.2 Arrasto aerodinâmico

Segundo Ehsani *et al.* (2009), um veículo se locomovendo a uma velocidade específica gera uma força de resistência ao seu movimento. Esta força, denominada arrasto aerodinâmico, é resultante de dois componentes: força de arrasto e atrito superficial.

Força de arrasto devido ao formato do veículo

O movimento do veículo para frente, conseqüentemente empurra o ar em frente do mesmo. No entanto, o ar não pode instantaneamente mover-se para fora do caminho e a sua pressão é assim aumentada. Além disso, o ar atrás do veículo não pode instantaneamente preencher o espaço

Onde:

- V = Velocidade de translação do veículo [m/s];
- ρ = Densidade do ar [kg/m^3];
- A_f = Área frontal do veículo [m^2];
- V_W = Velocidade do vento na direção do movimento [m/s];
- C_D = Coeficiente de arrasto aerodinâmico.

2.5.3 Resistência a inclinação da pista

Quando um veículo sobe ou desce uma ladeira, o seu peso produz um componente que é sempre dirigida no sentido descendente, como mostrado na Figura 2.13. Este componente ou se opõe ao movimento (subidas) ou ajuda o movimento (descidas).

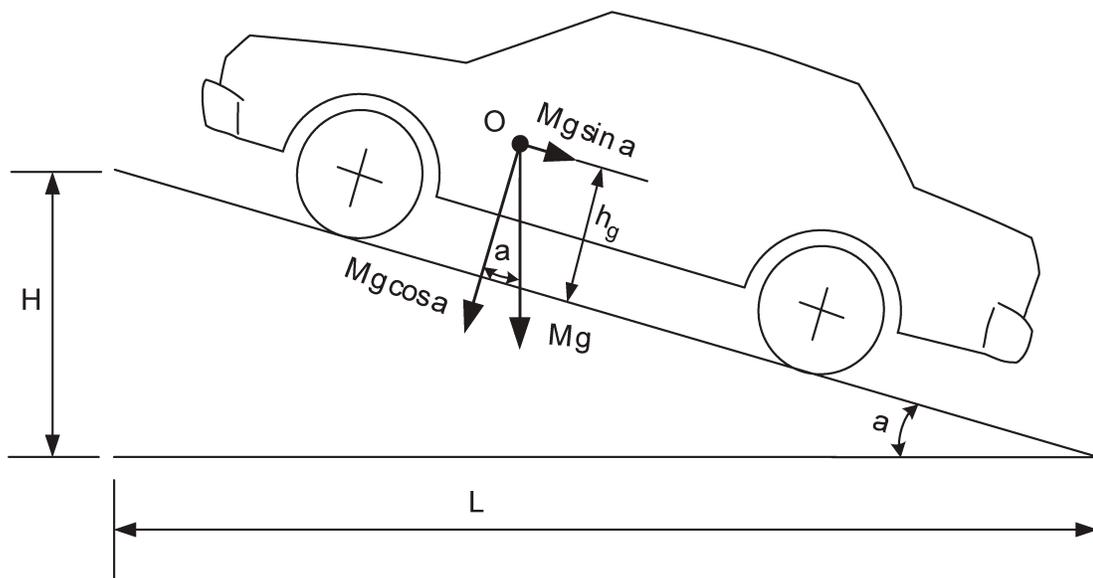


Figura 2.13: Decomposição de forças devido a inclinação da pista. (EHSANI *et al.*, 2009)

A força de resistência a inclinação da pista F_g é dada pela Equação (2.50)

$$F_g = Mg \operatorname{sen}(\alpha) \quad (2.50)$$

A inclinação da pista também interfere na resistência ao rolamento como pode ser visto na Equação (2.51).

$$F_{rd} = F_f + F_g = Mg(f_r \cos(\alpha) + \operatorname{sen}(\alpha)) \quad (2.51)$$

2.5.4 Equacionamento Dinâmico

O comportamento longitudinal do veículo é dado pelo somatório das forças atuantes como mostra a Equação (2.52).

$$M \frac{dV}{dt} = F_t - (F_r + F_w + F_g) \quad (2.52)$$

Sendo a aceleração do veículo no plano calculada pela Equação (2.53).

$$a = \frac{F_t - F_r - F_w}{M\delta} \quad (2.53)$$

A forma de tração F_t é dada pela Equação (2.54).

$$F_t = \frac{T_e i_g i_o \eta_t}{r} \quad (2.54)$$

Sendo:

- T_e = Torque do motor a combustão [Nm];
- r = Raio externo do pneu [m];
- i_g = Relação transmissão da caixa redutora;

- i_o =Relação transmissão do diferencial;
- η_t =Eficiência da transmissão.

O fator de massa δ é calculado pela Equação (2.55).

$$\delta = 1 + \frac{I_w}{Mr^2} + \frac{i_o^2 i_g^2 I_p}{Mr^2} \quad (2.55)$$

Onde:

- I_w = Inércia rotacional das rodas [kgm^2];
- I_p = Inércia rotacional do motor e transmissão [kgm^2].

Segundo Ehsani *et al.* (2009), para o cálculo do fator de massa δ é necessário conhecer os valores dos momentos de inércia de todas as partes rotativas. Quando estes valores não são conhecidos, o δ para um automóvel de passageiros pode ser estimado utilizando a relação empírica proposta na Equação (2.56).

$$\delta = 1,04 + 0,0025i_g^2 i_o^2 \quad (2.56)$$

2.5.5 Máxima força de tração

Segundo Ehsani *et al.* (2009) a máxima força de tração que o contato do pneu no solo é geralmente descrita pelo produto da carga normal e o coeficiente de aderência da estrada μ . A força normal atuante na roda dianteira do veículo W_f é dada pela Equação (2.57).

$$W_f = \frac{L_b}{L} Mg \cos(\alpha) - \frac{h_g}{L} \left(F_t - F_r \left(1 - \frac{r_d}{h_g} \right) \right) \quad (2.57)$$

Sabendo-se que a força máxima de tração é dada por μW_f obtém-se a Equação (2.58).

$$F_{tmax} = \frac{\mu Mg \cos(\alpha) \left(\frac{L_b + F_r(h_g - r_d)}{L} \right)}{1 + \frac{\mu h_g}{L}} \quad (2.58)$$

Onde:

- F_{tmax} = Força máxima de tração no contato pneu-pista [N];
- L = Distância entre eixos do veículo [m];
- h_g = Altura do centro de gravidade do veículo [m];
- L_b = Distância entre o centro de gravidade e a roda traseira do veículo [m];
- μ = Coeficiente de atrito pneu pista;
- r_d = Raio efetivo do pneu [m].

2.6 Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application - Harald Naunheimer Bernd Bertsche Joachim Ryborz Wolfgang Novak

Segundo Naunheimer *et al.* (2010) a previsão da resistência ao movimento é uma variável importante na concepção de veículos e transmissões. A resistência é composta de:

- F_R = Resistência ao rolamento;
- F_L = Resistência aerodinâmica;
- F_{St} = Resistência a inclinação;
- F_a = Resistência a aceleração.

2.6.1 Resistência ao rolamento

A força de resistência ao rolamento é dada pela Equação (2.59)

$$F_R = f_R G_R \quad (2.59)$$

Onde G_R representa o peso do veículo e f_R é o coeficiente de resistência ao rolamento calculado pela Equação (2.60).

$$f_R = \frac{e}{r_{dyn}} \quad (2.60)$$

Onde r_{dyn} representa o raio dinâmico do pneu, sendo estes valores tabelados. A excentricidade e é gerada pela ação das forças no pneu gerando deformação no mesmo conforme mostra a Figura 2.14.

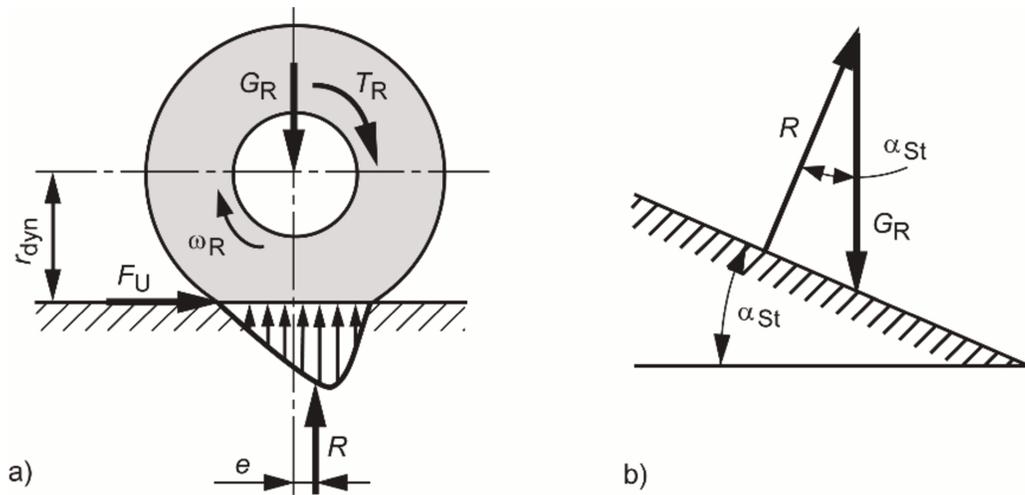


Figura 2.14: Excentricidade do pneu. (NAUNHEIMER *et al.*, 2010)

A força peso atuante na roda pode ser decomposta em função da inclinação da pista conforme mostra a Equação (2.61).

$$F_R = f_R m_F g \cos(\alpha_{St}) \quad (2.61)$$

Sendo:

- m_F = Massa do veículo [kg];
- α_{St} = Ângulo de inclinação da pista [rad].

2.6.2 Resistência aerodinâmica

A resistência do ar é efeito da pressão incluindo o arrasto induzido pelas diferenças de pressão (NAUNHEIMER *et al.*, 2010).

A resistência aerodinâmica F_L é calculada pela Equação (2.62).

$$F_L = \frac{1}{2} \rho_L c_W A v^2 \quad (2.62)$$

Onde:

- ρ_L = Densidade do ar [kg/m^3];
- c_W = Coeficiente de arrasto aerodinâmico;
- A = Área frontal do veículo [m^2];
- v = Velocidade do veículo [m/s].

2.6.3 Resistência à inclinação da pista

A força de resistência devido ao ângulo de inclinação da pista F_{St} é calculada a partir da decomposição da força peso agindo no centro de gravidade conforme mostra a Equação (2.63).

$$F_{St} = m_F g \sin(\alpha_{St}) \quad (2.63)$$

2.6.4 Resistência à aceleração

Além da resistência à condução ocorrendo em movimento com velocidade constante, forças inerciais ocorrem durante a aceleração e frenagem (NAUNHEIMER *et al.*, 2010).

A massa total do veículo m_F representa o componente de translação, e a massa de inércia das partes rotativas são os fatores que influenciam a resistência à aceleração. A força gerada pelas acelerações do veículo é mostrada pela Equação (2.64).

$$F_a = m_{red}a \quad (2.64)$$

A massa equivalente m_{red} que engloba a inércia das massa rotativas é dada pela Equação (2.65).

$$m_{red} = m_F + \frac{\Sigma J_{red}}{r_{dyn}^2} \quad (2.65)$$

O termo J_{red} representa as inércias equivalentes do sistema de transmissão de potência.

2.6.5 Resistência total ao movimento

A resistência total ao movimento $F_{Z,B}$ é dada pelo somatório das forças de resistência conforme demonstra a Equação (2.66).

$$F_{Z,B} = F_R + F_{St} + F_L + F_a \quad (2.66)$$

A força disponível na roda do veículo $F_{Z,A}$ é dada pela Equação (2.67).

$$F_{Z,A} = \frac{T_M i_A}{r_{dyn}} \eta_{tot} \quad (2.67)$$

Onde:

- T_M = Torque do motor [Nm];
- i_A = Relação de transmissão;
- η_{tot} = Eficiência da transmissão.

2.6.6 Máxima força no contato pneu-pista

Existe uma ligação por atrito entre os pneus e a superfície da estrada, sendo a força transmissível proporcional à carga da roda (NAUNHEIMER *et al.*, 2010).

A Equação (2.68) representa a máxima força transmissível no contato.

$$F_{Z,max} = \mu_H R \quad (2.68)$$

Sendo μ_H o coeficiente de atrito entre o pneu e a pista e R a força de reação causada pelo carregamento imposto a roda.

2.7 Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Longuinho da Costa Machado Leal, Edison da Rosa, Lauro Cesar Nicolazzi

A resistência total ao avanço do veículo Q_t é definida como a soma de todas as resistências ao movimento, exceto a resistência mecânica, sendo esta considerada separadamente.

$$Q_t = Q_a + Q_s + Q_r + Q_I \quad (2.69)$$

2.7.1 Resistência aerodinâmica

Sendo a resistência aerodinâmica Q_a dada pela Equação (2.70).

$$Q_a = C_x q A \quad (2.70)$$

Onde:

- C_x = Coeficiente de resistência aerodinâmica;
- A = Área projetada da seção transversal do veículo [m^2].

A pressão dinâmica q é definida pelas Equação (2.71).

$$q = \frac{1}{2}\rho v^2 \quad (2.71)$$

- ρ = Massa específica do ar [kg/m^3];
- v = Velocidade relativa do vento [m/s].

2.7.2 Resistência a inclinação da pista

A resistência ao aclave Q_s é dada pela Equação (2.72).

$$Q_s = G \text{sen}(\alpha) \quad (2.72)$$

- G = Peso do veículo [N];
- α = Ângulo de inclinação da pista [rad].

2.7.3 Resistência ao rolamento dos pneus

A resistência ao rolamento Q_r é dada pela Equação (2.73).

$$Q_r = fG \text{cos}(\alpha) \quad (2.73)$$

O coeficiente de atrito de rolamento f é dado pela Equação (2.74).

$$f = a + b\left(\frac{v}{100}\right)^2 \quad (2.74)$$

Sendo as constantes a e b para pneus normais 0,015 e 0,052 respectivamente.

2.7.4 Resistência a aceleração

A resistência de inércia Q_I é definida pela Equação (2.75).

$$Q_I = ma(1 + \delta) \quad (2.75)$$

Onde m representa a massa do veículo e a a aceleração, o termo δ representa o fator de inércia equivalente do sistema de transmissão sendo este dado pela Equação (2.76).

$$\delta = \frac{J}{mr_d^2} \quad (2.76)$$

O raio dinâmico r_d é calculado pela Equação (2.77), em função do raio estático r_e .

$$r_d = 1,02r_e \quad (2.77)$$

O termo J representa a inércia equivalente do sistema calculada pela Equação (2.78).

$$J = J_r + i_d^2 \left(J_t + i_{c_j}^2 J_m \right) \quad (2.78)$$

Onde:

- J_r = Inércias das rodas, cubos e pneus [kgm^2];
- J_t = Inércia da transmissão [kgm^2];

- J_m = Inércia do motor [kgm^2];
- i_d = Relação de transmissão do diferencial;
- i_{c_j} = Relação de transmissão da caixa de câmbio.

Outra forma de calcular a inércia equivalente é fornecida pela Equação (2.79).

$$\delta = 0,004 + 0,5i_{c_j}^2 \quad (2.79)$$

Devido ao efeito do escorregamento, que dissipa potência, deve ser usada a velocidade teórica v_t e não a velocidade real do veículo v_r no cálculo da potência consumida P_i (LEAL *et al.*, 2008).

$$P_i = Q_t v_t = \frac{Q_t v_r}{1 - e} \quad (2.80)$$

O escorregamento do pneu em função do tipo de solo e da força aplicada é mostrado pela Figura 2.15.

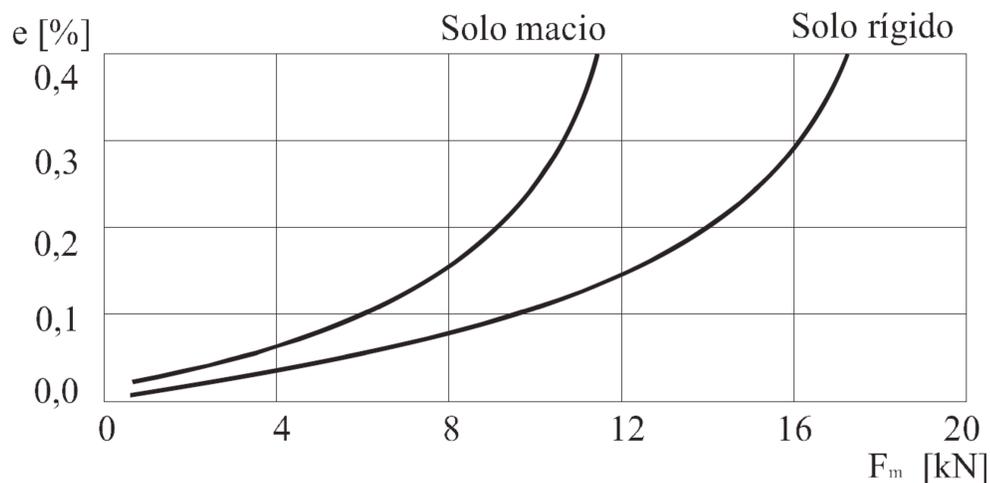


Figura 2.15: Escorregamento do pneu em função da força aplicada e tipo de pista. (LEAL *et al.*, 2008)

2.7.5 Resistência mecânica

A potência gerada no motor P_e deve ser levada às rodas motrizes para que o veículo possa efetivamente fazer uso dela. Neste percurso, existem vários elementos mecânicos sujeitos ao atrito que irão consumir parte dela. A resistência mecânica é considerada como 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 (LEAL *et al.*, 2008).

$$P_e = \frac{P_c}{\eta_m} \quad (2.81)$$

Onde:

- P_c =Potência na roda [W];
- η_m = Eficiência mecânica da transmissão.

Segundo Leal *et al.* (2008), o rendimento mecânico da transmissão de automóveis está, em geral, na faixa de 0,84 a 0,93, variando conforme as soluções construtivas que foram adotadas e com a marcha que está sendo utilizada. A Figura 2.16 ilustra o comportamento da eficiência em função da carga aplicada.

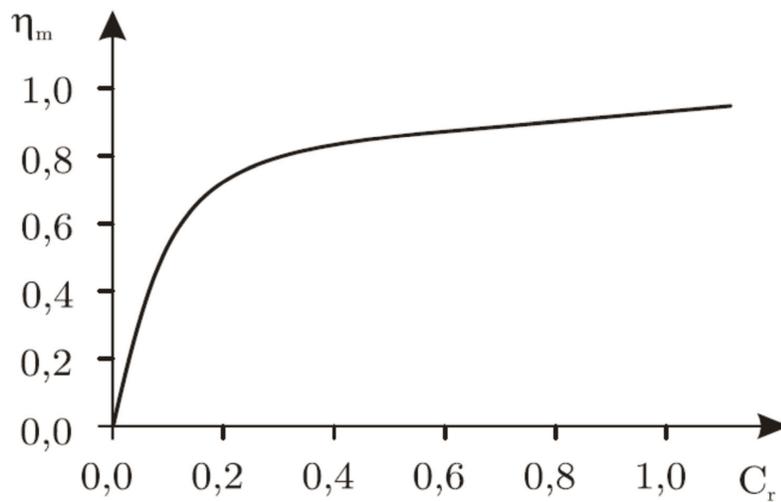


Figura 2.16: Comportamento do rendimento da transmissão com a carga. (LEAL *et al.*, 2008)

2.7.6 Performance em aceleração

A potência líquida P_L é a potência de reserva que o veículo ainda dispõe, sendo função da velocidade. Essa potência líquida pode ser empregada tanto para acelerar o veículo, como para vencer um aclone. A mesma é calculada simplesmente subtraindo da potência máxima do cubo a potência de rolamento P_r e aerodinâmica P_a , para uma dada velocidade.

$$P_L = P_c - (P_r + P_a) \quad (2.82)$$

Considerando que toda a potência líquida P_L , seja usada para acelerar a massa do veículo pode-se calcular a aceleração a para cada velocidade que o veículo se desloca, através da Equação (2.83).

$$a = \left(\frac{P_l}{v} \right) \frac{(1 - e)}{m(1 + \delta)} \quad (2.83)$$

2.7.7 Limite de tração transmissível no contato pneu-pista

A máxima força transmissível no contato pneu-pista F_{mI}^{max} é dada pela Equação (2.84).

$$F_{mI}^{max} = \mu G \cos(\alpha) \left(\frac{(1 - x) + f \frac{h}{l}}{1 + \mu \frac{h}{l}} \right) \quad (2.84)$$

Sendo:

- h = Altura do centro de gravidade [m];
- l = Distância entre eixos [m];
- x = Parcela de carga sobre o eixo traseiro;
- μ = Coeficiente de atrito pneu-pista.

2.8 Características dos Motores de Combustão Interna

O motor a combustão interna é a principal fonte de potência utilizada nos veículos automotores, sua função básica é converter a energia química, presente no combustível (gasolina, etanol, gás natural, diesel, etc.), em energia mecânica por meio da combustão, sendo a potência gerada utilizada para acionar as rodas do veículo.

O comportamento de um motor de combustão interna pode ser descrito por três curvas características: Curva de Torque, Curva de Potência e Curva de Consumo específico de combustível (RAIZER, 2010). A Figura 2.17 mostra as curvas de torque, potência e consumo.

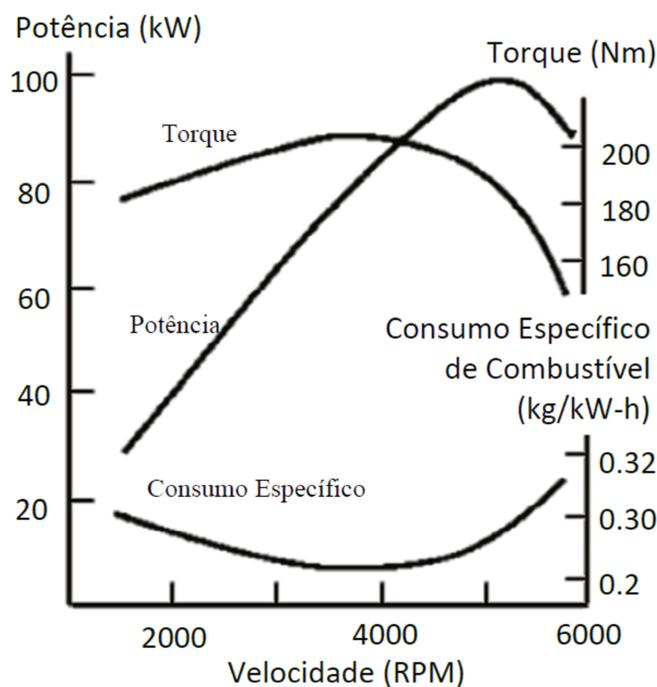


Figura 2.17: Gráfico de potência de motores de combustão. Adaptado de Gillespie (1992)

O motor a combustão apresenta como característica de funcionamento, intrínseca ao seu ciclo termodinâmico, um limite inferior de velocidade angular (ou rotação) que o impede de funcionar abaixo deste limite (sempre um pouco abaixo da rotação de marcha-lenta especificada pelo manual do veículo). Essa limitação faz com que o motor consuma energia para manter o limite mínimo de rotação de funcionamento mesmo quando não é solicitada uma demanda de energia para a

movimentação do veículo como, por exemplo, quando o veículo encontra-se parado por ocasião de um semáforo fechado.

A potência disponível no motor a combustão é o fator limitante quanto ao desempenho do veículo em altas velocidades. A Figura 2.18 ilustra a potência disponível e a potência requerida pelas forças contrárias ao movimento.

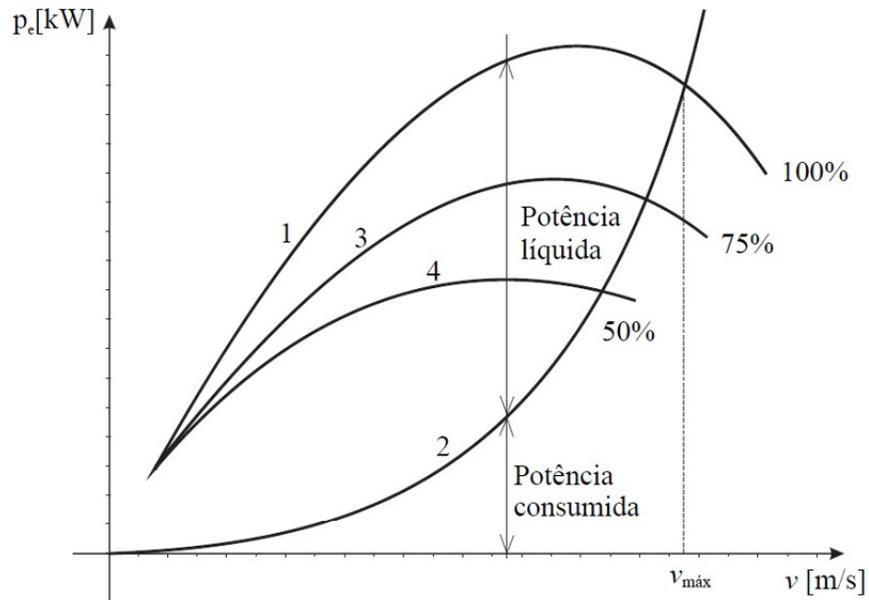


Figura 2.18: Potência requerida x Potência disponível. (LEAL *et al.*, 2008)

Como pode ser visto na Figura 2.18 a máxima velocidade do veículo é o ponto de intercessão das curvas de potência máxima disponível com a de consumo de potência. Abaixo desta velocidade há uma reserva de potência, que pode ser utilizada para acelerações ou vencer aclives ao longo do percurso de deslocamento do veículo (LEAL *et al.*, 2008).

A potência gerada pelo motor do veículo é absorvida, em cada instante, pelas diferentes fontes de consumo de potência. Com o veículo movendo-se com velocidade constante, no plano, apenas uma parcela da potência que o motor pode desenvolver é absorvida o qual opera sob carga parcial, desde que não trafegue com velocidade máxima. Assim, existe uma reserva de potência que pode ser aproveitada para vencer aclives, acelerar o veículo ou rebocar uma carga (LEAL *et al.*, 2008).

2.8.1 Consumo de combustível

O consumo de combustível do veículo é estimado com base em um mapa de consumo do motor conforme a Figura 2.19, onde existem diversas regiões de operação do motor a combustão sendo estas dependentes do torque e rotação do mesmo.

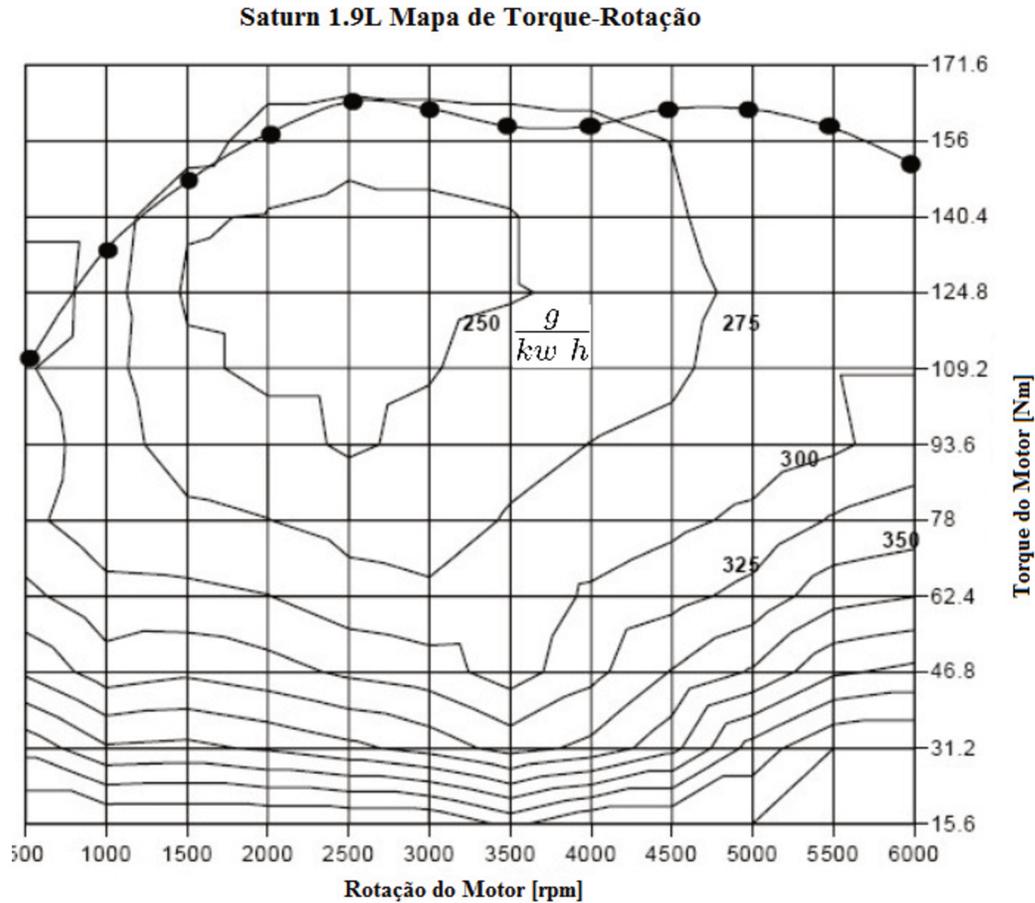


Figura 2.19: Curva de consumo Saturn 1.9L DOHC. Adaptado de EcoModder (2012)

O consumo de combustível é definido pela Equação (2.85).

$$C_l = C_e \frac{Pot \, dt}{\rho_c} \quad (2.85)$$

- C_l = Volume consumido de combustível [l];

- C_e = Consumo específico de combustível [$\frac{g}{kw \cdot h}$];
- P_{ot} = Potência do motor [kw];
- dt = Intervalo de tempo [s];
- ρ_c = Massa específica do combustível [kg/m^3].

2.8.2 Eficiência do motor a combustão interna

Otimizar o comportamento do motor significa fazê-lo operar perto do ótimo para alguma dessas três características, atingindo a máxima aceleração (máximo torque), velocidades mais altas (máxima potência) e melhor economia e eficiência do motor (mínimo consumo específico). Normalmente a estratégia mais visada é a de melhor economia e eficiência (EHSANI *et al.*, 2009). A Figura 2.20 mostra um mapa esquemático de eficiência do motor a combustão em função do torque e rotação do mesmo.

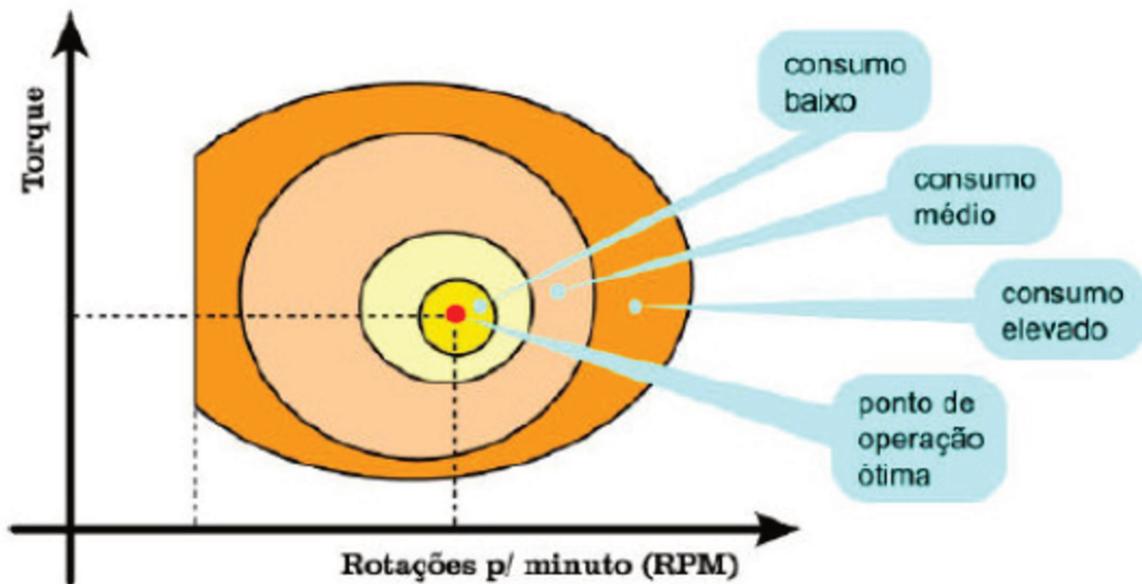


Figura 2.20: Mapa esquemático de eficiência motor combustão interna. (OLIVEIRA, 2005)

2.9 Transmissão

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 (EGER, 2007).

As relações de transmissão de um veículo têm uma importância fundamental sobre o desempenho deste. Em automóveis a relação na marcha mais alta é, normalmente, escolhida fazendo com que o veículo venha a atingir a máxima rotação do motor apenas em estradas com declives da ordem de 5%. Isto evita que em estradas planas, onde a velocidade máxima é menor do que no caso de um declive, o motor fique operando no máximo de sua capacidade por muito tempo (LEAL *et al.*, 2008).

Um exemplo da força de tração disponível em função da relação de transmissão para uma caixa redutora de 4 marchas está demonstrada na Figura 2.21.

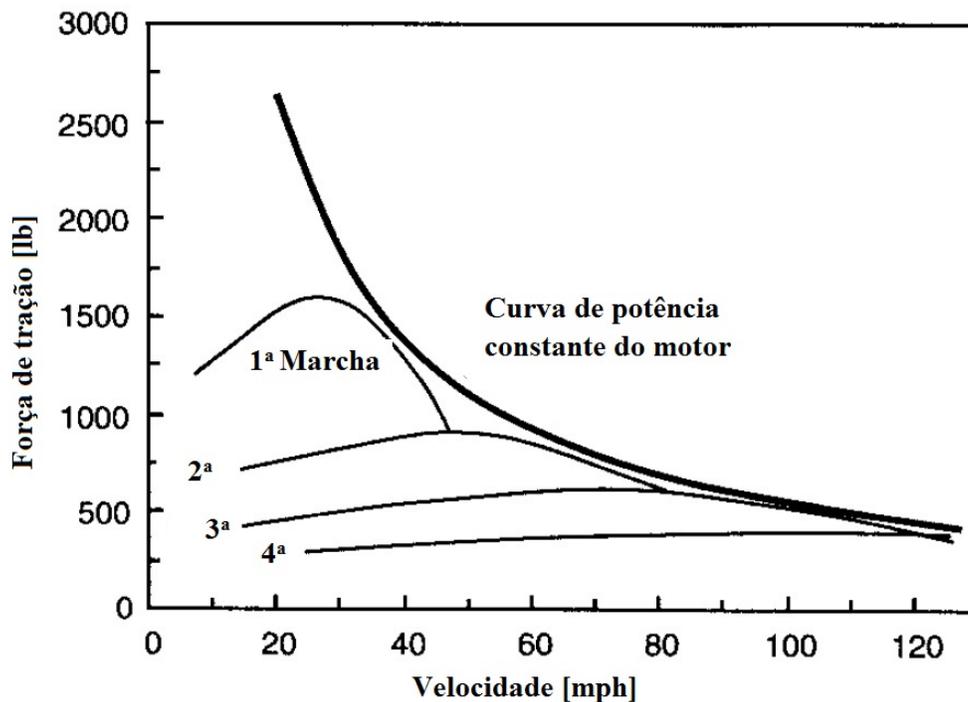


Figura 2.21: Força de tração em função da velocidade do veículo. Adaptado de Gillespie (1992)

2.9.1 Inércia equivalente em transmissões

A transmissão é um elemento de suma importância para a dinâmica, responsável pelo aumento de torque necessário para que o veículo se locomova e composta por diversos componentes com massas e momentos de inércia próprios.

A potência mecânica do sistema é gerada no motor. A energia mecânica é então transmitida pelos componentes do trem de potência sendo transformada pelas relações de transmissão e dissipada em função de efeitos como atrito e escorregamento, sendo armazenada na forma de energia cinética pelos componentes em rotação e translação (RAIZER, 2010).

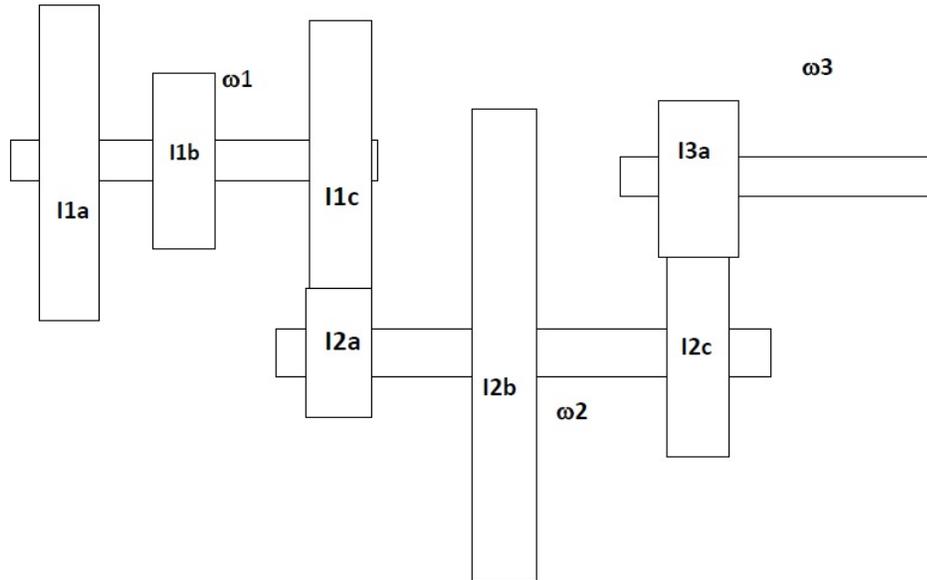


Figura 2.22: Transmissão genérica. (DEDINI, 2011)

Para a obtenção da inércia equivalente de um conjunto de transmissão tomaremos por base um sistema esquemático conforme mostrado na Figura 2.22. Sendo que a inércia do primeiro eixo é transmitida para o segundo através da Equação (2.86). A inércia do segundo eixo juntamente com a inércia equivalente do primeiro eixo é transmitida para o terceiro eixo e assim sucessivamente.

$$I_{eq1-2} = I_2 + I_1 \frac{(\omega_1)^2}{(\omega_2)^2} = I_2 + I_1 (RT)^2 \quad (2.86)$$

2.9.2 Embreagem

A função da embreagem é sincronizar a velocidade do motor e a velocidade da transmissão. Esta é utilizada quando o veículo é ligado, e para todas as mudanças de marcha (NETO, 2010).

A embreagem faz uso de fricção para transmitir a rotação do eixo de manivelas do motor para a caixa de redução do veículo. Quando o pedal de embreagem é liberado a mola força a placa de embreagem contra o volante, que está ligado pelo virabrequim (RILL, 2007).

Durante o desacoplamento da caixa redutora o torque gerado no motor não é transmitido adiante, conforme o contato entre os discos da embreagem for retomado o torque volta a ser transmitido gradualmente por meio do atrito entre os discos gerando escorregamento da embreagem até que ocorra o total acoplamento do sistema.

Quando a embreagem é acionada liberando o motor do restante da transmissão este está na rotação adequada à marcha na qual estava transmitindo potência, à medida que a marcha do veículo é alterada, a relação de transmissão não é mais a existente anteriormente, sendo que com o retorno do acoplamento no sistema ocorre um aumento ou redução da rotação do motor para se adequar a nova condição de operação.

2.10 Pneus

O pneu é uma das partes fundamentais de qualquer veículo terrestre por ser o único responsável pela transferência de forças entre o piso e o veículo. Assim, no pneu é necessário produzir forças com as quais se controlam o veículo (SILVA, 2011).

As características geométricas e referentes a especificação de uso dos pneus são expressas por meio de um código que está descrito na Figura 2.23.

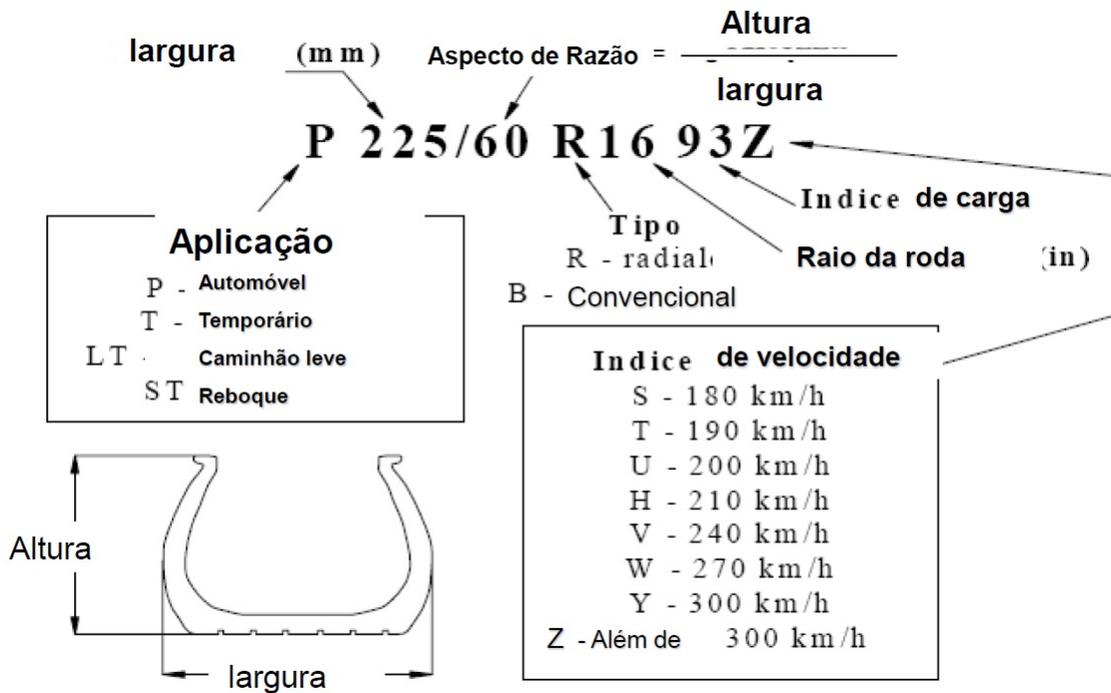


Figura 2.23: Características de um pneu. (DEDINI, 2011)

Como pode ser deduzido a partir da Figura 2.23 a o diâmetro externo do pneu é dado pela Equação (2.87).

$$D_p = 2L_p \frac{A_R}{100} + 25,4D_r \quad (2.87)$$

Sendo:

- D_p = Diâmetro externo do pneu [mm];
- L_p = Largura do pneu [mm];
- A_R = Aspecto de razão Altura / Largura;
- D_r = Diâmetro da roda [pol].

