

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR RICARDO FERREIRA
GASPARINI E APROVADA
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 28/07/2010


.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

Ricardo Ferreira Gasparini

Dinâmica Longitudinal de Veículos Pesados: Forças Resistivas e Outros Fatores de Influência no Consumo de Combustível

Campinas, 2010.

Ricardo Ferreira Gasparini

Dinâmica Longitudinal de Veículos Pesados: Forças Resistivas e Outros Fatores de Influência no Consumo de Combustível

Dissertação apresentada ao Curso de Mestrado da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Automobilística.

Área de Concentração: Dinâmica

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

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

G213d	<p>Gasparini, Ricardo Ferreira</p> <p>Dinâmica longitudinal de veículos pesados: forças resistivas e outros fatores de influência no consumo de combustível / Ricardo Ferreira Gasparini. --Campinas, SP: [s.n.], 2010.</p> <p>Orientador: Franco Giuseppe Dedini. Dissertação de Mestrado (Profissional) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.</p> <p>1. Automóveis - Dinâmica. 2. Caminhões - Consumo de combustível. 3. Modelagem. I. Dedini, Franco Giuseppe. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.</p>
-------	--

Título em Inglês: Heavy vehicle longitudinal dynamics: resistive forces and other factors that influence on fuel consumption

Palavras-chave em Inglês: Automobiles - Dynamics, Trucks - Fuel consumption, Modeling

Área de concentração: Dinâmica

Titulação: Mestre em Engenharia Automobilística

Banca examinadora: Airton Nabarrete, Marcelo Becker

Data da defesa: 21/07/2010

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

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

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO PROFISSIONAL

Dinâmica Longitudinal de Veículos Pesados: Forças Resistivas e Outros Fatores de Influência no Consumo de Combustível

Autor: Ricardo Ferreira Gasparini
Orientador: Franco Giuseppe Dedini

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini
Universidade de Campinas - Unicamp

Prof. Dr. Airton Nabarrete
Instituto Tecnológico da Aeronáutica - ITA

Prof. Dr. Marcelo Becker
USP – São Carlos

Campinas, 21 de julho de 2010.

Ao meu Pai (i m) e a minha mãe.

Agradecimentos

Este trabalho não poderia ser possível sem a contribuição das seguintes pessoas:

Á Deus, sem ele nada seria possível.

Ao meu pai (in memoriam), pelo seu exemplo de responsabilidade e dedicação, a minha mãe, por todo seu amor e dedicação dispensada a mim, aos meus irmãos e sobrinhos, por todo o incentivo. Com certeza são os pilares que me sustentam.

Á minha esposa, pelo incentivo, compreensão, companheirismo e amor.

Ao meu orientador, por todo seu entusiasmo e direção, ao longo deste trabalho.

Aos meus amigos, Fender e Santana, por todas as nossas discussões, sempre produtivas, e que com certeza ajudaram a enriquecer este trabalho.

Á MWM International, por acreditar neste projeto e dispensar a mim todo apoio e cooperação.

Muito obrigado a todos.

Seres humanos, vegetais ou poeira cósmica, todos nós dançamos uma melodia misteriosa,
entoada à distância por um músico invisível.
Albert Einstein

Resumo

O principal objetivo deste trabalho é estudar a interação de veículos comerciais com o meio e a influência de suas características dinâmicas no consumo de combustível. O primeiro passo é o levantamento dos parâmetros influentes na modelagem para o desempenho veicular, seja este baseado em métodos de energia, seja baseado em métodos de forças. As relações do veículo com o ambiente serão tratadas como aspectos influentes e incluídas no modelo de desempenho. As simulações e a modelagem final foram implementadas no programa GT-Drive, software comercial. Conhecendo essas interações entre veículo e meio, e a influência destas interações no consumo de combustível, deseja-se propor uma nova abordagem no desenvolvimento de projetos automotivos para futuras aplicações em veículos comerciais, visando a redução do consumo de combustível no Brasil.

Palavras Chave: Dinâmica Veicular; Consumo de Combustível; Modelagem de veículo; Dinâmica Longitudinal.

Abstract

The main focus of this work is the study of interaction between commercial vehicle and the environment and also the influence of their dynamic characteristics in the fuel consumption. The first step of this work is to analyze the types of vehicle dynamic modeling based on energy and based on forces (Newton). The relationship between the vehicle and its environment will be considered as influent aspects and should be included into vehicle dynamic modeling. By understanding this relationships and their influence in the fuel consumption it is possible to propose an approach to develop new automotive projects for future commercial vehicle applications focus on fuel consumption and taking into account the Brazilian reality.

Key Words: Vehicle Dynamics; Fuel Consumption; Vehicle Modeling; Longitudinal Dynamics

Lista de figuras

Figura 1. Consumo de Energia Primária no Mundo, 1990-2030	4
Figura 2. Utilização dos meios de transporte de carga na Europa, 1990 – 2030	5
Figura 3. Demanda por transporte de carga na Europa, 1990 – 2030	6
Figura 4. Idade média da frota Européia, 1995-2007 (Fonte: TREMOVE v2.52)	6
Figura 5. Tecnologia dos veículos, 1995-2007 (Fonte: TREMOVE De Ceuster et al., 2007) 7	7
Figura 6. Composição da frota 2008 (Fonte: SAE/Curitiba –Estudo da frota brasileira - Mauro Simões)	8
Figura 7. Ciclos de trabalho propostos pela EPA (Fonte: Gino Sovran, 2003)	10
Figura 8. Validação do modelo no PERE MOVES (Fonte: Nam, 2005)	14
Figura 9. Atrito do pneu para diferentes tipos de pista. (Fonte: Automotive Science and Mathematics)	18
Figura 10. Sistema de referência para o estudo de forças atuantes no pneu (Genta 1997)	19
Figura 11. Raio efetivo, força e momento atuantes na roda (Tyre and vehicle dynamics. Pacejka)	20
Figura 12. a) Deformação e retorno elástico do pneu. b) Forças e pressão de contato σ_z numa roda em movimento. (Genta 1997)	22
Figura 13. Coeficiente de resistência à rolagem em função da velocidade do veículo. (Fonte: Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, Dr. Henning Wallentowitz)	23
Figura 14. Tipo de composição do material do pneu. (Fonte: Uniroyal 2006)	24
Figura 15. Coeficiente de resistência à rolagem de um pneu radial de um veículo comercial em função da pressão interna do pneu. (Fonte: Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, Dr. Henning Wallentowitz)	25
Figura 16. Pneu com a resistência a rolagem otimizada. (Fonte: Continental 2006)	27
Figura 17. Estrutura de um modelo de veículo.	32
Figura 18. Partes do modelo veicular consideradas na validação das perdas de energia.	33
Figura 19. Ciclo de utilização urbano.	37
Figura 20. Ciclo de utilização estrada.	37
Figura 21. Distância percorrida no ciclo de utilização cidade.	37
Figura 22. Distância percorrida no ciclo de utilização estrada.	38
Figura 23. Veículo modelado no ambiente GT-Drive.	39
Figura 24. Mapa de BMEP	41
Figura 25. Ilhas de consumo pela pressão média efetiva	42
Figura 26. Mapa de atrito do motor por rotação.	42
Figura 27. Tela de entrada das curvas de desempenho do motor no GT-Drive	43
Figura 28. Tela de entrada dos dados do veículo no GT-Drive.	44
Figura 29. Tela de entrada dos dados do pneu no GT-Drive.	45
Figura 30. Perfil do pedal do acelerador no ciclo cidade.	47
Figura 31. Perfil do pedal do acelerador no ciclo estrada	47
Figura 32. Tela de entrada do comportamento do motorista no GT-Drive.	48
Figura 33. Leitura da pressão barométrica no ciclo cidade.	49