2.11 Ciclos padrão de condução

Um ciclo de condução representa a maneira como o veículo é conduzido durante uma viagem e as características da estrada. No caso mais simples, é definido como uma sequência de velocidades do veículo (e, portanto a acelerações) e grau de inclinações da estrada (CORRÊA *et al.*, 2011).

O motorista é o fator governante do conjunto, pois determina o percurso gerando uma série de diferentes tipos de situações envolvendo pavimentação, topologia e carregamento, sendo o responsável pela maneira como o veículo é conduzido. Como cada usuário possui um comportamento diferente durante um mesmo trajeto foram criados os ciclos padrão de condução.

Estes ciclos de condução são projetados para representar as condições de condução urbana e extra urbana, e reproduzir medidas de velocidade do veículo em estradas reais (SERRAO *et al.*, 2005).

Os ciclos são definidos através da gravação das condições de operação de veículos devidamente instrumentados em situações reais de uso. Os dados coletados são analisados para avaliação dos níveis de solicitação, criando ciclos representativos em função da velocidade e aceleração do veículo.

Existem diversos ciclos desenvolvidos, como por exemplo, os ciclos FTP (*US Federal Test Procedure*) dos Estados Unidos, o ciclo NEDC (*New European Driving Cycle*) europeu, e os ciclos 10-15 japoneses. De maneira análoga, foram desenvolvidos ciclos menos genéricos com objetivo de se aproximarem da situação real do local, como os ciclos de Edimburgo, Sydney, Melbourne, Perth e Hong Kong, e o Projeto ARTEMIS, que conduz testes em toda Europa.

Os ciclos brasileiros são propostos pelas normas NBR6601, ciclo urbano ABNT (2005) e NBR7024, ciclo rodoviário ABNT (2006), sendo os ciclos brasileiros semelhantes aos propostos pela norma FTP americana.

O ciclo urbano NBR6601, mostrado na Figura 2.24 tem como características: distância total de 12 *km*, velocidade média de 32 *km/h* e velocidade máxima de 91,2 *km/h*. O veículo permanece parado durante 17,2% do tempo, e o ciclo não inclui aclives e declives.

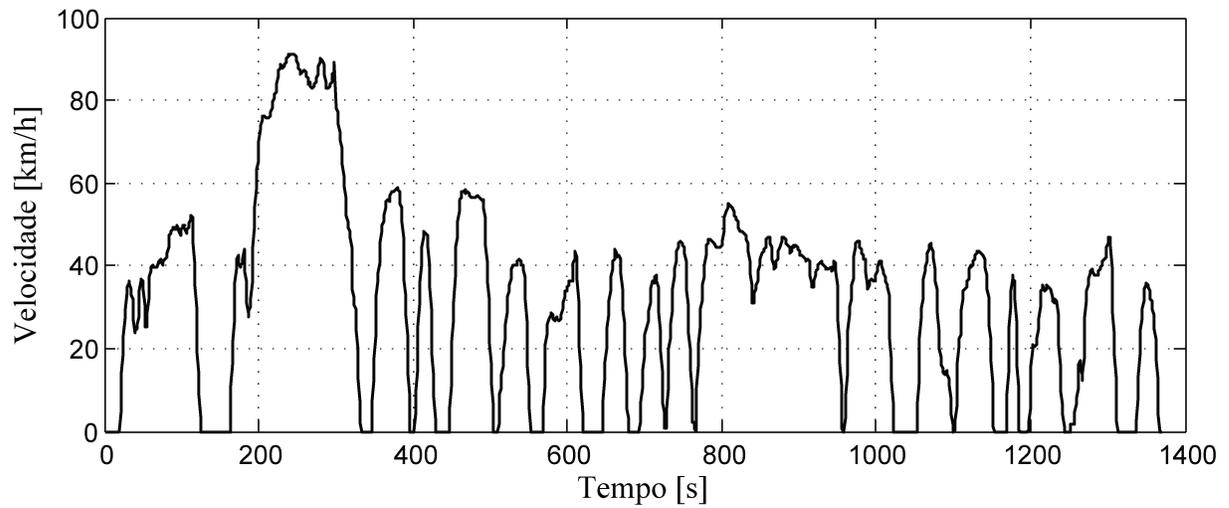


Figura 2.24: Velocidade em função do tempo no ciclo de condução urbana pela norma NBR6601. Adaptado de Souza (2010)

Em condições reais de trânsito, o tempo parado pode ser bem maior que o apresentado no ciclo. De qualquer forma, mesmo não representando todas as condições reais de uso eles podem ser utilizados como forma de comparação entre as soluções tecnológicas disponíveis (SOUZA, 2010).

O ciclo rodoviário proposto pela NBR7024 possui um percurso de 16,5 *km*, velocidade média de 77 *km/h*, velocidade máxima de 96,4 *km/h*. A Figura 2.25 ilustra o comportamento do ciclo.

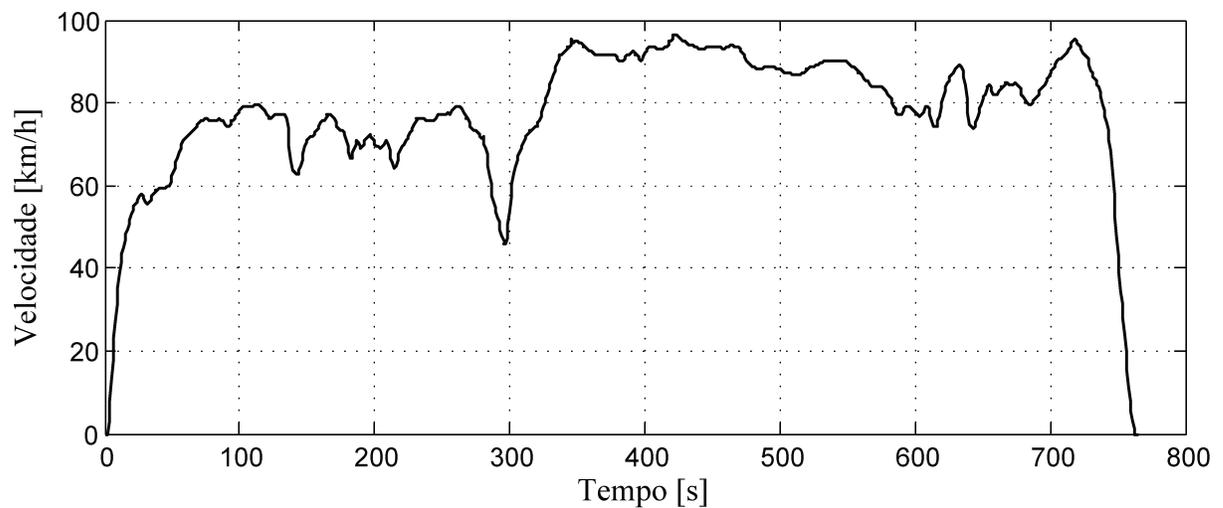


Figura 2.25: Velocidade em função do tempo no ciclo de condução rodoviária pela norma NBR7024. Adaptado de Souza (2010)

Também é possível criar outros ciclos através de combinações entre os ciclos urbanos e rodoviários, o que corresponde a uma situação comum de trajeto envolvendo trechos urbanos e um trecho rodoviário de ligação entre trechos urbanos.

O ciclo US06 apresenta caráter suplementar ao ciclo de teste americano FTP-75, ao atender as lacunas da representação das velocidades e acelerações elevadas e com rápidas flutuações de velocidade. Este ciclo representa um percurso de 12,8 km, com velocidade média de 77,9 km/h, velocidade máxima de 129,2 km/h e duração de 596 segundos, como mostra a Figura 2.26.

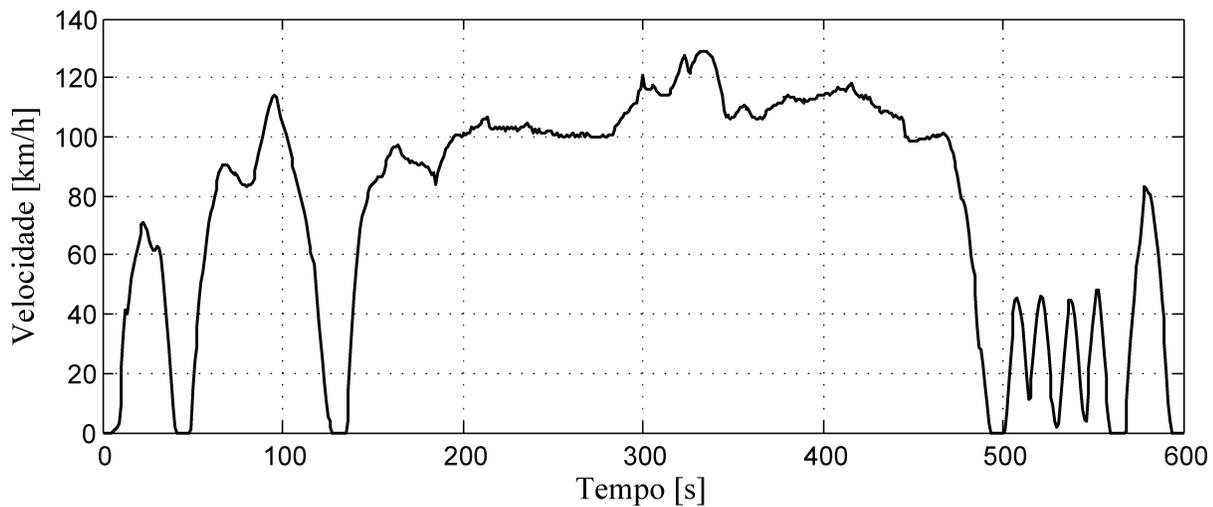


Figura 2.26: Velocidade em função do tempo no ciclo US06. Adaptado de Hollanda (2011)

2.12 Correlação Linear

O grau em que os pontos de um gráfico de dispersão tendem a agrupar-se de uma linha reflete a relação linear entre as variáveis (NAVIDI, 2008).

O coeficiente de correlação r é uma medida numérica da intensidade da relação linear entre duas variáveis, sendo este mostrada na Equação (2.88).

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n x_i y_i - n \bar{x} \bar{y}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2 - n \bar{x}^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n y_i^2 - n \bar{y}^2}} \quad (2.88)$$

Em princípio, o coeficiente de correlação pode ser calculado para qualquer conjunto de pontos (NAVIDI, 2008).

O termo r^2 , representa o quadrado do coeficiente de correlação, é chamado de coeficiente de determinação, consiste na soma dos quadrados dos erros de previsão obtidos como mostra a Equação (2.89).

$$r^2 = \frac{(\sum (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}))^2}{\sum (x_i - \bar{x})^2 \sum (y_i - \bar{y})^2} \quad (2.89)$$

O r^2 da regressão mede a proporção da variabilidade de uma curva em função da outra, portanto uma função direta da correlação entre as variáveis, mostrando o percentual da variância de uma das variáveis a partir do valor da outra. Um valor de r^2 muito próximo de 1 indica uma forte relação entre as duas variáveis.

3 MODELO PARA SIMULAÇÃO

Para a simulação do comportamento dinâmico do veículo foi elaborado um modelo de bancada dinâmométrica, baseado em um conjunto de dois rolos que simulam a inércia referente ao deslocamento longitudinal, nos quais são apoiados quatro cilindros que representam as rodas do veículo que estão presas a um chassi com massa similar ao veículo analisado.

Por se tratar apenas de uma simulação referente à dinâmica longitudinal do veículo o sistema de suspensão foi omitido, sendo assim criado o modelo CAD como mostra a Figura 3.1.

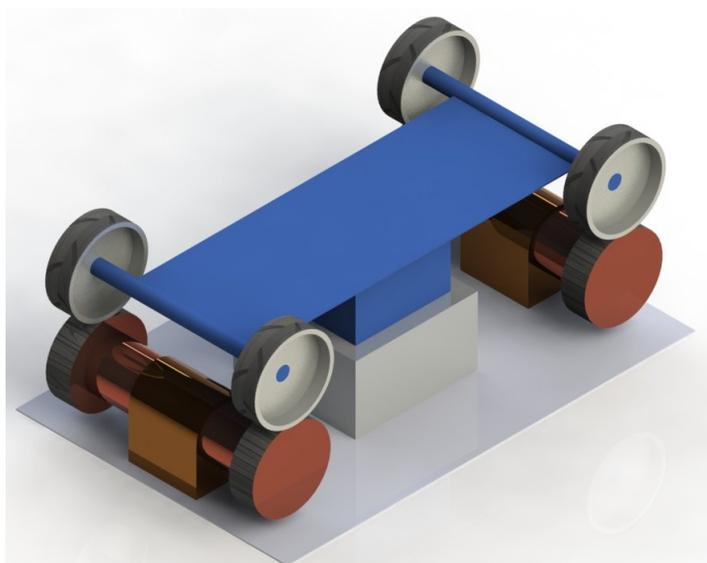


Figura 3.1: Modelo de bancada para simulação

3.1 Veículos utilizados nas simulações

As simulações contidas nesta dissertação foram baseadas em dois veículos comercializados em território nacional:

- **Veículo A:** baseado num *Hatch* compacto equipado com motor 1.0
- **Veículo B:** baseado numa Perua (*station wagon*) equipado com motor 1.8

3.1.1 Cálculo da inércia dos pneus

A maior inércia presente no conjunto rodas-pneus é referente ao pneu do veículo, sendo os valores de inércia para os pneus dos veículos escolhidos acima definidos segundo o método descrito por Haim (2011).

Tendo como base os valores de inércia de um pneu 175/65 R14 conforme mostrado na Tabela 3.1, sendo o pneu dividido em 3 seções como mostra a Figura 3.2.

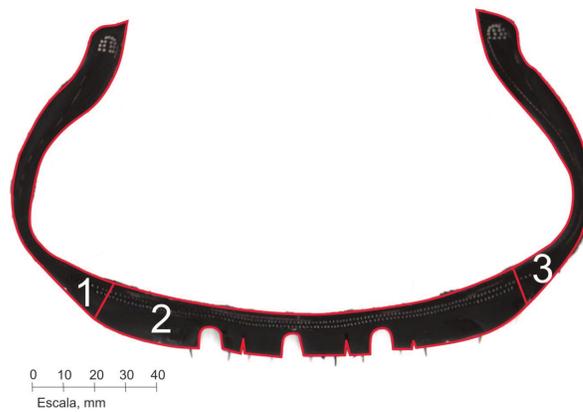


Figura 3.2: Seção do Pneu 175/65 R14. (HAIM, 2011)

Tabela 3.1: Inércias Pneu 175/65 R14. Adaptado de Haim (2011)

Seção	Momento de Inércia [kgm^2]
1	7,917E-02
2	2,873E-01
3	7,396E-02
Total pneu 175/65 R14	4,404E-01

Os valores de inércia para pneus de outras dimensões podem ser calculados pelas Equações (3.1) e (3.2).

$$I_p = F_p I_{parede} \quad (3.1)$$

$$I_b = F_b I_{banda} \quad (3.2)$$

Onde:

- I_p = Inércia da parede do pneu [kgm^2];
- F_p = Fator corretivo das paredes do pneu;
- I_{parede} = Inércia da parede do pneu base [kgm^2];
- I_b = Inércia da banda de rodagem do pneu [kgm^2];
- F_b = Fator corretivo da banda do pneu;
- I_{banda} = Inércia da banda de rodagem do pneu base [kgm^2].

Sendo os fatores corretivos F_p e F_b dados pelas Equações (3.3) e (3.3).

$$F_p = \frac{R_2^4 - R_1^4}{r_2^4 - r_1^4} \quad (3.3)$$

$$F_b = \frac{L_{pf}}{L_{pb}} \quad (3.4)$$

Sendo:

- R_2 = Raio externo do pneu a ser corrigido [m];
- r_2 = Raio da roda do pneu a ser corrigido [m];
- R_1 = Raio externo do pneu base [m];
- r_1 = Raio da roda do pneu base [m];
- L_{pf} = Largura do pneu a ser corrigido [m];
- L_{pb} = Largura do pneu base [m].

Através das equações propostas, os valores de inércia para o pneu do veículo B (205/70 R15), e do veículo A (175/70 R13) são calculados e apresentados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Inércias pneus 175/65 R14, 175/75 R13 e 205/70 R15.

Seção	PNEUS				
	175/65 R14	175/75 R13		205/70 R15	
	Inércia Seção	Fator Corretivo	Inércia Seção	Fator Corretivo	Inércia Seção
1	7,917E-02	0,893	7,07E-02	1,787	1,41E-01
2	2,873E-01	1	2,873E-01	1,171	3,36E-01
3	7,396E-02	0,893	6,61E-02	1,787	1,32E-01
Total	0,441 kgm^2	0,424 kgm^2		0,61 kgm^2	

Os dados referentes ao veículo B foram obtidos de Haim (2011). A Tabela 3.3 mostra os valores de inércia, massa e relações de transmissão do veículo.

Tabela 3.3: Dados veículo B. Adaptado de Haim (2011)

Componentes	Unidade	Marcha				
		1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Inércia rotacional do motor	kgm^2	1,583 E-01				
Inércia Rotacional Transmissão	kgm^2	0,0018	0,0024	0,0034	0,0048	0,0067
Relação de Transmissão	-	4,273	2,238	1,52	1,156	0,919
Inércia rotacional do diferencial	kgm^2	1,067E-03				
Relação de transmissão do diferencial	-	4,067				
Inércia rotacional Rodas+Pneus	kgm^2	3,28				
Massa do veículo	kg	1206				
Pneus	-	205/70 R15				

Pelo comparativo entre os valores de massa equivalente dos dois veículos foi feita uma redução proporcional dos valores de inércia do motor e transmissão de modo a estimar estas propriedades para o veículo A. Os valores encontrados estão descritos na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Dados veículo A

Componentes	Unidade	Marcha				
		1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Inércia rotacional do motor	kgm^2	0,1367				
Inércia rotacional transmissão	kgm^2	0,0017	0,0022	0,0029	0,0039	0,0054
Relação de transmissão	-	4,27	2,35	1,48	1,05	0,8
Inércia rotacional do diferencial	kgm^2	9,22E-04				
Relação de transmissão do diferencial	-	4,87				
Inércia rotacional Rodas+Pneus	kgm^2	2				
Massa do veículo	kg	980				
Pneus	-	175/70 R13				

3.2 Dimensionamento do rolos da bancada

Para o correto funcionamento do modelo os rolos da bancada devem simular a inércia do deslocamento longitudinal do veículo, sendo dimensionados conforme o equacionamento.

A energia cinética proveniente do deslocamento do veículo é dada pela Equação (3.5).

$$T_o = \frac{1}{2} M_v V^2 \quad (3.5)$$

Onde:

- T_o = Energia cinética de translação [J];
- M_v = Massa total de veículo [kg];

- $V =$ Velocidade de translação do veículo $[m/s]$.

Para que o modelo represente o deslocamento do veículo na pista, as massas rotativas devem prover a mesma quantidade de energia cinética calculada através da Equação (3.5). Entretanto, a energia cinética das massas é proveniente da inércia rotativa das mesmas, sendo estes valores calculados pela Equação (3.6).

$$T_m = \frac{1}{2} I_o \omega_c^2 \quad (3.6)$$

Sendo:

- $T_m =$ Energia cinética de rotação $[J]$;
- $I_o =$ Momento de inércia do cilindro $[kg\ m^2]$;
- $\omega_c =$ Velocidade angular do cilindro $[rad/s]$.

O valor da inércia rotativa é dado pela Equação (3.7).

$$I_o = \frac{1}{2} M_c R_c^2 \quad (3.7)$$

Sendo:

- $M_c =$ Massa do cilindro $[kg]$;
- $R_c =$ Raio do cilindro $[m]$.

Portanto para que haja equivalência das energias cinéticas a igualdade mostrada na Equação (3.8) deve ser mantida.

$$T_o = T_m \therefore \frac{1}{2} M_v V^2 = \frac{1}{2} I_o \omega_c^2 \quad (3.8)$$

Simplificando e substituindo o momento de inércia, a igualdade toma a seguinte forma:

$$M_v V^2 = \frac{1}{2} M_c R_c^2 \omega_c^2 \quad (3.9)$$

A massa do cilindro é o resultado da multiplicação da massa específica do material do cilindro ρ pelo volume do mesmo. Já o volume do cilindro é resultado da multiplicação da área transversal do cilindro pelo seu respectivo comprimento L [Equação (3.10)] sendo que a área do cilindro é calculada através da Equação (3.11).

$$M_c = \rho \frac{\pi(R_c^2)}{2} L \quad (3.10)$$

$$A_c = \frac{\pi(R_c^2)}{2} \quad (3.11)$$

Substituindo a Equação (3.10) na Equação (3.9) obtém-se a Equação (3.12), onde a inércia devido à velocidade de translação do veículo torna-se dependente apenas da geometria e da velocidade angular do cilindro.

$$M_v V^2 = 1,57 \rho L R_c^4 \omega_c^2 \quad (3.12)$$

Através da análise cinemática do veículo tem-se que a velocidade de translação do veículo V possui o mesmo valor da velocidade tangencial da roda no contato pneu pista. Desta forma, no modelo implementado, o pneu irá transmitir movimento para as massas rotativas.

A relação entre a velocidade de translação do veículo e a rotação da roda é dada pela Equação (3.13).

$$V = \omega_p R_p \quad (3.13)$$

- ω_p = Velocidade angular da roda [rad/s];
- R_p = Raio do pneu [m].

Substituindo a Equação (3.13) na Equação (3.9) tem-se a velocidade angular da roda em função do raio do pneu.

$$M_v (\omega_p R_p)^2 = 1,57 \rho L R_c^4 \omega_c^2 \quad (3.14)$$

Entretanto, com o intuito de simplificar o modelo e eliminar a diferença entre o diâmetro dos

pneus e o diâmetro das massas rotativas, adaptou-se o modelo no ponto de contato com os pneus para que estas possuam diâmetro similar gerando uma relação de transmissão unitária. Portanto a velocidade angular ω_p pode ser simplificada com ω_c resultando na Equação (3.15).

$$M_v R_p^2 = 1,57 \rho L R_c^4 \quad (3.15)$$

Sendo o comprimento das massas rotativas arbitrado, o raio é dado pela Equação (3.16).

$$R_c = \sqrt[4]{\frac{M_v R_p^2}{1,57 \rho L}} \quad (3.16)$$

3.2.1 Dimensionamento do rolos da bancada para o veículo A

Tomando por exemplo o veículo A com os seguintes dados:

- Massa = 980 kg;
- Pneu = 175/70 R13;
- Distância entre rodas frontais = 1387 mm.

O diâmetro externo do pneu é dado pela Equação (2.87).

$$D_p = 2 \times 175 \frac{70}{100} + 25,4 \times 13 = 575,2 \text{ mm} \quad (3.17)$$

Sendo o comprimento do cilindro arbitrado como 1 metro, a massa específica do aço 7800 kg/m^3 e o raio da massa rotativa é calculado conforme abaixo:

$$R_c = \sqrt[4]{\frac{980 \times 0,2876^2}{1,57 \times 7800 \times 1}} = 0,285 \text{ m} \quad (3.18)$$

Sabendo que a largura dos pneus e calculado o diâmetro externo pela Equação (3.17), é possível dimensionar os contatos dos rolos inerciais da bancada, com intuito de manter uma relação de transmissão unitária, contudo mantendo-se a inércia do cilindro com o raio calculado pela Equação (3.19).

$$I_o = \frac{1}{2}\rho ALR_c^2 = \frac{1}{2} \times 7800 \frac{\pi(2 \times 0,285)^2}{4} \times 1 \times 0,285^2 = 81,1 \text{ kg m}^2 \quad (3.19)$$

Esta inércia resultante foi dividida igualmente entre o rolo dianteiro e traseiro da bancada.

Com objetivo de simplificar o modelo, a parte dos rolos onde ocorre contato com os pneus deve ter o mesmo diâmetro dos pneus, para gerar uma relação de transmissão unitária, sendo a inércia desta parte calculado pela Equação (3.20).

$$I_{cp} = \frac{1}{2}\rho ALR_c^2 = \frac{1}{2} \times 7800 \frac{\pi 0,5752^2}{4} \times 0,175 \times 0,2876^2 = 14,67 \text{ kg m}^2 \quad (3.20)$$

A inércia da parte central de cada rolo será dada dividindo a inércia total pelos 2 rolos e reduzindo a parte correspondente ao contato com os pneus, como mostra a Equação (3.21)

$$I_{pc} = \frac{I_o}{2} - 2I_{cp} = \frac{81,1}{2} - 2 \times 14,67 = 11,21 \quad (3.21)$$

O comprimento da massa rotativa corresponde a distância entre os pneus esquerdo e direito do veículo, como parte desta distância entre as rodas está preenchida pelos cilindros de contato com os pneus, a largura destes deve ser deduzida de acordo com a Equação (3.22).

$$L_{pc} = L_l - 2L_{cp} = 1387 - 2 \times 175 = 1037 \text{ mm} \quad (3.22)$$

- L_{pc} = Largura da parte central do rolo *mm*;
- L_{cp} = Largura da parte de contato com o pneu *mm*;
- L_l = Largura entre as rodas dianteiras do veículo *mm*.

Sabendo-se a inércia necessária e a largura da parte central do rolo, o diâmetro é calculado conforme a Equação (3.23).

$$R_{pc} = \sqrt[4]{\frac{I_{pc}}{1,57\rho L_{pc}}} = \sqrt[4]{\frac{11,21}{1,57 \times 7800 \times 1,037}} = 0,173m \quad (3.23)$$

Sendo a massa rotativa resultante mostrada na Figura 3.3.

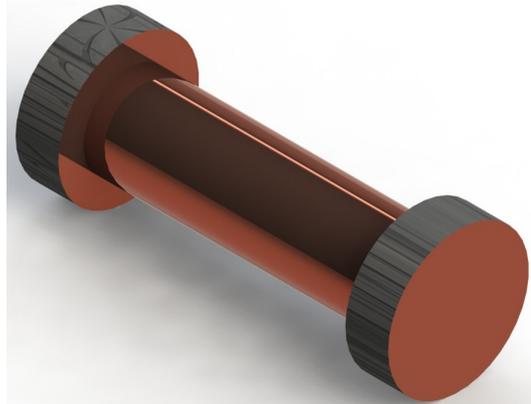


Figura 3.3: Massa rotativa resultante

3.3 Modelo dinâmico

Após a modelagem da bancada através do programa CAD o modelo foi exportado para o programa de análise dinâmica de multicorpos Adams®. Entretanto o modelo requer uma série de parâmetros de entrada diretamente dependentes da velocidade do veículo, ou seja, velocidade angular das rodas, os parâmetros de entrada como curvas do motor a combustão.

Para facilitar o manuseio do modelo foi utilizada a interface entre o Adams® e o Simulink Matlab®, sendo desta forma exportado um bloco contendo parâmetros de entrada e saída do modelo dinâmico do Adams, este bloco por sua vez é adicionado a um arquivo Simulink no qual são fornecidos os dados de entrada e lidos as saídas presentes no bloco, que continua utilizando o algoritmo de resolução presente no Adams. Os modelos estão descritos mais detalhadamente nos próximos subitens.

3.3.1 Modelo ADAMS®

No modelo desenvolvido no Adams® foram criadas juntas de revolução apropriadas para permitir o movimento das rodas e das massas rotativas. O movimento é proveniente dos torques aplicados às rodas. O chassi do veículo encontra-se conectado à base por meio de uma junta que permite somente o movimento vertical, portanto as rodas apoiam-se nas massas rotativas devido a ação da gravidade.

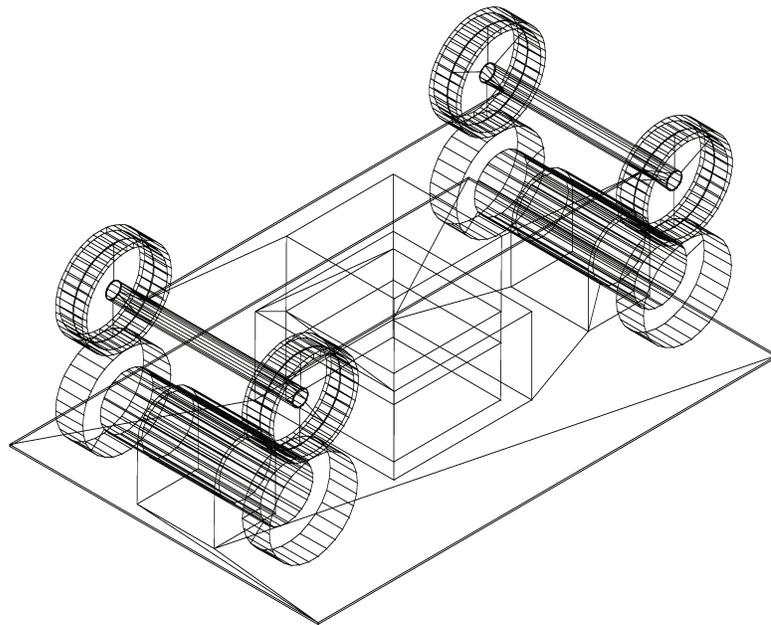


Figura 3.4: Modelo para simulação dinâmica

Também foi criada uma junta que acopla o movimento de rotação dos dois rolos de forma a simular um acoplamento por correia, sendo que a rotação de ambos os rolos é semelhante, para simular o deslocamento do veículo em linha reta, contudo os torques aplicados nas rodas dianteira e traseiras são diferentes, sendo esta junta responsável pela transmissão de forças entre os rolos.

A transmissão de movimento entre as rodas e as massas rotativas é dada por um modelo de contato criado entre os componentes. Enquanto as forças de resistência ao movimento são representadas em forma de torques no sentido inverso ao movimento aplicado nas massas rotativas.

Inicialmente foi utilizado um modelo de contato entre as rodas e os rolos, que permitia avaliar o escorregamento do pneu do carro em relação ao rolo da bancada, entretanto este modelo requeria muito tempo de simulação.

Como alternativa optou-se por utilizar juntas semelhantes à utilizada para sincronizar o movimento dos dois rolos, sendo que os resultados obtidos por este modelo são semelhantes ao modelo anterior, porém com um tempo de processamento computacional muito menor, reduzindo de 1 hora para aproximadamente 2 minutos, entretanto a capacidade de avaliar o escorregamento no contato foi removida do modelo.

3.3.2 Interface Simulink®

Para facilitar a inserção dos dados de entrada no modelo Adams® foi utilizado uma conexão Adams/Simulink Matlab®, que possibilita uma estimativa dos valores de torque a serem aplicados às rodas, assim como os torques resistivos aplicados às massas rotativas, tendo então como intuito o fornecimento dos dados de entrada para que o modelo Adams possa realizar a simulação da dinâmica do veículo. Desta forma, o Adams utiliza os dados advindos do Simulink como entrada para que a simulação do modelo ocorra, e como resultado dessa simulação tem-se a velocidade angular das rodas, cujo resultado é enviado ao Simulink na forma de um bloco como mostrado na Figura 3.5.

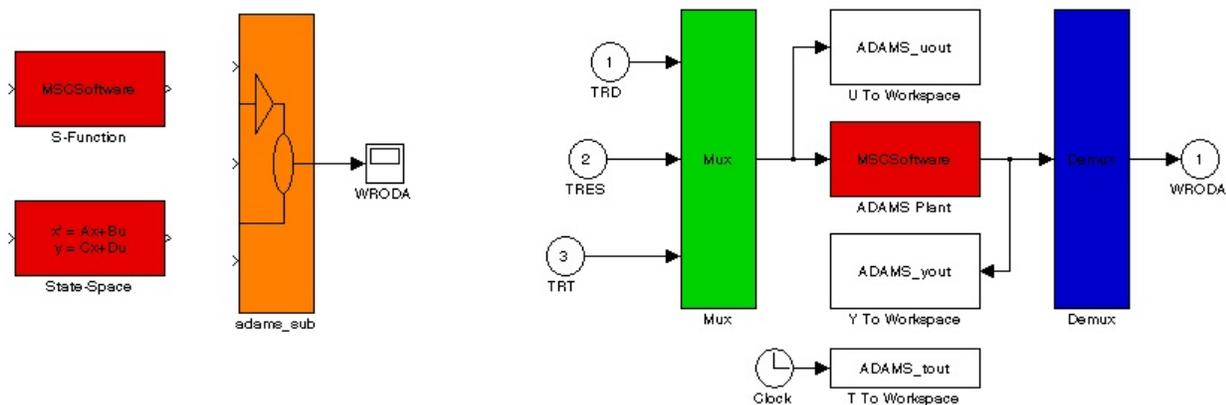


Figura 3.5: Bloco gerado pelo Adams®

Na parte da esquerda da Figura 3.5 está representado o bloco gerado pelo Adams®, na parte da direita está demonstrado o que existe no bloco Adams® com os 3 torques de entrada, bem como a velocidade angular da roda como variável de saída.

3.4 Modelo de simulação dinâmica

O parâmetro de saída do modelo Adams é a velocidade angular da roda, por meio desta é possível determinar a velocidade de deslocamento do veículo. Sendo o objetivo da simulação estimar a potência requerida para que o veículo possa cumprir o perfil de velocidades imposto por ciclos padrões de velocidades.

3.4.1 Aceleração requerida

O comportamento do motorista será representado pelo cálculo da aceleração requerida para o veículo atingir a velocidade do ciclo padrão num determinado instante, o modelo Simulink® utiliza passos discretizados, mas devido à presença da interface com o Adams® estes passos passam a ser fixos, devido ao intervalo de comunicação entre os programas sendo assim fácil determinar o intervalo de tempo entre os passos.

A velocidade atual do ciclo é dada por um bloco que interpreta os vetores de velocidade e tempo referentes ao ciclo escolhido e interpola o valor da velocidade em função do tempo de simulação. Através de outro bloco é possível ler o vetor de velocidades em um bloco que permite o uso da lógica de programação presente no Matlab® sendo permitido o acesso a velocidade no próximo segundo do ciclo, por este ser dividido em intervalos de tempo de 1 segundo, utilizando uma interpolação com a velocidade atual do ciclo obtém-se a velocidade requerida pelo ciclo no próximo passo.

Sabendo-se a velocidade requerida no passo futuro, esta é comparada com a velocidade atual do veículo provida pelo Adams®, sendo a aceleração requerida calculada pela diferença entre a velocidade requerida e a velocidade atual dividida pelo intervalo de tempo de simulação com mostra a Equação (3.24).

$$a_r = \frac{v_r - v_a}{\Delta t} \quad (3.24)$$

- a_r = Aceleração requerida [m/s^2];
- v_r = Velocidade requerida [m/s];
- v_a = Velocidade atual [m/s];
- Δt = Intervalo de tempo de simulação [s].

3.4.2 Sistema de redução

Em função da velocidade do veículo é possível identificar a relação de transmissão utilizada no momento seguindo os valores de velocidade recomendadas pelo fabricante para troca de marchas. Sabendo-se assim a marcha da caixa redutora calcula-se a rotação do motor, sendo neste caso desprezados os efeitos da embreagem que serão abordados no Capítulo 6. A inércia do sistema de transmissão também é definida conforme a marcha da caixa redutora sendo estes valores utilizados nos procedimentos descritos a seguir.

3.4.3 Cálculo da potência requerida e forças de resistência

Neste bloco ocorre o cálculo das forças de arrasto aerodinâmico e resistência ao rolamento bem como o torque requerido para que o veículo atinja a velocidade do ciclo no próximo instante conforme os métodos propostos pelos diferentes autores.

As forças referentes à inclinação da pista são desconsideradas devido aos ciclos padrão serem baseados em terrenos planos, ou simplesmente por não haver informação sobre a inclinação da pista durante o ciclo. Outras forças como as causadas por acoplamento de reboques ao veículo também são desconsideradas nestas simulações.

Quando o torque requerido é negativo, o veículo está acima da velocidade do ciclo, levando a uma condição de frenagem. Já o torque requerido positivo indica aceleração do veículo ou manutenção da velocidade quando a força de tração nas rodas se equivale com as resistências ao movimento.

As forças de resistência somadas são transformadas em torque multiplicando-as pelo raio da massa rotativa da bancada, que corresponde ao raio do pneu do veículo para que seja mantida uma relação de transmissão unitária, sendo este torque um valor de entrada no modelo Adams® onde é aplicado nas massas rotativas de modo a restringir o movimento das rodas do veículo.

Outro parâmetro de saída é o torque requerido nas rodas do veículo para que este atenda as condições de velocidade e aceleração impostas pelo ciclo.

3.4.4 Curvas de torque e potência do motor a combustão

Com base na curva de 100% de aceleração para o motor do veículo A, foram criadas as curvas de torque para diversas faixas de abertura da borboleta da injeção, como mostra a Figura 3.6.

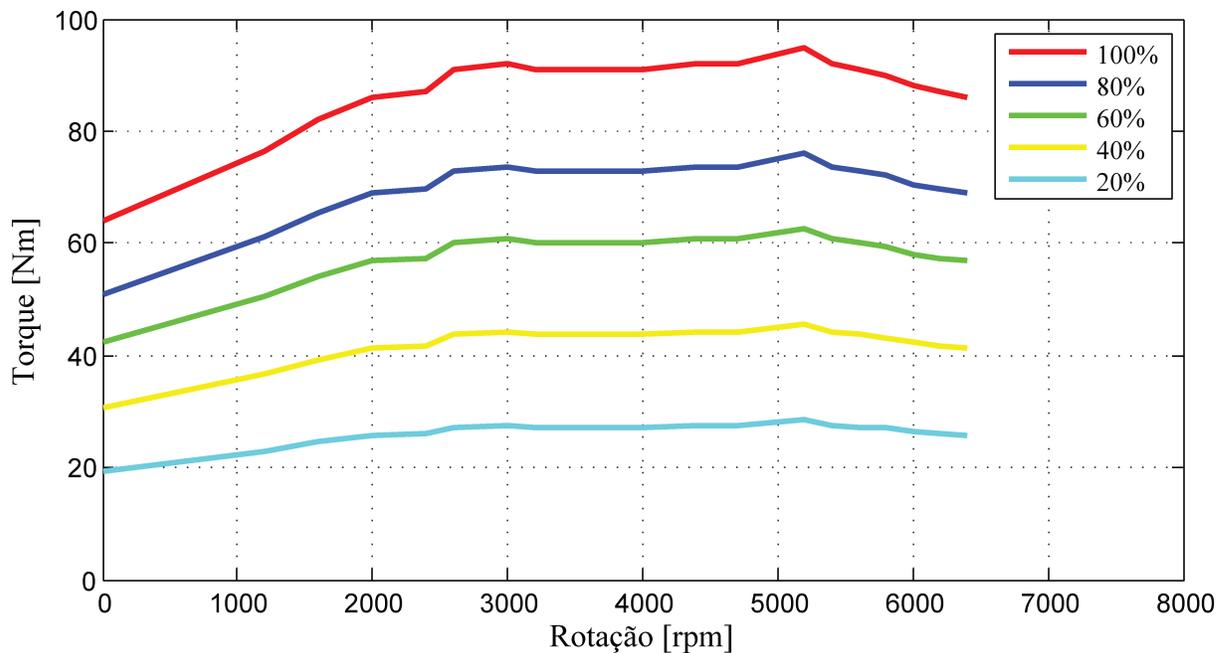


Figura 3.6: Curvas de torque veículo A em função da porcentagem de abertura da borboleta da injeção

De maneira análoga foram criadas as curvas de torque para o veículo B estas exibidas na Figura 3.7.

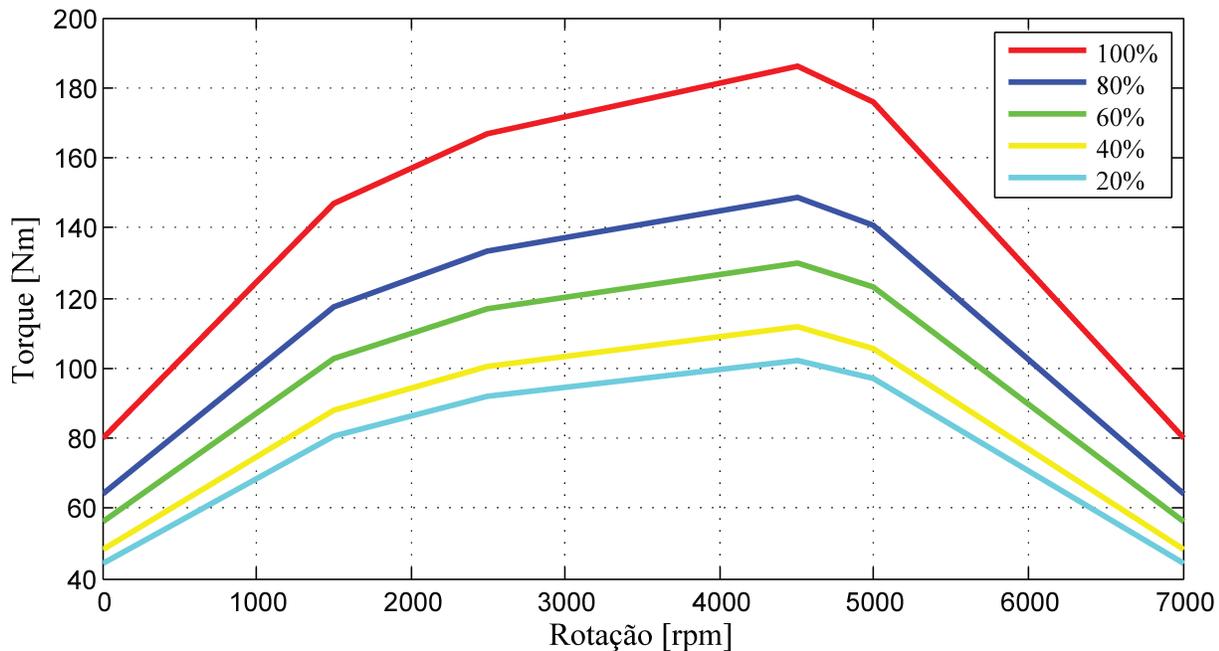


Figura 3.7: Curvas de torque veículo B em função da porcentagem de abertura da borboleta da injeção

Estas curvas são lidas por meio de um bloco onde são inseridos os vetores de torque e potência em função da rotação do motor, sendo necessárias várias curvas para simular a porcentagem de aceleração do motor. Sendo o torque resultante da saída da tabela multiplicado pela relação de transmissão e pela eficiência do conjunto de transmissão para ser aplicado nas rodas do modelo Adams®.

3.4.5 Aceleração e frenagem

Caso o torque requerido seja positivo o veículo estará abaixo da velocidade do ciclo no próximo passo de simulação, neste caso o torque proveniente das curvas do motor a combustão é aplicado às rodas dianteiras do modelo Adams®, pelo fato deste ser um veículo de tração dianteira, sendo o torque dividido igualmente entre as 2 rodas.

Quando o torque requerido se torna negativo os valores de torque provenientes das curvas do motor a combustão são ignorados, sendo neste caso utilizada uma curva referente ao torque

resistivo do motor quando neste não é injetado combustível (sem pisar no acelerador), sendo as curvas de resistência do motor para os veículos simulados mostrados nas Figuras 3.8 e 3.9.

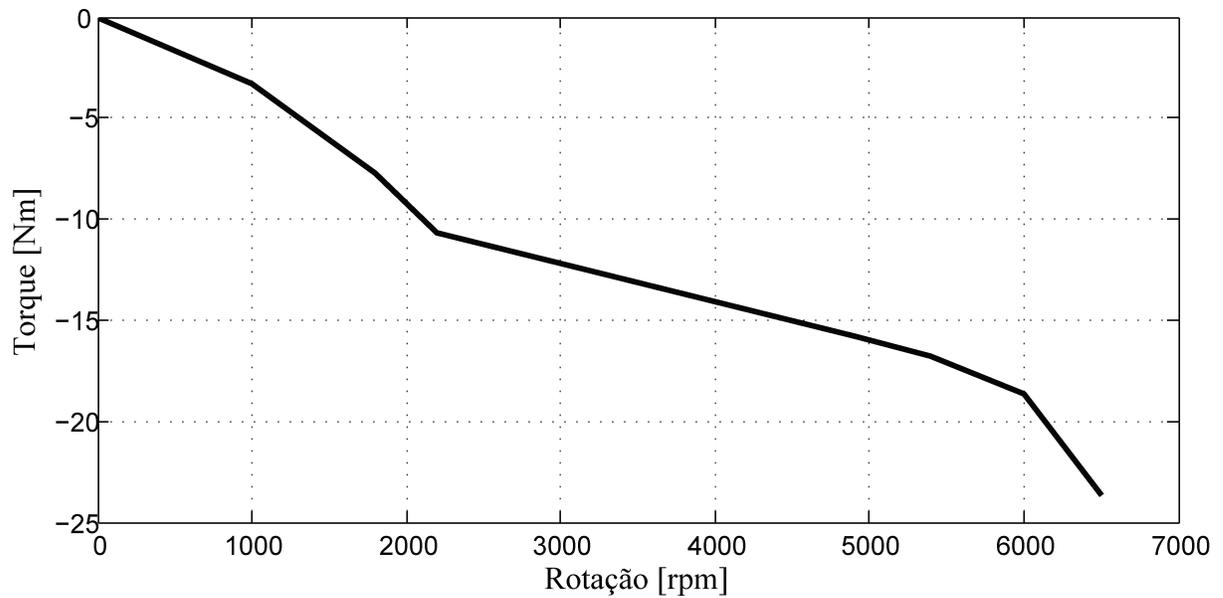


Figura 3.8: Curva de resistência do motor para o veículo A

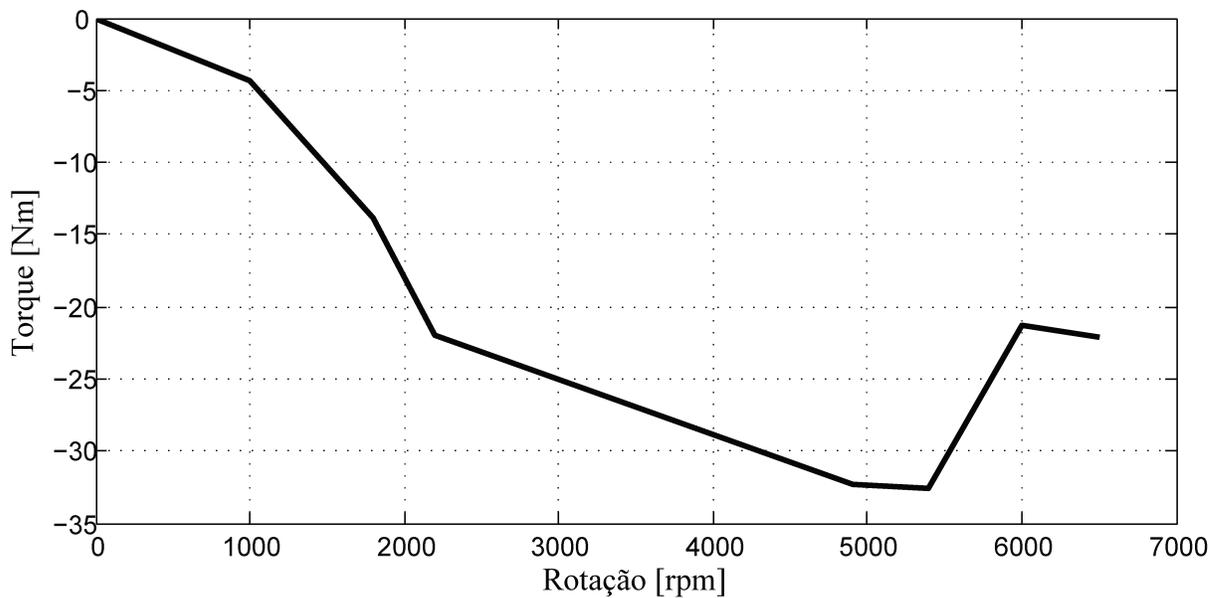


Figura 3.9: Curva de resistência do motor para o veículo B

Quando o torque requerido de frenagem for inferior ao torque de resistência do motor multi-

plicado pela relação de transmissão o sistema aplicará este torque às rodas dianteiras do veículo.

Caso o torque requerido para frenagem seja superior ao torque de resistência do motor, a parcela restante será fornecida pelo sistema de freios que atua gerando um torque no sentido oposto a rotação da roda, sendo estes torque dividido em 70% para as rodas dianteiras e o restante para as rodas traseiras, situação próxima à condição real dos veículos atuais.

3.4.6 Máximo torque transmissível

O torque de saída do sistema de aceleração e frenagem é enviado para o bloco de cálculo do máximo torque transmissível entre as rodas e a pista que, por sua vez, é calculado conforme equações propostas em cada uma das literaturas citadas na revisão bibliográfica.

Caso o torque disponível seja superior ao limite máximo, o torque enviado ao bloco Adams® é o torque limite, sendo o torque disponível inferior ao limite máximo, este é enviado diretamente ao modelo Adams®.

Após passar por este bloco o torque atuante nas rodas é enviado diretamente ao modelo Adams® como parâmetro de entrada juntamente com o torque de resistência ao movimento, sendo assim possível o algoritmo de simulação dinâmica criado no bloco Adams® efetuar os cálculos e informar a velocidade angular das rodas dando início a um novo ciclo.

3.4.7 Consumo de combustível

O consumo de combustível é estimado através de um mapa de consumo específico semelhante ao mostrado na Figura 3.10 onde o consumo é estimado em função do torque e da rotação do motor, sendo que existem áreas com maior eficiência que as demais.

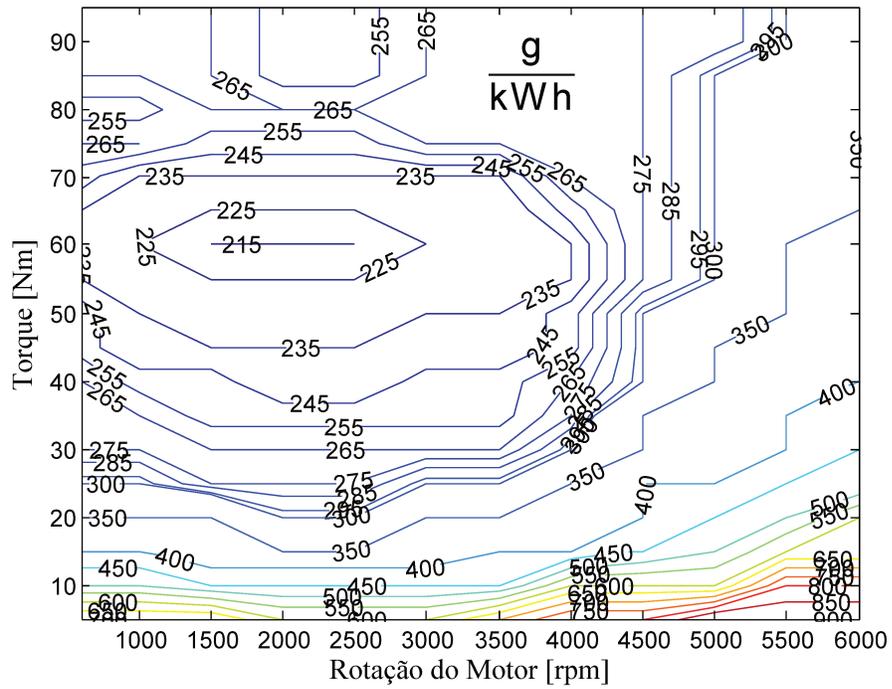


Figura 3.10: Mapa de consumo de combustível do motor. Adaptado de EcoModder (2012)

O consumo volumétrico a cada intervalo de simulação calculado pela Equação (2.85), portanto o consumo total do veículo durante a execução do ciclo de velocidades é calculado pelo somatório dos consumos nos intervalos de simulação.

4 MODELOS E RESULTADOS

Neste capítulo serão mostrados os métodos de equacionamento da dinâmica longitudinal propostos pelos diferentes autores citados na revisão bibliográfica, bem como os resultados obtidos por meio das simulações executadas.

4.1 Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie

O autor Thomas D.Gillespie sugere duas metodologias para o cálculo da dinâmica longitudinal do veículo, uma envolvendo os valores de inércia dos componentes do trem de transmissão de potência, e outra na qual estes valores são aproximados através do polinômio citado na Equação (2.22) que permite estimar um valor de massa equivalente em função da relação de transmissão.

Como citado anteriormente somente serão consideradas as forças de resistência ao rolamento e arrasto aerodinâmico descritas respectivamente pelas Equações (2.11) e (2.10).

4.1.1 Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Inércias

Para o cálculo da dinâmica longitudinal utilizando esta metodologia é necessário o conhecimento dos valores de inércia dos componentes do veículo, como rodas motor e transmissão.

O torque requerido do motor a combustão é dado unindo as Equações (2.18) e (2.19), como mostrado na Equação (4.1).

$$M a_r = \frac{T_{er} N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \frac{((I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w) a_r}{r^2} - R_x - D_A - R_{hx} - W \text{ sen}(\Theta) \quad (4.1)$$

Isolando o torque requerido ao motor a combustão T_{er} obtém-se a Equação (4.2).

$$T_{er} = \frac{\left(M a_r + \frac{((I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w) a_r}{r^2} + R_x + D_A + R_{hx} + W \text{ sen}(\Theta) \right) r}{N_{tf} \eta_{tf}} \quad (4.2)$$

Nas Equações (4.1) e (4.2) a aceleração a_r representa a aceleração requerida para o veículo atingir a velocidade imposta pelo ciclo padrão seguido. Com isso é possível estimar o torque requerido do motor para esta condição, sendo este torque enviado para a curva de torque do motor, juntamente com a rotação do motor obtida através da velocidade do veículo e a relação de transmissão, obtendo, desta maneira, o torque disponível no motor a combustão em função da sua rotação e porcentagem de aceleração.

O torque aplicado a roda do veículo é dado pela Equação (4.3) sendo T_{ed} o torque disponível no motor a combustão.

$$T_r = T_{ed} N_{tf} \eta_{tf} \quad (4.3)$$

A aceleração do veículo é dada isolando o termo a_x da Equação (4.1) como mostra a Equação (4.4).

$$a_x = \frac{\frac{T_{ed} N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_x - W \text{ sen}(\Theta)}{M + \frac{(I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w}{r^2}} \quad (4.4)$$

A aceleração calculada pela Equação (4.4) aplicada na Equação (2.18), para determinar a força de tração disponível na roda do veículo.

O torque referente às perdas no sistema é dado pela soma do arrasto aerodinâmico calculado pela Equação (2.10) e o atrito de rolamento entre o pneu e a pista [Equação (2.11)] (ambas multiplicadas pelo raio do pneu do veículo), juntamente com o efeito das inércias referentes ao motor e a transmissão, sendo as rodas desconsideradas neste caso devido a estas estarem presentes no modelo Adams®. O torque de resistência proveniente da transmissão é dado retirando-se o torque do motor da Equação (2.15).

$$T_{cp} = -I_e \alpha_e \quad (4.5)$$

O torque referente aos efeitos de inércia na saída da transmissão é dado pela Equação (4.6).

$$T_{dp} = (T_{cp} - I_t \alpha_e) N_t \quad (4.6)$$

O efeito referente a resistência inercial da transmissão nas rodas do veículo é dado pela Equação (4.7), lembrando que às inércias referente as rodas do veículo não são contabilizadas por já estarem presentes no modelo Adams®.

$$T_{ap} = (T_{dp} - I_d \alpha_d) N_f \quad (4.7)$$

Onde:

- T_{cp} = Torque inercial na saída da embreagem [Nm];
- T_{dp} = Torque inercial na saída da caixa redutora [Nm];
- T_{ap} = Torque inercial na roda [Nm].

Sendo o torque de resistência dado pela Equação (4.8).

$$T_{res} = T_{ap} - (D_A + R_x) r \quad (4.8)$$

4.1.2 Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Massa equivalente

Em caso do desconhecimento dos valores de inércia dos componentes do veículo, é possível utilizar uma aproximação por meio da Equação (2.22), que representa um polinômio para o cálculo do fator de massa f_m que quando multiplicado pela massa do veículo M estima a massa equivalente do veículo pela Equação (2.23).

Partindo da Equação (2.21) é possível isolar o torque do motor T_e como mostra a Equação (4.9).

$$T_{er} = \frac{(M e q a_r + R_x + D_A + R_{hx} + W \text{ sen}(\Theta)) r}{N_{tf} \eta_{tf}} \quad (4.9)$$

De maneira análoga ao método descrito acima, com o torque requerido é possível comparar com o torque disponível no motor através da curva de torque fornecida.

Com o torque referente à curva do motor, a aceleração do veículo é dada isolando o termo a_x da Equação (2.21).

$$a_x = \frac{\frac{T_{ed}N_{tf}\eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} + W \operatorname{sen}(\Theta)}{M_{eq}} \quad (4.10)$$

Já no caso da força de resistência, esta continua sendo dada pela soma das forças de arrasto aerodinâmico e atrito de rolamento, sendo neste caso somada a força referente à inércia equivalente dos componentes rotativos M_R multiplicada pela aceleração do veículo. Sendo o M_R dado pela Equação (4.11).

$$M_R = FmM - M \quad (4.11)$$

Portanto o torque de resistência é definido pela Equação (4.12).

$$T_{res} = -(D_A + R_x + M_R a_x)r \quad (4.12)$$

Em ambos os métodos de cálculo a limitação de força transmissível no contato pneu-pista é dada pela combinação das Equações (2.25) e (2.26).

4.1.3 Resultados de Simulação

Os resultados das simulações referentes ao modelo A serão mostrados a seguir. Para tanto, utilizou-se da estratégia de troca de marcha conforme especificação do fabricante do veículo, tendo como referência as normas brasileiras NBR6601 e NBR7024, que descrevem os ciclos de condução urbano e rodoviário, respectivamente.

Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Inércias

A Figura 4.1 mostra um comparativo entre o ciclo urbano NBR6601 e o comportamento simulado do veículo pelos programas Adams® e Simulink Matlab®. Percebe-se que o veículo simulado consegue cumprir o perfil de velocidades requerido em razão da correlação entre as curvas ser de aproximadamente 1.

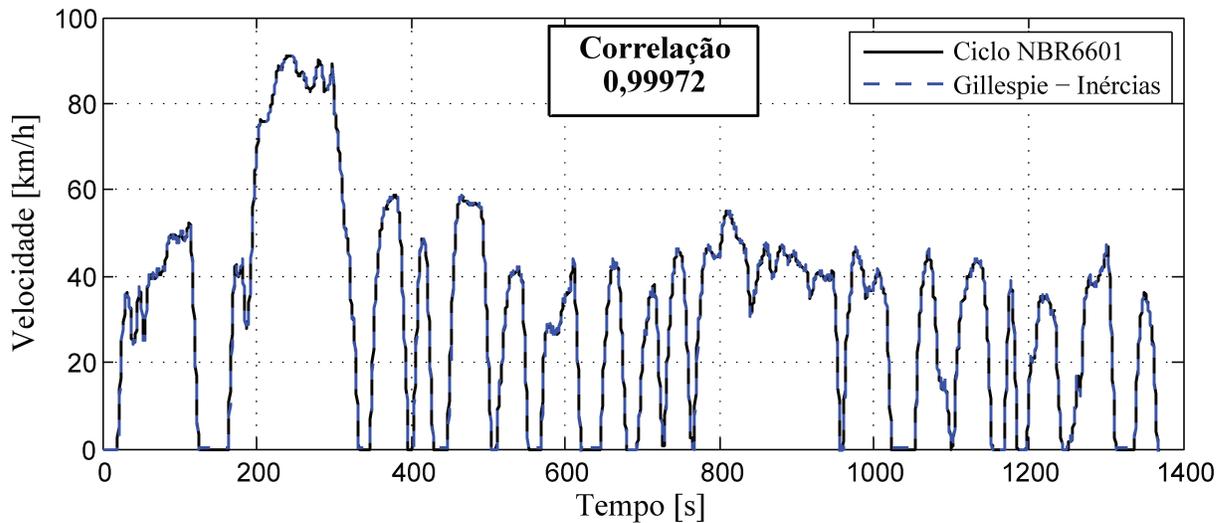


Figura 4.1: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)

Devido ao veículo simulado em grande parte dos casos cumprir o perfil de velocidades, a correlação entre a curvas simulada e do ciclo base quase sempre é próxima de 1 sendo as diferenças entre os métodos de cálculo percebidos somente na 3ª ou 4ª casa decimal. Isso se deve ao modelo ser baseado em um algoritmo que tem por base seguir o perfil de velocidades do ciclo.

Por este motivo a base para comparação entre os métodos será o torque aplicado nas rodas do veículo, um fator válido devido ao fato de todo sistema de acionamento e frenagem das rodas do veículo ser baseado em dados de uma determinada literatura, bem como os torques referentes às forças de resistência ao movimento aplicados nos rolos da bancada.

O torque aplicado nas rodas do modelo Adams® pelo método proposto por Gillespie (1992) com base nas inércias do veículo está descrito na Figura 4.2.

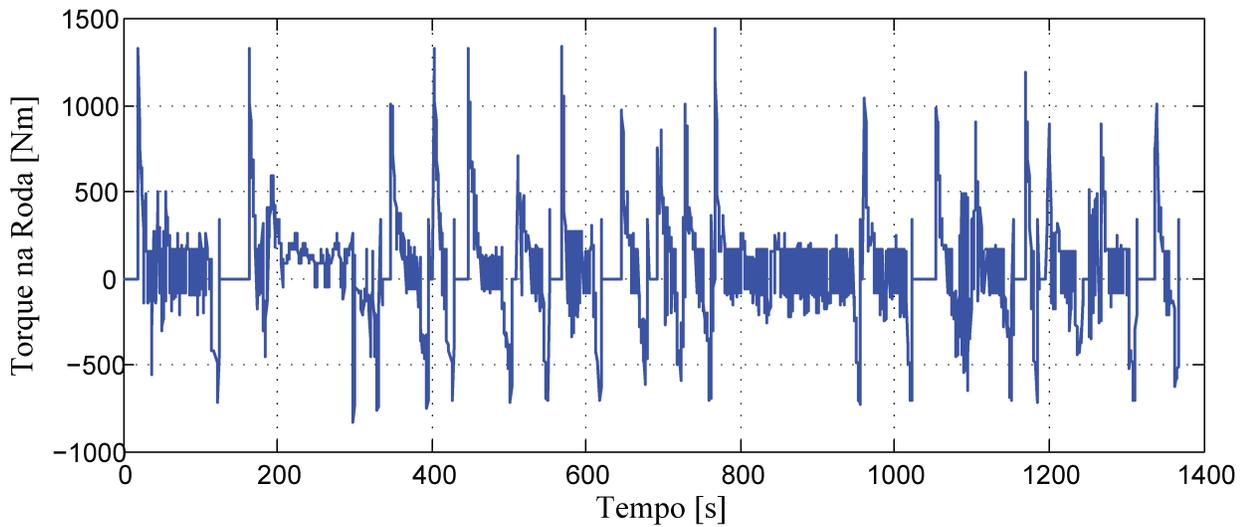


Figura 4.2: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)

Os resultados encontrados na simulação do ciclo Urbano NBR7024 estão representados nas Figuras 4.3 e 4.4.

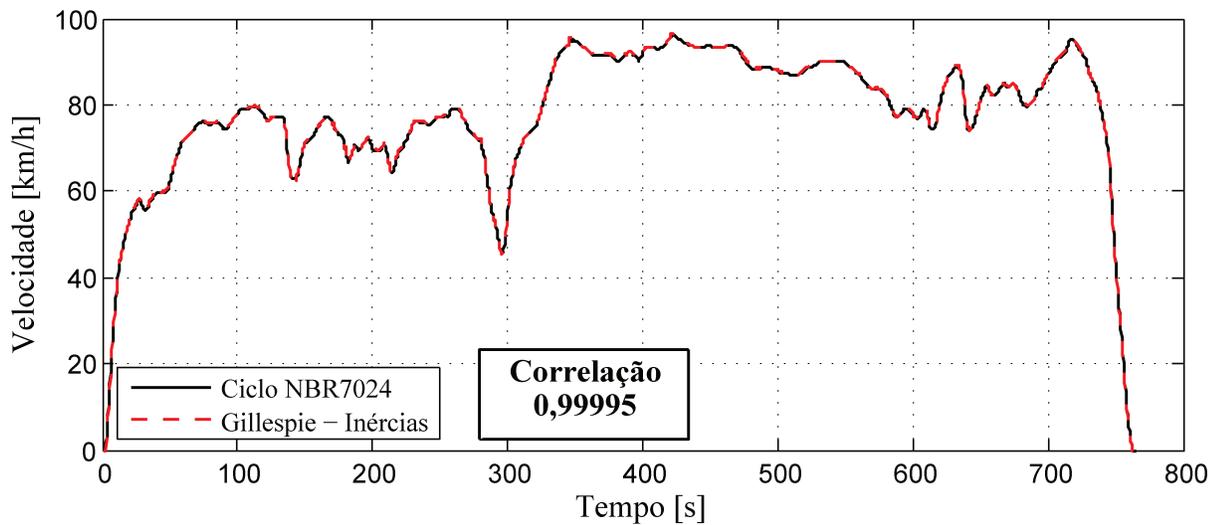


Figura 4.3: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)

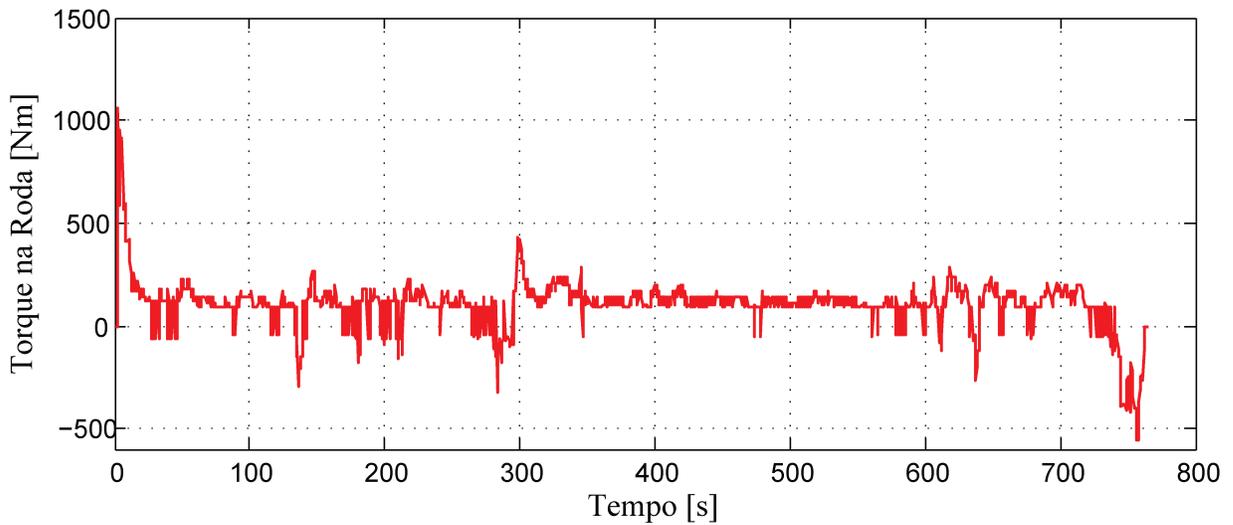


Figura 4.4: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie -Inércias)

Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie - Massa equivalente

Os resultados obtidos para o modelo conforme a metodologia de massa equivalente para o ciclo NBR6601 estão descritos nas Figuras 4.5 e 4.6.

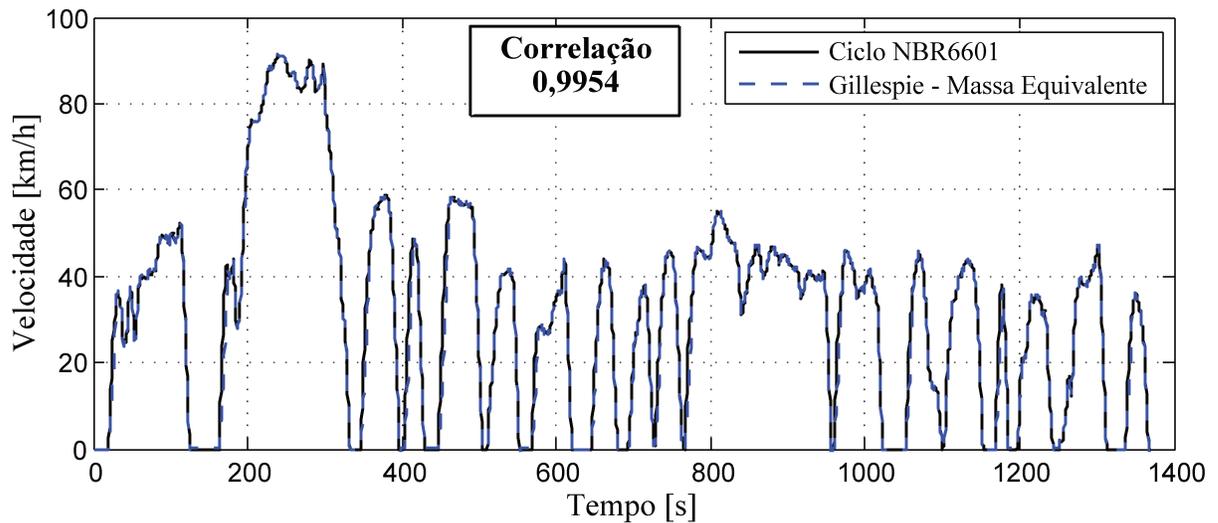


Figura 4.5: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)

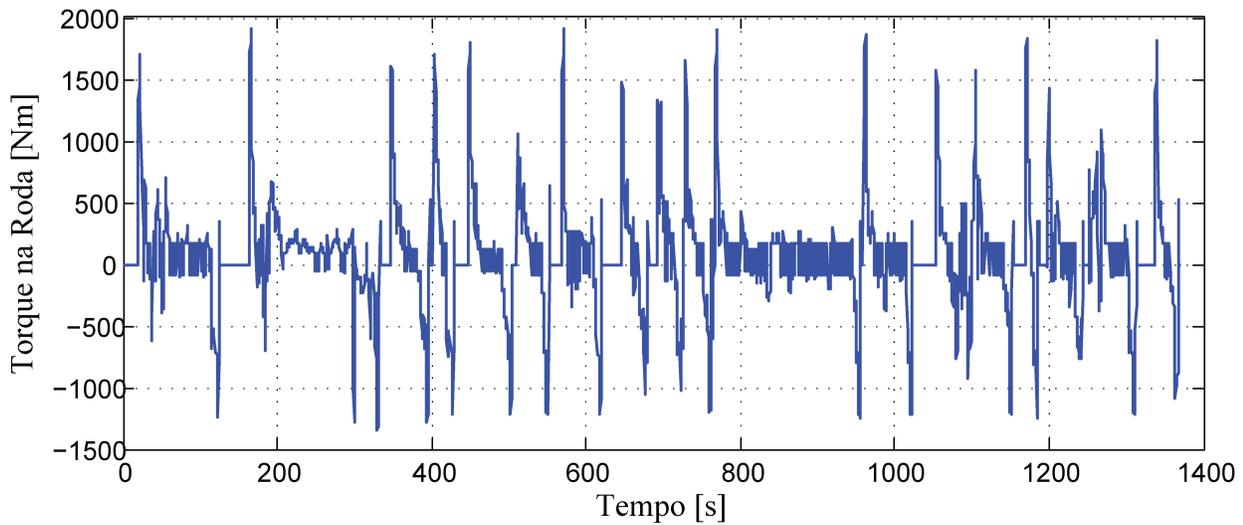


Figura 4.6: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)

Os resultados encontrados na simulação do ciclo rodoviário brasileiro NBR7024 estão nas Figuras 4.7 e 4.8.

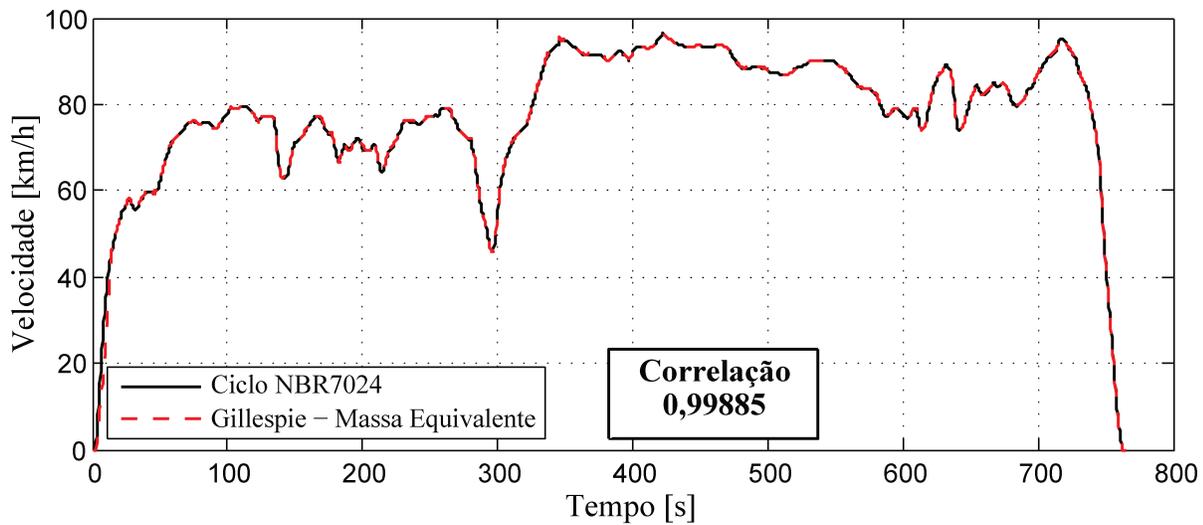


Figura 4.7: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)

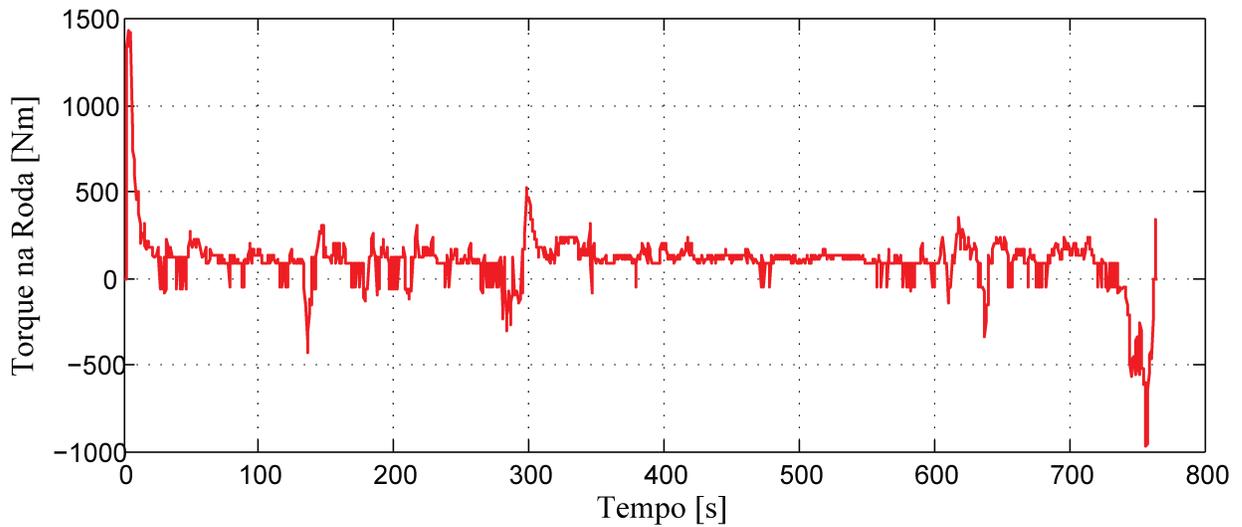


Figura 4.8: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Gillespie - Massa Equivalente)

A Tabela 4.1 mostra um comparativo entre os modelos simulados, com base no torque aplicado na roda.

Tabela 4.1: Correlações entre torques conforme os métodos simulados

Correlação entre Torques Aplicados na Roda		
Métodos	Gillespie Inércias	
	NBR6601	NBR7024
Gillespie Meq	0,8765	0,9154

4.2 Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation - Giancarlo Genta

A potência necessária para manutenção da velocidade do veículo é dada pela Equação (2.34), na qual estão englobados as resistências aerodinâmica e ao rolamento dos pneus.

Os efeitos das inércias dos componentes rotativos são incorporados pela equação de massa equivalente [Equação (2.39)] e a eficiência é dada pela Equação (2.36).

Baseado na Equação (2.40) a potência necessária para acelerar o veículo P_a é dada conforme a Equação (4.13).

$$P_a = m_e V a_r \quad (4.13)$$

Portanto a potência total requerida P_{er} dada pela Equação (4.14).

$$P_{er} = \frac{P_r + P_a}{\eta_t} \quad (4.14)$$

Com base na Equação (2.41) é possível estimar o torque requerido ao motor ao combustão T_{er} , conforme a Equação (4.15).

$$T_{er} = \frac{P_{er} r \tau_g \tau_f}{V} \quad (4.15)$$

Com o torque requerido ao motor a combustão é possível compará-lo com o torque disponível por meio da curva de torque referente ao veículo simulado. Sendo o torque disponível T_{ed} utilizado nas equações subsequentes.

Portanto o torque nas rodas do veículo é dado pela Equação (4.16).

$$T_r = T_{ed} \tau_g \tau_f \eta_t \quad (4.16)$$

A potência disponível nas rodas do veículo P_{ed} é dada pela Equação (4.17).

$$P_{ed} = \frac{T_r V}{r} \quad (4.17)$$

A aceleração é calculada pela Equação (4.18).

$$a_x = \frac{P_{ed} - P_r}{m_e V} \quad (4.18)$$

A potência referente ao efeito da inércia dos componentes rotativos é dada removendo-se o termo referente a massa do veículo m da Equação (2.39), devido a inércia de deslocamento longitudinal da massa veículo ser simulada pelas massas rotativas do modelo Adams®. A massa equivalente dos componentes rotativos m_r é calculada pela Equação (4.19).

$$m_r = \frac{J_w}{R_e^2} + \frac{J_t}{R_e^2 \tau_f^2} + \frac{J_e}{R_e^2 \tau_f^2 \tau_g^2} \quad (4.19)$$

A potência de resistência devido a aceleração do veículo em função da massa equivalente dos componentes rotativos P_{ar} é dada pela Equação (4.20).

$$P_{ar} = m_r a_x V \quad (4.20)$$

E o torque de resistência total T_{res} é fornecido pela Equação (4.21), sendo este aplicado às massas rotativas do modelo Adams®.

$$T_{res} = \frac{P_{ar} + P_r}{\omega_r} \quad (4.21)$$

Onde ω_r representa a velocidade angular da roda do veículo em rad/s . A máxima potência transferida no contato pneu-pista P_{max} é dada pela Equação (2.42), sendo esta dependente da Equação (2.43).

Entretanto segundo Genta (2008) os valores de Δ_{xi} usualmente são muito pequenos podendo ser negligenciados, simplificando a Equação (2.43) conforme mostra a Equação (4.22)

$$F_{z1} = mg \frac{bcos(\alpha) - h_G sen(\alpha) - k_1 V^2 - \frac{h_G}{g} a_x}{l} \quad (4.22)$$

O torque máximo transmissível sem que haja escorregamento entre o pneu e a pista T_{max} é dado pela Equação (4.23).

$$T_{max} = \frac{P_{max}}{\omega_r} \quad (4.23)$$

4.2.1 Resultados de Simulação

Os resultados encontrados para o ciclo NBR6601 estão nas Figuras 4.9 e 4.10.

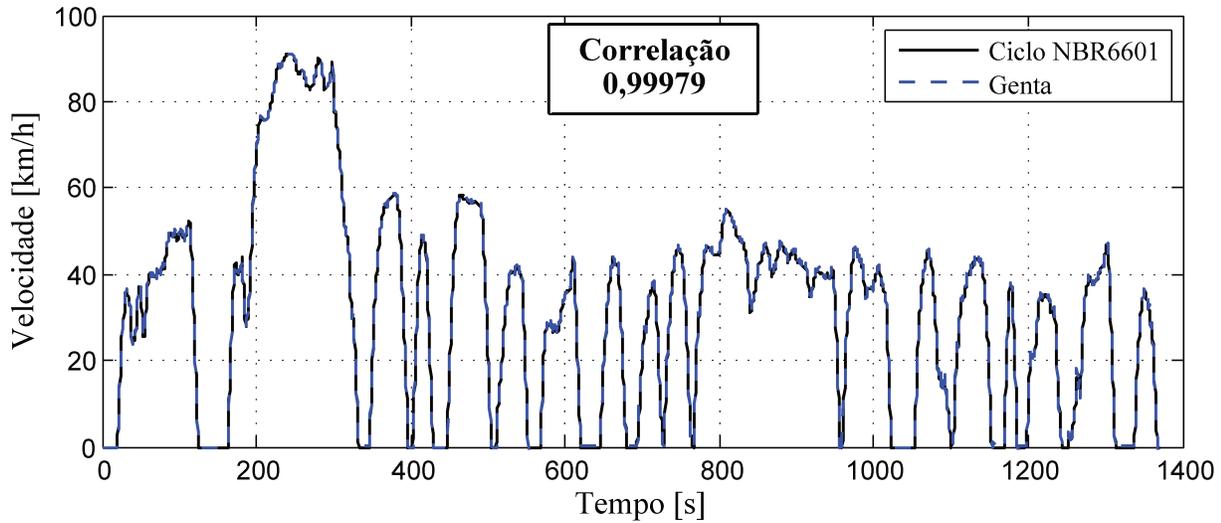


Figura 4.9: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Genta)

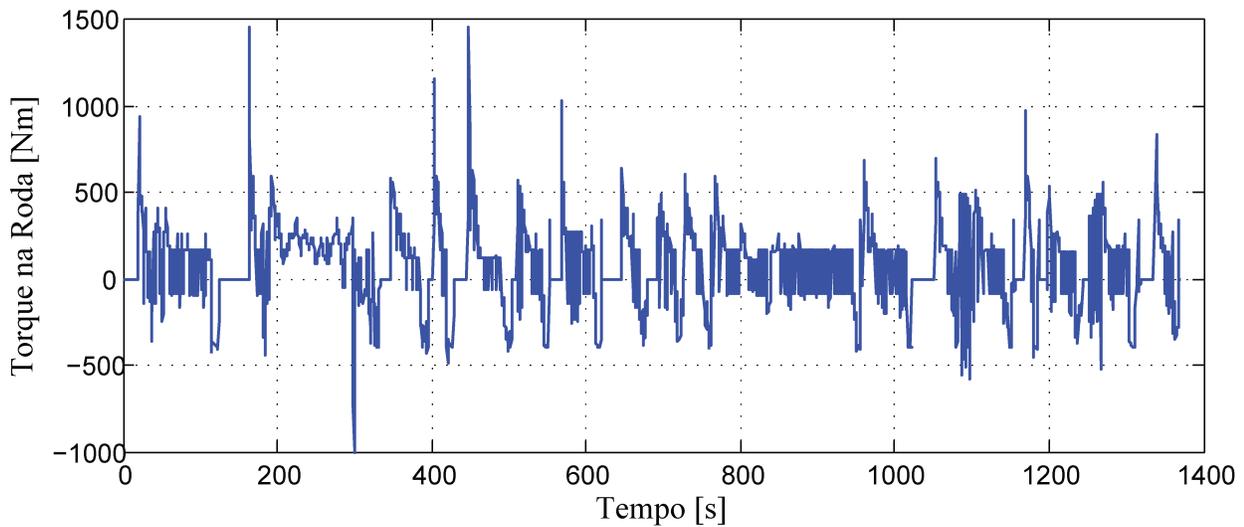


Figura 4.10: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Genta)

As Figuras 4.11 e 4.12 apresentam os resultados simulados para o ciclo NBR 7024.