Figura 34. Leitura da pressão barométrica no ciclo estrada.	49
Figura 35. Elevação média da pista no ciclo cidade.	50
Figura 36. Elevação média da pista no ciclo estrada.	50
Figura 37. Comparativo do perfil de velocidade no ciclo cidade.	51
Figura 38. Comparativo do perfil da velocidade no ciclo estrada.	51
Figura 39. Comparativo da distância percorrida no ciclo cidade.	52
Figura 40. Gráfico comparativo da distância percorrida no ciclo estrada.	52
Figura 41. Pontos de operação do veículo no mapa de torque do motor no ciclo cidade.	53
Figura 42. Pontos de operação do veículo no mapa de torque do motor no ciclo estrada.	54
Figura 43. Gráfico de Pressão Média Efetiva durante o ciclo cidade.	54
Figura 44. Gráfico de Pressão Média Efetiva durante o ciclo estrada.	55
Figura 45. Força de arrasto aerodinâmico.	57
Figura 46. Saia lateral à esquerda e aerofólio traseiro à direita. (Fonte: R. McCallen, SAE 2005)	57
Figura 47. Extensor de cabine (Fonte: Castellucci e Salari, 2005)	58
Figura 48. Influência da redução do arrasto no consumo de combustível.	58
Figura 49. Resposta das modelagens por torque e velocidade quanto à redução no coeficiente de arrasto aerodinâmico no ciclo cidade.	59
Figura 50. Resposta das modelagens por torque e velocidade quanto à redução no coeficiente de arrasto aerodinâmico no ciclo estrada.	60
Figura 51. Curva da força de resistência à rolagem.	60
Figura 52. Forças de resistência a rolagem e arrasto aerodinâmico.	61
Figura 53. Tela do osciloscópio no teste de desaceleração.	62
Figura 54. Tela de leitura dos dados aquisitados no teste de desaceleração.	63
Figura 55. Influência do CRR no consumo de combustível no ciclo cidade.	64
Figura 56. Influência do CRR no consumo de combustível no ciclo estrada.	64
Figura 57. Resposta das modelagens por torque e por velocidade quanto ao CRR no ciclo cidade.	65
Figura 58. Resposta das modelagens por torque e por velocidade quanto ao CRR no ciclo estrada.	66
Figura 59. Estratégias de troca de marcha no ciclo cidade.	67
Figura 60. Pontos de operação do veículo no mapa de torque otimizado para o ciclo cidade.	68
Figura 61. Comparativo dos pontos de operação do motor no ciclo cidade.	68
Figura 62. Distribuição da Pressão Média Efetiva ao longo do ciclo cidade.	69
Figura 63. Estratégia de troca de marcha no ciclo estrada.	69
Figura 64. Comparativo dos pontos de operação do motor no ciclo estrada.	70
Figura 65. Distribuição da Pressão Média Efetiva ao longo do ciclo estrada.	70
Figura 66. Utilização de cada marcha no ciclo cidade.	71
Figura 67. Utilização de cada marcha no ciclo estrada.	71
Figura 68. Influência da redução de massa do veículo no consumo de combustível no ciclo cidade.	72
Figura 69. Influência da redução de massa do veículo no consumo de combustível no ciclo estrada.	73
Figura 70. Influência da eficiência do trem de força no consumo de combustível no ciclo cidade.	74
Figura 71. Influência da eficiência do trem de força no consumo de combustível no ciclo estrada.	74
Figura 72. Distribuição das forças resistivas nos ciclos de trabalho estudados.	75

Figura 73. Potencial de redução do consumo de combustível.	76
Figura 74. Potencial de redução de combustível real sugerido neste estudo.	77
Figura 75. Consumo de combustíveis fóssil no mundo (Fonte: Statistics review of World Energy 2008)	a
Figura 76. Consumo de combustível fóssil por região. (Fonte: Statistics review of World Energy 2008)	a
Figura 77. Reservas de petróleo confirmadas até final de 2007 – em milhões de barris. (Fonte: Statistics review of World Energy 2008).....	b
Figura 78. Distribuição das reservas confirmadas, por região – em porcentagem (Fonte: Fonte: Statistics review of World Energy 2008).....	b
Figura 79. Porcentagem de melhora no consumo de combustível em função do coeficiente de resistência à rolagem (Fonte: Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, Dr. Henning Wallentowitz).....	c

Lista de tabelas

Tabela 1	Sumário estatístico para um caminhão pesado simples, 1970 - 2006.	3
Tabela 2	Consumo de combustível de um caminhão classe 8 em função da velocidade e da combinação dos pneus	26
Tabela 3	ICAO Standard Atmosphere	29
Tabela 4	Relação de transmissão utilizada.....	44
Tabela 5	Estratégia de troca de marchas utilizada no ciclo cidade.....	46
Tabela 6	Validação do consumo no ciclo cidade.	53
Tabela 7	Levantamento do coeficiente de resistência a rolagem disponíveis no mercado brasileiro.....	63
Tabela 8	Estratégia de troca de marcha representando o motorista real.....	66
Tabela 9	Estratégias de troca de marcha.	67

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

A_{frontal}	= Área frontal	$[m^2]$
C_D	= Coeficiente de arrasto aerodinâmico	$[-]$
C_{drag}	= Coeficiente de arrasto aerodinâmico	$[-]$
C_{roll}	= Fator de resistencia à rolagem	$[-]$
C_w	= Coeficiente de arrasto	$[-]$
F_{aer}	= Força aerodinamica aplicada no veículo	$[N]$
F_c	= Consumo de combustível	$[g/km]$
F_{drag}	= Força de arrasto aerodinâmico	$[N]$
F_{grd}	= Força da gravidade aplicada ao veículo devido a elevação de pista	$[N]$
F_{lift}	= Força que atua no veículo pressionando contra o solo	$[N]$
F_{rol}	= Força de resistencia à rolagem	$[N]$
F_{roll}	= Força de resistencia à rolagem	$[N]$
H_f	= Valor calorífico do combustível	$[MJ/kg]$
I_w	= Momento de inércia da roda	$[kg.m^2]$
I_{axl}	= Momento de inércia do eixo	$[kg.m^2]$
I_{dsh}	= Momento de inércia do eixo principal	$[kg.m^2]$
I_{eng}	= Momento de inércia do motor (incluindo volante)	$[kg.m^2]$
I_{trans1}	= Momento de inércia na entrada da transmissão	$[kg.m^2]$
I_{trans2}	= Momento de inércia na saída da transmissão	$[kg.m^2]$
M_{veh}	= Massa do veículo	$[kg]$
P_0	= Pressão barométrica	$[kPa]$
P_{fuel}	= Energia total produzida pela combustão	$[W]$
P_{load}	= Energia total resultante do trem de força	$[W]$
R_d	= Relação do eixo traseiro	$[-]$
R_{din}	= Raio dinâmico do pneu	$[mm]$
R_t	= Relação de transmissão	$[-]$
V_d	= Volume descolado	$[dm^3]$
b_e	= Consumo específico	$[g/kWh]$

e_i = Fator de correção de massa rotativa	[–]
f_R = Coeficiente de resistência à rolagem	[–]
m_f = Massa do combustível consumido	[g]
m_{load} = Massa da carga + passageiros	[kg]
m_{veh} = Massa do veículo	[kg]
n_R = Número de revoluções para cada ciclo de potência	[–]
r_0 = Coeficiente de resistência a rolagem	[–]
r_W = Raio de rolagem da pneu	[mm]
r_{whl} = Raio da roda	[mm]
t_{idle} = Tempo total que o motor permaneceu na marcha lenta	[s]
F_x = Força longitudinal	[N]
F_y = Força lateral	[N]
F_z = Força Normal	[N]
M_x = Momento longitudinal	[Nm]
M_y = Momento lateral	[Nm]
M_z = Momento normal	[Nm]
R_e = Raio efetivo	[mm]
A = Área frontal do veículo	[m ²]
N = Revoluções por segundo	[–]
S = Distância percorrida	[m]
T = Duração total do ciclo de trabalho	[s]
V = Velocidade do ar relativo a frente do veículo	[m/s]
a = Aceleração longitudinal	[m/s ²]
g = Aceleração da gravidade	[m/s ²]
i = Relação de transmissão	[–]
m = massa do veículo	[kg]
t = Tempo	[s]

Letras Gregas

η_{TF} = Eficiência do trem de força	[%]
η_m = Eficiência Mecânica	[%]

η_t = Eficiência Termodinâmica	[%]
θ_{Red} = Redução do momento de inércia de massas rotativas	[-]
ρ_f = Densidade do combustível	[kg/m ³]
$\tau_{drv,v}$ = Torque requerido pelo veículo	[Nm]
τ_{eng} = Torque de atrito do motor	[Nm]
ω_{drv} = Rotação do eixo	[rpm]
ω_{eng} = Rotação do motor	[rpm]
α = Angulo de inclinação da pista	[°]
σ = Escorregamento	[-]
Ω = Velocidade angular	[rad]
z = Altitude	[pés]
α = Angulo de inclinação da pista	[°]
ρ = Densidade do ar	[kg/m ³]
$\tilde{\eta}_b$ = Eficiência do motor	[%]
$\tilde{\eta}_{dr}$ = Eficiência do trem de força	[%]

SUMÁRIO

Resumo	vii
Abstract	viii
Lista de figuras	ix
Lista de tabelas	xii
Lista de Abreviaturas e Siglas	xiii
SUMÁRIO	xvi
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Objetivo	1
1.2. Motivação do trabalho	2
1.3. Consumo de energia no mundo	3
1.4. Grupos de estudo	8
1.5. Organização da dissertação	9
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
3. DINÂMICA VEICULAR	17
3.1. Dinâmica Longitudinal	17
3.2. Potência e Energia	17
3.3. Resistência à Rolagem	18
3.4. Resistência Aerodinâmica	27
3.5. Resistência à elevação	29
3.6. Resistência à aceleração	30
3.7. Consumo de Combustível	30
4. MODELO DE VEÍCULO	32
4.1 Descrição do Modelo Veicular	32
4.2 Equações do movimento	33
4.3 Ciclo de trabalho	36
4.4 Construção do modelo	38
4.5 Validação do modelo	50
5. SIMULAÇÕES E RESULTADOS	56

5.1 Formulação do problema	56
5.2 Estudo de caso	56
6. CONCLUSÃO	78
7. REFERÊNCIAS	80
ANEXOS	a

1. INTRODUÇÃO

O motor sempre opera com cargas, rotações e condições de transientes variáveis, ou seja, o desempenho do motor sempre deve corresponder ao ciclo de trabalho a que o veículo é submetido. O consumo dos veículos está diretamente relacionado com o consumo de energia que está implícito na dependência da velocidade ou no ciclo de trabalho. Há outras razões principais pelas quais a eficiência energética é importante: A oferta limitada de petróleo bruto, razões econômicas e questões ambientais. O Diesel vem de petróleo bruto, que é um recurso natural limitado. O resultado esperado nesta dissertação é uma descrição completa das influências externas ao motor, no desempenho veicular, seja em termos de capacidade de operação, como em termos de consumo específico de combustível.