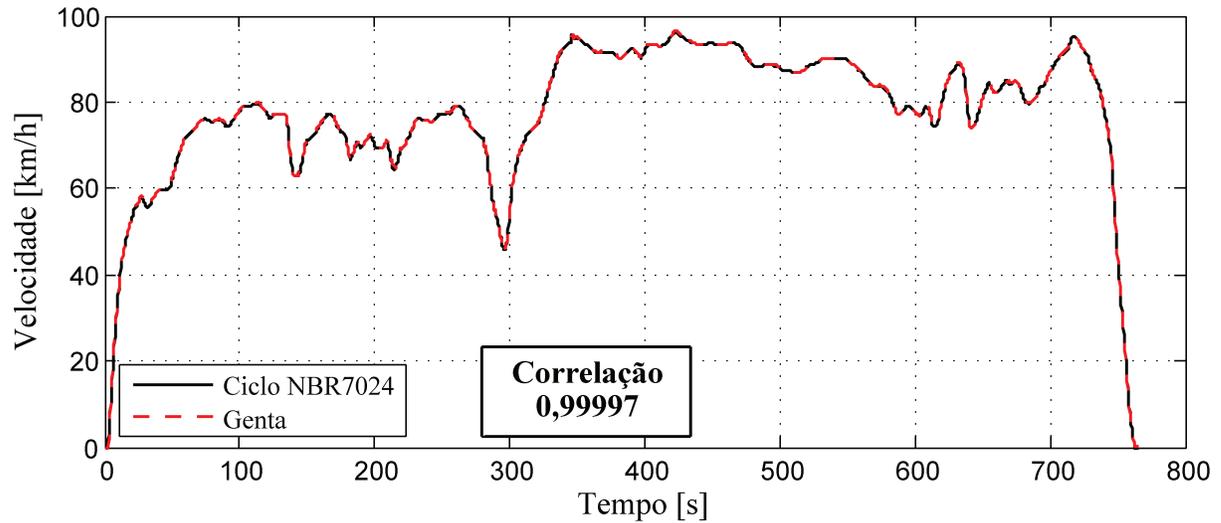


Figura 4.11: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Genta)

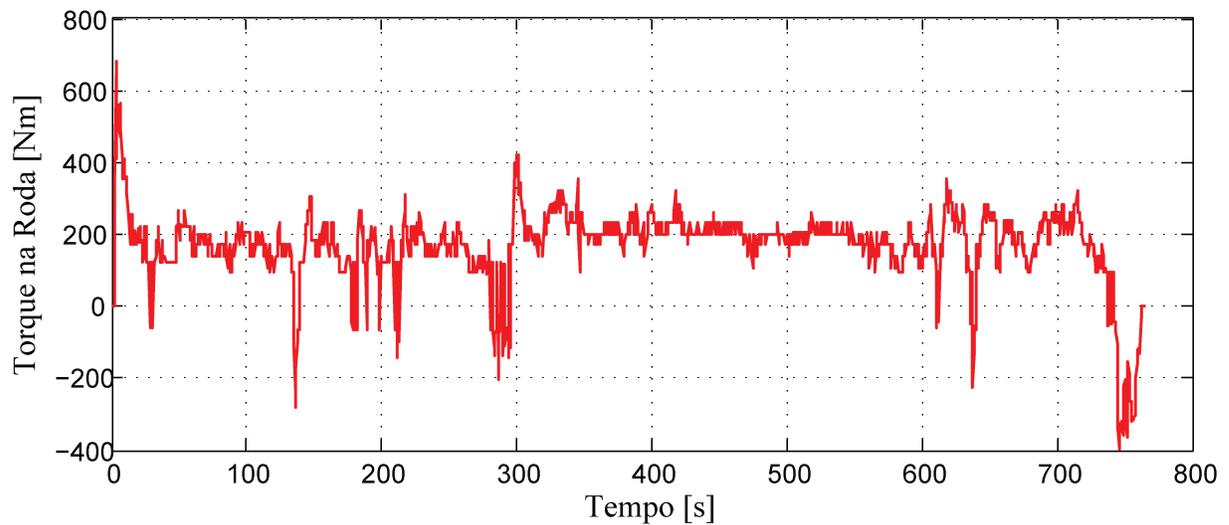


Figura 4.12: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Genta)

A Tabela 4.2 mostra a correlação entre os torques calculados pelos métodos utilizados até o momento para os ciclos NBR6601 e NBR7024.

Tabela 4.2: Correlações entre o torque calculado pelo método Genta, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024

Correlação entre Torques Aplicados na Roda				
Métodos	Gillespie Inércias		Gillespie Meq	
	NBR6601	NBR7024	NBR6601	NBR7024
Genta	0,8367	0,8819	0,8079	0,8732

4.3 Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani

Com base na Equação (2.54) é possível isolar o torque requerido do motor a combustão conforme mostra a Equação (4.24)

$$T_{er} = \frac{F_{tr}r}{i_g i_o \eta_t} \quad (4.24)$$

A força de tração requerida na roda do veículo F_{tr} é calculada com base na Equação (2.53), como demonstrado na Equação (4.25)

$$F_{tr} = M\delta a_r + F_f + F_w \quad (4.25)$$

As forças de resistência ao rolamento F_f e arrasto aerodinâmico F_w são calculadas pelas Equações (2.46) e (2.49) respectivamente.

O termo a_r corresponde a aceleração requerida, fornecida pelo ciclo padrão de velocidades adotado, o fator de massa δ pode ser calculado por duas maneiras distintas, gerando, portanto 2 métodos propostos para o cálculo da dinâmica longitudinal.

No primeiro método o fator de massa δ é calculado pela Equação (2.55) com base nas inércias das rodas, motor e transmissão do veículo. Já no segundo método o δ é calculado por um polinômio empírico proposto pela Equação (2.56), em função da relação de transmissão.

Após determinado o torque requerido ao motor a combustão T_{er} este é comparado com o

torque das curvas dinâmometricas do veículo simulado, sendo assim avaliado o torque disponível T_{ed} .

A força de tração disponível é dada pela Equação (4.26), e o torque disponível nas rodas T_r é obtido multiplicando-se a força de tração pelo raio do pneu.

$$F_{td} = \frac{T_{ed} i_g i_o \eta_t}{r} \quad (4.26)$$

$$T_r = F_{td} r \quad (4.27)$$

E a aceleração real do veículo a_d é dada pela Equação (2.53), sendo esta adaptada como mostra a Equação (4.28).

$$a_d = \frac{F_{td} - F_f - F_w}{M\delta} \quad (4.28)$$

O torque de resistência aplicado às massas rotativas T_{res} é dado pela soma das forças de resistência ao rolamento e arrasto aerodinâmico bem como a parcela da massa equivalente referente aos componentes rotativos, como mostra a Equação (4.29).

$$T_{res} = ((M\delta - M)a_d + F_f + F_w)r \quad (4.29)$$

A força máxima de tração é limitada conforme as Equações (2.57) e (2.58).

4.3.1 Resultados de Simulação

Neste tópico serão abordados os resultados encontrados pelos 2 métodos propostos na literatura analisada no Item 4.3.

Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani - Massa equivalente (polinômio)

As Figuras 4.13 e 4.14 representam os resultados encontrados para o ciclo NBR6601.

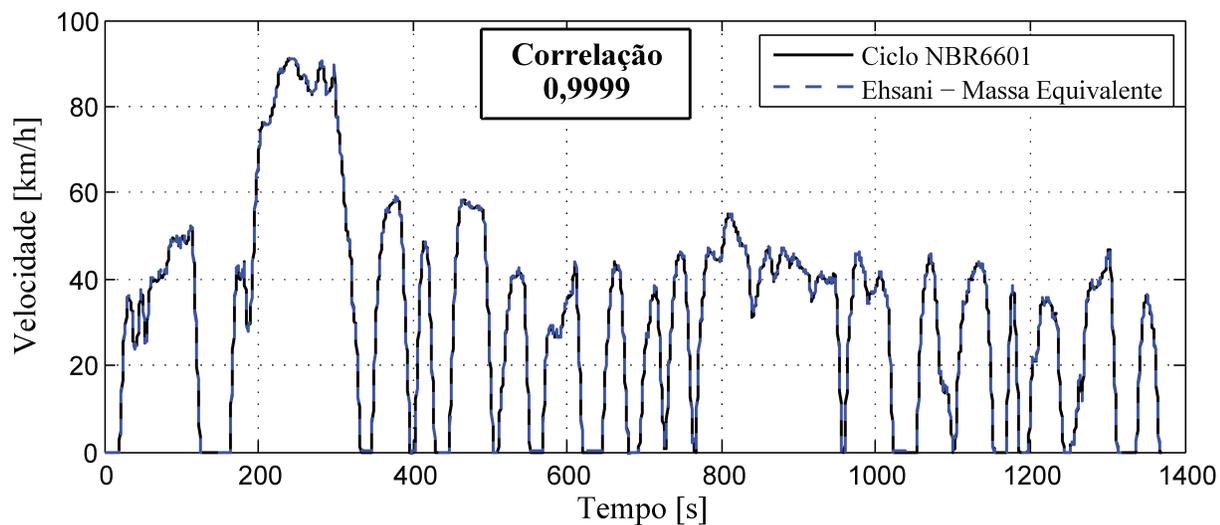


Figura 4.13: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)

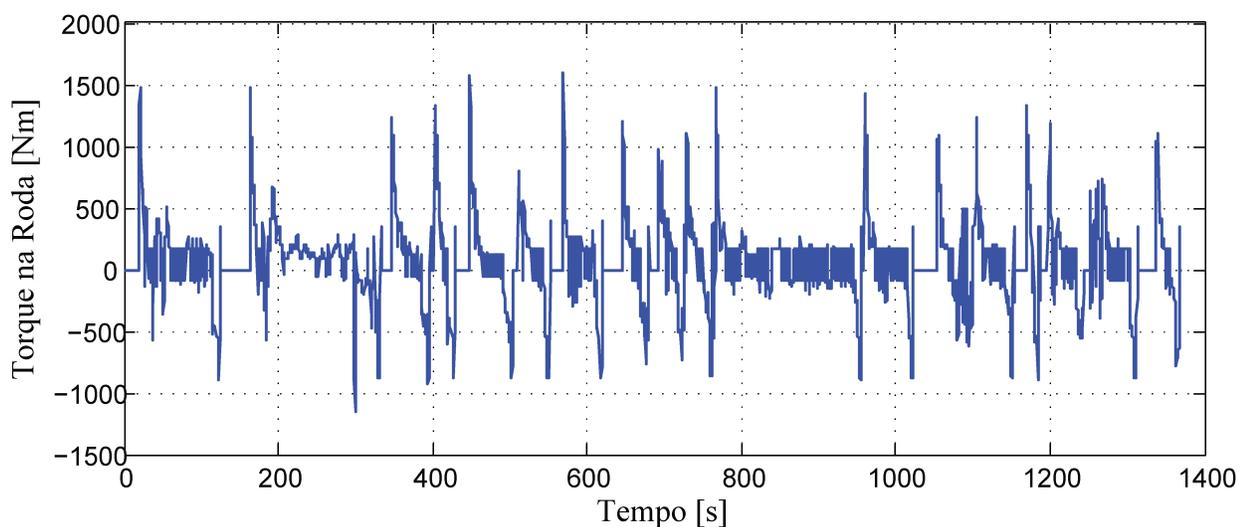


Figura 4.14: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)

Os resultados encontrados para o Ciclo de condução NBR 7024 estão representados nas Figuras 4.15 e 4.16.

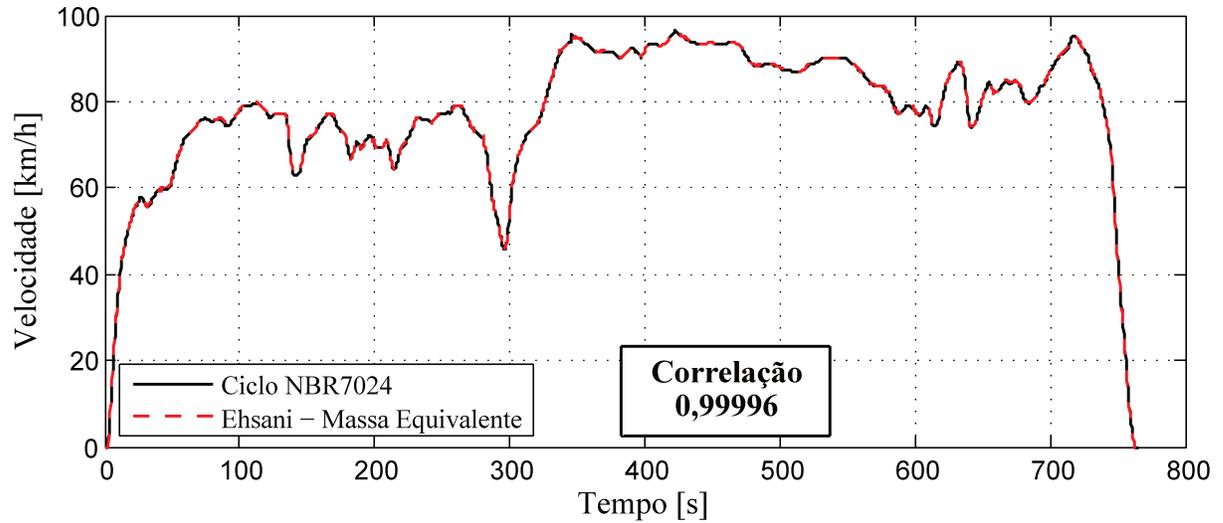


Figura 4.15: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)

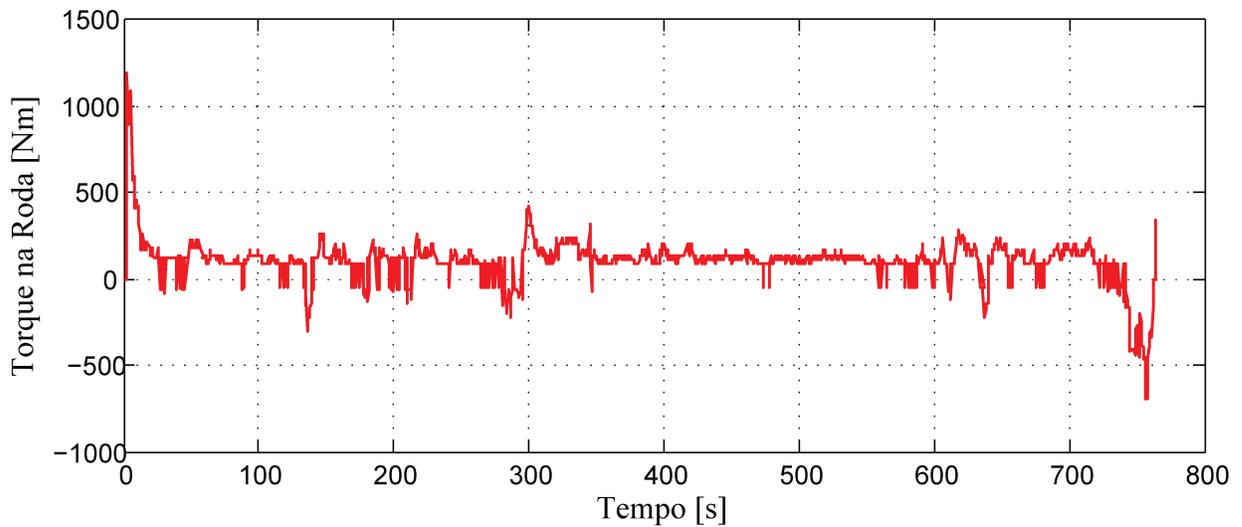


Figura 4.16: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)

A Tabela 4.3 apresenta as correlações deste método com os demais já calculados.

Tabela 4.3: Correlações entre o torque calculado pelo método Ehsani - Massa equivalente, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024

Correlação entre Torques Aplicados na Roda						
Métodos	Gillespie Inércias		Gillespie Meq		Genta	
	NBR6601	NBR7024	NBR6601	NBR7024	NBR6601	NBR7024
Ehsani Meq	0,9069	0,9289	0,8913	0,9161	0,8181	0,8656

Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani - Massa equivalente (Inércias)

As Figuras 4.17 e 4.18 representam os resultados encontrados para o ciclo NBR6601.

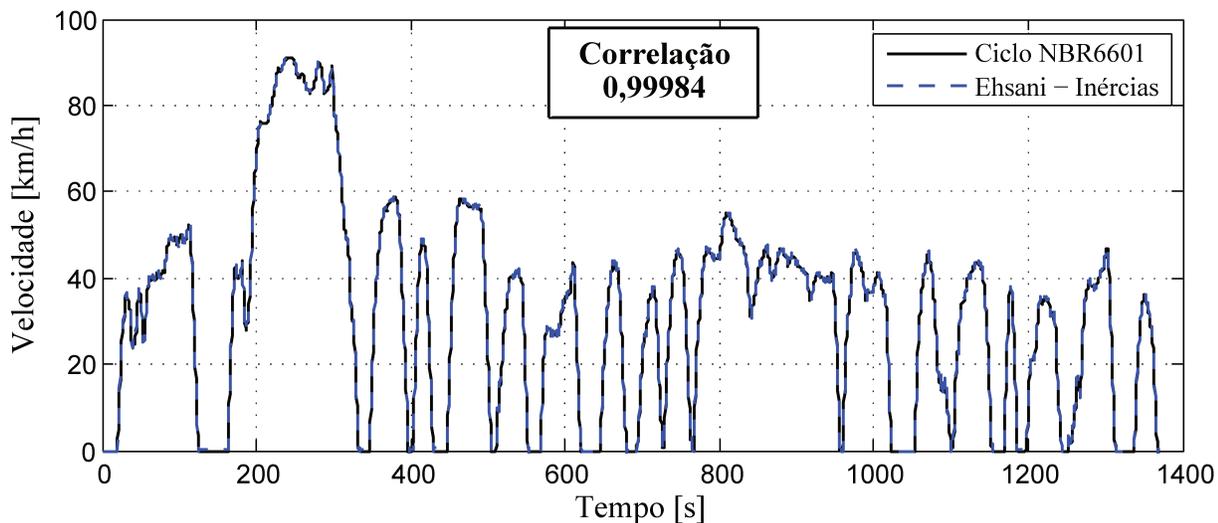


Figura 4.17: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Fator de massa por inércias)

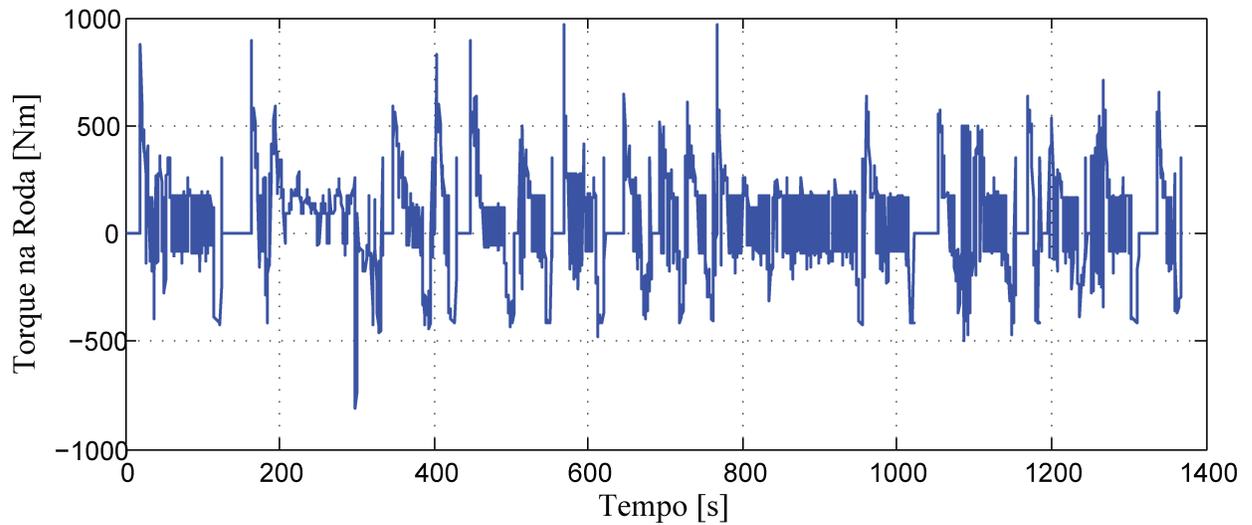


Figura 4.18: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Ehsani - Polinômio fator de massa)

Os resultados encontrados para o Ciclo de condução NBR 7024 estão representados nas Figuras 4.19 e 4.20.

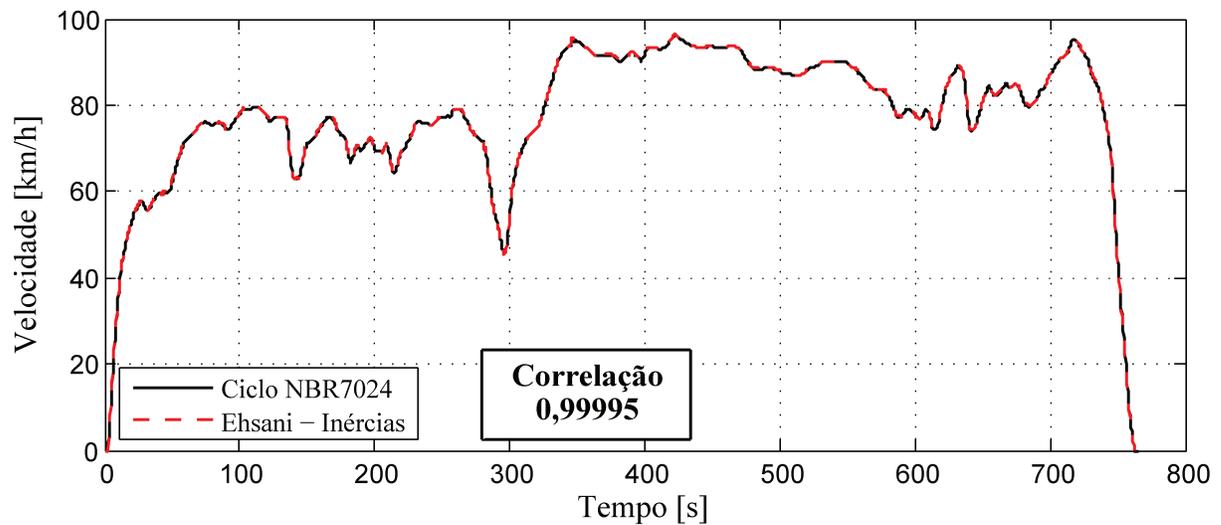


Figura 4.19: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Fator de massa por inércias)

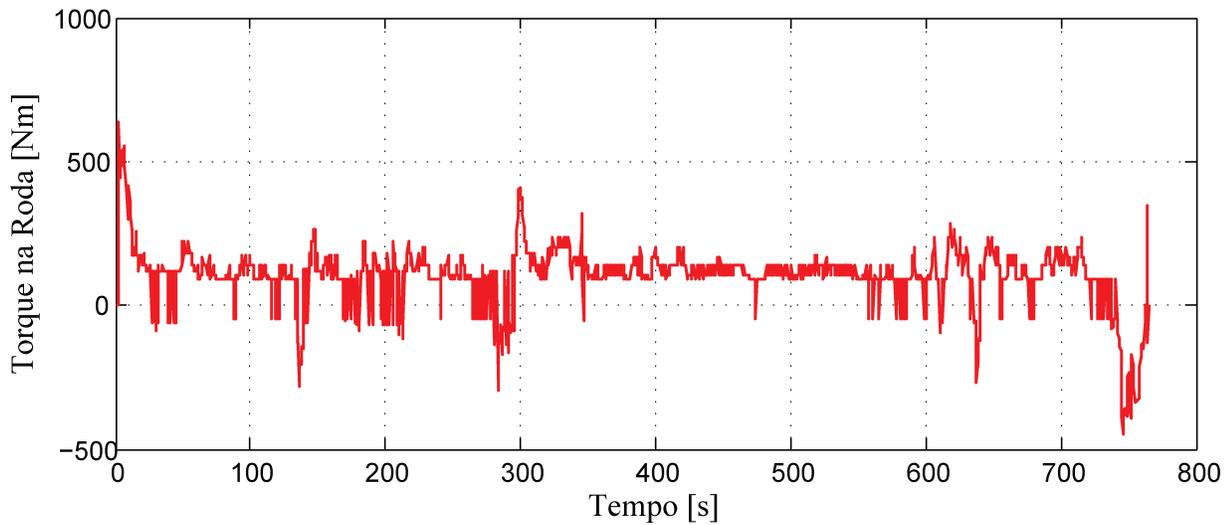


Figura 4.20: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Ehsani - Fator de massa por inércias)

A Tabela 4.4 apresenta as correlações deste método com os demais já calculados.

Tabela 4.4: Correlações entre o torque calculado pelo método Ehsani - Inércias, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024

Correlação entre Torques Aplicados na Roda				
Ciclo NBR6601				
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq
Ehsani Inércias	0,8700	0,8270	0,8220	0,8465
Ciclo NBR7024				
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq
Ehsani Inércias	0,8952	0,8788	0,8849	0,8897

4.4 Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application - Harald Naunheimer Bernd Bertsche Joachim Ryborz Wolfgang Novak

Partindo da Equação (2.66), é estimada a força de tração requerida para o veículo cumprir o padrão de velocidades imposto pelo ciclo utilizado.

Adaptando a Equação (2.67) é possível estimar o torque requerido ao motor a combustão pela Equação (4.30).

$$T_r = \frac{F_{Z,B} r_{dyn}}{i_A \eta_{tot}} \quad (4.30)$$

Com o torque requerido T_r , é possível estimar o torque disponível no motor T_d através das curvas do motor. A aceleração do veículo é dada pela Equação (4.31), sendo a força disponível na roda dada pela Equação (2.67).

$$a_d = \frac{F_{Z,A} - F_R - F_L}{m_{red}} \quad (4.31)$$

O torque de resistência aplicado as massas rotativas é dado com base na Equação (4.32).

$$T_{res} = \left(\left(\frac{\sum J_{red}}{r_{dyn}^2} \right) a_d + F_R + F_L \right) r \quad (4.32)$$

4.4.1 Resultados de Simulação

Os resultados encontrados pela simulação desta metodologia de cálculo para o ciclo NBR6601 estão nas Figuras 4.21 e 4.22.

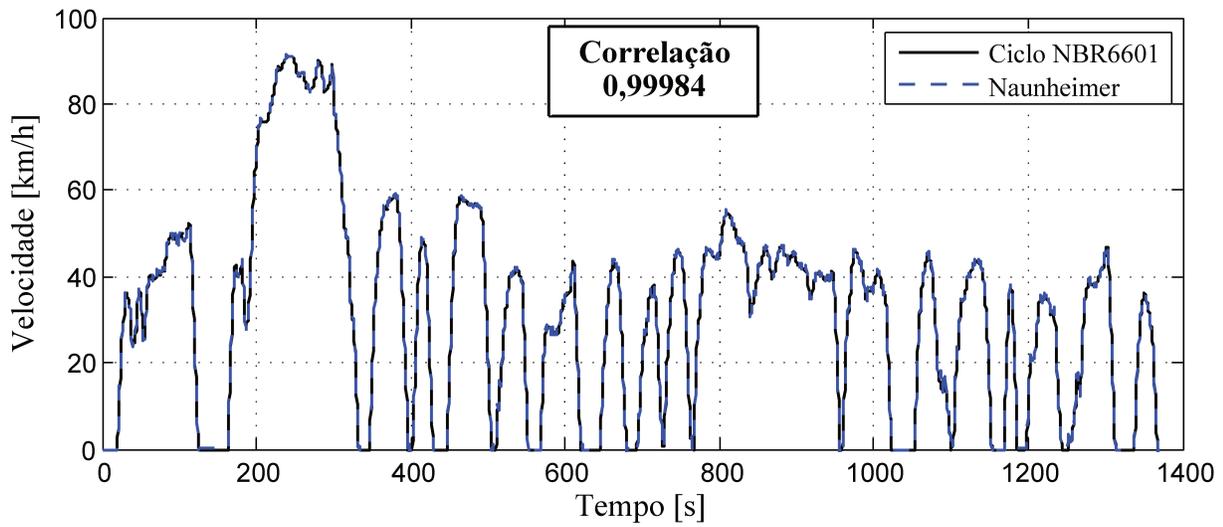


Figura 4.21: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Naunheimer)

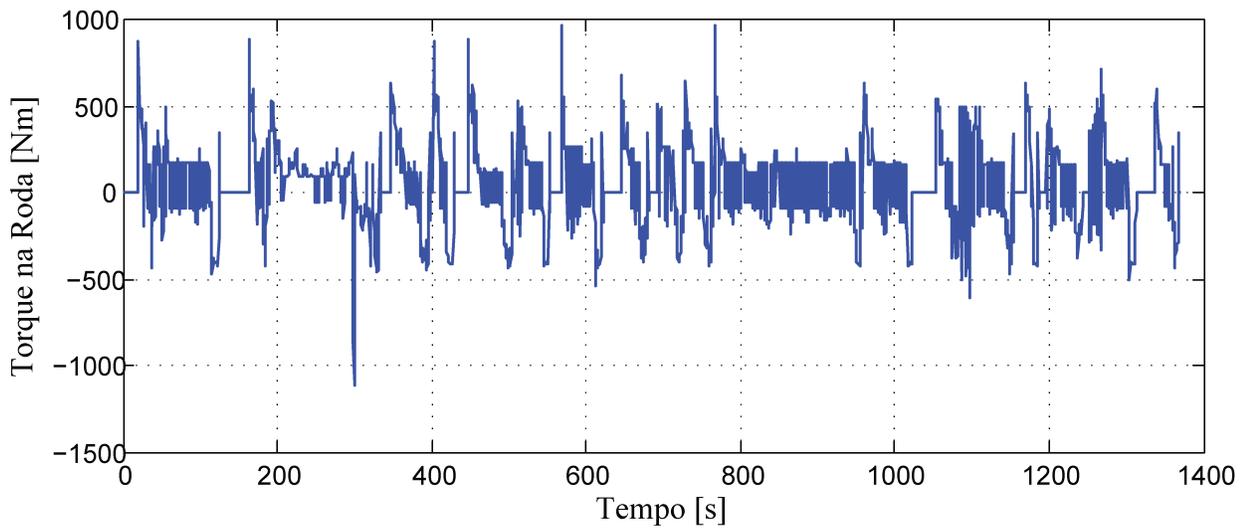


Figura 4.22: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Naunheimer)

Para o ciclo NBR7024 os resultados estão nas Figuras 4.23 e 4.24.

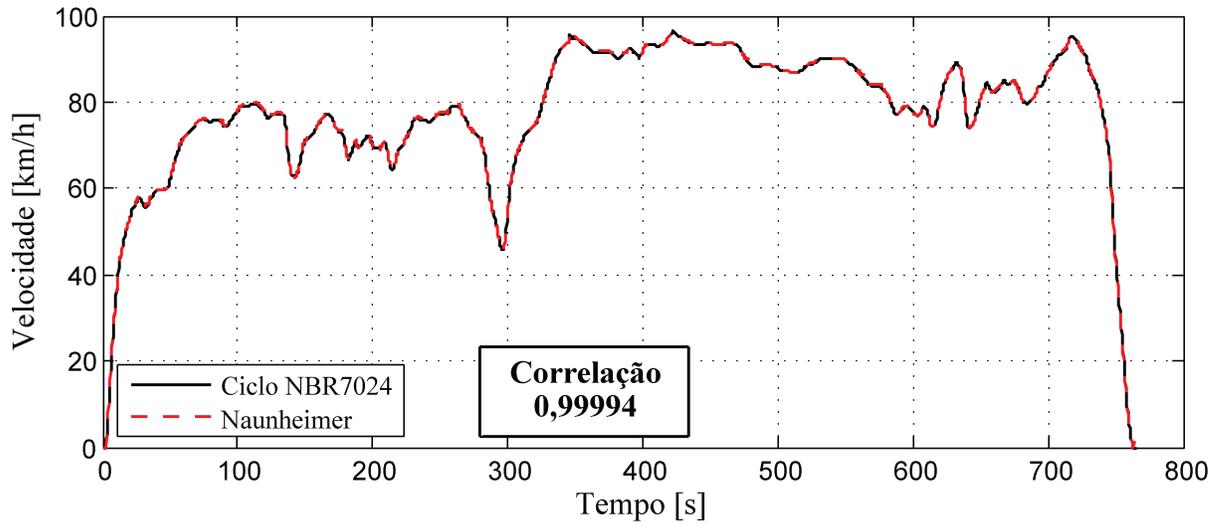


Figura 4.23: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Naunheimer)

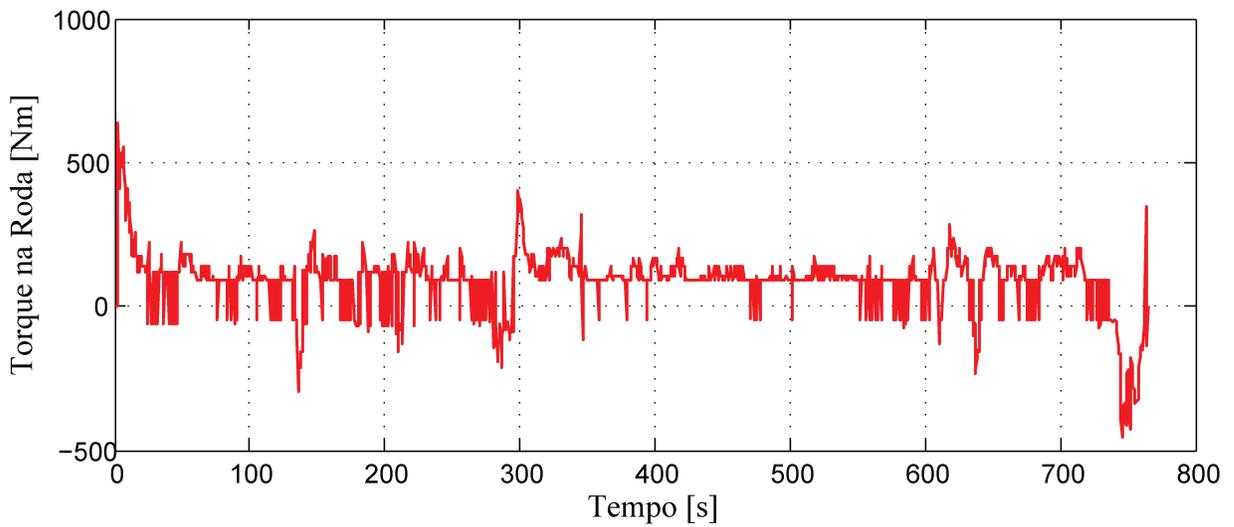


Figura 4.24: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Naunheimer)

Na Tabela 4.5 estão as correlações deste método com os demais já calculados.

Tabela 4.5: Correlações entre o torque calculado pelo método Naunheimer, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024

Correlação entre Torques Aplicados na Roda					
Ciclo NBR6601					
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq	Ehsani Inércias
Naunheimer	0,8467	0,8243	0,7873	0,8306	0,8499
Ciclo NBR7024					
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq	Ehsani Inércias
Naunheimer	0,8798	0,8659	0,8658	0,846	0,8664

4.5 Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Longuinho da Costa Machado Leal, Edison da Rosa, Lauro Cesar Nicolazzi

As forças de resistência aerodinâmica são calculadas diretamente pela Equação (2.70), e a resistência ao rolamento pela Equação (2.73).

4.5.1 Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Massa equivalente calculada por inércias

O efeito da inércia da transmissão é dada pela Equação (2.75), e o termo δ gerado pela Equação (2.76), sendo a inércia equivalente do conjunto calculada pela Equação (2.78).

A potência consumida é calculada pela Equação (2.82), portanto o torque requerido ao motor é dado conforme a Equação (4.33).

$$T_r = \frac{P_i}{\omega_m} \quad (4.33)$$

A força de resistência utilizada no cálculo do torque aplicados aos rolos do modelo é dada pela soma da resistência aerodinâmica e de rolamento, a parcela referente a inércia do sistema de

transmissão é dada pela Equação (4.34), com base na Equação (2.78), eliminando o termo referente a inércia das rodas por já constarem no modelo Adams®.

$$J_m = i_d^2 (J_t + i_{c_j}^2 J_m) \quad (4.34)$$

Devido a inércia de translação longitudinal do veículo ser simulada pelos rolos do modelo Adams® a Equação (2.75) é modificada gerando a Equação (4.35)

$$Q_{Im} = ma\delta \quad (4.35)$$

A aceleração disponível é dada pela Equação (2.83), e o limite de tração no contato pneu pista é dado pela Equação (2.84).

Os resultados encontrados para o ciclo urbano NBR6601 estão nas Figuras 4.25 e 4.26.

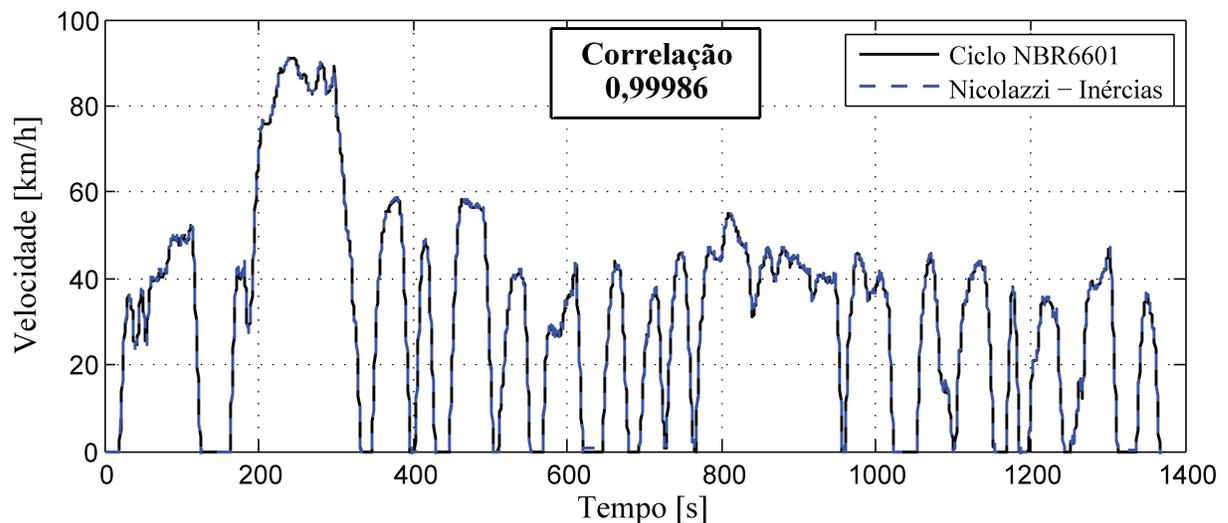


Figura 4.25: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)

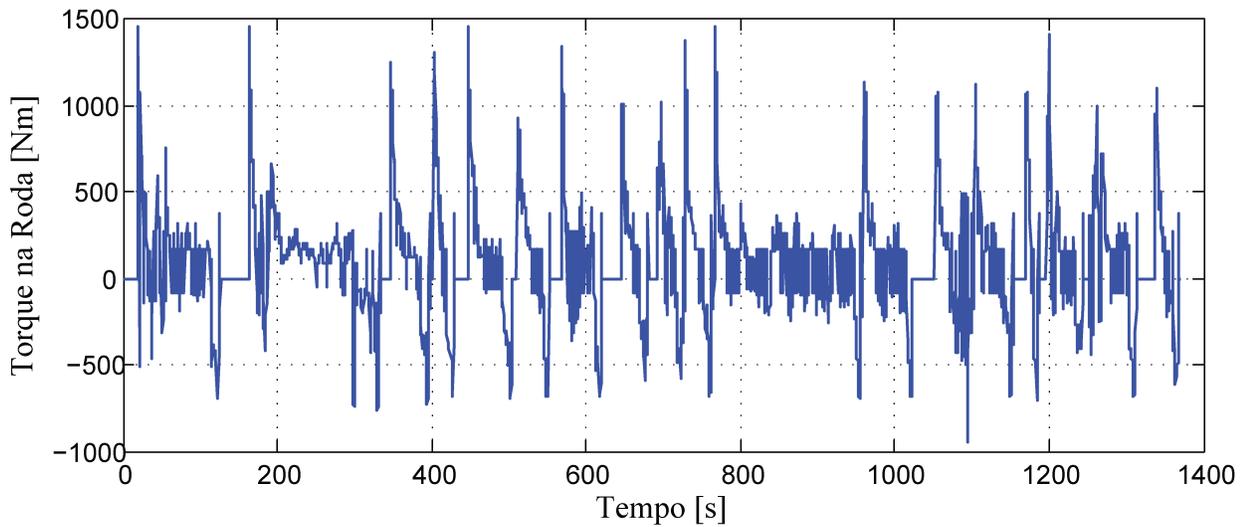


Figura 4.26: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)

Para o ciclo rodoviário NBR7024 os resultados são os encontrados nas Figuras 4.25 e 4.28.