1.1 Objetivo

O estudo da dinâmica veicular longitudinal é uma importante ferramenta para o desenvolvimento de novos projetos, tanto de veículos como do trem de força. O principal objetivo deste trabalho é estudar a dinâmica longitudinal veicular, entender a relação do veículo com o meio e a influência desta interação no consumo de combustível.

Como objetivo primário deste trabalho tem-se o levantamento do cenário mundial com relação ao estudo da dinâmica veicular e seus efeitos no consumo de combustível, dissertando sobre os trabalhos publicados sobre o tema.

O modelo veicular será construído no ambiente GT-Drive, que é um software comercial desenvolvido pela Gama Technology, e validado utilizando dados reais coletados em um veículo comercial, avaliado em duas rotas, ou ciclos de trabalho, chamados de ciclo cidade e ciclo estrada.

Existem duas formas de simulação que serão avaliadas neste trabalho, a modelagem por posição do pedal de aceleração e a modelagem pelo perfil de velocidade na rota. As duas modelagens serão avaliadas quanto à sensibilidade quando se aplicam diferentes casos na dinâmica veicular.

A partir do modelo validado serão avaliadas algumas propostas de melhoria na dinâmica veicular que representem uma diminuição das forças resistivas. Estas propostas estudadas nesta dissertação foram retiradas de trabalhos publicados sobre o tema.

Fatores que influenciem no consumo de combustível também serão estudados.

1.2. Motivação do trabalho

Desde o início da história automotiva os veículos sempre foram tratados como meios de transporte, seja de pessoas ou de carga, como objetos de desejo e status social. Em se tratando de meios de transporte (veículos comerciais), somente recentemente o foco das atenções se voltou para o consumo de combustível e não mais somente em potência e torque.

Num estudo realizado recentemente pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos pode-se notar que apenas nos últimos anos houve alguma evolução no que se refere a eficiência energética dos veículos comerciais, por parte dos fabricantes. Observem neste trabalho que no período estudado, de 1970 a 2006, somente em 1999 começou a se ter uma melhora acentuada na eficiência dos veículos, ou seja, menos de dez anos atrás.

A melhora gradativa ao longo dos anos se deve ao avanço nas técnicas de fabricação dos veículos, projetos de motores e sistemas, avanços nos compostos dos pneus e avanços no refino e formulação de combustível. Porém, um projeto de motor e veículo focado em consumo de combustível só se tornou uma preocupação recentemente.

A tabela a seguir foi retirada do Transportation Energy Data Book: Edition 27-2008, e apresenta o número de veículos registrados no período de 1970 à 2006, assim como a distância percorrida pela frota neste mesmo período, o consumo total de combustível da frota e, que é o nosso objeto de estudo neste trabalho, o consumo médio dos veículos a cada ano. O veículo em questão é um caminhão pesado classe 8, simples (tipo baú), com mais de dois eixos ou mais de quatro pneus, com carga máxima.

Tabela 1 Sumário estatístico para um caminhão pesado simples, 1970 - 2006.

Ano	Licenciamentos (milhares)	Distância percorrida (milhões de milhas)	Combustível total (milhões de galões)	Consumo de combustível (milhas por galão)
1970	3.681	27.081	3.968	6,8
1975	4.232	34.606	5.420	6,4
1980	4.374	39.813	6.923	5,8
1981	4.455	39.568	6.867	5,8
1982	4.325	40.658	6.803	6
1983	4.204	42.546	6.965	6,1
1984	4.061	44.419	7.240	6,1
1985	4.593	45.441	7.399	6,1
1986	4.313	45.637	7.386	6,2
1987	4.188	48.022	7.523	6,4
1988	4.470	49.434	7.701	6,4
1989	4.519	50.870	7.779	6,5
1990	4.487	51.901	8.357	6,2
1991	4.481	52.898	8.172	6,5
1992	4.370	53.874	8.237	6,5
1993	4.408	56.772	8.488	6,7
1994	4.906	61.284	9.032	6,8
1995	5.024	62.705	9.216	6,8
1996	5.266	64.072	9.409	6,8
1997	5.293	66.893	9.576	7
1998	5.414	67.894	9.741	7
1999	5.763	70.304	9.372	7,5
2000	5.926	70.500	9.563	7,4
2001	5.704	72.448	9.667	7,5
2002	5.651	75.866	10.321	7,4
2003	5.849	77.757	8.881	8,8
2004	6.161	78.441	8.959	8,8
2005	6.395	78.496	9.501	8,3
2006	6.649	80.331	9.843	8,2
	Média anual de melhoria no consumo de combustível em porcentagem			
1970-2006	1,70%	3,10%	2,60%	0,50%
1996-2006	2,40%	2,30%	0,50%	1,90%

Fonte: US Transportation, Federal Highway Administration, Highway Statistics 2006.

1.3. Consumo de energia no mundo

A preocupação com a melhora na eficiência energética não partiu apenas dos fabricantes pressionados pelos frotistas, que, com cálculos simples de retorno por quilômetro rodado, selecionam o veículo que nem sempre é o mais barato, mas sim o que, ao final de um período determinado, apresenta o melhor retorno custo/benefício, devido ao menor consumo de combustível que este apresenta. Principalmente os governos começaram a pressionar os fabricantes a projetar veículos mais eficientes, devido ao grande consumo apresentado por

estes, uma vez também que o volume de veículos comerciais em circulação aumenta exponencialmente.

A grande motivação por parte de alguns governos se deve à crescente dependência por combustíveis fósseis, principalmente EUA, Canadá e Europa, que apresentam grandes extensões geográficas e que estão longe de ter auto-suficiência na produção de petróleo.

Na figura 1 pode-se observar o aumento do consumo, por consequência a dependência, de combustível fóssil no mundo comparado com outras formas de energia, desde 1990 até 2006, e também uma projeção até 2030, retirado do relatório anual da Agência Internacional de Energia (IEA). Observa-se o aumento do consumo de todas as formas de energia, e de como o mundo ainda está dependente de combustível fóssil.

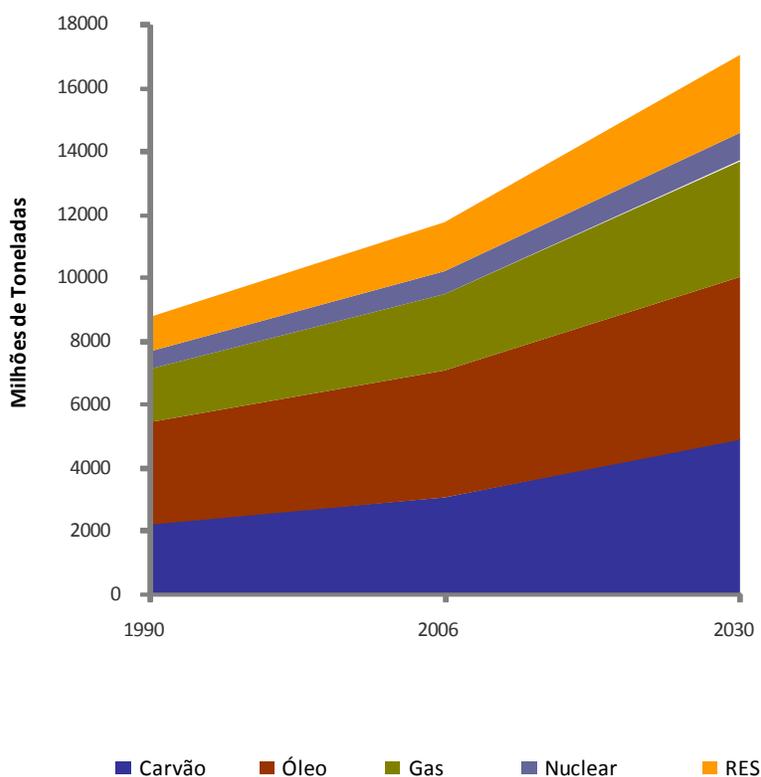


Figura 1. Consumo de Energia Primária no Mundo, 1990-2030

Fazendo uma rápida análise do mercado europeu, é possível entender essa crescente preocupação com a dependência por combustíveis fósseis. Na Europa, que é um mercado muito particular e uma referência em organização em transportes, com sua grande malha ferroviária, pode-se observar uma mudança neste conceito em transportes. A figura 2 mostra

um aumento no transporte de carga por caminhão enquanto que o ferroviário e o fluvial estão diminuindo.

Na verdade não houve uma migração dos transportes fluviais e ferroviários para o transporte por caminhão, o que houve foi um aumento significativo da necessidade de transportes de cargas, devido ao crescimento da economia nos últimos anos.

A figura 3 apresenta esse aumento e faz uma projeção também até 2030.

Outra preocupação dos governos é com relação à idade da frota, que em países desenvolvidos chega a ser de 10 anos em média. Já em países em desenvolvimento a idade é bem superior.

Na figura 4 pode-se observar a idade média da frota na Europa, dividido por categorias.

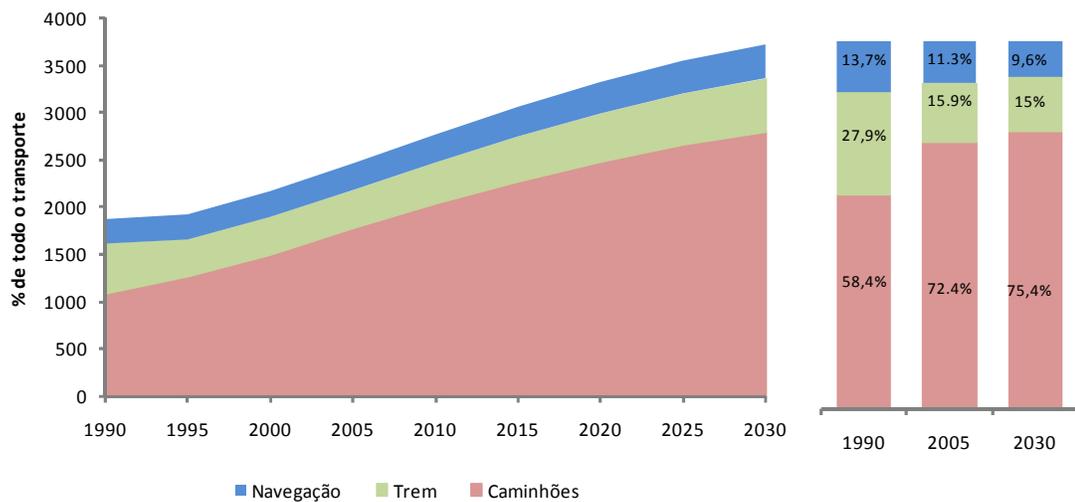


Figura 2. Utilização dos meios de transporte de carga na Europa, 1990 – 2030

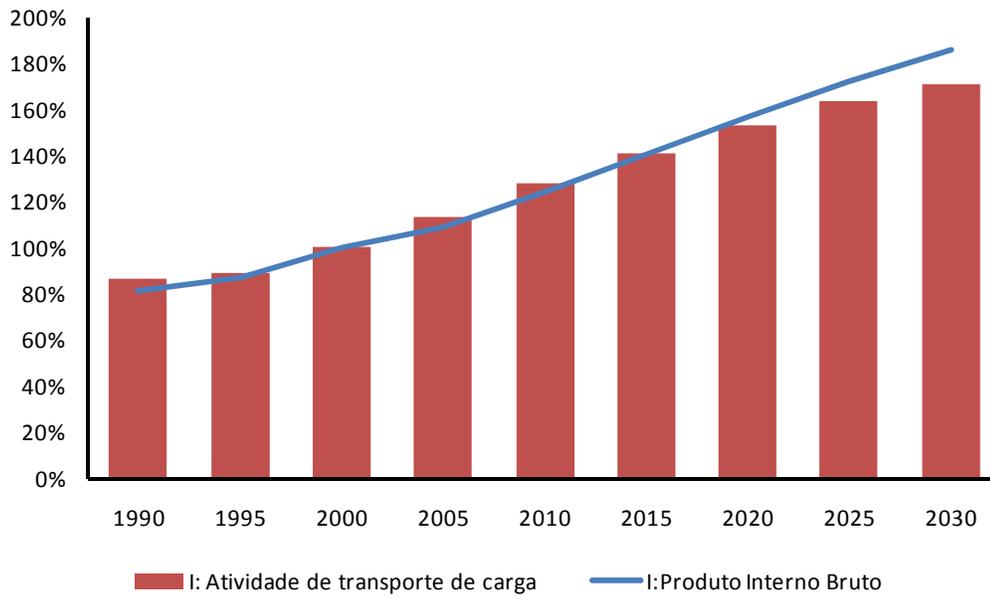


Figura 3. Demanda por transporte de carga na Europa, 1990 – 2030

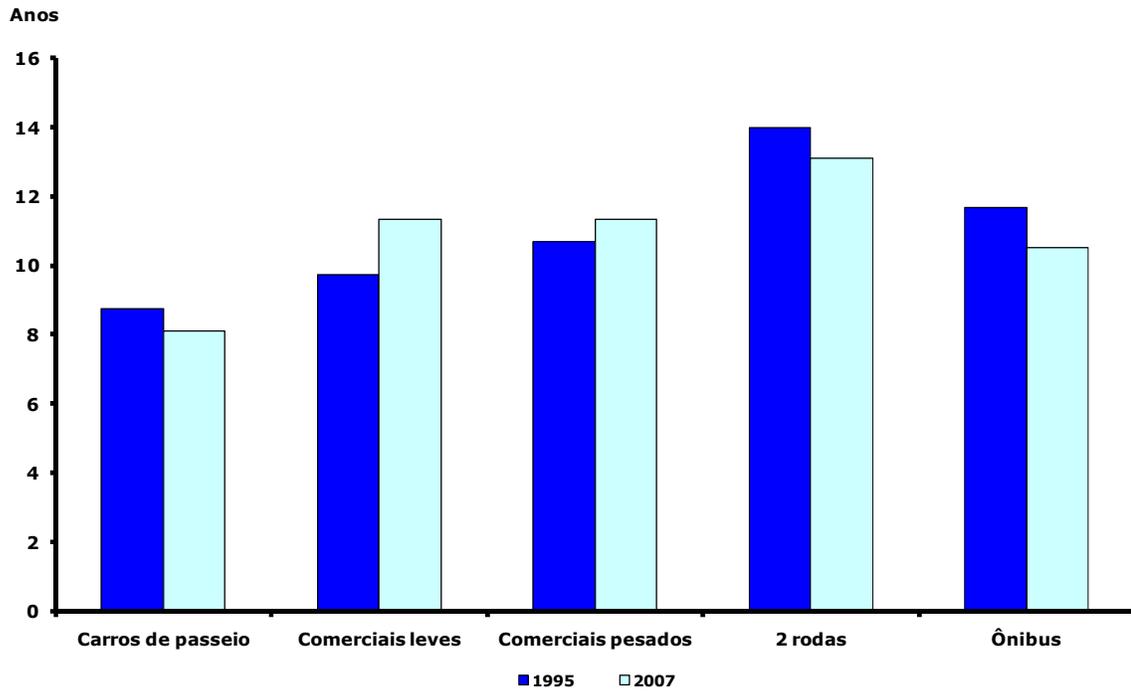


Figura 4. Idade média da frota Européia, 1995-2007 (Fonte: TREMOVE v2.52)

A preocupação com a idade da frota se deve principalmente a tecnologia empregada, a necessidade em atender as legislações de emissões, diferente para cada país, o que força o desenvolvimento de motores mais eficientes, que poluem menos.

Na figura 5 pode-se observar o nível tecnológico da frota na Europa em 1995 e em 2007, só uma pequena porção da frota está preparada para atender a norma de emissões Euro IV, vigente desde 2005.