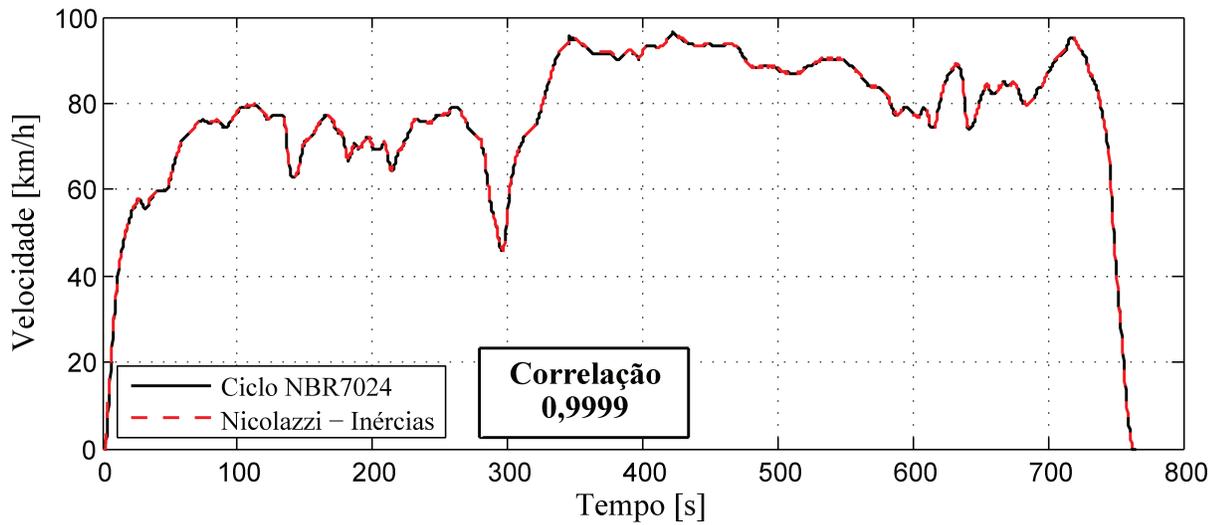


Figura 4.27: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)

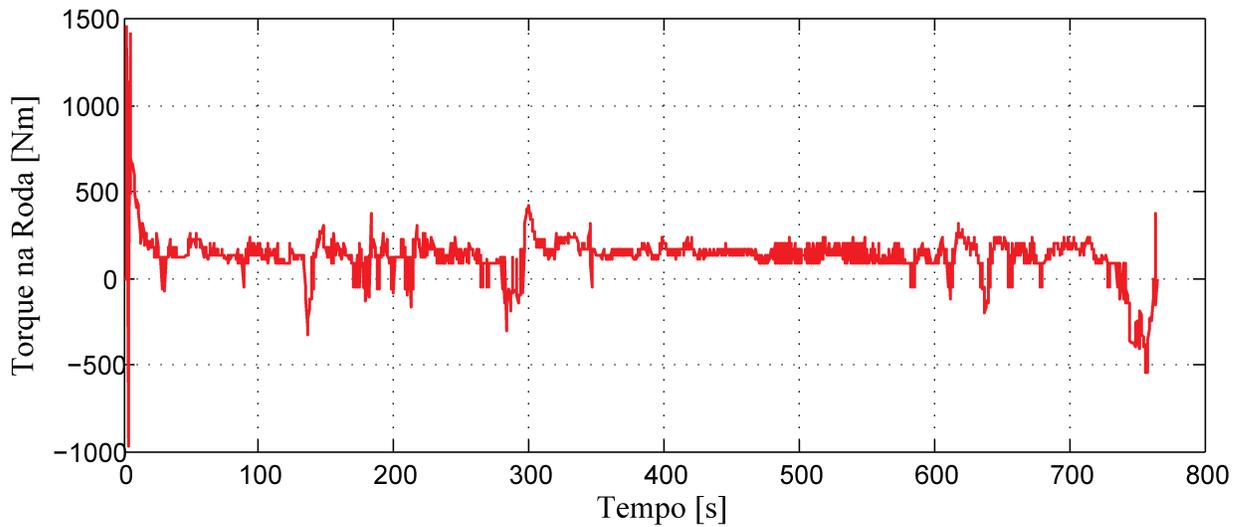


Figura 4.28: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Inércias)

As correlações de torque entre o método calculado para os ciclos urbano e rodoviário, em comparação com os demais métodos calculados estão na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Correlações entre o torque calculado pelo método Nicolazzi-Inércias, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024

Correlação entre Torques Aplicados na Roda						
Ciclo NBR6601						
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq	Ehsani Inércias	Naunheimer
Nicolazzi Inércias	0,9710	0,9069	0,7981	0,9006	0,8366	0,8417
Ciclo NBR7024						
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq	Ehsani Inércias	Naunheimer
Nicolazzi Inércias	0,7989	0,7886	0,7830	0,8092	0,8130	0,7860

4.5.2 Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Massa equivalente calculada por um polinômio

A diferença deste modelo em comparação ao anterior está no cálculo do termo δ pela Equação (2.79) ao invés da Equação (2.76), isto devido a massa equivalente ser aproximada por meio de um polinômio.

Desta forma, no cálculo do torque de resistência não é possível eliminar a parcela referente a inércia das rodas, sendo somente subtraída a massa do veículo da massa equivalente total encontrada, pois esta já está contabilizada no modelo Adams®.

Para o ciclo urbano NBR6601 os resultados encontrados estão nas Figuras 4.29 e 4.30.

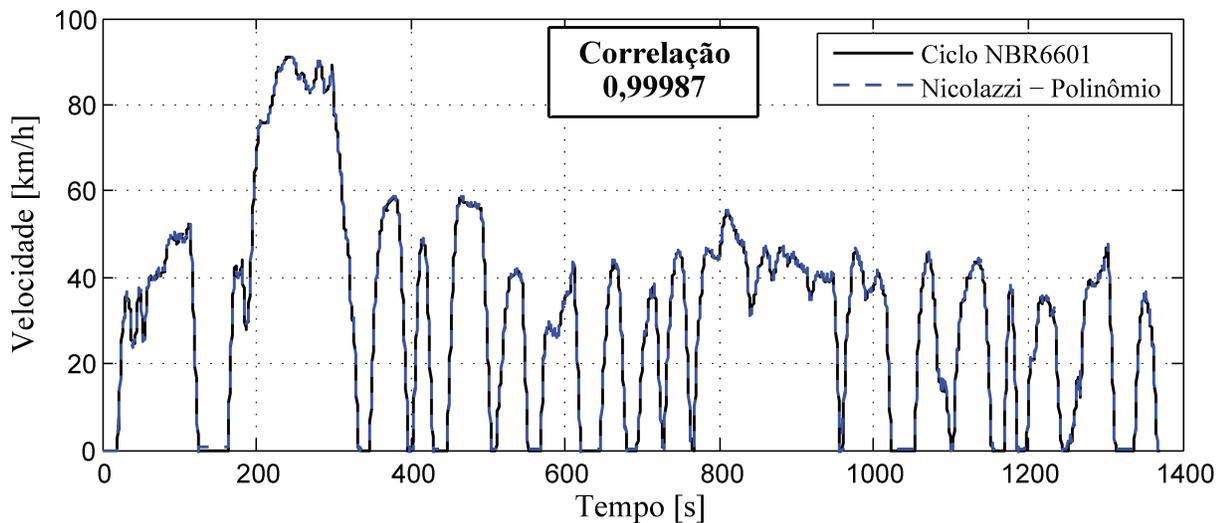


Figura 4.29: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)

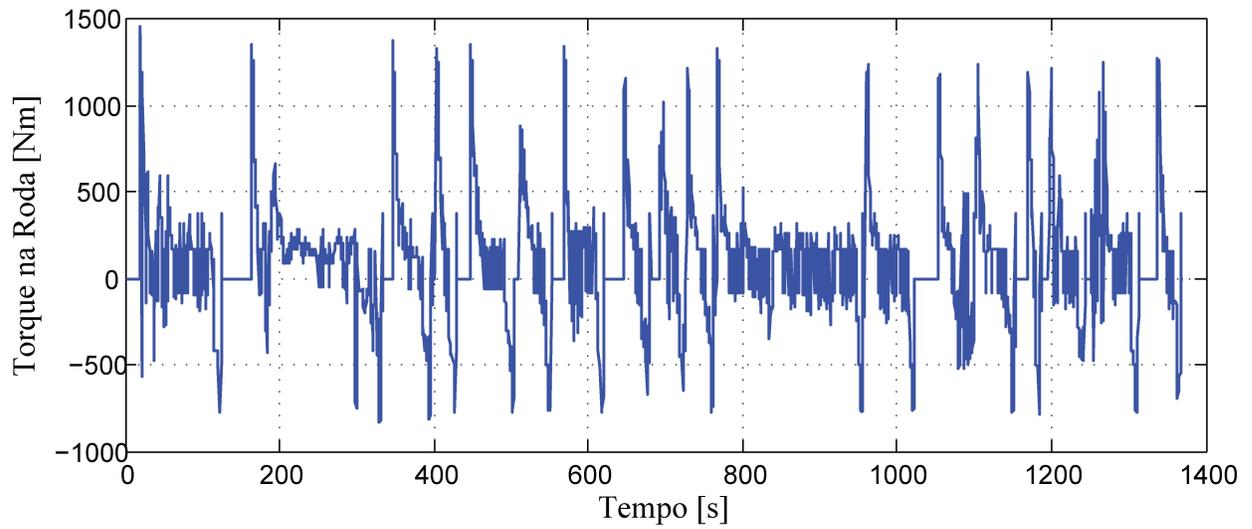


Figura 4.30: Torque nas rodas ciclo de condução NBR6601. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)

Os resultados para o ciclo rodoviário NBR7024 estão descritos nas Figuras 4.29 e 4.32.

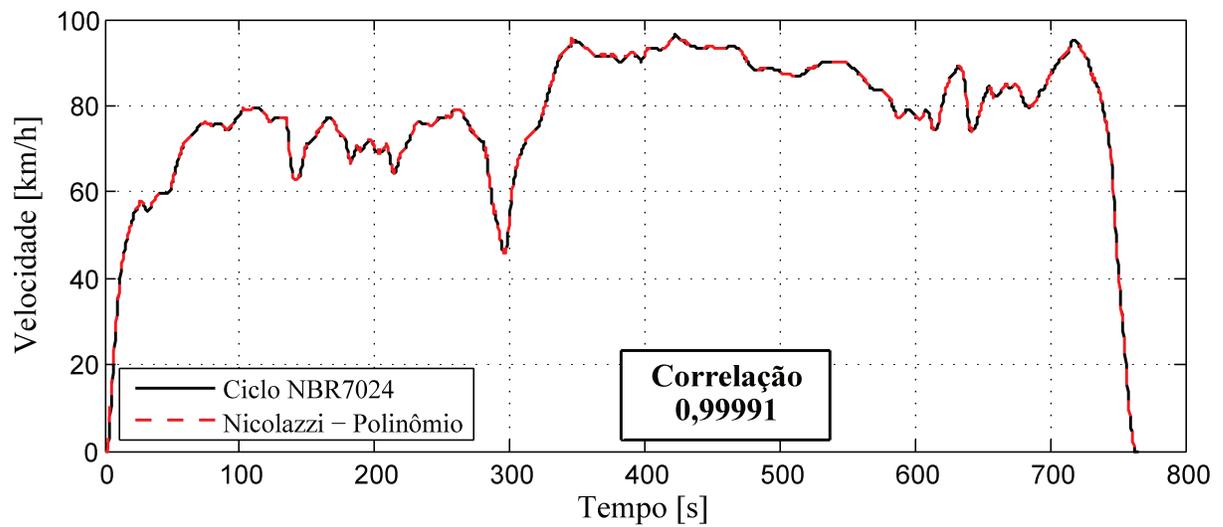


Figura 4.31: Comparativo da velocidade em função do tempo no ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)

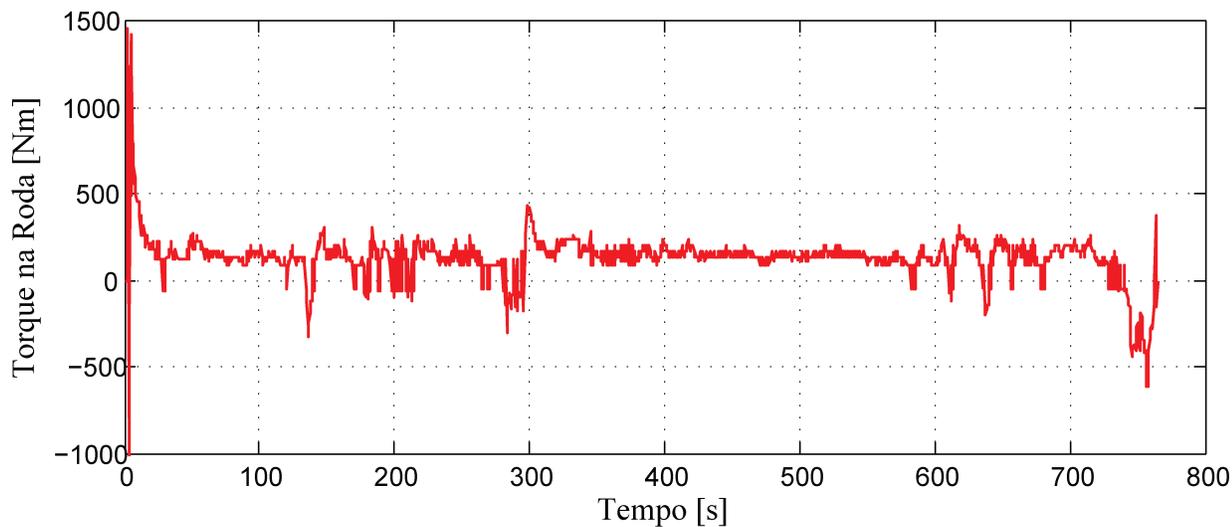


Figura 4.32: Torque nas rodas ciclo de condução NBR7024. Modelo simulado (Nicolazzi-Polinômio)

As correlações de torque entre o método calculado e os demais estão na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Correlações entre o torque calculado pelo método Nicolazzi-Polinômio, em comparação com os demais métodos calculados para os ciclos NBR6601 e NBR7024

Correlação entre Torques Aplicados na Roda							
Ciclo NBR6601							
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq	Ehsani Inércias	Naunheimer	Nicolazzi Inércias
Nicolazzi Pol	0,8897	0,9218	0,8014	0,9222	0,8392	0,8282	0,9104
Ciclo NBR7024							
Métodos	Gillespie Inércias	Gillespie Meq	Genta	Ehsani Meq	Ehsani Inércias	Naunheimer	Nicolazzi Inércias
Nicolazzi Pol	0,8121	0,7901	0,7684	0,8071	0,8117	0,7835	0,9292

5 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE À VARIAÇÃO DE PARÂMETROS

Após a análise comparativa entre os diversos métodos de cálculo da dinâmica longitudinal realizada no Capítulo 4, conclui-se que os métodos apresentaram resultados semelhantes na maioria dos casos, lembrando que, em todos os casos, utilizou-se o mesmo veículo, modelo A, com condições pré definidas.

Outra forma de avaliar as variações nos resultados apresentados pelos métodos propostos pela literatura, seria a análise da variação causada pela alteração de determinado dado referente ao veículo simulado.

A variável escolhida foi a massa do veículo, por estar presente em várias equações do cálculo da dinâmica longitudinal do veículo. A massa utilizada até o presente momento para o veículo A foi de 980 *kg* dividida em:

- Massa do veículo = 860 *kg*;
- Tanque de combustível cheio = 50 *kg*;
- Motorista = 70 *kg*.

Para avaliar o efeito da variação da massa do veículo as simulações serão refeitas conforme as condições mostradas na Tabela 5.1, com os valores referentes ao veículo obtidos de GM (2012).

Tabela 5.1: Critérios para determinação da massa total do veículo utilizado nas simulações

Condições de Massa do Veículo					
Massa [kg]	Condição inicial	Massa Mínima	Condição Intermediária	Ocupação Máxima	Massa Máxima
Veículo	860	860	860	860	860
Combustível	50	5	50	50	50
Passageiros	70	70	140	350	350
Carga extra	0	0	0	0	140
Total [kg]	980	935	1050	1260	1400

5.1 Análise da variação da massa do veículo ciclo NBR6601

As correlações entre as diversas simulações executadas no ciclo NBR6601, conforme as variações de massa propostas estão descritas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Correlações entre o ciclo NBR6601 e os modelos simulados

Correlações Ciclo NBR6601-Modelos Simulados					
Métodos	Massa do veículo [kg]				
	935	980	1050	1260	1400
Gillespie Inércias	0,9996	0,9997	0,9997	0,9999	0,9998
Gillespie Meq	0,9999	0,9999	0,9998	0,9992	0,9981
Genta	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998
Ehsani Meq	0,9998	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999
Ehsani Inércias	0,9998	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999
Naunheimer	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9998
Nicolazzi Inércias	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
Nicolazzi Meq	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999

Como pode ser observado na Tabela 5.2, mesmo com a variação de massa do veículo todos os modelos continuaram cumprindo o perfil de velocidades do ciclo analisado.

Com as massas propostas pela Tabela 5.1 foram executadas simulações com todos os métodos descritos anteriormente e os resultados são mostrados nas Tabelas 5.3, 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7.

Para facilitar a leitura das tabelas, optou-se pela utilização de abreviações dos seguintes termos:

- *GI* = Fundamentals of Vehicle Dynamics - Thomas D.Gillespie;
- *GE* = Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation - Giancarlo Genta;

- EH = Modern Electric Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles - Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Ali Emadi;
- HA = Automotive Transmissions - Fundamentals, Selection, Design and Application - Harald Naunheimer Bernd Bertsche Joachim Ryborz Wolfgang Novak;
- NI = Modelagem quase estática de veículos automotores de rodas - Longuinho da Costa Machado Leal, Edison da Rosa, Lauro Cesar Nicolazzi.

Os métodos que possuem subdivisões devido ao cálculo referente a inércia da transmissão ou o uso de polinômios para o cálculo da massa equivalente serão seguidos pelos subscritos:

- M = Calculo da massa equivalente através de um polinômio;
- I = Calculo através dos valores da inércia da transmissão.

Tabela 5.3: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 935 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR6601. [Massa = 935 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9025	0,7976	0,8900	0,8157	0,8382	0,8664	0,8809
GI_M		---	0,8097	0,9355	0,8288	0,8305	0,8969	0,9037
GE			---	0,7998	0,8173	0,7862	0,7883	0,7964
EH_M				---	0,8337	0,8324	0,8802	0,8971
EH_I					---	0,8112	0,8213	0,8083
HA						---	0,8276	0,8121
NI_I							---	0,9059
NI_M								---

Tabela 5.4: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 980 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR6601. [Massa = 980 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9141	0,8424	0,9069	0,8700	0,8467	0,971	0,8897
GI_M		---	0,8271	0,9420	0,8478	0,8242	0,9069	0,9218
GE			---	0,8236	0,8123	0,7708	0,7981	0,8014
EH_M				---	0,8465	0,8306	0,9006	0,9222
EH_I					---	0,8499	0,8366	0,8392
HA						---	0,8417	0,8282
NI_I							---	0,9104
NI_M								---

Tabela 5.5: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 1050 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR6601. [Massa = 1050 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9196	0,8183	0,9189	0,8802	0,8664	0,9093	0,9060
GI_M		---	0,8292	0,9455	0,8605	0,8544	0,9067	0,9247
GE			---	0,8344	0,8174	0,7917	0,8083	0,8102
EH_M				---	0,8724	0,8620	0,9224	0,9275
EH_I					---	0,8650	0,8421	0,8400
HA						---	0,8551	0,8445
NI_I							---	0,9326
NI_M								---

Tabela 5.6: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 1260 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR6601. [Massa = 1260 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9419	0,8773	0,9439	0,9014	0,8972	0,9282	0,9343
GI_M		---	0,8705	0,9575	0,8900	0,8883	0,8272	0,9403
GE			---	0,8774	0,9008	0,8782	0,8629	0,8643
EH_M				---	0,9062	0,9013	0,9327	0,9414
EH_I					---	0,9244	0,8897	0,8822
HA						---	0,89766	0,8764
NI_I							---	0,9305
NI_M								---

Tabela 5.7: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR6601 [Massa = 1400 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR6601. [Massa = 1400 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9421	0,8988	0,9568	0,9291	0,9223	0,9320	0,9459
GI_M		---	0,8740	0,9516	0,8929	0,8925	0,9353	0,9440
GE			---	0,8943	0,8978	0,8865	0,8899	0,8905
EH_M				---	0,9126	0,9082	0,9465	0,9610
EH_I					---	0,9504	0,9177	0,8988
HA						---	0,9125	0,8954
NI_I							---	0,9515
NI_M								---

5.1.1 Análise dos resultados para o ciclo NBR6601

Analisando os resultados encontrados pode-se ver que a correlação entre a maioria dos métodos aumentou com o aumento da massa do veículo, isto principalmente devido à maior influência da parcela de potência destinada à aceleração do veículo, resultando em mais potência destinada à carga aerodinâmica e ao atrito de rolamento.

Em condições de menor massa, como em 935 *kg* e 980 *kg* as melhores correlações foram entre os modelos que calculam a massa equivalente do veículo através de um polinômio, em razão dos polinômios partirem do mesmo princípio, estimar a massa equivalente pela relação de transmissão utilizada.

Já nas simulações com massa de 1260 *kg* e 1400 *kg* pode-se observar um aumento nas correlações, pelo fato da influência da massa no cálculo da força resultante na aceleração do veículo, sendo esta a parcela mais relevante no consumo de potência em condições de aceleração, as quais são constantemente encontradas no ciclo urbano NBR6601.

Também foi constatada uma maior correlação entre os métodos que utilizam o polinômio de fator de massa, e os demais métodos, com o aumento da massa, demonstrando assim uma maior validade destes métodos para massa mais elevadas.

Com a redução da massa do veículo esta equação passa a sair do campo de validade, gerando resultados com até aproximadamente 20% de diferença dos modelos onde a massa equivalente é calculada pelas inércias da transmissão, ou modelos que consideram a inércia dos componentes rotativos diretamente.

Em todos os casos o modelo que mais diverge nos resultados é o proposto por Genta (2008), por levar em conta uma série de fatores aerodinâmicos que não estão presentes nos demais modelos. Contudo não é possível afirmar se este modelo é mais preciso que os outros por não haver um padrão para comparação.

5.2 Análise da variação da massa do veículo ciclo NBR7024

A Tabela 5.8 demonstra os resultados das correlações encontradas entre os modelos simulados conforme a massa do veículo e modelo dinâmico utilizado.

Tabela 5.8: Correlações entre o ciclo NBR7024 e os modelos simulados

Correlações Ciclo NBR6601-Modelos Simulados					
Métodos	Massa do veículo [<i>kg</i>]				
	935	980	1050	1260	1400
Gillespie Inércias	0,9999	0,9999	1	1	1
Gillespie Meq	1	1	1	0,9999	0,9997
Genta	1	1	1	1	1
Ehsani Meq	0,9999	0,9999	1	1	1
Ehsani Inércias	0,9999	1	1	1	1
Naunheimer	1	1	1	1	1
Nicolazzi Inércias	0,9999	0,9999	0,9999	1	0,9999
Nicolazzi Meq	0,9999	0,9999	0,9999	1	0,9999

Como pode ser visto na Tabela 5.8 existe uma forte convergência entre os resultados encontrados pela simulação e o ciclo NBR7024, devido ao padrão de velocidades referente a um ciclo rodoviário em que quase todo o percurso o veículo permanece em alta velocidade sem taxas de acelerações, gerando assim uma maior uniformidade entre o torque aplicado às rodas e o torque resistivo aplicado às massas rotativas do modelo.

As Tabelas 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13 demonstram as correlações encontradas no comparativo entre o torque aplicado à roda do modelo pelos diferentes métodos propostos.

Tabela 5.9: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 935 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR7024. [Massa = 935 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9032	0,8675	0,8979	0,8887	0,8452	0,8725	0,7742
GI_M		---	0,8460	0,9397	0,8481	0,8489	0,7680	0,7830
GE			---	0,8668	0,8833	0,8822	0,7602	0,7684
EH_M				---	0,8707	0,8665	0,8014	0,8159
EH_I					---	0,8556	0,7969	0,7978
HA						---	0,7688	0,7915
NI_I							---	0,9358
NI_M								---

Tabela 5.10: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 980 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR7024. [Massa = 980 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9256	0,8938	0,9289	0,8952	0,8798	0,7978	0,8121
GI_M		---	0,8589	0,9453	0,8670	0,8458	0,7886	0,7901
GE			---	0,8742	0,8977	0,8778	0,7830	0,7684
EH_M				---	0,8797	0,8846	0,8092	0,8071
EH_I					---	0,8664	0,8130	0,8117
HA						---	0,7860	0,7835
NI_I							---	0,9292
NI_M								---

Tabela 5.11: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 1050 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR7024. [Massa = 1050 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9384	0,900	0,9432	0,9192	0,8896	0,8243	0,8199
GI_M		---	0,8645	0,9502	0,8719	0,8635	0,8017	0,8155
GE			---	0,8873	0,9177	0,8949	0,7863	0,7779
EH_M				---	0,9157	0,8864	0,8330	0,8378
EH_I					---	0,9028	0,8205	0,8044
HA						---	0,8070	0,7957
NI_I							---	0,9320
NI_M								---

Tabela 5.12: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 1260 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR7024. [Massa = 1260 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9478	0,9127	0,9637	0,9430	0,9216	0,9066	0,9122
GI_M		---	0,8827	0,9640	0,9051	0,8948	0,8996	0,9057
GE			---	0,8944	0,9172	0,9160	0,8997	0,8959
EH_M				---	0,9270	0,9147	0,8946	0,9029
EH_I					---	0,933	0,8976	0,8852
HA						---	0,9004	0,8836
NI_I							---	0,9639
NI_M								---

Tabela 5.13: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo NBR7024 [Massa = 1400 kg]

Correlação entre Valores de Torque NBR7024. [Massa = 1400 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9468	0,9294	0,9623	0,9512	0,9344	0,9199	0,9302
GI_M		---	0,9020	0,9641	0,9095	0,9077	0,9113	0,9283
GE			---	0,9125	0,9351	0,9256	0,9182	0,9205
EH_M				---	0,9182	0,9186	0,9099	0,9292
EH_I					---	0,9408	0,9211	0,9130
HA						---	0,9094	0,9057
NI_I							---	0,9652
NI_M								---

5.2.1 Análise dos resultados para o ciclo NBR7024

Pode-se observar nas simulações para o ciclo NBR7024 que houve uma maior convergência entre os métodos, em comparação com as simulações para o ciclo NBR6601. Isto se deve ao ciclo NBR7024 ser um ciclo rodoviário onde o veículo passa a maior parte do tempo em altas velocidades e a força de arrasto aerodinâmico exerce forte influência na demanda de potência do veículo.

Na maioria dos modelos simulados a equação de cálculo do arrasto aerodinâmico é semelhante, independente da massa do veículo, portanto um fator que contribui para a convergência entre os métodos. Já no ciclo NBR6601, que representa o comportamento de condução urbano, o veículo permanece em baixas velocidades em quase todo o ciclo, assim a demanda de potência praticamente é definida pela resistência de rolamento do pneu.

Existem diversas formas de cálculo da força de resistência ao rolamento propostas nas literaturas analisadas, e todas estão diretamente ligadas a massa do veículo, o que gerou uma maior dispersão entre os resultados obtidos.

Outro fator relevante para a maior uniformidade é a manutenção do veículo em alta velo-

cidade por um longo trecho, evitando altas acelerações que conforme comentado anteriormente geram uma parcela que sobrepõem às resistências aerodinâmica e de rolamento no cálculo da potência requerida.

Pelo mesmo motivo houve uma maior proximidade entre os resultados obtidos utilizando as inércias da transmissão e os obtidos pelos polinômios de massa equivalente, mesmo com a redução de massa do veículo.

5.3 Análise da variação da massa do veículo ciclo US06

Tendo em vista, que mesmo com a variação da massa os modelos simulados cumprem o perfil de velocidades requerido pelo ciclo, será utilizado um ciclo de condução mais agressivo, com altas acelerações e picos de velocidade elevados, sendo escolhido para esta análise o ciclo US06.

As correlações encontradas entre os modelos simulados e o ciclo padrão estão na Tabela 5.14

Tabela 5.14: Correlações entre o ciclo US06 e os modelos simulados

Correlações Ciclo US06-Modelos Simulados					
Métodos	Massa do veículo [kg]				
	935	980	1050	1260	1400
Gillespie Inércias	0,9931	0,9936	0,9939	0,9923	0,9906
Gillespie Meq	0,9946	0,9930	0,9908	0,9826	0,9767
Genta	0,9992	0,9989	0,9985	0,9961	0,9945
Ehsani Meq	0,9996	0,9995	0,9990	0,9977	0,9962
Ehsani Inércias	0,9996	0,9993	0,9989	0,9974	0,9958
Naunheimer	0,9988	0,9981	0,9970	0,9925	0,9881
Nicolazzi Inércias	0,9992	0,9989	0,9980	0,9950	0,9929
Nicolazzi Meq	0,9986	0,9982	0,9973	0,9925	0,9890

Como pode ser visto na Tabela 5.14 os modelos apresentam uma taxa de convergência inferior em relação as simulações nos ciclos NBR6601 e NBR7024, isto se deve ao modelo de veículo

simulado não possuir potência suficiente para seguir o perfil de velocidades requerido, principalmente em trechos de alta aceleração. Este tópico será abordado mais detalhadamente no Capítulo 6.

Outro fator importante para explicar a redução na correlação entre as curvas de velocidade do modelo simulado e do ciclo padrão são as equações que limitam a força transmitida no contato pneu-pista. Cabe ressaltar que nas simulações anteriores estes fatores pouco ou nada influenciaram nos resultados devido às acelerações serem moderadas ou baixas.

No ciclo US06 existem vários trechos com alta taxa de aceleração, o que resulta em uma transferência de carga para o eixo traseiro do veículo, conseqüentemente reduzindo a parcela da força normal atuante sobre as rodas dianteiras responsáveis pela tração do veículo, o que leva a redução do torque transmissível devido ao escorregamento entre o pneu e a pista.

O método de cálculo proposto por Gillespie (1992) utilizando o conceito de massa equivalente definida por um polinômio apresentou a maior divergência, com o aumento da massa, por gerar uma massa equivalente superior aos demais modelos, devido a massa ser multiplicada pela aceleração do veículo para cálculo da demanda de potência, e conseqüentemente torque de resistência dos rolos do modelo dinâmico.

Os resultados encontrados conforme os métodos utilizados variando-se a massa do veículo estão representados nas Tabelas 5.15, 5.16, 5.17, 5.18 e 5.19.

Tabela 5.15: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 935 kg]

Correlação entre Valores de Torque US06. [Massa = 935 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9479	0,9041	0,9212	0,9336	0,9273	0,9014	0,9027
GI_M		---	0,8853	0,9609	0,9151	0,9111	0,9215	0,9236
GE			---	0,9029	0,9520	0,9459	0,9061	0,8939
EH_M				---	0,9365	0,9328	0,9557	0,9562
EH_I					---	0,9859	0,9310	0,9215
HA						---	0,9267	0,9174
NI_I							---	0,9872
NI_M								---

Tabela 5.16: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 980 kg]

Correlação entre Valores de Torque US06. [Massa = 980 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9509	0,9025	0,9292	0,9323	0,9273	0,9067	0,9108
GI_M		---	0,8872	0,9595	0,9149	0,9099	0,9196	0,9238
GE			---	0,9112	0,9530	0,9453	0,9129	0,9042
EH_M				---	0,9420	0,9361	0,9554	0,9601
EH_I					---	0,9884	0,9350	0,9266
HA						---	0,9276	0,9220
NI_I							---	0,9868
NI_M								---

Tabela 5.17: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 1050 kg]

Correlação entre Valores de Torque US06. [Massa = 1050 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9540	0,9220	0,9453	0,9386	0,9366	0,9216	0,9202
GI_M		---	0,8941	0,9566	0,9105	0,9099	0,9145	0,9167
GE			---	0,9199	0,9559	0,9461	0,9182	0,9084
EH_M				---	0,9432	0,9405	0,9540	0,9246
EH_I					---	0,9878	0,9409	0,9247
HA						---	0,9374	0,9199
NI_I							---	0,9771
NI_M								---

Tabela 5.18: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 1260 kg]

Correlação entre Valores de Torque US06. [Massa = 1260 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9408	0,9280	0,9706	0,9506	0,9452	0,9470	0,9523
GI_M		---	0,8888	0,9528	0,9052	0,9007	0,9113	0,9243
GE			---	0,9148	0,9615	0,9228	0,9394	0,9144
EH_M				---	0,9348	0,9295	0,9463	0,9576
EH_I					---	0,9869	0,9555	0,9313
HA						---	0,9514	0,9271
NI_I							---	0,9786
NI_M								---

Tabela 5.19: Correlações entre o torque aplicado nas rodas do veículo conforme os diferentes métodos, para o ciclo US06 [Massa = 1400 kg]

Correlação entre Valores de Torque US06. [Massa = 1400 kg]								
Métodos	GI_I	GI_M	GE	EH_M	EH_I	HA	NI_I	NI_M
GI_I	---	0,9350	0,9386	0,9767	0,9529	0,9471	0,9599	0,9640
GI_M		---	0,8874	0,9501	0,8932	0,8872	0,9065	0,9238
GE			---	0,9231	0,9637	0,9558	0,9416	0,9150
EH_M				---	0,9351	0,9292	0,9488	0,9702
EH_I					---	0,9930	0,9535	0,9271
HA						---	0,9473	0,9211
NI_I							---	0,9715
NI_M								---

5.3.1 Análise dos resultados para o ciclo US06

Os resultados obtidos para o ciclo US06 diferentemente das demais simulações, geraram correlações mais uniforme entre os métodos de cálculo. Isto se deve a uma série de fatores que unidos possibilitaram uma maior convergência entre os métodos.

Primeiramente o ciclo US06 é baseado em altas velocidades e altas acelerações, portanto o desempenho do veículo é limitado pela potência disponível no motor, sendo esta condição atingida diversas vezes na simulação deste ciclo, gerando um torque de saída uniforme em todos os modelos quando estes atingem a situação limite.

Outro fator que contribui para a uniformidade dos resultados são os trechos de alta velocidade, que como já citados anteriormente nos comentários referentes ao ciclo NBR7024 geram resultados próximos devidos às equações de arrasto aerodinâmico serem muito semelhantes entre os modelos.

Diferentemente das demais simulações com os ciclos NBR6601 e NBR7024, com o aumento da massa do veículo não houve aumento nas correlações entre os métodos simulados, devido ao

aumento do torque requerido nos trechos de alta aceleração com o aumento da massa.

Um fator atenuante é o aumento da força transmissível no contato pneu-pista causada pela ampliação da força normal aplicada as rodas de tração gerada pelo aumento da massa do veículo. Este fator limitante atua em uma parte considerável do ciclo, sendo que as equações referentes ao carregamento dinâmico nas rodas e máxima força transmissível apresentam resultados próximos entre os métodos.

6 MODELOS COMPLEMENTARES

Neste capítulo serão apresentadas outras análises executadas nos modelos descritos nos Capítulos 3 e 4, tendo em vista a avaliação de parâmetros não englobados no comparativo entre os métodos de cálculo apresentados anteriormente.

6.1 Avaliação do desempenho e consumo em função das estratégias de troca de marchas

Este tópico visa o estudo da influência da estratégia de troca de marchas utilizada pelo condutor do veículo, no desempenho e consumo de combustível. Pelas condições de carga e velocidade do veículo, a estratégia de condução determina os pontos de troca de marchas (LEE *et al.*, 2000b).

Para esta análise foi utilizado o ciclo US06 que representa um comportamento com velocidades e acelerações elevadas e com rápidas flutuações de velocidade, conforme descrito no capítulo de revisão bibliográfica a respeito dos ciclos, este ciclo complementa a norma americana FTP75 de forma a criar uma condição de condução mais agressiva onde existam trechos de aceleração total do veículo.

O modelo de veículo utilizado nesta simulação foi o veículo A sendo posteriormente feito um comparativo com o veículo B.

A metodologia de cálculo aplicada foi proposta no livro *Fundamentals of Vehicle Dynamics* pelo método de inércias equivalentes calculadas por um polinômio, por apresentar maior dispersão de correlação entre os resultados obtidos pela simulação e o ciclo padrão, facilitando desde modo a visualização dos efeitos das mudanças realizadas na dinâmica da simulação.

6.1.1 Troca de marchas em Velocidade Recomendada

Primeiramente foi simulada a estratégia de troca de marchas na velocidade recomendada pelo fabricante do veículo, onde a velocidade indicada representa a velocidade limite para a troca

de marcha, tanto na redução, quanto na troca em aceleração, à medida que a velocidade limite é atingida ocorre a troca de marcha pelo algoritmo que simula a caixa de câmbio.

No caso do veículo A:

- $1^a \longleftrightarrow 2^a = 15 \text{ km/h}$
- $2^a \longleftrightarrow 3^a = 30 \text{ km/h}$
- $3^a \longleftrightarrow 4^a = 50 \text{ km/h}$
- $4^a \longleftrightarrow 5^a = 72 \text{ km/h}$

A correlação entre as curvas do ciclo US06 e o perfil de velocidades encontrado pela simulação são mostrados na Figura 6.1.

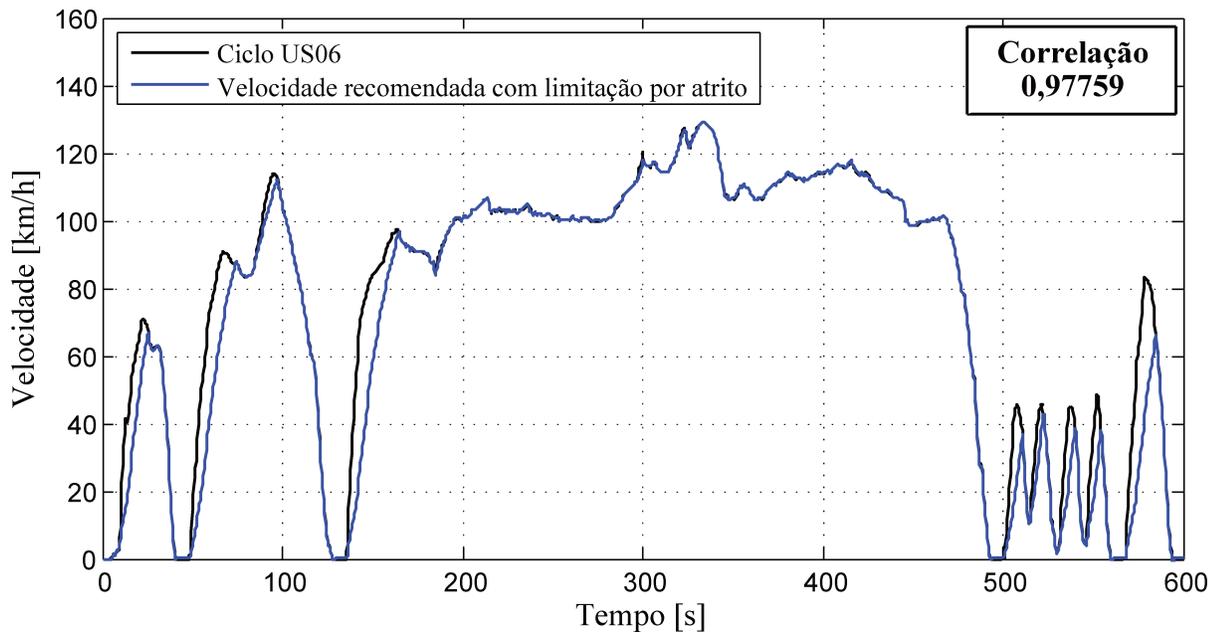


Figura 6.1: Ciclo US06 - Gillespie - Massa equivalente (Tração limitada por atrito)

Como pode ser visto na Figura 6.1 o veículo não consegue acompanhar o perfil de velocidades do ciclo sendo a correlação neste caso inferior as simulações mostradas nos capítulos anteriores.

Em determinados pontos principalmente nas altas acelerações a velocidade de veículo fica abaixo da velocidade requerida pelo ciclo, isto se deve em parte ao sistema que limita a máxima força aplicada no contato pneu-pista em função do coeficiente de atrito e forças aplicadas na roda, sendo este fator desconsiderado nas demais análises como mostra a Figura 6.2.

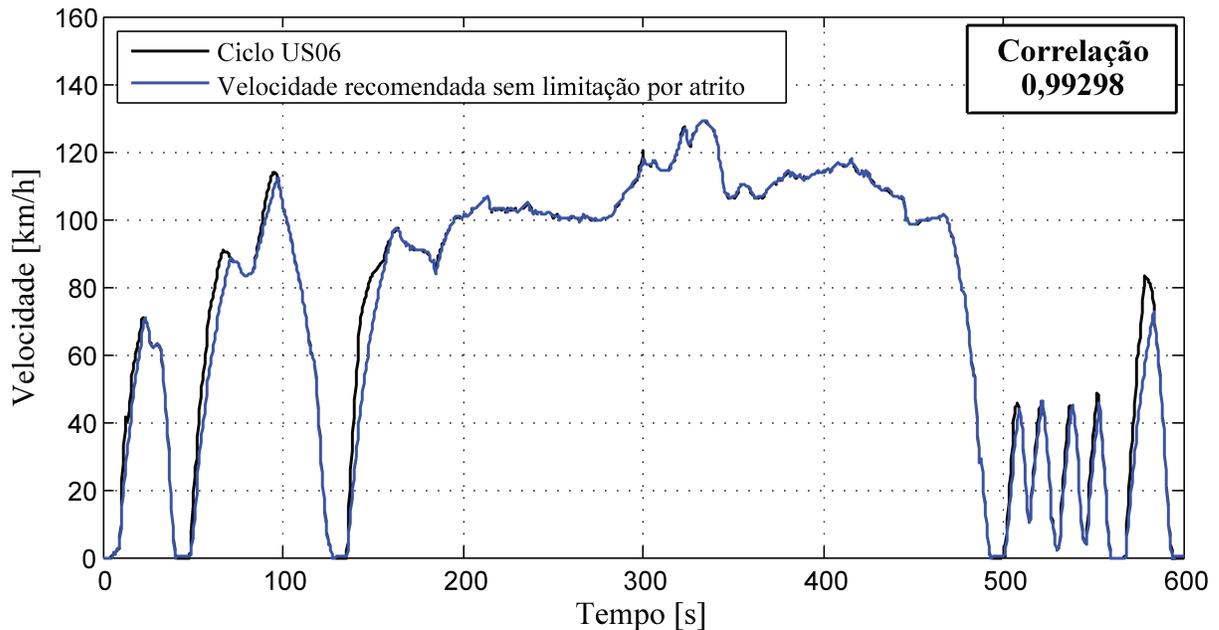


Figura 6.2: Ciclo US06 - Gillespie - Massa equivalente (Sem limitação de tração por atrito)

Como pode ser visto na Figura 6.2, houve uma melhora na correlação entre as curvas padrão do ciclo US06 e da simulação em comparação com os resultados mostrados na Figura 6.1. Entretanto mesmo sem a limitação da força de tração entre o pneu e a pista, nas altas acelerações o veículo não possui potência suficiente para cumprir o padrão de velocidade.

Uma possível solução para a melhora do desempenho do veículo, seria a alteração da estratégia de troca de marchas, para uma estratégia voltada para a desempenho em aceleração, sendo o esquema de troca de marchas utilizado até o presente momento voltado para a economia de combustível. O esquema de troca de marchas utilizado até o momento está mostrado na Figura 6.3.

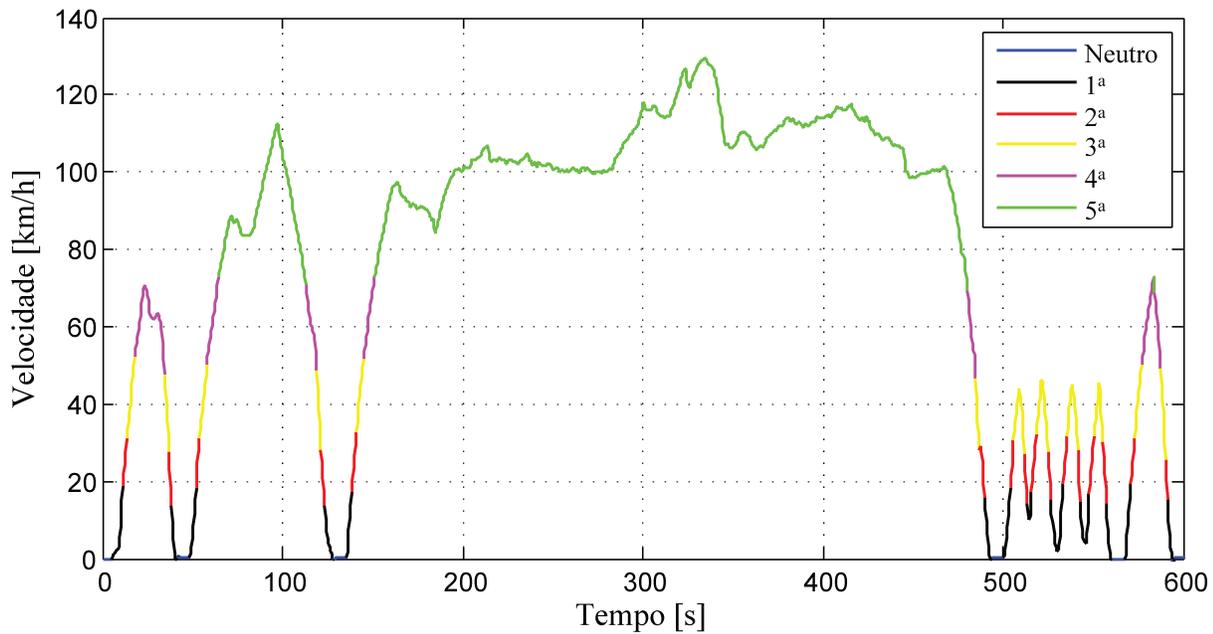


Figura 6.3: Marchas - Velocidade recomendada

Pela Equação (6.1) é possível determinar a rotação do motor (ω_m) em função da velocidade do veículo (V) e relação de transmissão (N_{tf}).

$$\omega_m = \frac{V N_{tf}}{r_p} \quad (6.1)$$

A Equação (6.1) calcula a rotação do motor em rad/s sendo esta convertida para rpm pela Equação (6.2).

$$RPM_m = \frac{30\omega_m}{\pi} \quad (6.2)$$

A Tabela 6.1 mostra a rotação do motor nas trocas de marchas conforme a velocidade recomendada pelo fabricante do veículo.

Tabela 6.1: Rotação do motor em função das velocidades de troca de marchas recomendadas

Veículo A		
Troca de Marcha	Velocidade Recomendada	<i>rpm</i> Motor
$1^a \longleftrightarrow 2^a$	15 <i>km/h</i>	2877
$2^a \longleftrightarrow 3^a$	30 <i>km/h</i>	3167
$3^a \longleftrightarrow 4^a$	50 <i>km/h</i>	3324
$4^a \longleftrightarrow 5^a$	72 <i>km/h</i>	3396

Como as velocidades para troca recomendadas pelo fabricante se situam por volta na rotação de 3000 *rpm* no motor, a próxima estratégia consiste em efetuar as trocas de marcha quando o motor a combustão estiver em uma rotação mais elevada, possibilitando assim uma maior ampliação de torque efetuada pela caixa redutora em velocidades mais elevadas.

Com intuito de demonstrar o efeito da troca de marchas em rotações mais elevadas as próximas estratégias utilizadas serão a troca de marchas em aproximadamente 3500 *rpm* e 4500 *rpm*.

Sendo as velocidades para troca em função da rotação do motor calculadas pela Equação (6.3).

$$V_t = 3,6 \frac{\pi RPM_m}{30} R_{tf} r_p \quad (6.3)$$

Onde:

- V_t = Velocidade da troca de marcha [*km/h*];
- RPM_m = Rotação do motor [*rpm*];
- R_{tf} = Relação de transmissão total;
- r_p = Raio do pneu [*m*].

6.1.2 Troca de marchas em 3500 rpm

Sendo os valores de velocidade para troca de marchas em 3500 *rpm* calculados pela Equação (6.3) aproximadamente:

- $1^a \longleftrightarrow 2^a = 19 \text{ km/h}$
- $2^a \longleftrightarrow 3^a = 35 \text{ km/h}$
- $3^a \longleftrightarrow 4^a = 55 \text{ km/h}$
- $4^a \longleftrightarrow 5^a = 80 \text{ km/h}$

Os resultados utilizando esta estratégia de troca de marchas são mostrados nas Figuras 6.4 e 6.5.

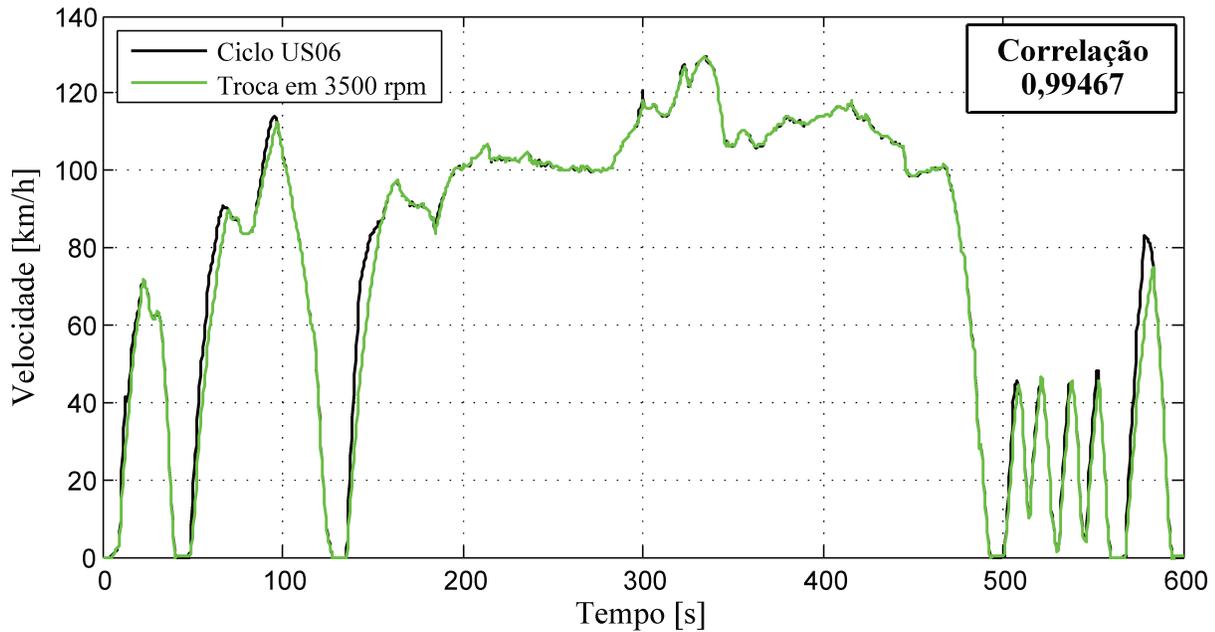


Figura 6.4: Estratégia - Troca em 3500 *rpm*

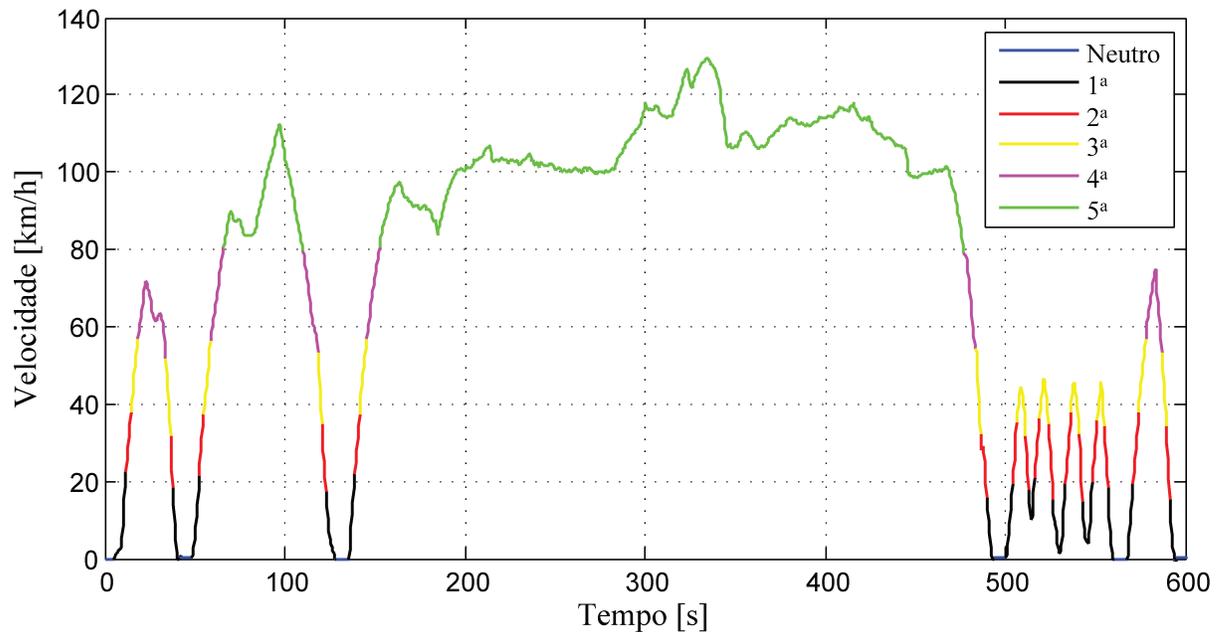


Figura 6.5: Marchas - Troca em 3500 *rpm*

Devido a estratégia de troca de marchas em 3500 *rpm* ser muito próxima da estratégia de troca na velocidade recomendada não houve muita melhora referente as regiões onde o veículo não consegue atingir a velocidade do ciclo, sendo adotada uma estratégia que proporcione melhor desempenho.

6.1.3 Troca de marchas em 4500 rpm

Esta estratégia é desenvolvida analogamente a estratégia anterior, sendo as velocidades de troca mostradas abaixo.

- $1^a \longleftrightarrow 2^a = 25 \text{ km/h}$
- $2^a \longleftrightarrow 3^a = 45 \text{ km/h}$
- $3^a \longleftrightarrow 4^a = 65 \text{ km/h}$
- $4^a \longleftrightarrow 5^a = 100 \text{ km/h}$

Os resultados obtidos são mostrados nas Figuras 6.6 e 6.7.

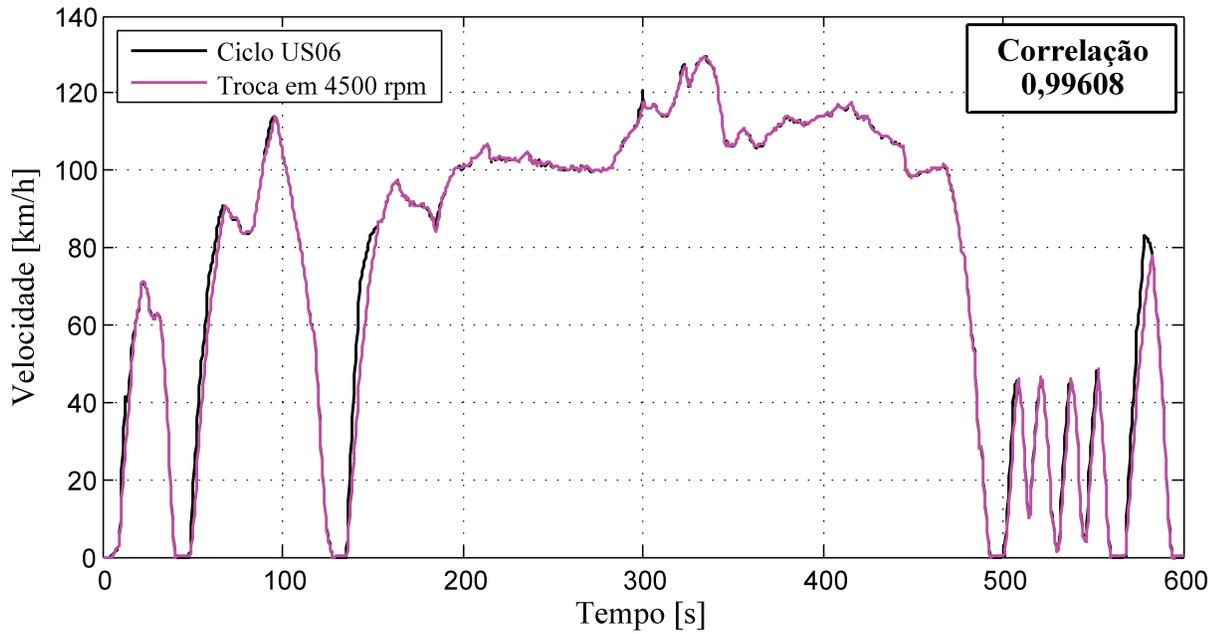


Figura 6.6: Estratégia - Troca em 4500 rpm

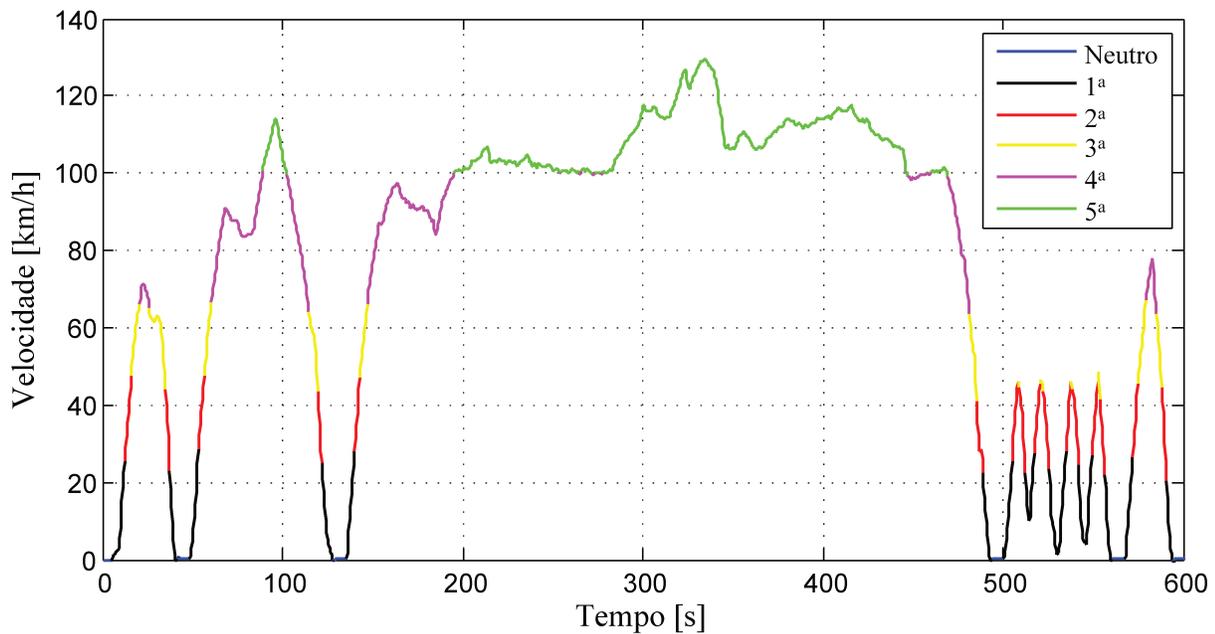


Figura 6.7: Marchas - Troca em 4500 rpm

Utilizando esta estratégia já pode ser visto uma melhora do desempenho do veículo, entretanto em alguns pontos ainda é insuficiente para seguir o perfil de velocidade do ciclo.

6.1.4 Troca de marchas em Torque Máximo

Esta estratégia consiste em efetuar as trocas de marcha no ponto máximo da curva de torque do motor, no caso do veículo A o ponto de torque máximo se situa aproximadamente em 5300 rpm, aplicando novamente a Equação (6.3) as velocidades para troca de marcha em torque máximo são:

- $1^a \longleftrightarrow 2^a = 28 \text{ km/h}$
- $2^a \longleftrightarrow 3^a = 53 \text{ km/h}$
- $3^a \longleftrightarrow 4^a = 83 \text{ km/h}$
- $4^a \longleftrightarrow 5^a = 119 \text{ km/h}$

Os resultados obtidos estão descritos nas Figuras 6.8 e 6.9.

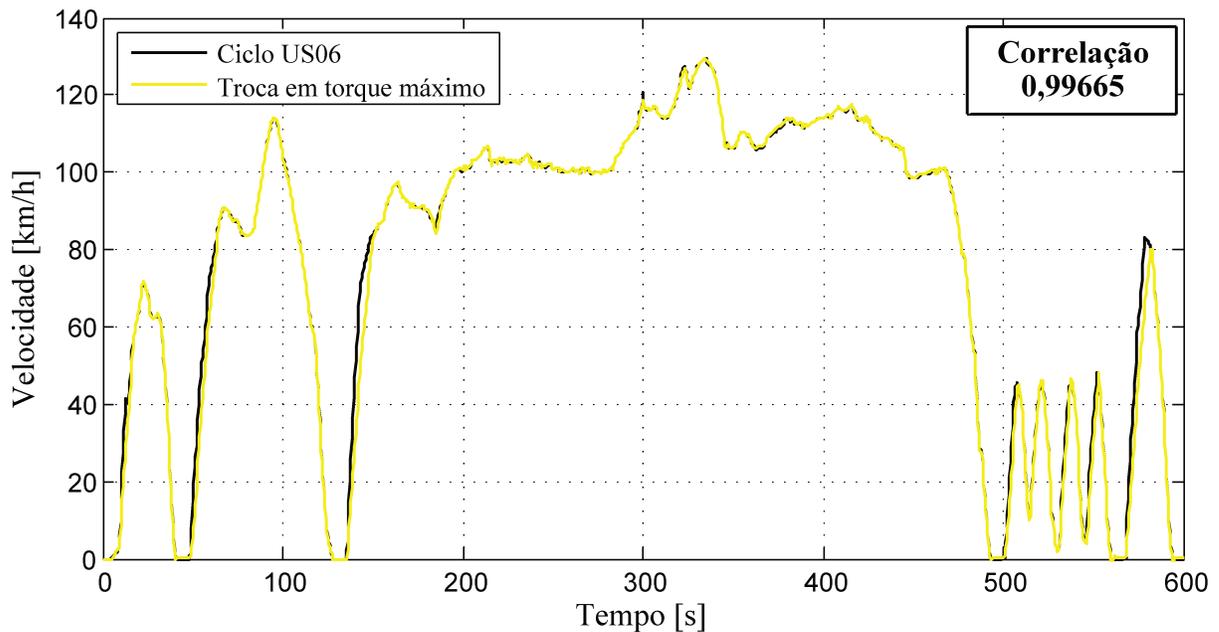


Figura 6.8: Estratégia - Troca em torque máximo

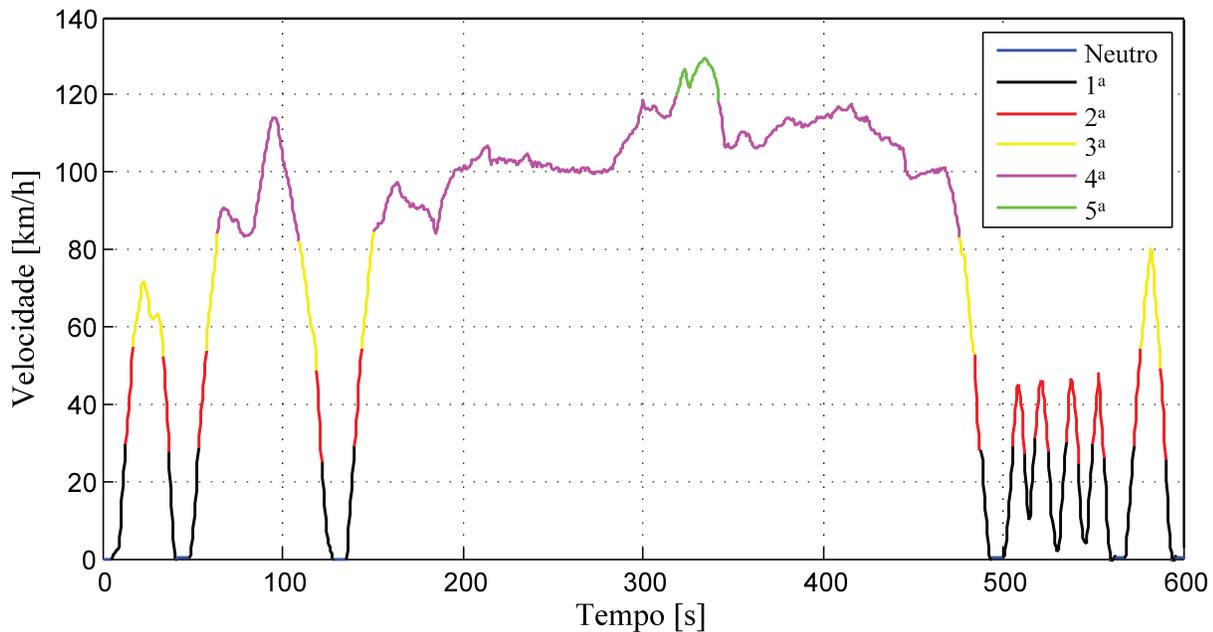


Figura 6.9: Marchas - Troca em torque máximo

Como pode ser observado quando a estratégia de torque máximo é utilizada o veículo consegue seguir o perfil de velocidade do ciclo US06, restando somente alguns trechos onde o desempenho não é satisfatório, sendo agora aplicada a estratégia de troca de marchas em potência máxima.

6.1.5 Troca de marchas em Potência Máxima

Com base na curva de potência do motor a potência máxima é atingida aproximadamente em 6400 *rpm*, sendo novamente aplicada a Equação (6.3) que resulta nas velocidades para troca de marchas mostradas a seguir.

- $1^a \longleftrightarrow 2^a = 34 \text{ km/h}$
- $2^a \longleftrightarrow 3^a = 62 \text{ km/h}$
- $3^a \longleftrightarrow 4^a = 98 \text{ km/h}$
- $4^a \longleftrightarrow 5^a = 139 \text{ km/h}$

Os gráficos obtidos são mostrados nas Figuras 6.10 e 6.11.

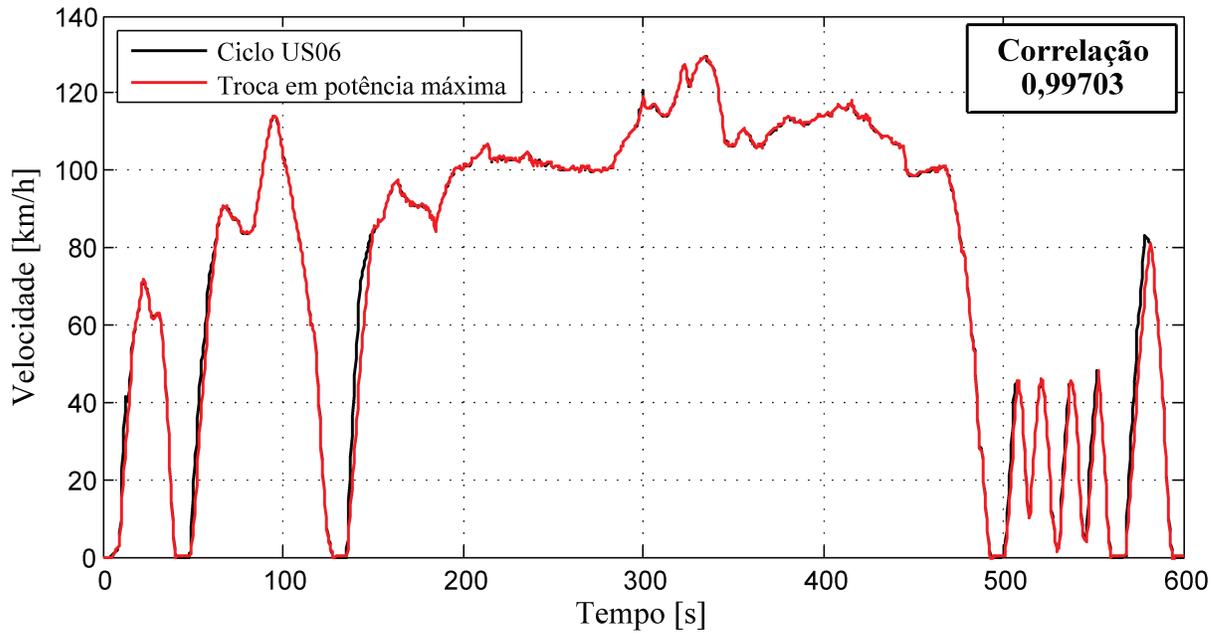


Figura 6.10: Estratégia - Troca em potência máxima

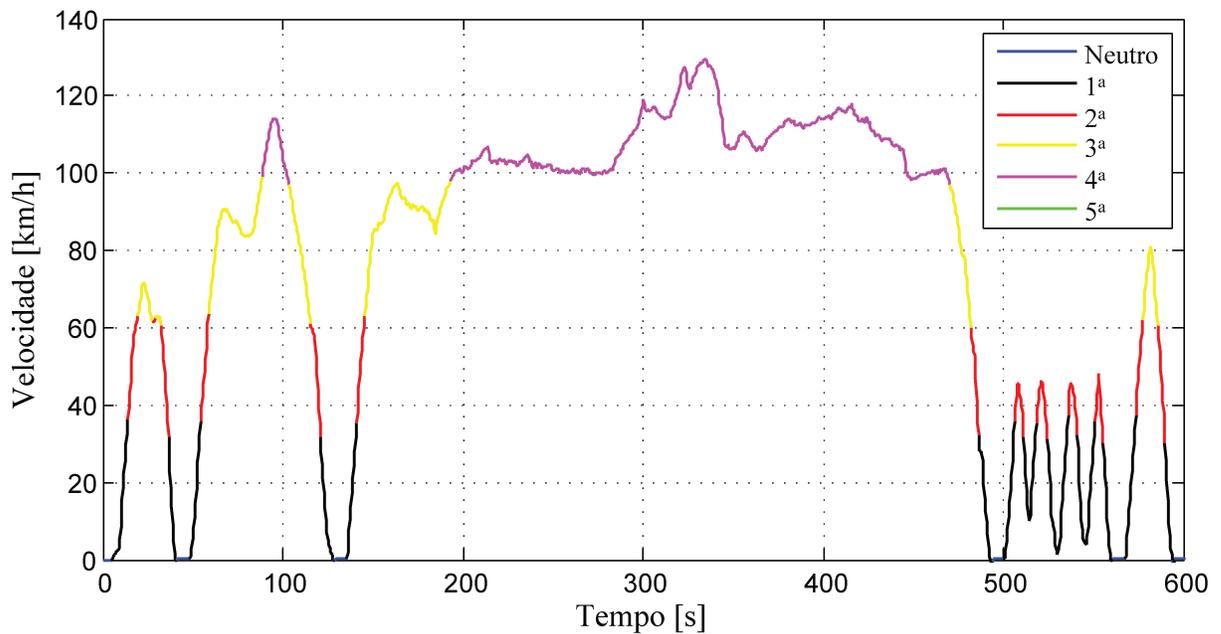


Figura 6.11: Marchas - Troca em potência máxima

Utilizando a estratégia de troca em potência máxima o veículo conseguiu seguir o perfil de velocidades do ciclo, chegando a um nível de correlação encontrado nas análises dos ciclos Brasileiros de condução.

Entretanto o aumento do desempenho do veículo requer uma maior aceleração, acarretando em um aumento no consumo de combustível, como pode ser visto no próximo item.

6.1.6 Comparativo entre o consumo de combustível em função da estratégia de condução

A Figura 6.12 mostra o consumo de gasolina, combustível escolhido para este caso, nas simulações realizadas.

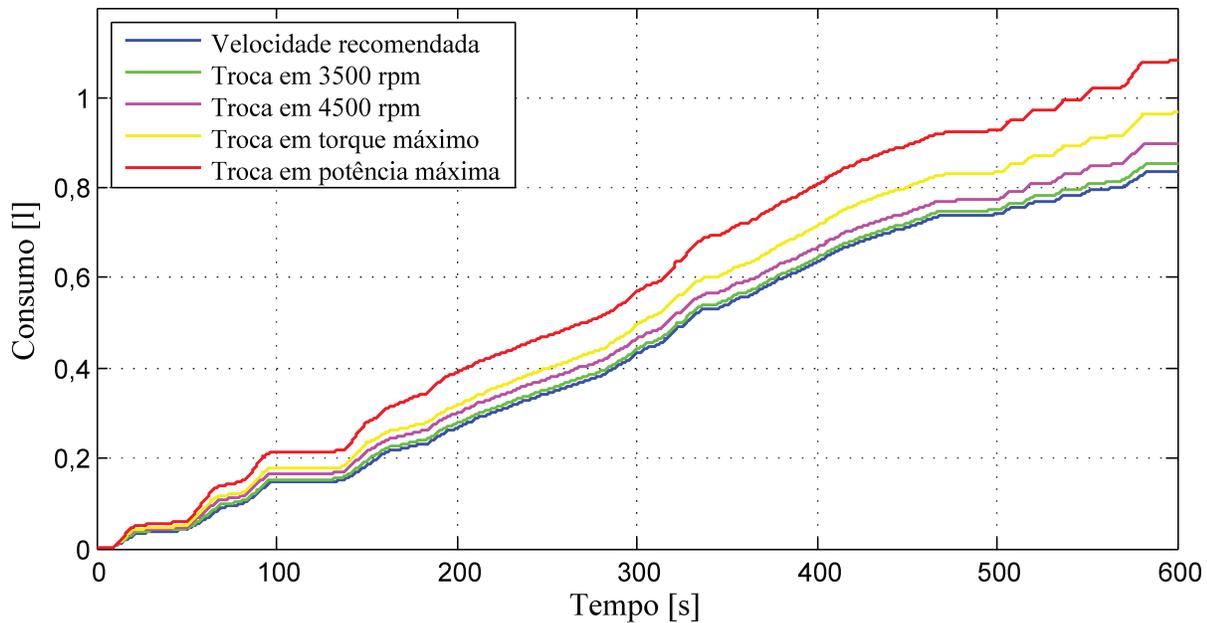


Figura 6.12: Consumo de combustível em função da estratégia

Entretanto é mais comum se falar em consumo em função da distância percorrida sendo a média de consumo de combustível para o ciclo US06 representada na Figura 6.13.

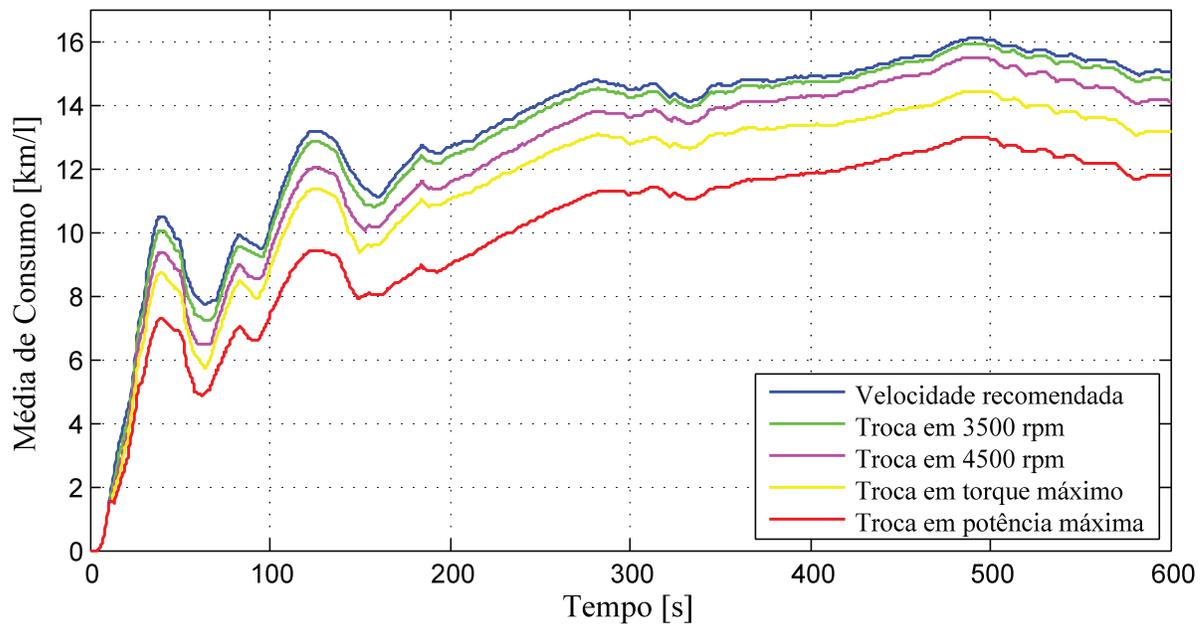


Figura 6.13: Média de consumo de combustível em função da estratégia

6.1.7 Estratégia Híbrida

Como pode ser visto nas simulações anteriores conforme a estratégia utilizada o consumo de combustível é alterado, pois quanto maior o desempenho requerido maior o consumo de combustível.

Entretanto o condutor não mantém uma estratégia padrão durante todo o percurso, por simplesmente adequar o regime de condução conforme a necessidade do momento, por exemplo, nas simulações onde foram utilizadas as trocas de marcha nas velocidades recomendadas pelo fabricante o veículo consegue cumprir o perfil de velocidade requerido em uma grande parte do ciclo, sendo que somente nos picos de aceleração e velocidade este não obteve o desempenho requerido.

A fim de continuar cumprindo o ciclo de velocidades proposto e visando uma economia de combustível foi desenvolvido um algoritmo que possibilita a troca de estratégia de condução com base em uma porcentagem de erro em relação ao ciclo padrão de velocidades.

Este algoritmo consiste em executar a mesma simulação repetidas vezes sempre analisando

os pontos onde o veículo não consegue atingir a velocidade requerida. Na primeira passagem pelo ciclo à estratégia de velocidade recomendada é utilizada sendo criada uma variável comparativa entre a velocidade do veículo e a velocidade do ciclo padrão, caso a diferença entre as velocidades seja inferior a uma determinada porcentagem de erro pré-determinada admitida, este comparador gera uma constante com valor 0, em caso da velocidade do veículo estar abaixo do limite mínimo aceitável o comparador gera a constate de valor 1 sendo estes valores armazenados em um arquivo.

Após a execução da primeira simulação passa a atuar uma lógica de escolha de estratégia em função dos dados fornecidos pelo comparador referente à simulação passada, em caso de valor 0 será utilizada a estratégia de velocidade recomendada, em caso de 1 a estratégia passa a ser troca em 3500 *rpm* do motor, sendo estes dados referentes a estratégia utilizada guardados em um arquivo para uso posterior.

Sendo novamente executada a mesma comparação gerando valores 0 onde o desempenho é aceitável, e valores 1 onde o desempenho é inferior ao esperado.

Na terceira repetição da simulação é efetuada uma soma dos valores contidos nos arquivos referentes a estratégia utilizada na simulação anterior com o arquivo gerado pelo comparador.

Se em todas as simulações em um determinado instante de tempo o veículo se mantiver dentro do limite de tolerância a soma dos valores acumulados até o presente momento deve ser 0 portanto, a estratégia utilizada deve ser a de velocidade recomendada.

Se na primeira simulação o veículo estava abaixo do desempenho aceitável isto gera um valor 1 fazendo com que o mesmo utilizasse a estratégia de troca de marcha a 3500 *rpm* na segunda repetição da simulação, caso o desempenho tenha sido dentro dos limites admissíveis o comparador irá gerar um valor 0 resultando numa soma 1 o que indica que neste instante de tempo analisado o veículo deve utilizar a estratégia de troca em 3500 *rpm*.

Entretanto se mesmo utilizando a estratégia de troca de marcha em 3500 *rpm* o desempenho ainda não tenha sido o ideal, o comparador irá gerar novamente o valor 1 resultando na soma 2 o que indica que para este instante de tempo deve-se utilizar uma estratégia visando maior desempenho, seguindo pela ordem imposta troca de marcha em 4500 *rpm*.

Os demais comparativos são feitos analogamente ao descrito anteriormente, sendo a estraté-

gia utilizada definida conforme o valor da soma entre o arquivo que contém o valor da estratégia anterior e o valor referente ao comparador.

Sendo as estratégias definidas pelo número do somatório e descritas abaixo.

- 0 = Velocidade Recomendada;
- 1 = Troca em 3500 *rpm*;
- 2 = Troca em 4500 *rpm*;
- 3 = Troca em Torque máximo;
- 4 = Troca em Potência máxima.

A Figura 6.14 mostra o comparativo entre a estratégia híbrida e o ciclo padrão US06.

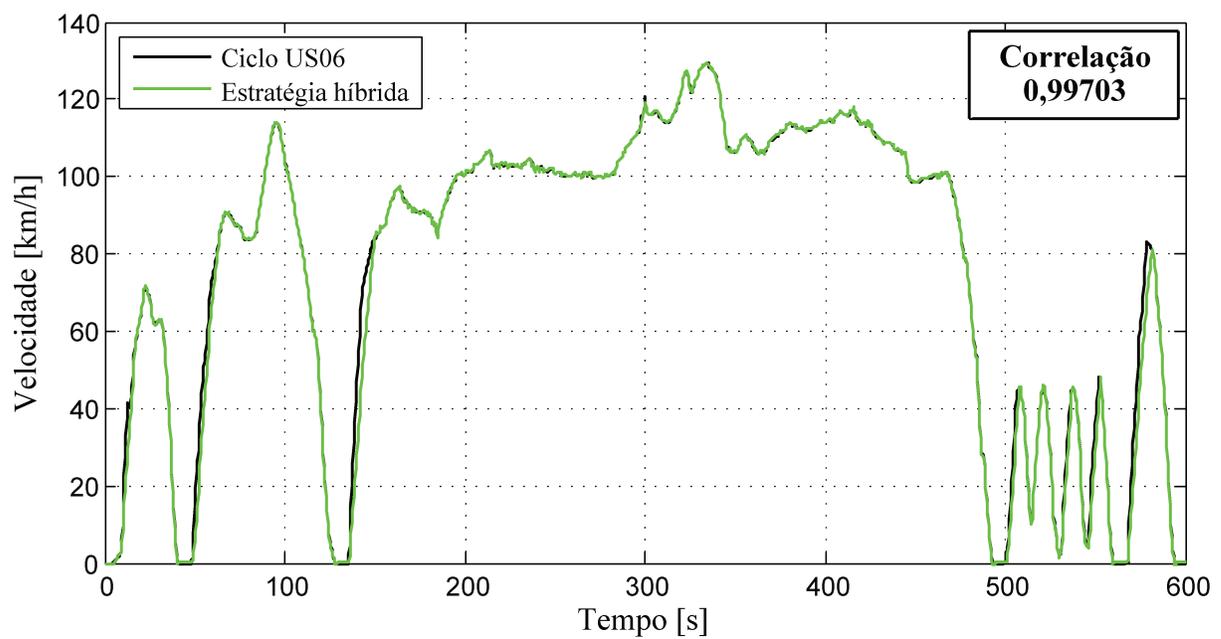


Figura 6.14: Estratégia de condução híbrida

Como pode ser visto na Figura 6.14 a estratégia híbrida é eficiente, capaz de seguir o perfil de velocidades do ciclo, mantendo a correlação da estratégia de troca em potência máxima. Na Figura 6.15 são demonstrados os trechos do ciclo onde cada estratégia é utilizada.