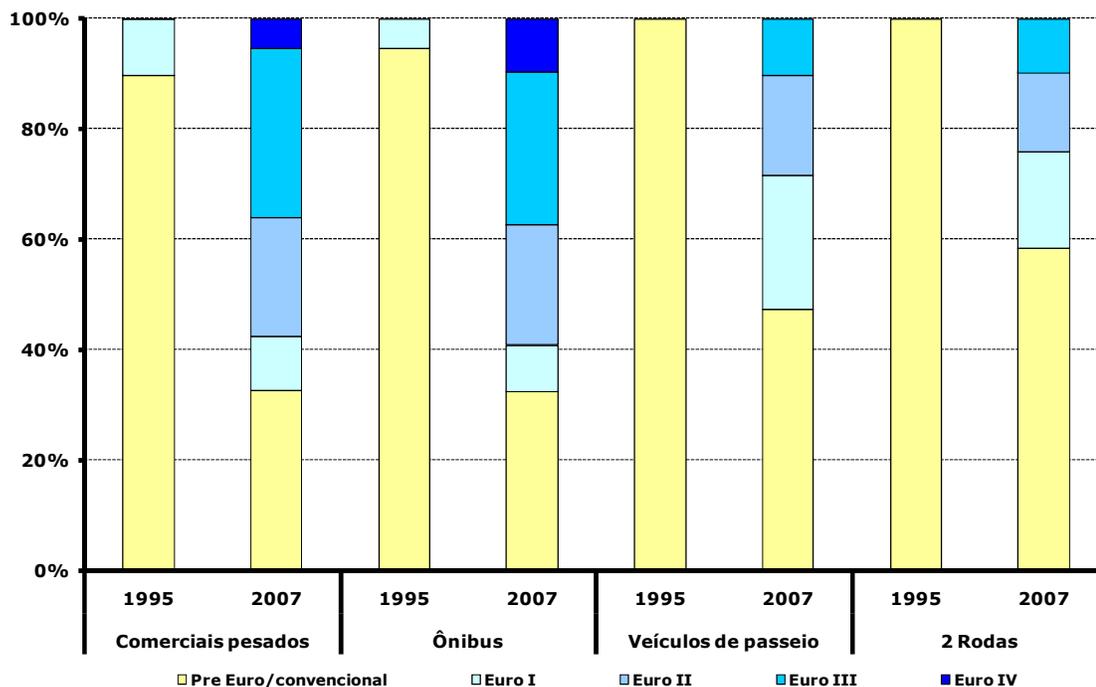


Figura 5. Tecnologia dos veículos, 1995-2007 (Fonte: TREMOVE De Ceuster et al., 2007)

No Brasil pode-se visualizar o cenário atual da idade da frota e a tecnologia dos veículos no mercado através da figura 6.

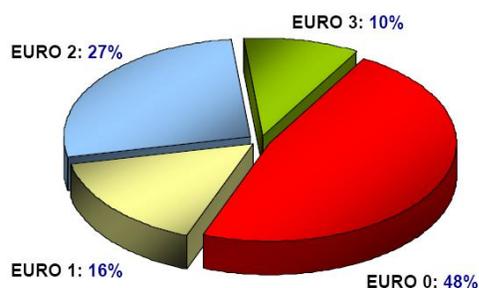


Figura 6. Composição da frota 2008 (Fonte: SAE/Curitiba –Estudo da frota brasileira - Mauro Simões)

1.4. Grupos de estudo

Alguns governos se mostram motivados em trabalhar para reduzir o consumo dos veículos em geral, os veículos comerciais estão na pauta destas discussões também, com o objetivo de diminuir sua dependência em petróleo.

O governo norte americano, por intermédio do Escritório de Tecnologias Veiculares (OVT) do Departamento de Energia (DOE), contratou um estudo de coleta de dados de veículos comerciais operando em condições reais de uso. O objetivo principal deste trabalho é coletar dados de algumas classes de veículos comerciais que operam em diferentes rotas, da costa leste à oeste e do Canadá à fronteira com o México. Os veículos foram instrumentados com 60 canais, coletando dados a uma taxa de aquisição de 5Hz (ou 5 leituras por segundo) durante um ano. Os canais coletaram informações como consumo instantâneo de combustível, rotação do motor, relação de transmissão, velocidade do veículo, e outras informações coletadas tais como velocidade do vento, temperatura do ar, precipitação, também dados coletados do GPS como distância, altitude, etc. Com essa massa de dados coletadas está sendo possível conhecer melhor a frota americana, suas características de uso e, a partir daí, propor melhorias em desempenho e consumo.

Ainda nos EUA, a EPA (Environmental Protection Agency) criou um grupo de discussão chamado de Corporate Average Fuel Economy (CAFE) para ajudar e regular os fabricantes automotivos quanto ao limite de consumo de combustível que os novos modelos de carros deverão atender. Para isso propôs duas rotas (ou dois ciclos) para ajudar os fabricantes no desenvolvimento de novos produtos, um ciclo urbano e outro estrada. Vários

trabalhos foram publicados devido a esta motivação, relatórios anuais mostrando o avanço nas tecnologias foram escritos. A própria EPA criou um modelo para ajudar os fabricantes no desenvolvimento de carros com menor nível de emissões e menor consumo, chamado de PERE (Physical Emission Rate Estimator).

Alem de ações de governos, observa-se também movimentos de organizações interessadas em reduzir ou aperfeiçoar o consumo veicular, uma delas é a American Council for an Energy-Efficient Economy, dando dicas de uma direção mais consciente, visando a redução do consumo (Green Driving Tips), já que o motorista tem um papel fundamental na eficiência energética do veículo. Organizações similares são encontradas no Canadá e Europa.

1.5. Organização da dissertação

No item 2 terá a revisão bibliográfica, com uma análise dos trabalhos publicados em cima deste tema.

No item 3 será feita uma rápida introdução aos princípios da dinâmica veicular, as principais forças que atuam no veículo, e a resposta do veículo submetido à essas forças.

No item 4 está descrito o modelo de veículo utilizado neste estudo e as equações do movimento que o software utiliza para rodar os cálculos. Também são descritos ainda os ciclos de trabalho utilizados na simulação, os detalhes da construção do modelo no ambiente do software e, por fim, a validação deste modelo.

No item 5 estão as simulações e resultados do modelo proposto.

No item 6 estão as conclusões e as propostas para próximos estudos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Muitos trabalhos foram publicados na última década referente à redução do consumo de combustível, alguns focados em modelamentos e otimizações em motores, outros em trem de força e alguns, que é o foco deste trabalho, referentes ao estudo da dinâmica veicular com o objetivo de reduzir as perdas de energia e conseqüentemente melhorar o consumo de combustível.

Conforme já visto, alguns trabalhos foram realizados devido a motivação do governo americano em reduzir o consumo, introduzindo a ferramenta PERE para auxiliar no desenvolvimento de novos produtos.

Um trabalho publicado em 2003, intitulado “A Contribution to Understanding the Fuel Economy and its Limits”, (Gino Sovran and Dwight Blaser, SAE paper, 2003), baseando-se nas diretivas do CAFE (EPA), apresenta de maneira simples e de fácil entendimento a relação das forças atuantes no veículo e a sua correlação no consumo de combustível.

Conforme já comentado a EPA apresentou duas rotas ou ciclos (cidade e estrada) para ajudar os fabricantes no desenvolvimento, e o trabalho de Gino Sovran (2003) se baseou nestes dois ciclos, conforme figura 7:

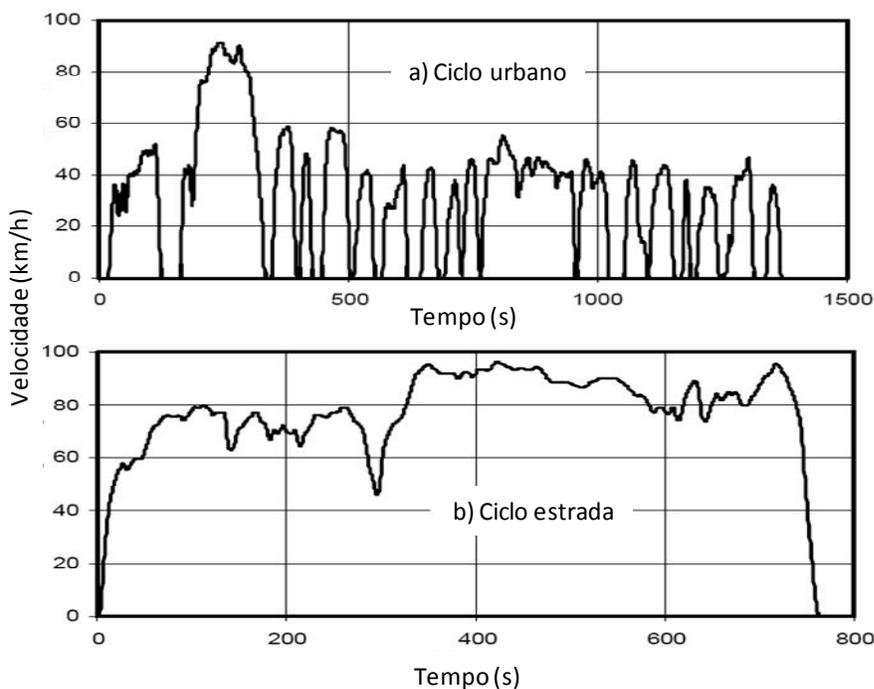


Figura 7. Ciclos de trabalho propostos pela EPA (Fonte: Gino Sovran, 2003)

As forças atuantes no veículo, utilizadas no PERE, descrevem a força trativa necessária para mover o veículo e as forças de frenagem ou breaking forces, que são as forças que agem contra o movimento do veículo:

$$F_{TR} = r_0 M g + C_D A \frac{V^2}{2} \rho + \left(M + 4 \left[\frac{I_W}{r_W^2} \right] \right) \left(\frac{dV}{dt} \right) \quad (1)$$

Onde:

r_0 = Coeficiente de resistência a rolagem

C_D = Coeficiente de arrasto aerodinâmico

A = Area frontal do veículo

M = Massa do veículo

ρ = Densidade do ar ambiente

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

I_W = Momento de inércia da roda

r_W = Raio de rolagem da pneu

Na segunda parte da equação (1) o primeiro termo se refere à resistência a rolagem, o segundo termo se refere ao arrasto aerodinâmico e o terceiro termo se refere à inércia linear e rotacional.

Sendo F_{TR} a força trativa, esta pode ser analisada quando o veículo está em aceleração, $F_{TR} > 0$, quando o veículo está em desaceleração $F_{TR} < 0$, ou quando o veículo está neutro, $F_{TR} = 0$. Assim a sua correlação com o consumo de combustível é apresentada na equação (2):

$$\begin{aligned} \tilde{g} &\equiv \frac{G_f}{S} = \frac{1}{S} \left(\frac{m_f}{\rho_f} \right) \\ &= \frac{1}{S \rho_f} \left[\underbrace{\left(\frac{m_f}{\rho_f} \right)^+}_{F_{TR} > 0} + \underbrace{\left(\frac{m_f}{\rho_f} \right)_{brkg}}_{F_{TR} < 0} + \underbrace{\left(\frac{m_f}{\rho_f} \right)_{idle}}_{F_{TR} = 0} \right] \end{aligned} \quad (2)$$

Onde:

m_f = Massa do combustível consumido

ρ_f = Densidade do combustível

S = Distância percorrida

\tilde{g} = Consumo de Combustível

Sovran (2003) analisa cada situação de rodagem separadamente, $F_{TR} > 0$ quando o veículo está acelerando ou em velocidade constante, $F_{TR} < 0$ quando o veículo está sob efeito de uma força resistiva, desacelerando o mesmo, e $F_{TR} = 0$ quando não há força trativa atuando sob o veículo, ou seja, quando o veículo está num estado estacionário. A partir destas análises, Sovran chegou a uma equação de consumo de combustível, equação (3):

$$\tilde{g} = \frac{1}{S\rho_f} \left\{ \frac{\left[\frac{E_{TR}}{\tilde{\eta}_{dr}} + (E_{b,ACC})^+ \right]}{H_f \eta_{b,max} \left(\frac{\tilde{\eta}_b}{\eta_{b,max}} \right)} \right\} + (\overline{\dot{m}_f})_{brkg} (T - \tau - t_{idle}) + (\dot{m}_f)_{idle} t_{idle} \quad (3)$$

Onde:

H_f = Valor calorífico do combustível

T = Duração total do ciclo de trabalho

t_{idle} = Tempo total que o motor permaneceu na marcha lenta

$\tilde{\eta}_{dr}$ = Eficiência do trem de força

$\tilde{\eta}_b$ = Eficiência do motor

Tratando isso como uma relação de energia, ou seja, energia disponível do motor e energia consumida para mover o veículo, emprega-se a relação da equação (4):

$$(E_b)^+ = (E_{b,TR})^+ + (E_{b,ACC})^+ \quad (4)$$

Onde $(E_{b,ACC})^+$ representa a energia consumida pelos acessórios.

Analisando os resultados obtidos pelo PERE constata-se uma boa correlação, conforme apresentado no trabalho, porém a forma como se analisa separadamente as diferentes situações transientes não traz muita precisão. Primeiramente, analisando-se quando a força trativa é positiva, ou seja, o veículo acelerando, soma-se no ciclo estes pontos, depois aproxima os picos, e gera-se a partir daí uma curva média. Em seguida se analise as regiões onde a força trativa é negativa, ou seja, quando há força resistiva atuando no veículo de modo que ele comece a frenagem, age-se da mesma forma, fazendo uma somatória e aproximando-se os pontos máximos. E por fim, as regiões onde a força trativa é neutra, ou seja, quando não tem sob o veículo uma força atuando. Fazendo-se uma análise desta forma, pode-se somar erros, principalmente quando se faz uma aproximação nos pontos máximos do ciclo.

Um aprimoramento do uso do PERE foi apresentado em 2005 por Edward Nam e Robert Gianelli, num Relatório Técnico apresentado ao EPA, “Fuel Consumption Modeling of Conventional and Advance Technology Vehicles in the Physical Emission Rate Estimator (PERE)”. Eles combinaram o PERE com o MOVES (Motor Vehicle Emission Simulator), que é um simulador veicular, com dados reais obtidos em condições reais de uso.

Neste Relatório Nam usou o PERE para “gerar” a energia ou consumo de combustível necessária para rodar o MOVES. A correlação entre dados medidos e simulados, apresentados neste relatório foi bem precisa.

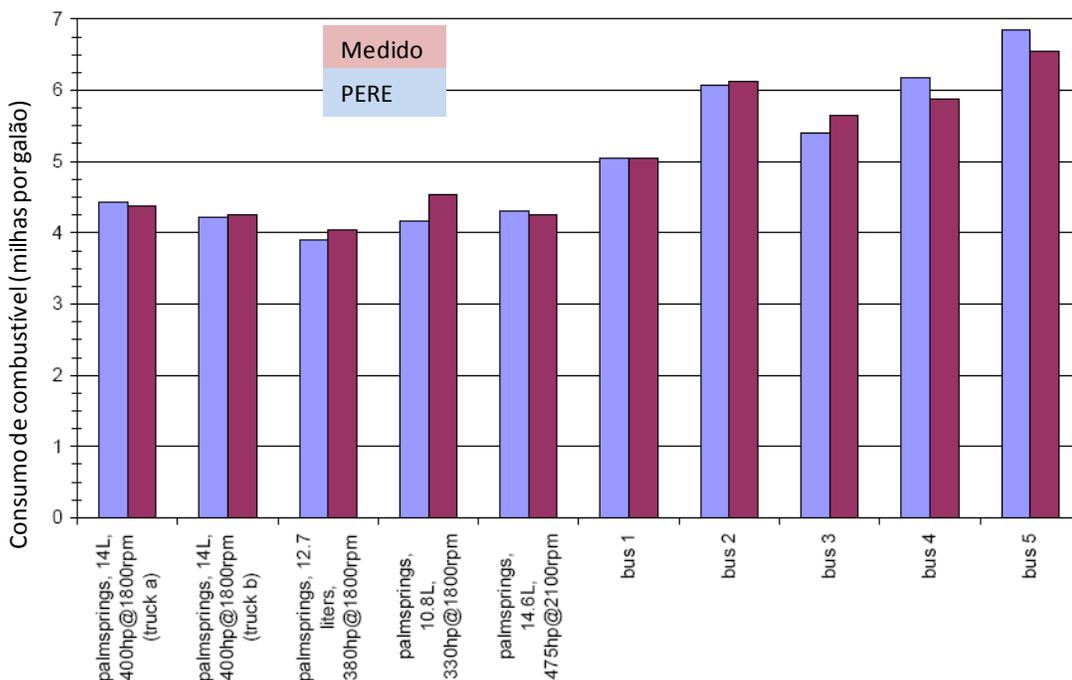


Figura 8. Validação do modelo no PERE MOVES (Fonte: Nam, 2005)

Como pode-se observar no gráfico da figura 8, o erro alcançado foi de 2%. O equacionamento é o mesmo apresentado por Sovran.

Mark Ross (1997) apresentou um trabalho publicado na revista *Temporary Physics*, 38, 1997, intitulado “Fuel Efficiency and the Physics of Automobiles” onde descreve, em termos de energia, toda a física por trás do consumo de combustível. Ele trata basicamente da energia necessária para mover o veículo e seus acessórios e a eficiência energética do trem de força.

Entende-se eficiência energética do trem de força como a eficiência termodinâmica do motor, a eficiência mecânica do motor e da transmissão, descritos na equação (5):

$$powertrain\ efficiency = P_{load} \div P_{fuel} = \eta_t \eta_m \varepsilon \quad (5)$$

Onde:

P_{load} = Energia total resultante do trem de força

P_{fuel} = Energia total produzida pela combustão

Ambos dados em kW. Entende-se melhor o P_{load} como o balanço da energia que sai do trem de força, menos toda a energia produzida pelas forças resistivas no arraste aerodinâmico, na resistência a rolagem e nos acessórios do motor.

A eficiência termodinâmica é a fração da energia do combustível convertida em trabalho pelo motor:

$$\eta_t = (P_{frict} + P_b) / P_{fuel} \quad (6)$$

A eficiência mecânica e a eficiência da transmissão são dadas pelas equações (7) e (8):

$$\eta_m = P_b / (P_b + P_{frict}) \quad (7)$$

$$\varepsilon = P_{load} / P_b \quad (8)$$

Negligenciando menores efeitos, como vento e curvatura da estrada, o P_{load} instantâneo é dado pela equação 9 (Gillespie, 1992):

$$P_{load} = P_{tyres} + P_{air} + P_{inertia} + P_{access} + P_{grade} \quad (9)$$

Mark Ross (1997) usa os modelos descritos por Gillespie (1992) e aplica princípios físicos para analisar a eficiência energética dos motores a combustão interna, a eficiência do trem de força, e as perdas relacionadas ao deslocamento do veículo.