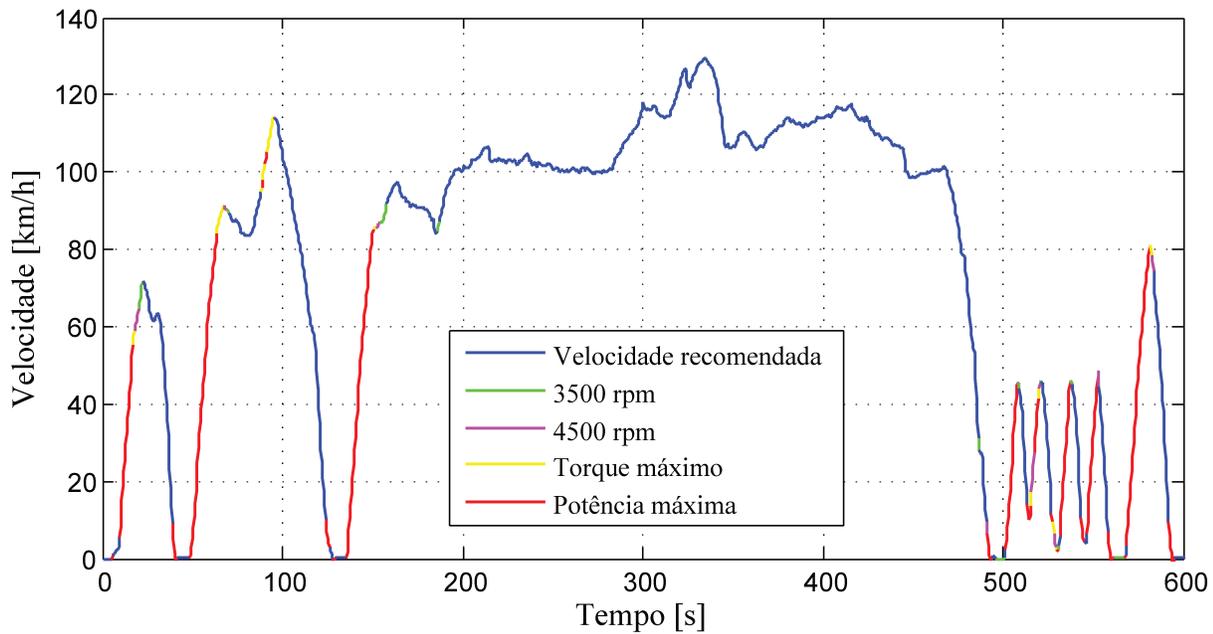


Figura 6.15: Estratégias utilizadas

Um comparativo entre as estratégias de troca de marchas utilizadas e as respectivas correlações encontradas estão na Tabela 6.2.

Tabela 6.2: Comparativo entre correlações em função da estratégia de troca utilizada

Comparativo entre Estratégias	
Estratégia Utilizada	Correlação
Velocidade Recomendada	0,9930
Troca em 3500 rpm	0,9947
Troca em 4500 rpm	0,9961
Troca em Torque máximo	0,9967
Troca em Potência máxima	0,9970
Estratégia Híbrida	0,9970

As marchas utilizadas durante o percurso são exibidas na Figura 6.16.

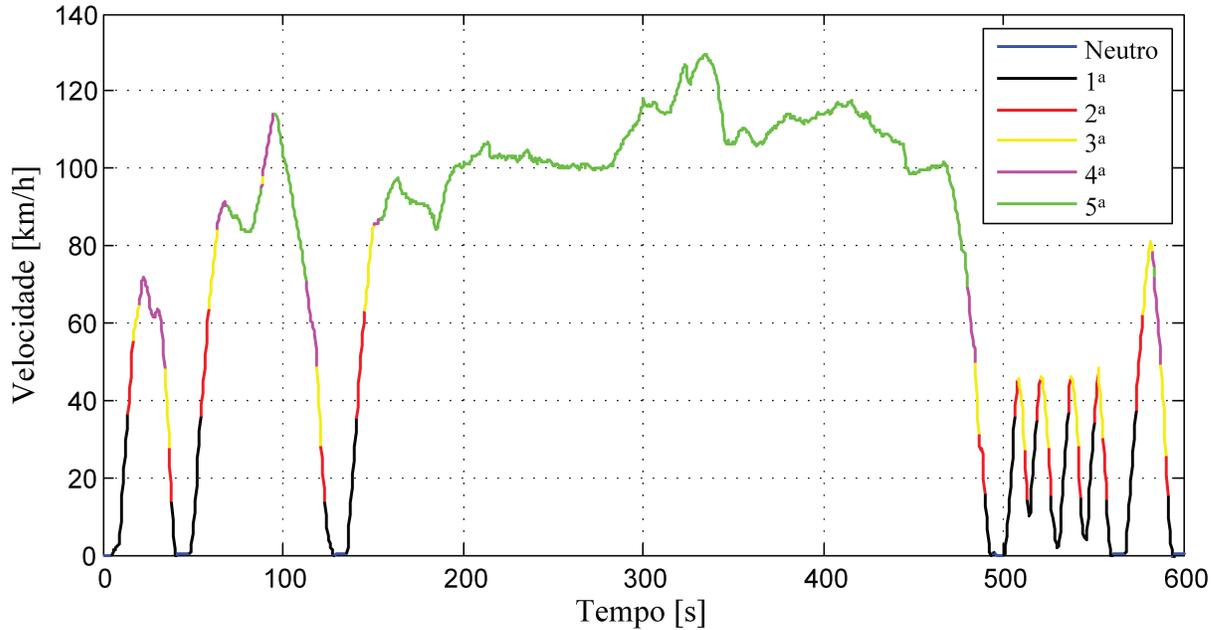


Figura 6.16: Marchas - Estratégia híbrida

Um comparativo de consumo entre a estratégia híbrida e as estratégias de troca em potência máxima que cumpre o perfil de velocidades proposto, porém consome mais combustível, e a estratégia de troca de marchas na velocidade recomendada pelo fabricante que apresenta maior economia de combustível, mas não cumpre o perfil de velocidades em todo o ciclo.

As Figuras 6.17 e 6.18 representam a diferença de consumo entre as estratégias de velocidade recomendada, potência máxima e estratégia híbrida.

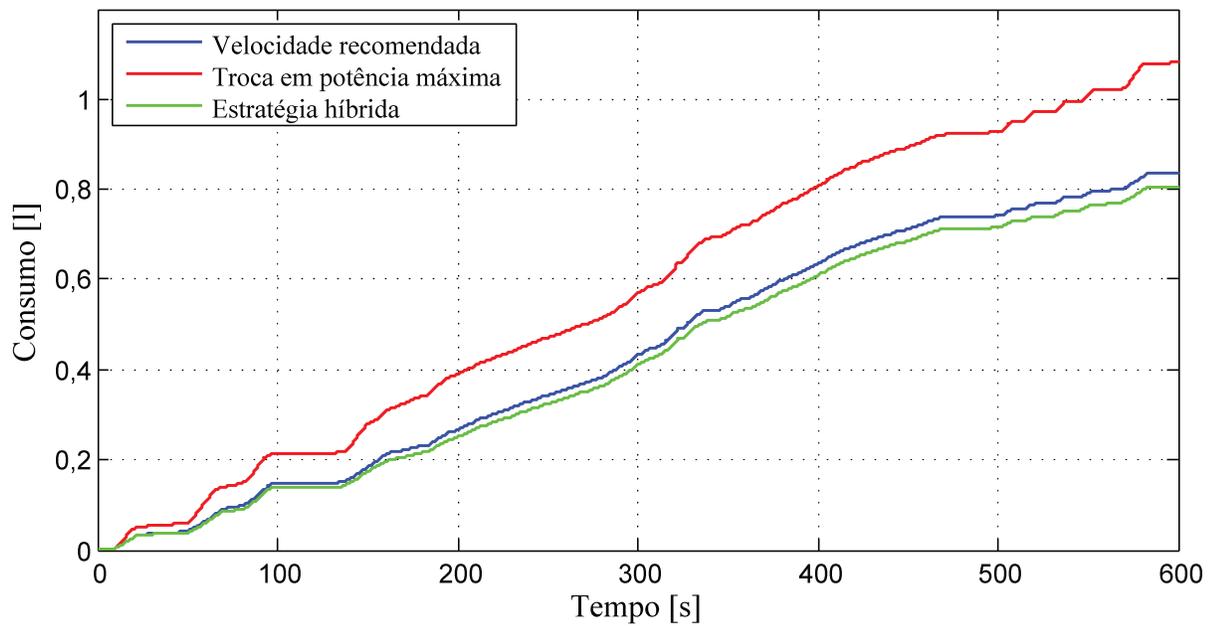


Figura 6.17: Comparativo de consumo de combustível

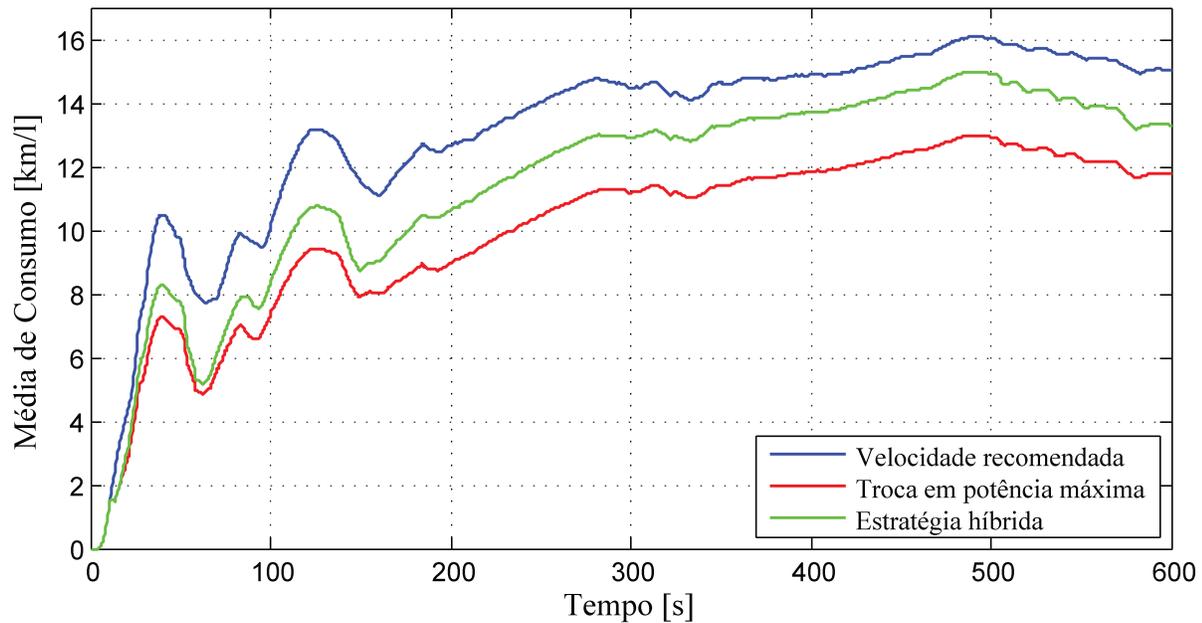


Figura 6.18: Comparativo Média de Consumo

Como já era esperado, a estratégia híbrida apresenta menor consumo de combustível que a estratégia de potência máxima sendo que ambas atingem as velocidades solicitadas pelo ciclo, isso

se deve ao fato da estratégia híbrida não atuar todo o tempo em condições críticas de funcionamento do motor, possibilitando assim utilizar faixas de rotação mais eficientes quando possível.

Como esperado o consumo utilizando a estratégia de troca de marchas em velocidade recomendada representa um menor consumo de combustível, porém esta não atinge determinadas faixas de velocidade principalmente onde altas acelerações são requeridas.

6.1.8 Comparativo com o veículo B

As simulações feitas até o momento e as estratégias utilizadas são válidas para um veículo de baixa potência com o veículo A. No caso de uma simulação do veículo B, a estratégia de velocidades de troca recomendada pelo fabricante já supre a demanda de potência necessária para cumprir o ciclo como mostra a Figura 6.19.

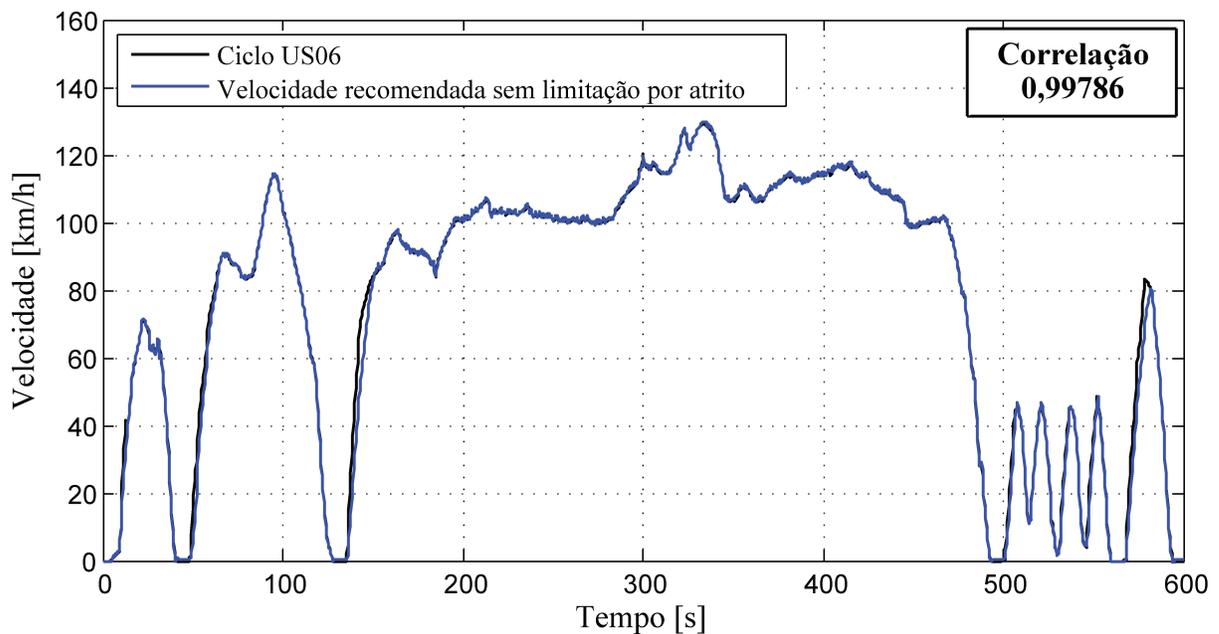


Figura 6.19: Simulação veículo B sem limitação de tração transmissível

Porém quando considerado o limite de torque transmissível entre o pneu e a pista para que não haja escorregamento o veículo não atende ao perfil de velocidades sendo que neste caso a troca de estratégia de condução não surte efeito devido à inviabilidade de transmissão de torque adicional.

Os resultados obtidos pelo modelo com limitação de tração estão descritos na Figura 6.20.

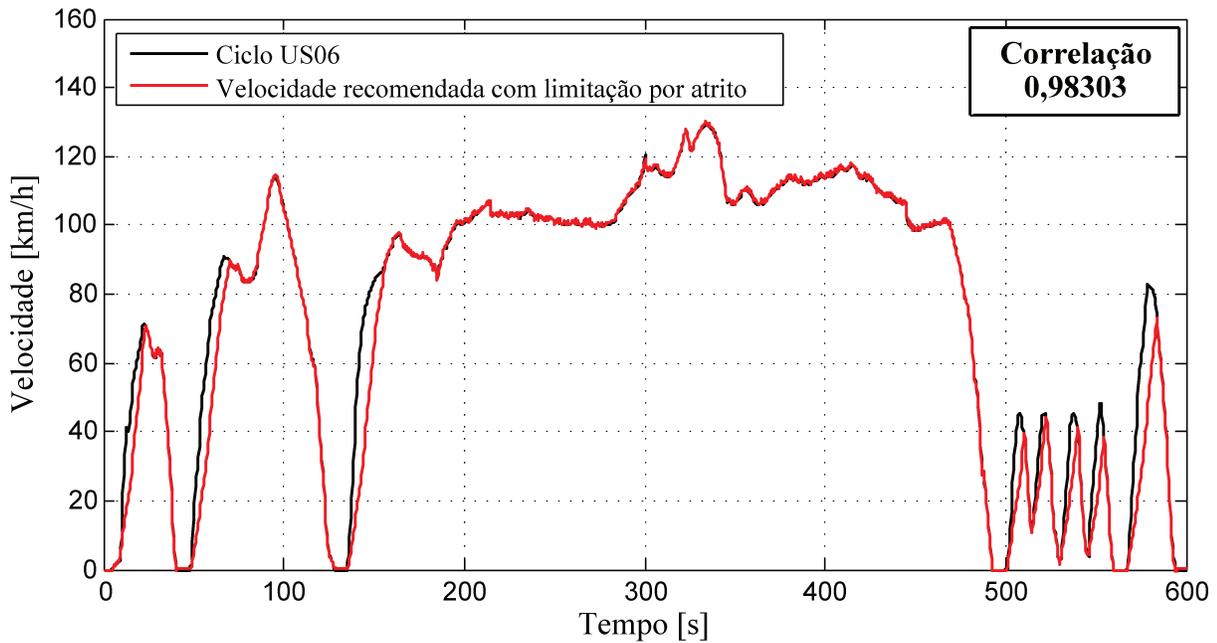


Figura 6.20: Simulação veículo B com limitação de tração transmissível

Utilizando a estratégia híbrida obteve-se o resultado mostrado na Figura 6.21.

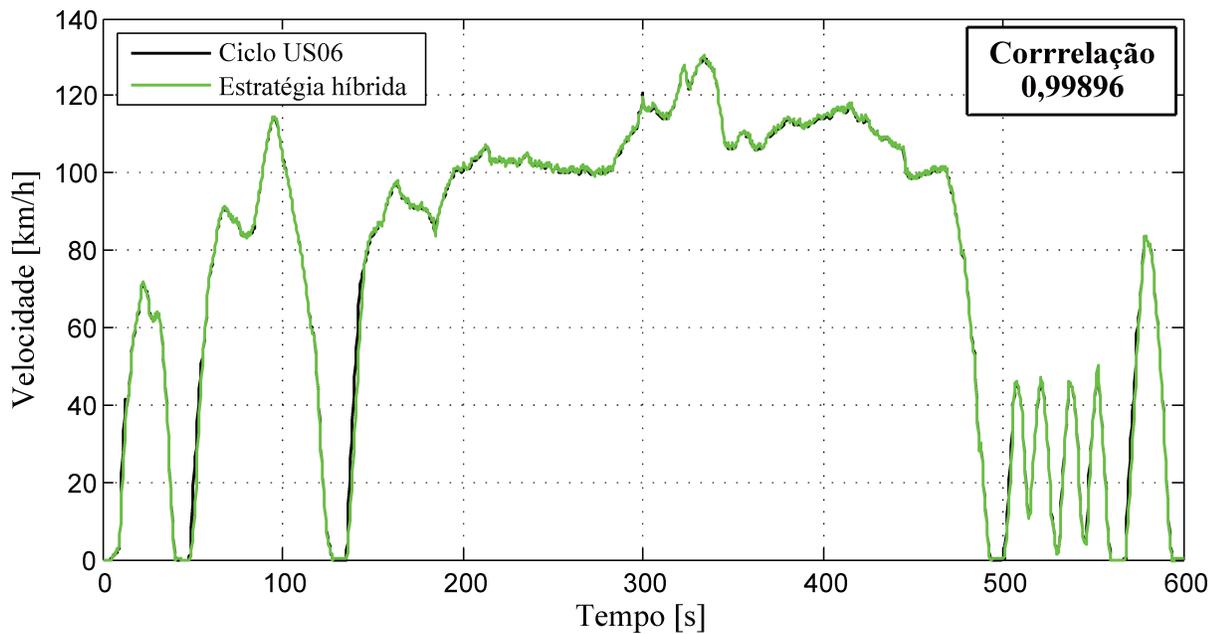


Figura 6.21: Simulação veículo B estratégia híbrida

Como pode ser visto nas Figuras 6.20, 6.20 e 6.21, a correlação entre as curvas do ciclo US06 e do veículo B simulado foi maior que no caso do veículo A. Isto se deve ao veículo B possuir maior potência disponível no motor, possibilitando assim maior torque para o acionamento das rodas.

A Tabela 6.3 mostra um comparativo entre os resultados obtidos com os 2 veículos simulados.

Tabela 6.3: Comparativo entre correlações encontradas nas simulações dos 2 veículos simulados

Comparativo entre correlações		
	Veículo A	Veículo B
Velocidade Recomendada com limitação de tração	0.97759	0.98303
Velocidade Recomendada sem limitação de tração	0.99298	0.99786
Estratégia Híbrida	0.99703	0.99896

Entretanto mesmo possuindo maior potência no motor, o veículo B apresenta maior massa total, maior diâmetro de pneu e uma relação de transmissão com menor taxa de redução em comparativo com a do veículo A, fatores responsáveis pelos resultados apresentados não serem mais próximos da correlação ideal.

As velocidades de troca das marchas conforme a estratégia utilizada estão descritas na Tabela 6.4, sendo estas obtidas de maneira análoga a descrita anteriormente.

Tabela 6.4: Velocidades adotadas nas trocas de marcha em função da estratégia escolhida para o veículo B

Velocidades de troca de marcha em função da estratégia [km/h]					
	Velocidade Recomendada	3500 <i>rpm</i>	4500 <i>rpm</i>	Torque Máximo	Potência Máxima
1^a ↔ 2^a	25	25	29	33	40
2^a ↔ 3^a	40	48	55	62	76
3^a ↔ 4^a	65	71	82	92	112
4^a ↔ 5^a	72	94	107	120	147

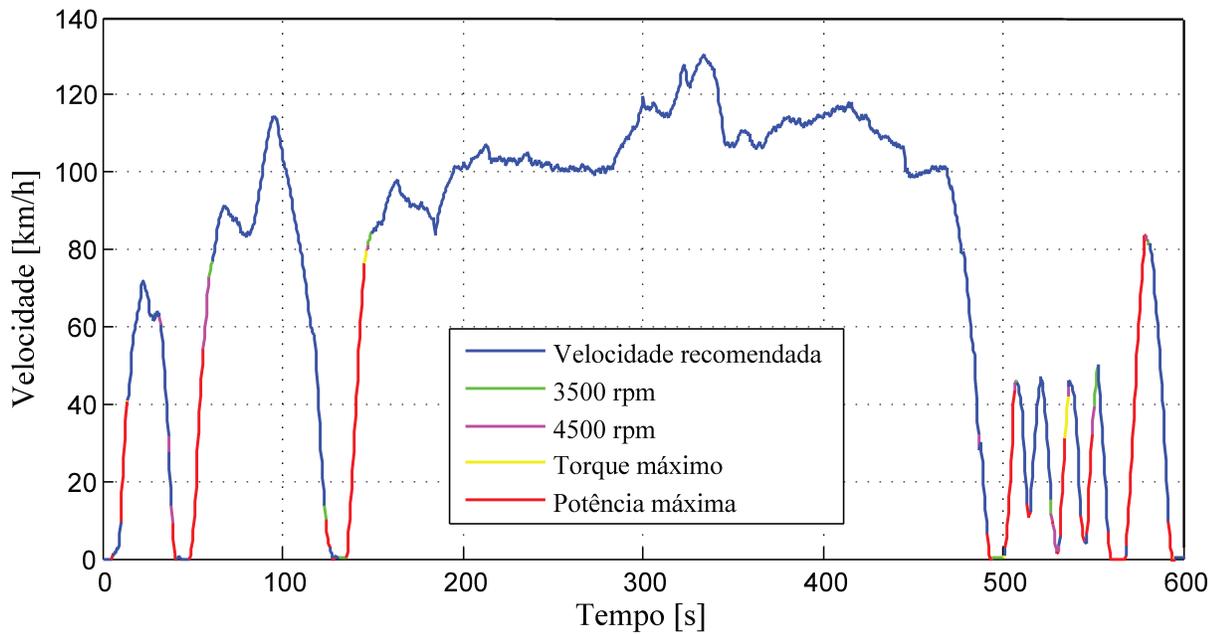


Figura 6.22: Estratégias utilizadas veículo B

O diagrama com as estratégias utilizadas durante o ciclo esta mostrado na Figura 6.22, e as marchas utilizadas neste simulação na Figura 6.23.

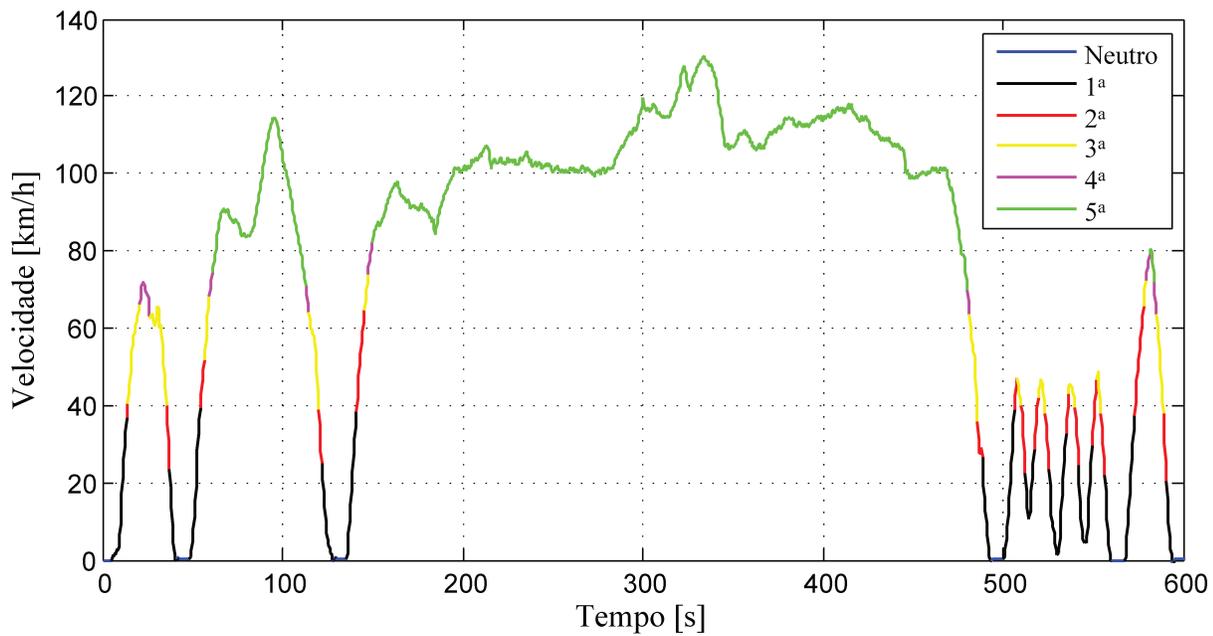


Figura 6.23: Marchas estratégia híbrida para o veículo B

Como pode ser observado na Figura 6.22 o veículo B apresenta menor variação nas estratégias utilizadas sendo que na maior parte do ciclo o veículo está na estratégia de velocidade recomendada pelo fabricante, sendo utilizadas estratégias de maior potência principalmente nas acelerações partindo do repouso (velocidade 0).

6.2 Modelo de embreagem

Nas simulações anteriores o efeito da embreagem na transmissão de potência durante a troca de marchas foi desprezado, devido a não estar presente nos modelos propostos pela literatura.

Entretanto a embreagem é um componente fundamental no trem de potência por possuir influência significativa no torque transmitido do motor para a caixa redutora durante a troca de marchas, bem como afeta diretamente a rotação do motor durante o processo.

Nas simulações anteriores a rotação do motor era calculada em função da rotação da roda e da relação de transmissão, que era escolhida pela faixa de velocidade do veículo no instante calculado. Para obter melhores resultados, durante o processo de acoplamento e desacoplamento da embreagem a rotação do motor será calculada pela Equação (6.4).

$$\omega_E = \omega_0 + \dot{\omega}_E dt \quad (6.4)$$

Sendo a aceleração angular do motor dada conforme a Equação (6.5) proposta por Rill (2007).

$$\Theta_E \dot{\omega}_E = T_E - T_{FR} - T_C \quad (6.5)$$

Onde:

- ω_E = Rotação do motor [rad/s];
- ω_0 = Rotação do motor no instante anterior [rad/s];
- dt = Intervalo de tempo de simulação [s];

- $\Theta_E =$ Inércia do motor [kgm^2];
- $\omega_E =$ Aceleração angular do motor [rad/s^2];
- $T_E =$ Torque do motor [Nm];
- $T_{FR} =$ Torque das perdas por fricção [Nm];
- $T_C =$ Torque de resistência [Nm].

O máximo torque transmissível pela embreagem é dado pela Equação (6.6) utilizada por Kulkarni *et al.* (2006).

$$T_{CL} = \mu F_n n \left(\frac{2}{3} \right) \left(\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (6.6)$$

- $T_{CL} =$ Torque transmitido pela embreagem [Nm];
- $\mu =$ Coeficiente de atrito da embreagem [Nm];
- $F_n =$ Força normal aplicada no contato entre os discos [N];
- $n =$ Número de faces da embreagem;
- $R_o =$ Raio externo do disco da embreagem [m];
- $R_i =$ Raio interno do disco da embreagem [m].

Os dados referentes a embreagem de um veículo 1.0 são descritos por Haim (2011), sendo os valores mostrados na Tabela 6.5.

Tabela 6.5: Dados da embreagem de um modelo 1.0. Adaptado de Haim (2011)

Dados da Embreagem	
Raio interno R_i	67 mm
Raio externo R_o	95 mm
Número de faces	2
Coeficiente de atrito	0,27

O máximo torque transmitido pela embreagem depende da posição do pedal da embreagem, quando pressionado o pedal da embreagem reduz a força normal entre a placa de embreagem e do volante, conseqüentemente, reduz a força de atrito, reduzindo o torque transmissível (RILL, 2007).

A força normal aplicada na embreagem é calculada conforme o método proposto por Haim (2011), baseado em um método gráfico que estima a força aplicada em função da posição do pedal de embreagem, deformação da estrutura da embreagem e força da mola que mantém o conjunto acoplado.

A Figura 6.24 demonstra o deslocamento dos dedos da embreagem em função do deslocamento do pedal da embreagem.

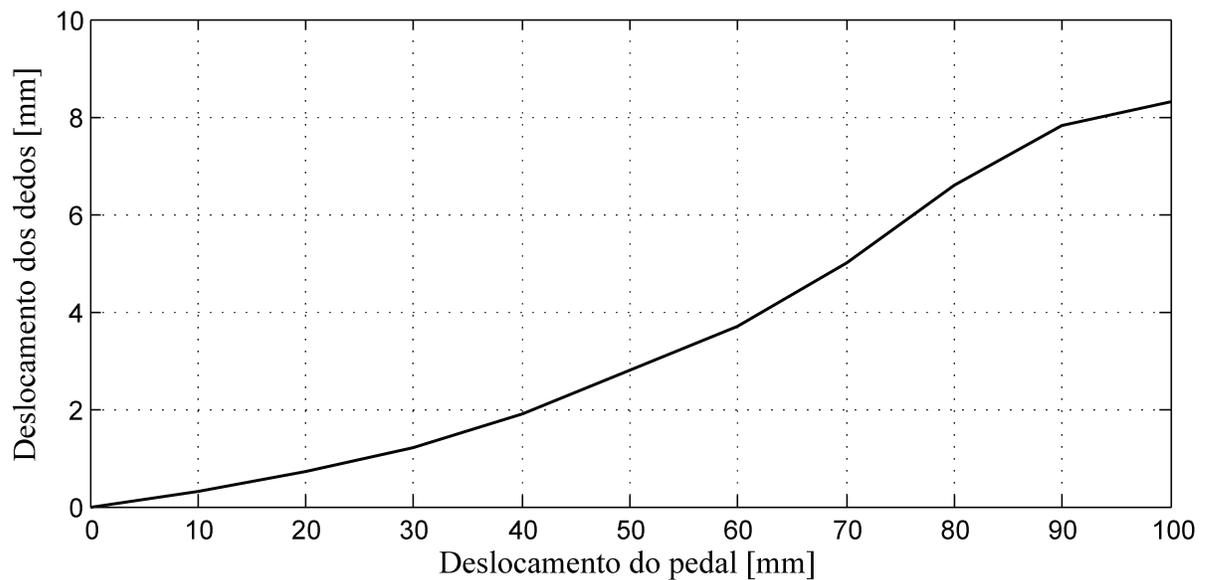


Figura 6.24: Deslocamento dos dedos da embreagem em função do deslocamento do pedal. Adaptado de Haim (2011)

Com o deslocamento dos dedos da embreagem é possível estimar o deslocamento da placa como mostra a Figura 6.25.

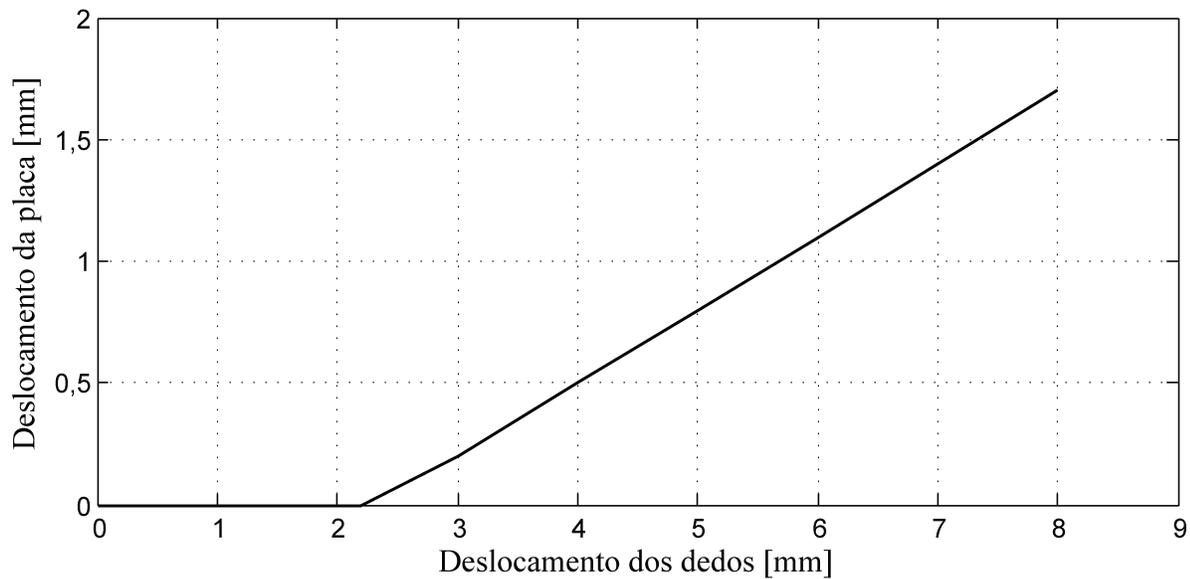


Figura 6.25: Deslocamento da placa em função do deslocamento dos dedos da embreagem. Adaptado de Haim (2011)

Sendo que o deslocamento da placa deforma a mola que mantém o sistema acoplado, de forma que quanto maior o deslocamento da placa menor é a força normal aplicada no disco da embreagem pela mola conforme mostra a Figura 6.26.

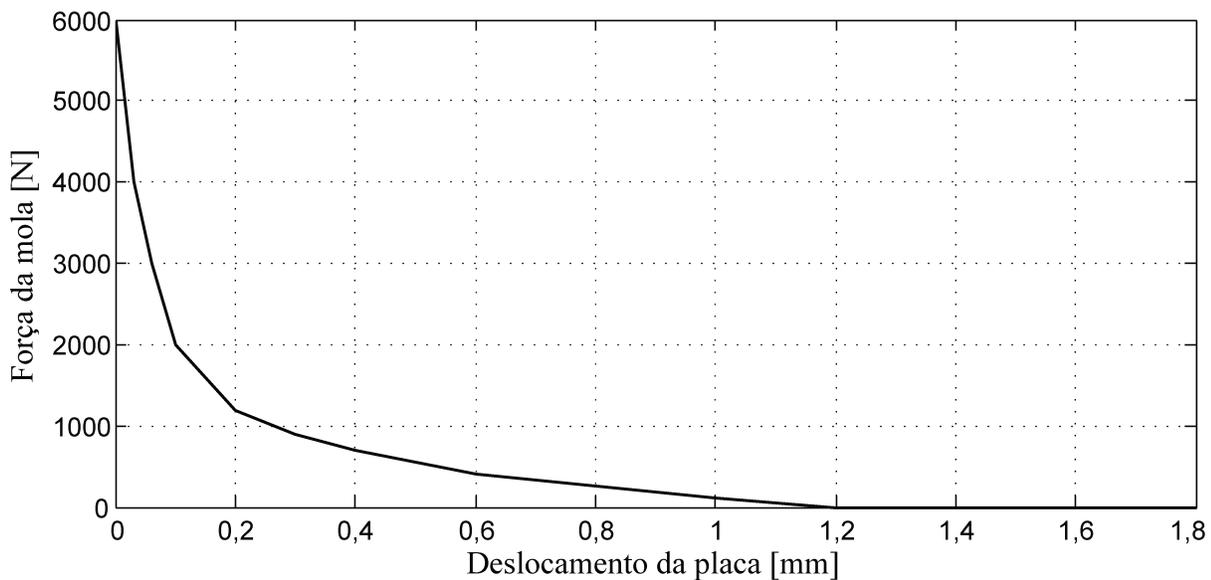


Figura 6.26: Força normal aplicado pela mola em função do deslocamento da placa. Adaptado de Haim (2011)

A simulação do comportamento do motorista no modelo é dada pelo acionamento do pedal de embreagem, considerando um tempo de 1,5 segundos para troca de marcha, sendo 0,5 s destinados ao desacoplamento do sistema e o restante para reacoplamento do mesmo.

Estes tempos têm como objetivo aproximar o real comportamento do motorista, o tempo de liberação do sistema é inferior ao tempo de reacoplamento devido a este ser feito gradualmente pra evitar acelerações elevadas no motor.

Durante o processo de troca de marcha nos primeiros 0,5 segundos destinados ao desacoplamento do sistema de transmissão o pedal da embreagem é levado da posição de repouso (sistema acoplado) ao fim de curso (sistema totalmente desacoplado).

Neste momento ocorre a mudança de marcha, o motor a combustão encontra-se completamente desacoplado do sistema de transmissão, ou seja, não transmite torque para o sistema nem é desacelerado pelo torque de resistência.

No restante do tempo a posição do pedal varia gradualmente da posição de fim de curso retornando para a posição inicial, aumentando o torque transmitido entre o motor e a caixa redutora até a condição de total acoplamento onde ocorre equilíbrio entre o torque e a rotação dos sistemas.

Na condição intermediária quando o sistema não está totalmente acoplado, nem totalmente desacoplado, ocorre escorregamento entre os discos da embreagem. Nesta situação atua a Equação (6.6) que permite estimar o torque transmitido em função da força aplicada.

A força aplicada é definida em função da posição do pedal da embreagem, como explicado anteriormente. Desta forma é possível definir o torque transmitido do motor para a caixa redutora, e o torque de resistência do trem de potência que atua diretamente na variação da rotação do motor aplicando-se a Equação (6.4).

Em uma situação de redução de marcha durante o processo de frenagem, o sistema de freio é desabilitado durante a troca de marcha, atuando somente a parcela de torque resistivo do motor a combustão transmitida pela embreagem para a caixa redutora, após o reacoplamento da embreagem, o sistema de freio passa novamente a atuar.

6.2.1 Resultados de simulação

Devido a necessidade de valores da inércia do motor para o cálculo da rotação do mesmo nas trocas de marcha foi utilizado o modelo proposto por Gillespie (1992) envolvendo as inércias do sistema.

Foi necessária uma adaptação no algoritmo de troca de marchas, em situações de aceleração do veículo. Devido à redução de torque transmitido pelo desacoplamento da embreagem o veículo reduz sua velocidade, voltando a marcha anterior, entrando em um ciclo de repetição onde o modelo era incapaz de sair da condição de escorregamento da embreagem.

Para o correto funcionamento do sistema a redução de marcha deve ocorrer em uma velocidade inferior a de troca em aceleração. Segundo Xi *et al.* (2009), para evitar mudanças frequentes de marcha a velocidade de redução deve ser de 5 a 10 *km/h* abaixo da velocidade de troca na aceleração do veículo. Após alguns testes foi constatado que a redução efetuada a 3 *km/h* abaixo da velocidade normal de troca resolvia o problema de oscilação do sistema na simulação.

A Figura 6.27 ilustra a diferença entre as simulações com, e sem o modelo de embreagem.

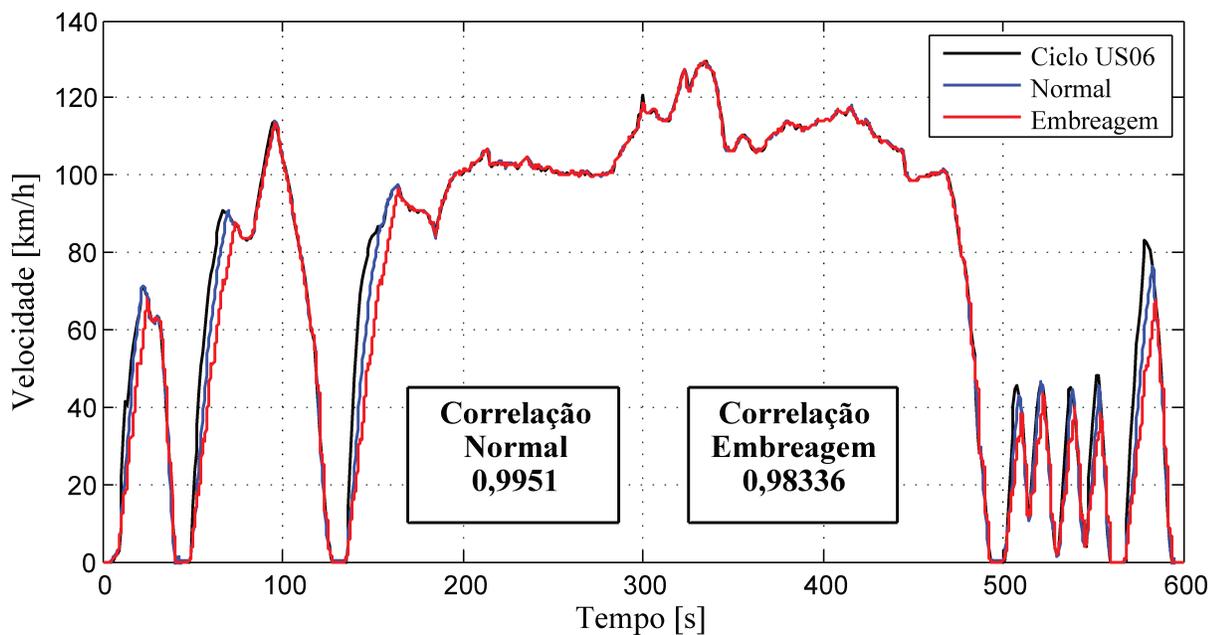


Figura 6.27: Comparativo entre os resultados obtidos entre os modelo com e sem embreagem

A Figura 6.28 mostra com mais detalhes a diferença entre o modelo com e sem embreagem.