Uma outra abordagem ao problema da dinâmica veicular foi dada por Georg Rill (2005) num artigo intitulado “A Modified Implicit Euler Algorithm for Solving Vehicle Dynamic Equations”. Neste trabalho específico ele aplica a teoria de Euler, utilizando um modelo de um quarto de veículo, descrevendo 6 coordenadas generalizadas e um vetor para descrevê-las, a partir daí Rill descreve a matriz de massa e as forças generalizadas do sistema.

O interesse neste trabalho de Rill foi demonstrar o quão preciso pode ser Euler para resolver problemas de dinâmica veicular, neste caso o foco de Rill foi a dinâmica vertical, então ele desconsiderou a força aerodinâmica, trabalhando apenas com a resistência a rolagem, que tem uma componente na dinâmica vertical que influencia no sistema.

A conclusão de Rill neste trabalho é de que usar algoritmos de Euler para resolver problemas específicos na dinâmica veicular é satisfatório desde que você consiga analisar por subsistemas, encontrando uma boa correlação com dados reais, e com excelente tempo de processamento, sem precisar para isso simplificar muito o modelo do veículo.

Trabalhos também muito interessantes foram realizados na Suécia, Tony Sandberg (2001), em sua dissertação de mestrado intitulada “Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements”, Department of Electrical Engineering - Linköping University, usa um programa desenvolvido pela Scania chamado STARS (Scania Truck and Road Simulation) para selecionar os componentes do trem de força mais adequado, de acordo com a demanda de cada aplicação do veículo, visando otimização do consumo de combustível. Durante este estudo, Sandberg, propõe um novo modelamento de resistência à rolagem, incluindo a temperatura do pneu na formulação.

Anders Froberg (2008), também da Linköping University, publicou uma dissertação intitulada “Efficient Simulation and Optimal Control for Vehicle Propulsion”, onde ele propõe um estudo dividido em duas fases, primeiro ele faz uma simulação de dinâmica

inversa, onde, ao contrário das entradas normais (posição do pedal, torque, consumo,etc) ele entra com dados de velocidade e aceleração do veículo para daí calcular o torque e o débito necessário para atender a demanda. Com esse modelamento, partindo da demanda do veículo, ele estuda diversos sistemas de controle para otimização do consumo de combustível, chega até a propor um modelo ideal de motorista.

Anders Froberg, assim como Tony Sandberg, são alunos da mesma escola do Professor Lars Nielsen. Anders Froberg tem como base do seu trabalho todo o modelamento proposto por Nielsen em seu livro “Automotive Control System” 2nd Ed. Springer-Verlag, 2005, U Kiencke and L. Nielsen.

Nouveliere, L.; Braci, M.; Menhour, L. Luu, H.T e Mammar, S., publicaram um trabalho interessante sobre otimização de consumo de combustível num ônibus urbano, título original “Fuel Consumption Optimization for City Bus”. O trabalho consiste em aplicar um algoritmo que, conhecendo a rota e definindo a melhor estratégia de velocidade, auxilia o motorista na condução ótima do veículo, através de luzes indicativas no painel.

3. DINÂMICA VEICULAR

3.1. Dinâmica Longitudinal

O foco deste trabalho é na dinâmica longitudinal onde o desempenho do veículo é ditado pela resposta às forças produzidas pelo movimento na aceleração, frenagem, curvas e direção, e o estudo da dinâmica longitudinal visa entender como e porque essas forças são produzidas. A força dominante na dinâmica longitudinal é produzida pelo contato entre o pneu e o solo. Não é o objetivo deste trabalho estudar a fundo toda a dinâmica do pneu, assim como a força aerodinâmica imposta sobre o veículo, mas serão abordadas nos capítulos a seguir, as características importantes dos pneus e da aerodinâmica, assim como as forças e momentos atuantes. As forças atuantes no veículo quando este está fazendo uma curva são as acelerações laterais geradas pela força de resistência ao movimento, e para simplificar o modelo neste trabalho, estas acelerações não serão consideradas.

O comportamento dinâmico do veículo é determinado pelas forças impostas pelos pneus, a gravidade e a aerodinâmica. Nos próximos tópicos serão estudadas cada uma destas forças atuantes no veículo e como o veículo responde a elas.

3.2. Potência e Energia

A potência e a energia requerida para colocar o veículo em movimento são determinadas pela força necessária para vencer as forças resistivas que atuam no veículo.

A resistência ao movimento é conhecida como resistência trativa e consiste de alguns elementos. As principais forças resistivas que agem no veículo, numa velocidade constante, ou seja, quando a aceleração é zero, são:

- Resistência à rolagem ou resistência ao rolamento: é uma das principais forças resistivas que atuam no veículo, ela atua sempre, mas a sua intensidade vai depender da condição em que o veículo está rodando, além de outros fatores que serão detalhados no item 3.3.

- Arrasto aerodinâmico: a força resistiva neste caso é a força de arrasto, que depende muito do design do veículo e varia com o quadrado da velocidade, será visto no item 3.4.

- Resistência de elevação ou gravidade: quando o veículo está rodando em alguma elevação, uma força extra é necessária para vencer o efeito da gravidade. Item 3.5.

Numa situação onde existe a condição transiente, soma-se a essas forças a componente:

- Resistência à aceleração: quando o veículo é acelerado, uma força extra é necessária para vencer a inércia.

3.3. Resistência à Rolagem

Os pneus trabalham com o atrito entre a banda de rolagem, ou banda de contato com o solo e o próprio solo, que fornecem a aderência necessária para que seja possível a dirigibilidade. O coeficiente de atrito dos pneus é afetado pelos componentes da borracha usados na construção do pneu, o design da banda de rolagem, as dimensões do pneu, a velocidade do veículo, o peso ou carga aplicada no pneu, etc. O sistema ABS trabalha no limiar entre o máximo atrito e o início do escorregamento. Assim como o sistema de controle de tração.

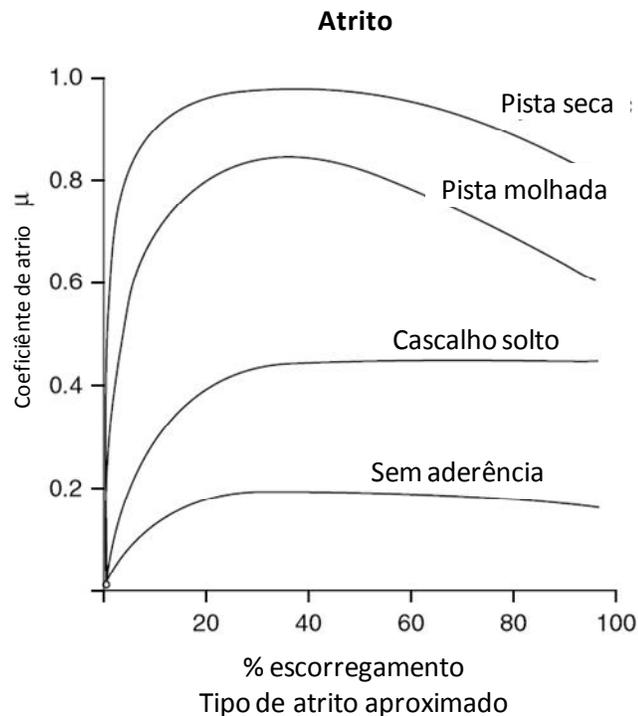


Figura 9. Atrito do pneu para diferentes tipos de pista. (Fonte: Automotive Science and Mathematics)

A figura 9 mostra o coeficiente de atrito para diferentes tipos de piso.

Para ajudar a entender as forças e momentos atuantes nos pneus, precisamos descrever seu sistema de referência (Genta, 1997), assim como definir o raio de rolagem.

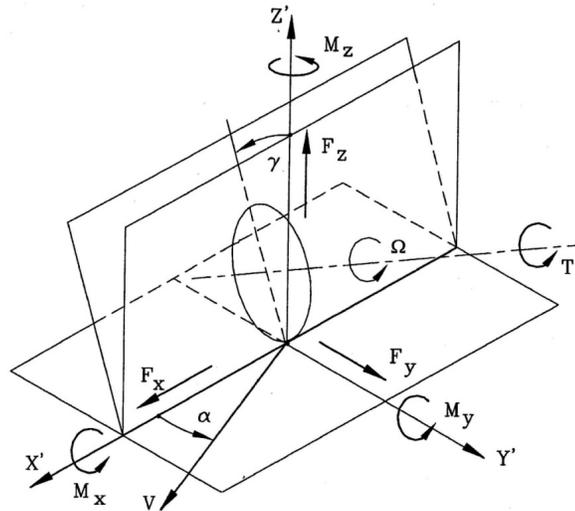


Figura 10. Sistema de referência para o estudo de forças atuantes no pneu (Genta 1997)

Na figura 10, a origem é o centro da área de contato e o eixo X' é definido pela intersecção do plano do solo com o plano da roda. O eixo Z' é perpendicular ao solo e acima e conseqüentemente o eixo Y' trabalha no plano do solo e a esquerda.