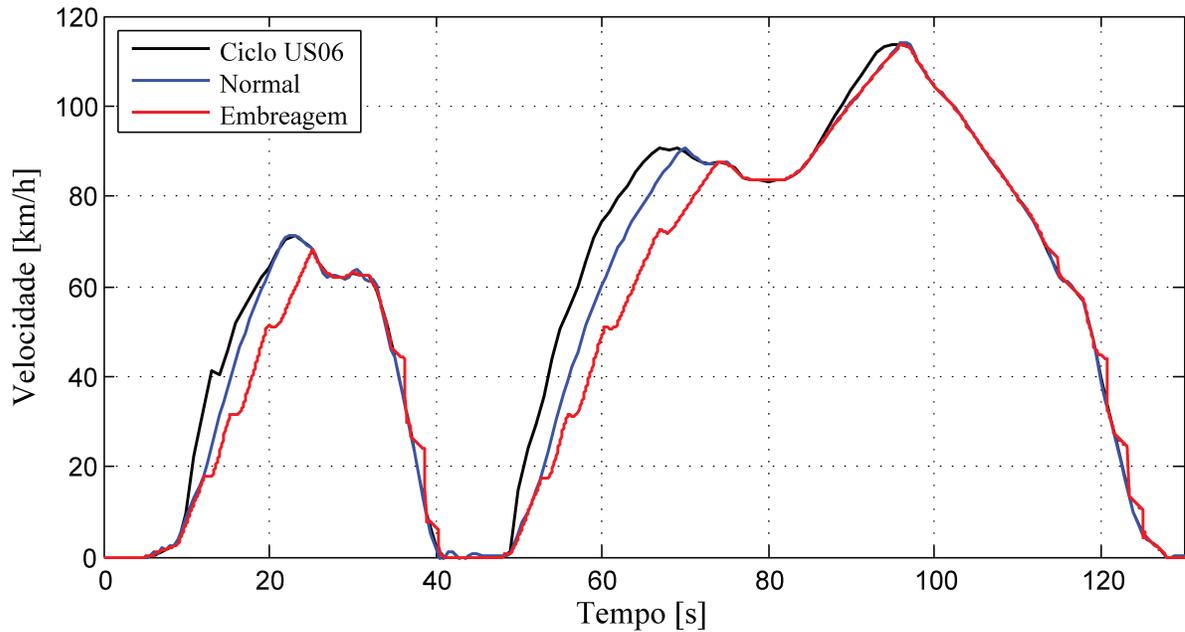


Figura 6.28: Comparativo modelos com e sem embreagem em um trecho do ciclo US06

As Figuras 6.27 e 6.28 apresentam resultados para o ciclo US06, que como já comentado anteriormente representa uma condição de operação limite para o modelo simulado, nos ciclos brasileiros NBR6601 e NBR7024 o comportamento do veículo é diferente por existir uma redução da velocidade no momento da troca, seguido de uma maior aceleração para levar o veículo ao padrão de velocidades requerido.

No ciclo US06 quando ocorre a redução no torque transmitido durante a troca de marcha o veículo está com o motor operando a 100%, por se tratar de um ciclo com altas acelerações requeridas. Deste modo a redução de velocidade causada pelo desacoplamento da embreagem não pode ser compensada devido à indisponibilidade de potência adicional no motor a combustão.

A Figura 6.29 representa a comportamento do veículo em um caso onde há potência disponível após a mudança de marchas.

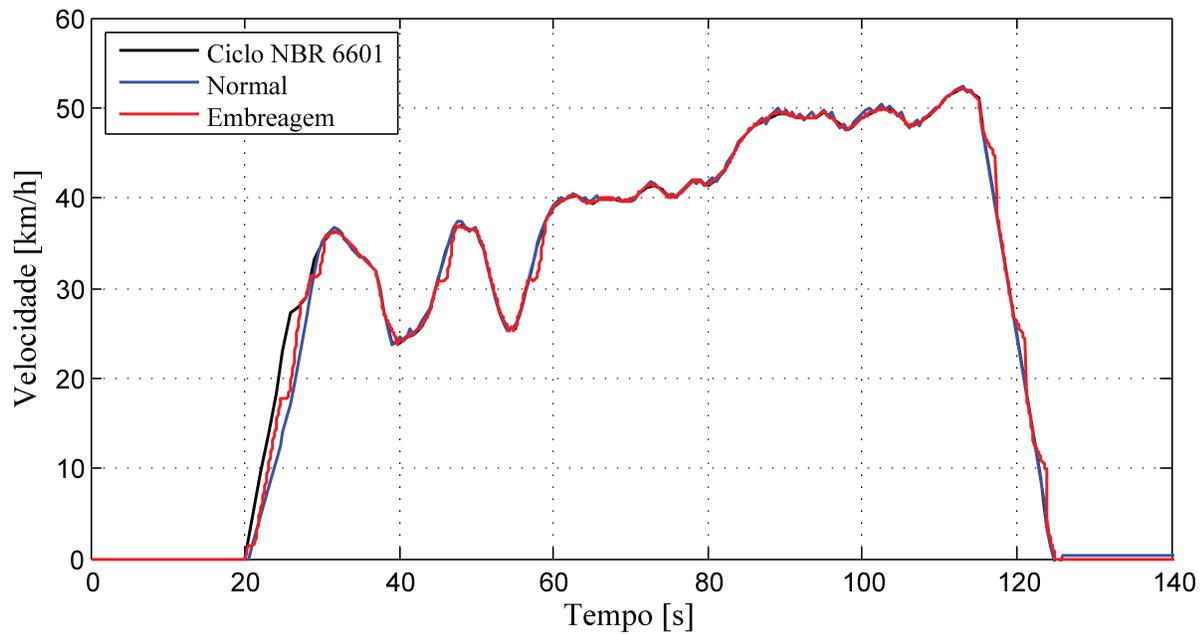


Figura 6.29: Comparativo modelos com e sem embreagem em um trecho do ciclo NBR6601

A Tabela 6.6 mostra as correlações entre as diferentes estratégias utilizadas no ciclo US06, simuladas a partir de combinações entre os modelos com e sem embreagem, limitados ou não na transferência de força no contato pneu-pista.

Tabela 6.6: Comparativo correlações entre as estratégias simuladas para o ciclo US06

Correlações entre Estratégias para o Ciclo US06				
Estratégias	Com Limite de Tração		Sem Limite de Tração	
	Embreagem	Normal	Embreagem	Normal
Vel. Recomendada	0,9834	0,9936	0,9905	0,9989
3500 rpm	0,9850	0,9937	0,9933	0,9994
4500 rpm	0,9867	0,9926	0,9963	0,9997
Torque Máximo	0,9881	0,9924	0,9978	0,9998
Potência Máxima	0,9885	0,9914	0,9984	0,9999
Estratégia Híbrida	0,9886	0,9916	0,9976	0,9998

Como pode ser visto nos resultados apresentados pela Tabela 6.6 existe uma redução na correlação dos modelos que levam em conta o efeito da embreagem, em comparação com os modelos onde este efeito é desprezado.

Ao contrário das demais simulações os modelos com limitação de atrito, onde a embreagem foi desprezada, tiveram redução na correlação devido ao aumento de torque disponível gerar maior aceleração, que pelo algoritmo proposto pelo modelo simulado gera uma força atuante no centro de gravidade que tende a reduzir a força normal atuante no eixo dianteiro, reduzindo, portanto a força transmissível no contato, impedindo o aumento no desempenho do veículo.

No caso do modelo limitado pela tração do veículo, mas levando em conta os efeitos da embreagem, as correlações foram inferiores em comparação aos demais modelos. Entretanto notou-se uma melhora com a evolução das estratégias de troca de marcha, isto devido, como já descrito anteriormente se tratar de um ciclo de altas acelerações, onde a mudança de marcha representa uma redução no torque aplicado a roda e conseqüentemente um aumento no torque requerido, o qual não existe potência sobressalente no motor para compensar este efeito.

O mesmo efeito foi encontrado nos resultados referentes ao modelo que simula os efeitos da embreagem, mas despreza a limitação do atrito no contato pneu pista.

A Figura 6.30 mostra o comparativo entre a estratégia padrão de troca de marcha na velocidade recomenda pelo fabricante, uma estratégia intermediária de troca em 4500 *rpm* e a condição limite de troca em potência máxima, para o modelo de embreagem desprezando os efeitos do atrito no contato pneu-pista.

Seguindo a lógica das estratégias adotadas, o quanto mais for retardada a troca de marcha melhor será o desempenho, pois com um maior número de trocas gera um acúmulo de defasagem em relação ao ciclo imposto.

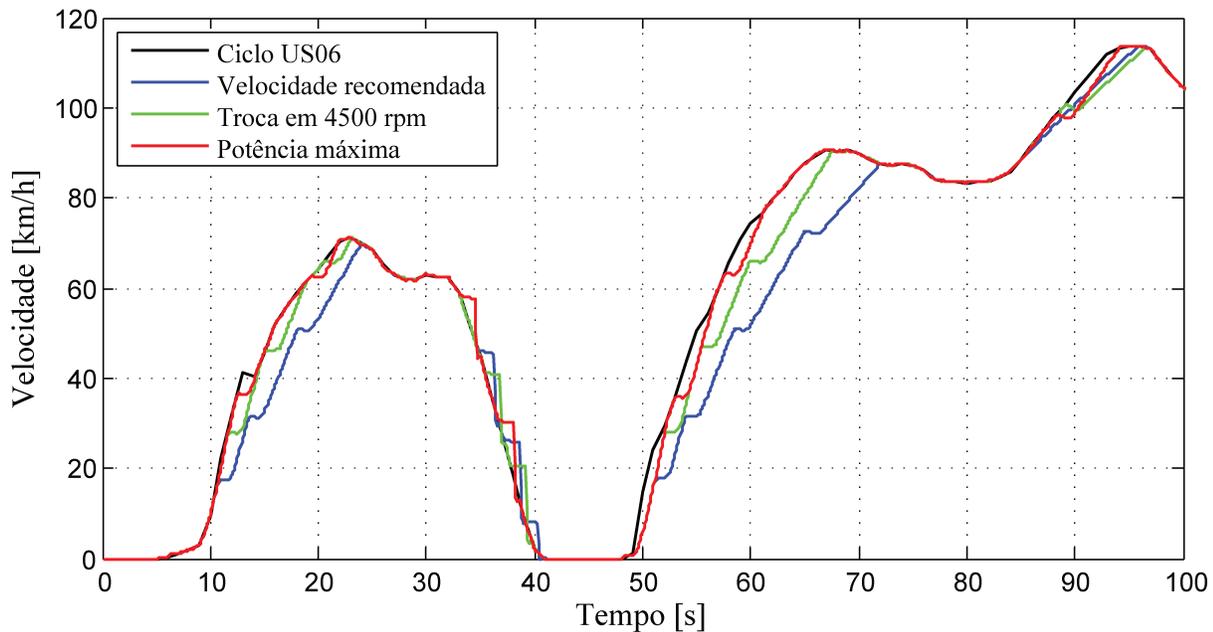


Figura 6.30: Comparativo entre estratégias no modelo de embreagem em um trecho de aceleração do ciclo US06

Pode-se observar que no primeiro pico de velocidades iniciando por volta dos 10 segundos a estratégia de troca na velocidade recomendada executa 3 trocas de marcha até atingir a velocidade de aproximadamente 70 km/h requerida pelo ciclo, já a estratégia de troca em 4500 rpm executa as mesmas trocas, mas a passagem da 3^{a} para a 4^{a} marcha ocorre somente próximo ao pico de aproximadamente 65 km/h e não a 55 km/h como na estratégia de troca em velocidade recomendada.

Já a estratégia de troca em potência máxima realiza somente 2 trocas de marcha para o mesmo trecho do ciclo, gerando assim um melhor desempenho pois possui um segmento de redução e interrupção de torque transmitido a menos que as demais estratégias.

O mesmo conceito se aplica na condição de frenagem, já que o sistema de freio encontra-se desabilitado no momento da troca de marcha, portanto quanto menos for acionada a condição de troca de marcha melhor o desempenho do veículo devido à redução do tempo em que o sistema de freio encontra-se desativado.

7 CONCLUSÃO

Foi possível observar que os métodos de cálculo da dinâmica longitudinal do veículo são muito semelhantes entre si, principalmente no equacionamento do arrasto aerodinâmico e na decomposição da força peso devido à inclinação da pista.

O equacionamento da resistência ao rolamento dos pneus é baseado em equações desenvolvidas experimentalmente, sendo que existem diversas equações para os mais variados tipos de pneus e tipos de piso.

Nos modelos simulados dependendo da situação existe uma grande correlação entre os métodos, principalmente em situações de altas velocidades e baixas acelerações, isto devido à equação de arrasto aerodinâmico ser semelhante em todos os modelos simulados.

Já em situações de menor velocidade existe uma menor correlação devido ao grande número de equações para o cálculo da resistência ao rolamento, que representa a maior parcela da potência requerida em baixas velocidades, gerando assim uma maior dispersão nos resultados.

Com a variação da massa ocorre mudança nas correlações entre os modelos, quanto maior a massa do veículo, a parcela de potência requerida devido a aceleração do veículo torna-se mais significativa, e por se calculada de maneira similar entre os modelos, aproxima os resultados.

Com o aumento da massa do veículo também foi constatado uma aproximação dos resultados entre os modelos que utilizam os valores reais de inércia do sistema de transmissão, com os modelos que estimam este valor através de polinômios, o que indica que estes polinômios foram desenvolvidos para atuar em determinadas faixa de massa do veículo, pois estes geram uma constante que é multiplicada pela massa do veículo gerando uma massa equivalente, podendo assim gerar resultados com até 20% de divergência entre os modelos simulados com a faixa de massa mínima, e chegando a correlações superiores a 0,95 nas simulações com massa máxima. O que indica que existem faixas para utilização destes polinômios, entretanto este recurso ainda é muito útil para uma análise inicial, quando não são conhecidos os valores de inércia do sistema de transmissão do veículo analisado.

As correlações entre os modelos servem somente como comparativo entre os métodos pro-

postos pela literatura, não sendo possível determinar qual dos métodos é mais preciso por não haver informações referentes a torque requerido pelo veículo para executar o ciclo padrão de velocidades imposto pelas normas brasileiras NBR66601 e NBR7024.

Uma alternativa para determinar qual dos métodos melhor se aproxima da situação real de condução seria uma análise experimental em uma bancada dinâmometrica na qual é possível extrair valores de torque aplicado nas rodas para a execução de determinado perfil de velocidades imposto pelo motorista.

O modelo proposto por Genta (2008) é o único que leva em conta o momento aerodinâmico, sendo o efeito deste coeficiente observado mais claramente em velocidades altas acima de 120 *km/h* que ocorrem no ciclo US06, onde ocorre uma limitação da velocidade do veículo quando simulado por este modelo.

Nos ciclos brasileiros de condução NBR66601 e NBR7024 o limite de força transmissível no contato pneu-pista raramente é ultrapassado, sendo seu efeito imperceptível nos resultados encontrados. Já no ciclo US06 onde existem trechos de alta aceleração este fator limitante exerce grande influência no comportamento do veículo limitando o torque transmissível, principalmente nos trechos onde é utilizada a aceleração máxima do motor a combustão.

Nenhum dos modelos analisados engloba o comportamento do motorista na escolha da estratégia de troca de marchas, o que altera o comportamento dinâmico do veículo, podendo gerar resultados diferentes, impactando diretamente no desempenho do veículo e no consumo de combustível do mesmo.

O efeito do sistema de embreagem também é desconsiderado pelos modelos propostos na literatura, sendo que com a adição deste parâmetro nas simulações pôde-se observar uma alteração na velocidade do veículo durante o processo de troca de marchas devido à interrupção no fornecimento de torque proveniente do motor a combustão devido ao desacoplamento da embreagem.

7.1 Sugestão para trabalhos futuros

Como contribuição para trabalhos futuros são sugeridas algumas melhorias nos modelos simulados, englobando modelos de motor a combustão, transmissão, bem com o já presente modelo de embreagem.

Nos modelos desenvolvidos foram utilizados valores médios de eficiência para os principais componentes, o que pode gerar divergências se os resultados forem comparados com um modelo experimental.

Também é importante ressaltar que os ciclos provenientes das normas utilizadas não representam um comportamento real de condução sendo dados como a inclinação da pista desprezados, uma alternativa seria o levantamento de um circuito padrão nas condições reais encontradas no Brasil, englobando os dados referentes as subidas e descidas do trajeto.

REFERÊNCIAS

ABNT. **Veículos rodoviários automotores leves - Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento**, 2005.

ABNT. **Veículos rodoviários automotores leves - Medição do consumo de combustível - Método de ensaio.**, 2006.

AGUIAR, A.D.O.E. e FILHO, J.J. Veículos em fim de vida como resíduos: panorama, fragilidades e perspectivas do gerenciamento no brasil. **SIMPOI**, p. 16, 2012.

ANFAVEA. **Carta da ANFAVEA - Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores**. ANFAVEA, 2012.

CORRÊA, F.C.; SILVA, L.C. e DEDINI, F.G. Fuzzy control for hybrid vehicle. **21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering**, v. 1, 9, 2011.

DEDINI, F.G. Introdução a dinâmica longitudinal. Notas de aula, Dinâmica Veicular Unicamp, 2011.

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; CORRÊA, F.C.; SILVA, L.C.D.A.E. e DEDINI, F.G. Avaliação do desempenho em aclives de veículos híbridos. **SIMEA XX Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva**, 2012.

ECOMODDER. Brake specific fuel consumption (BSFC) maps. Setembro 2012.

URL: <http://ecomodder.com>

EGER, André. **Simulação e Análise do Desempenho Longitudinal Veicular Sob Condições Dinâmicas Trativas**. 2007. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC.

EHSANI, M.; GAO, Y. e EMADI, A. **Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design**. CRC, 2009.

GENTA, G. **Motor Vehicle Dynamics Modeling and Simulation**. World Scientific, 2008.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. SAE International, 1 ed., 1992.

GM. **Manual do proprietário Chevrolet Celta 2013**. General Motors do Brasil Ltda., 2012.

HAIM, Diego. **Redução da inércia rotacional no projeto do trem de força**. 2011.

HOLLANDA, J.B.D. Engenharia dos veículos elétricos e híbridos - tradução adaptada de texto da universidade do colorado. **ABVE - Associação Brasileira do Veículo Elétrico INEE - Instituto Nacional de Eficiência Energética**, Março 2011.

KULKARNI, M.; SHIM, T. e ZHANG, Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. **ScienceDirect**, pp. 168 – 183, 2006.

LEAL, L.D.C.M.; DA ROSA, E. e NICOLAZZI, L.C. **Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Abril 2008.

LEE, H.; KOO, E.; SUL, S.; KIM, J.; KAMIYA, M.; IKEDA, H.; SHINOHARA, S. e YOSHIDA, H. Torque control strategy for a parallel-hybrid vehicle using fuzzy logic. **Industry Applications Magazine, IEEE**, v. 6, n. 6, 33–38, 2000a.

LEE, H.D.; SUL, S.K.; CHO, H.S. e LEE, J.M. Advanced gear-shifiting and clutching strategy for

a parallel-hybrid vehicle. **IEEE Industry Applications Magazine**, pp. 26 – 32, 2000b.

NAUNHEIMER, H.; BERTSCHE, B.; RYBORZ, J. e NOVAK, W. **Automotive Transmissions**. Springer, 2010.

NAVIDI, W. **Statistics for engineers and scientists**. McGraw-Hill Higher Education, 2008.

NETO, Jorge Fender. **Estudo da Influência do Escalonamento de Marchas no Consumo de Combustível de um Ônibus Urbano**. 2010. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual De Campinas.

OLIVEIRA, Eude C. **Modelagem e simulação de veículos elétricos e híbridos**. 2005. Dissertação (Mestrado). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

PHILLIPS, A.; JANKOVIC, M. e BAILEY, K. Vehicle system controller design for a hybrid electric vehicle. In **Control Applications, 2000. Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on**, pp. 297–302. IEEE, 2000.

RAIZER, Breno. **Modelagem e Análise Cinemática de CVTs Toroidais: Influência dos parâmetros geométricos no desempenho**. 2010. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual De Campinas.

RILL, P.D.G. **Vehicle Dynamics**. University of applied sciences, 2007.

RIZOULIS, D., Burl J. Beard J. **Control strategies for a series-parallel hybrid electric vehicle**. 2000. Dissertação (Mestrado). Michigan Technological University.

SANTICIOLLI, F.M.; CORRÊA, F.C.; NETO, G.D.; DELGADO, V.V. e DEDINI, F.G. Análise das tipologias de motores elétricos para o suprimento da demanda de potência em veículos híbridos na configuração paralela. **VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM**, 2012.

SCHOUTEN, N.; SALMAN, M. e KHEIR, N. Fuzzy logic control for parallel hybrid vehicles. **Control Systems Technology, IEEE Transactions on**, v. 10, n. 3, 460–468, 2002.

SERRAO, L., A.C.Z.; GUEZENNEC, Y. e RIZZONI, G. An aging model of ni-mh batteries for hybrid electric vehicles. **IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPP05)**, v. 1, 78–85, 2005.

SILVA, Ludmila Correa de Alkmin e. **Identificação e Simulações do Comportamento do Pneu Visando a Implementação de Controle em Cadeiras de Rodas Motorizadas**. 2011. Tese (Doutorado). Universidade Estadual De Campinas.

SILVA, V.A.D. **Modelo L^AT_EX para a preparação de teses e dissertações da FEM versão 1.4**. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Outubro 2012.
URL: <ftp://ftp.fem.unicamp.br/pub/Latex/>

SOUZA, Reynaldo Barros. **Uma visão sobre o balanço de energia e desempenho em veículos híbridos**. 2010. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas.

WU, J. e LIU, J. A forecasting system for car fuel consumption using a radial basis function neural network. **Expert Systems With Applications**, v. 39, n. 2, 1883–1888, 2012.

XI, L.; XIANGYANG, X. e YANFANG, L. Simulation of gear-shift algorithm for automatic transmission based on matlab. **World Congress on Software Engineering**, pp. 476 – 480, 2009.

APÊNDICE A Veículos híbridos

O termo híbrido deriva da combinação de duas ou mais fontes de potência, sendo que a combinação mais comum se faz através de um motor de combustão interna, comumente usados em veículos convencionais, com o conjunto bateria e motor elétrico usados nos veículos elétricos. Esta combinação possibilita aos veículos híbridos grande autonomia e rápido reabastecimento, presente nos veículos convencionais, e baixo ruído, aceleração suave e demais benefícios ambientais característicos dos veículos elétricos (PHILLIPS *et al.*, 2000).

Segundo Genta (2008) o motor a combustão interna em ciclos urbanos opera longe da condição ótima, gerando problemas de consumo e poluição. Portanto nestas condições é conveniente o uso de motores elétricos.

Assim, o motor elétrico deve ser projetado para suportar frequentes start/stop, e altas taxas de aceleração e desaceleração, o que significa alto torque de saída para uma extensa faixa de velocidade, fato este que determina que o motor elétrico necessite ter alta densidade de torque e eficiência em todas as velocidades (SANTICIOLLI *et al.*, 2012).

Os veículos híbridos podem ser classificados de 3 formas diferentes dependendo da combinação do motor a combustão interna e do motor elétrico:

- **Série:** A tração é somente elétrica onde o motor a combustão é acoplado a um gerador atuando apenas como fonte de energia para o motor elétrico e/ou para um dispositivo de estocagem de energia como uma bateria (SANTICIOLLI *et al.*, 2012).
- **Paralelo:** Nesta configuração, ambas as unidades propulsoras, são conectadas diretamente às rodas. O motor elétrico é adicionado ao trem de potência em paralelo ao motor a combustão com a função de assistir ao adicional de torque exigido deste último (SCHOUTEN *et al.*, 2002) e (LEE *et al.*, 2000a).
- **Série-Paralelo:** Como o nome sugere, esta configuração agrega os dois tipos descritos acima atuando, em determinadas condições, como um veículo híbrido série ou como um veículo híbrido paralelo (RIZOULIS, 2000).

A.1 Avaliação do desempenho de veículo híbrido

Nesta seção será abordada a dinâmica veicular aplicada à simulação de um veículo híbrido de configuração paralela, ou seja, um motor à combustão acoplado ao sistema de redução acionando as rodas dianteiras e 2 motores elétricos acoplados diretamente às rodas traseiras.

A.1.1 Equacionamento dinâmico

Segundo a metodologia proposta por Gillespie (1992), para um veículo convencional acionado somente pelo motor a combustão, a força de tração necessária é dada pela Equação (2.18).

Devido aos motores elétricos estarem acoplados diretamente as rodas traseiras do veículo é necessário saber a demanda de potência nas rodas e não no motor à combustão para um correto gerenciamento entre os dois meios de acionamento do veículo.

O torque na roda do veículo em função do torque do motor a combustão é dado pela Equação (A.1).

$$T_r = T_e N_{tf} \eta_{tf} \quad (\text{A.1})$$

Substituindo a Equação (A.1) na Equação (2.18), obtemos a Equação (A.2).

$$F_x = \frac{T_r}{r} - ((I_e + I_t) N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w) \frac{a_x}{r^2} \quad (\text{A.2})$$

A Equação (A.3) descreve o comportamento do veículo em aceleração numa pista plana.

$$M a_x = F_x - R_x - D_A \quad (\text{A.3})$$

Unindo as Equações (A.2) e (A.3), e isolando o termo referente ao torque da roda T_r obtemos

a Equação (A.4).

$$T_r = r \left(D_A + R_x + M a_x + \frac{((I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w) a_x}{r^2} \right) \quad (\text{A.4})$$

Devido aos motores elétricos das rodas traseiras não estarem acoplados ao sistema de transmissão o termo referente à eficiência será desconsiderado no cálculo da força de tração requerida nas rodas, sendo este considerado somente após a divisão da demanda de potência entre o motor à combustão e os motores elétricos, sendo aplicado um fator de eficiência referente a cada motor.

Após o cálculo do torque requerido nas rodas do veículo (T_r), o sistema de gerenciamento toma as decisões de qual sistema utilizar para o acionamento do veículo. Sendo que a parcela de torque destinada ao motor de combustão interna deve ser dividido pelo fator de eficiência do sistema de transmissão e pela relação de transmissão como mostra a Equação (A.5).

$$T_{MCI} = \frac{T_{r_{MCI}}}{\eta_{tf} N_{tf}} \quad (\text{A.5})$$

Sendo:

- T_{MCI} = Parcela de torque requerido do Motor a combustão [Nm];
- $T_{r_{MCI}}$ = Parcela de torque requerido do Motor a combustão na roda do veículo [Nm].

A parcela de torque fornecida pelos motores elétricos para as rodas traseiras, é obtida dividindo-se o torque requerido na roda pela eficiência dos motores elétricos (N_{ME}) como mostra a Equação (A.6).

$$T_{ME} = \frac{T_{r_{ME}}}{\eta_{ME}} \quad (\text{A.6})$$

Onde:

- T_{ME} = Parcela de torque requerido dos motores elétricos [Nm];
- $T_{r_{ME}}$ = Parcela de torque requerido dos motores elétricos na roda do veículo [Nm].

Os torques requeridos pelo sistema de gerenciamento T_{MCI} e T_{ME} são comparados com os torques disponíveis nas respectivas curvas em função da rotação para cada tipo de motor, sendo o torque disponível nas rodas do veículo (T_D) a soma dos torques fornecidos pelos motores elétricos e pelo motor a combustão como mostra a Equação (A.7).

$$T_d = Td_{MCI}N_{tf}\eta_{tf} + Td_{ME}\eta_{ME} \quad (A.7)$$

Sendo:

- Td_{ME} = Torque dado pela curva do motor elétrico [Nm];
- Td_{MCI} = Torque dado pela curva do motor a combustão [Nm].

E a aceleração disponível do veículo (a_d) é dada pela Equação (A.8).

$$a_d = \frac{\frac{T_d}{r} - D_A - R_x}{M + \frac{(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w}{r^2}} \quad (A.8)$$

A.1.2 Dados para simulação

O controle de acionamento dos motores é feito com base em regras citadas abaixo:

- Acima de 60 km/h os motores elétricos são desligados, sendo o veículo acionado unicamente pelo motor à combustão;
- Abaixo da velocidade de 60 km/h a prioridade de acionamento é dos motores elétricos, sendo que se a potência requerida for inferior a potência disponível nos motores o motor a combustão permanecerá desligado;
- Caso a potência requerida supere a potência fornecida pelos motores elétricos o motor a combustão será acionado como forma de complemento, possibilitando a correta aceleração do veículo.

Em caso de acionamento somente pelos motores elétricos, as inércias do motor e da caixa redutora são desconsideradas, o diferencial permanece acoplado às rodas dianteiras sendo, portanto sua inércia mantida no cálculo do torque requerido.

A inércia das rodas I_w recebe o incremento referente aos motores elétricos acoplados diretamente às rodas traseiras.

O veículo utilizado com base para as simulações foi o veículo A, por se tratar de um veículo de potência inferior ao veículo B sendo mais adequado para trajetos urbanos como o ciclo NBR6601.

O maior intuito deste tipo de veículo híbrido proposto é a economia de combustível, pelo fato dos motores elétricos atuarem nas situações de menor eficiência do motor de combustão interna.

A massa das rodas traseiras do modelo Adams® foi alterada para simular o aumento da inércia rotacional devido ao acoplamento dos motores elétricos diretamente as rodas.

A.1.3 Resultados de simulação

Como a maior vantagem dos veículos híbridos está na utilização dos motores elétricos em trechos urbanos o ciclo escolhido para esta simulação foi o NBR6601.

Com base nas regras implementadas foi criado um sistema de gerenciamento que distribui o torque requerido entre os dois sistemas de acionamento do veículo, essa distribuição pode ser vista na Figura A.1.

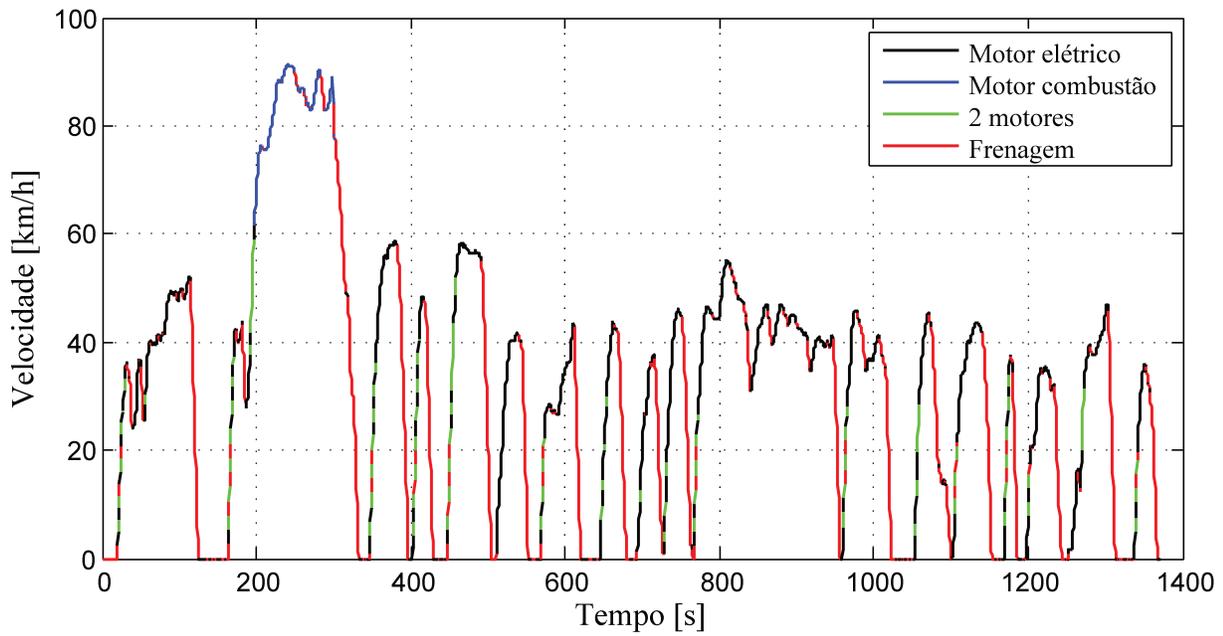


Figura A.1: Acionamento dos motores do veículo híbrido no ciclo NBR6601

Sendo a correlação entre as curvas do ciclo NBR6601 utilizado e a curva simulada mostrada na Figura A.2.

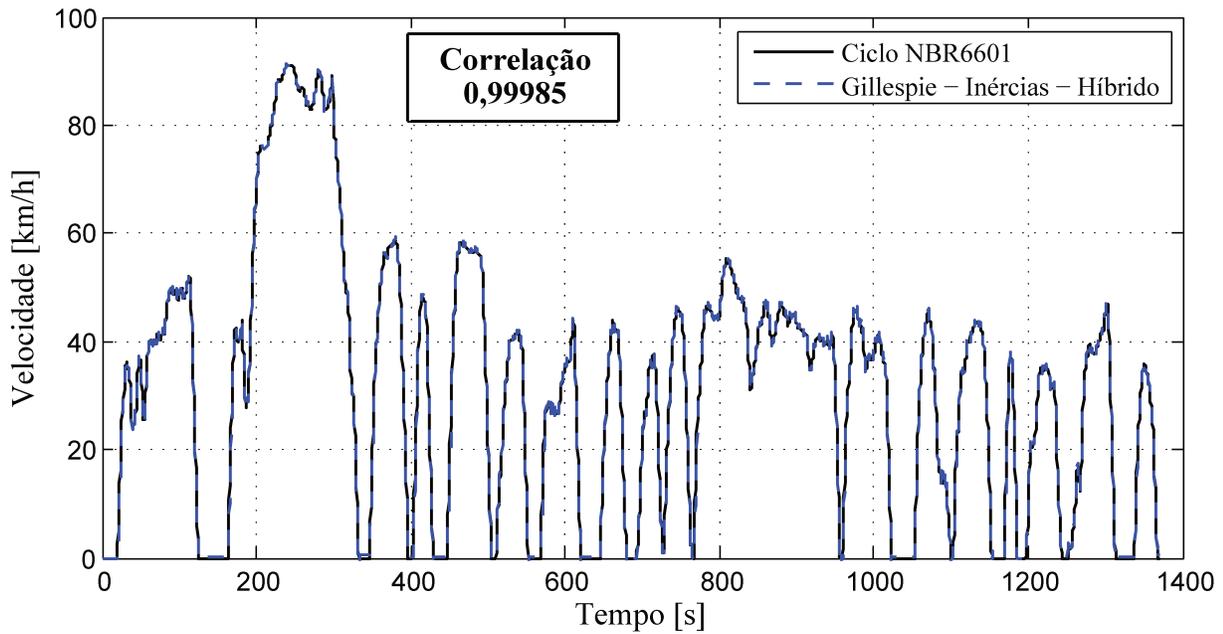


Figura A.2: Comparativo entre o ciclo NBR6601 e o perfil de velocidades simulado

As Figuras A.3 e A.4 comparam o uso da caixa de câmbio do veículo convencional e do veículo híbrido, sendo que quando somente os motores elétricos estão acionados e o motor à combustão está desativado o câmbio permanece na posição neutra.

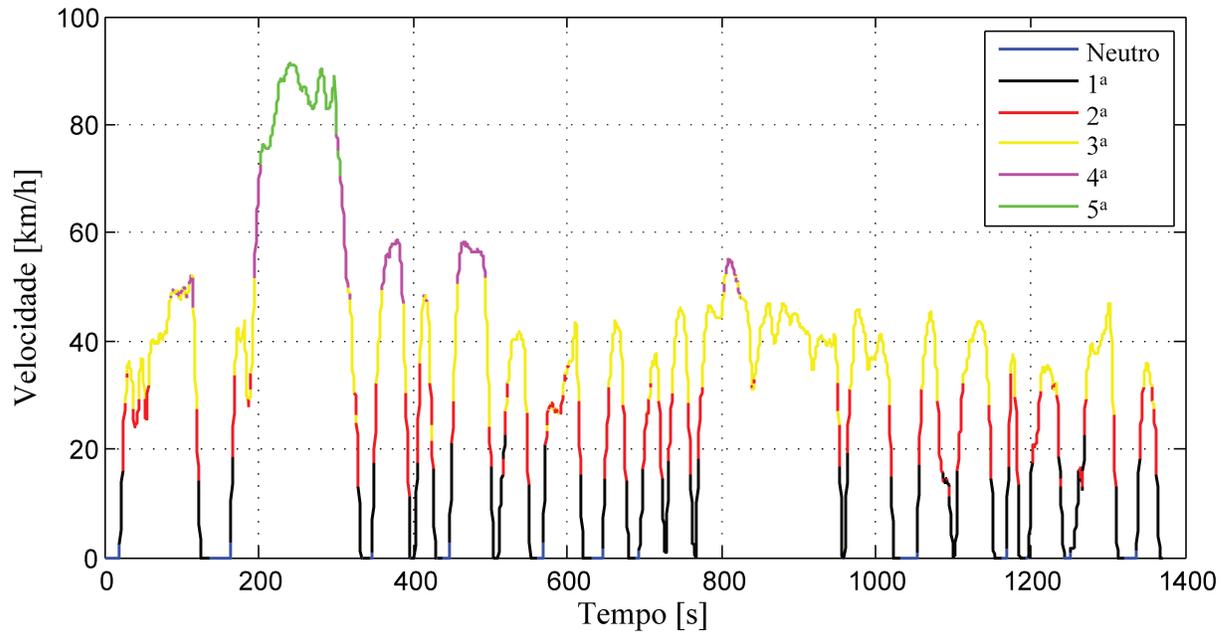


Figura A.3: Marchas utilizadas veículo convencional - ciclo NBR6601

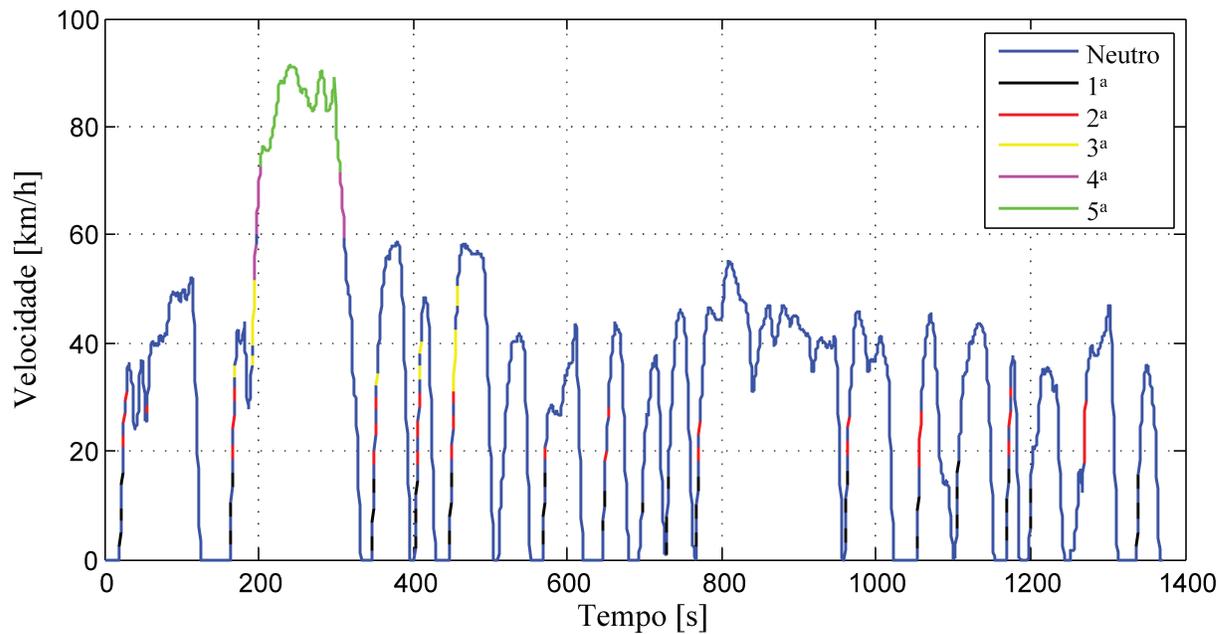


Figura A.4: Marchas utilizadas veículo híbrido - ciclo NBR6601

Como pode ser observado na Figura A.4 o veículo híbrido permanece na maior parte do tempo acionado somente pelos motores elétricos, sendo esta condição improvável, pois depende da duração das baterias que fornecem energia para os motores elétricos.

O consumo de combustível foi reduzido significativamente na simulação do veículo híbrido comparando-se com o modelo convencional. Entretanto pelo fato desta simulação não levar em conta nenhum modelo que englobe a condição da bateria, impossibilita-se afirmar o quanto o veículo híbrido se locomove somente sendo acionado pelos motores elétricos, desta forma os resultados de consumo de combustível desta simulação foram desconsiderados.

Como alternativa cabe a implementação de um algoritmo que possibilite o cálculo do consumo de energia de uma determinada bateria, bem como seu tempo de carga e descarga, para assim definir quando os motores elétricos podem ser acionados, garantindo assim uma melhor aproximação do modelo simulado à condição real de uso.