Assume-se que a força que o pneu recebe do solo é localizado no centro da área de contato e pode ser decomposta ao longo dos eixos X' , Y' e Z' , correspondentes a força longitudinal F_x , a força lateral F_y e a força normal F_z . Similarmente, o momento que o pneu recebe do solo atua no mesmo centro da área de contato e pode ser decomposto da mesma forma, correspondendo ao momento ao fazer uma curva M_x , o momento a resistência a rolagem M_y e o momento referente ao torque de alinhamento M_z . O momento aplicado ao pneu pelo veículo com relação ao eixo de spin é referenciado como torque da roda T .

Raio efetivo de rolagem:

Considerando uma roda girando sobre um solo sem forças trativa ou de resistência atuando sobre ela, tem-se que o raio de rolagem efetivo pode ser definido como a relação entre a velocidade longitudinal e a velocidade angular:

$$Re = V/\Omega. \tag{10}$$

Ou seja, o raio efetivo é o raio onde se encontra a mesma posição e velocidade do pneu. Porém o contato roda-solo está longe de ser um ponto de contato e a banda de rolagem do pneu também se deforma na direção radial, como consequência o raio de rolagem efetivo r_e não coincide nem com o raio do pneu carregado r , nem com o raio do pneu descarregado r_f , figura 11.

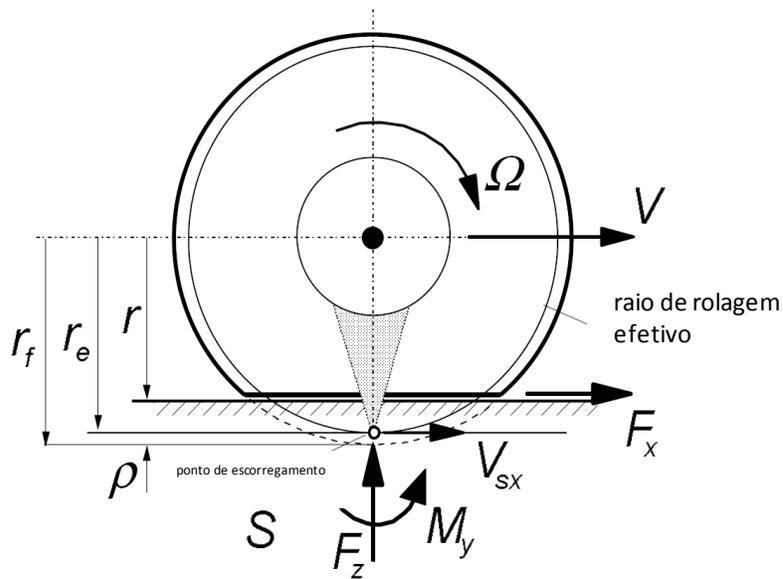


Figura 11. Raio efetivo, força e momento atuantes na roda (Tyre and vehicle dynamics. Pacejka)

Conforme mostrado por Pacejka, esse raio efetivo pode ser alterado quando o pneu está sob efeito de uma força trativa ou de frenagem, então quando um torque é aplicado à roda, um escorregamento longitudinal aparece e pode ser descrito como segue:

$$\sigma = - \frac{Vx - Re\Omega}{Vx} \tag{11}$$

Se analisar no sentido longitudinal a área deformada da banda de rolagem verifica-se que a velocidade periférica varia ao longo desta região. Na zona de contato existe um pequeno escorregamento entre o pneu e o solo. A velocidade periférica da banda de rolagem (relativa ao centro da roda) nesta região de contato coincide com a velocidade do centro da roda V . Após esta região da zona de contato, a banda retorna sua dimensão original e a velocidade periférica Ωr é restabelecida. Como consequência disso, a velocidade de spin da roda com um pneu de borracha com ar é maior do que uma roda rígida, com o mesmo raio r_f , rodando na mesma velocidade.

O raio efetivo de rolagem depende de muitos fatores, alguns deles são determinados pelo pneu como o tipo de estrutura da banda de rolagem, o tipo de pneu, e outros fatores associados às condições de trabalho como pressão, carga, velocidade, entre outros.

Um aumento na carga vertical F_z e um decréscimo na pressão do pneu p leva a uma diminuição do raio carregado r assim como do raio efetivo r_e . Aumentando a velocidade, o pneu expande sob uma força centrífuga, aumentando consequentemente r , r_f e r_e .

Conhecendo essa dinâmica do pneu ajuda a entender a resposta na eficiência do veículo, consequentemente na eficiência do consumo de combustível.

Genta (1997) descreve de forma bem clara o que é a resistência a rolagem, ele diz que num contato entre pneu e solo ambos se deformam na zona de contato, durante o movimento do pneu, novos materiais entram na zona de contato e também se deformam, tanto da pista como do pneu, para em seguida retornar na suas formas originais assim que saem da zona de contato. Para produzir essa deformação é necessário gastar uma certa energia que não é completamente recuperada no final da zona de contato devido ao amortecimento interno do material. A dissipação dessa energia é o que causa a resistência à rolagem.

No caso do contato entre o pneu e o solo, geralmente de cimento ou concreto, a deformação se encontra quase que exclusivamente no pneu, por isso estudam-se apenas as forças atuantes no pneu.

A distribuição da pressão de contato é simétrica ao centro da zona de contato, se torna não simétrica quando a roda está rolando e a resultante F_z se move para frente, figura 14, produzindo um torque:

$$M_y = -F_z \Delta x \quad (12)$$

De acordo com o eixo de rotação. Esse torque gera a resistência a rolagem, junto com uma pequena contribuição da resistência do cubo da roda e resistência aerodinâmica no pneu.

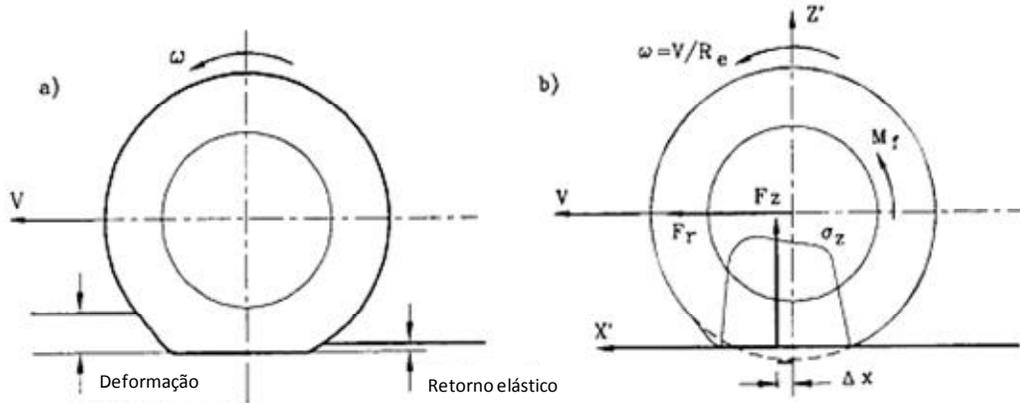


Figura 12. a) Deformação e retorno elástico do pneu. b) Forças e pressão de contato σ_z numa roda em movimento. (Genta 1997)

A definição de resistência à rolagem definida na norma SAE J670 é a força aplicada na roda, no centro da roda, com a linha de ação paralela ao eixo X' , com o seu momento respeitando a linha de centro de contato do pneu e paralelo ao eixo de spin da roda balanceando o momento das forças de contato do pneu sobre essa linha. Genta (1997) fez duas alterações nesta definição, primeiro ele inverteu o sinal da força de resistência a rolagem F_r , obtendo assim a verdadeira força de resistência a rolagem, que é dada no sentido contrário da velocidade V , e a segunda modificação é a inclusão da resistência do cubo da roda e a resistência aerodinâmica.

$$F_r = \frac{-F_z \Delta x + M r_0}{r} \quad (13)$$

Para motivos práticos, a resistência à rolagem é usualmente expressa como:

$$F_r = -r_0 F_z \quad (14)$$

Onde r_0 é o coeficiente de resistência à rolagem e deve ser determinado experimentalmente. O sinal negativo apenas indica que o coeficiente é expresso como um número positivo.

O coeficiente r_0 depende de muitos parâmetros como a velocidade V , a pressão dos pneus p , a força normal F_z , o tamanho do pneu e da banda de rolagem, a estrutura e o material do pneu, e as forças F_x e F_y exercidas no pneu.

O coeficiente de resistência à rolagem r_0 geralmente aumenta com o aumento da velocidade V do veículo. No início é uma variação bem lenta e partir de certo ponto aumenta numa taxa alta.

A equação $r_0(V)$ pode ser aproximada pela expressão polinomial do tipo:

$$r_0 = \sum_{i=0}^n iV^i \tag{15}$$

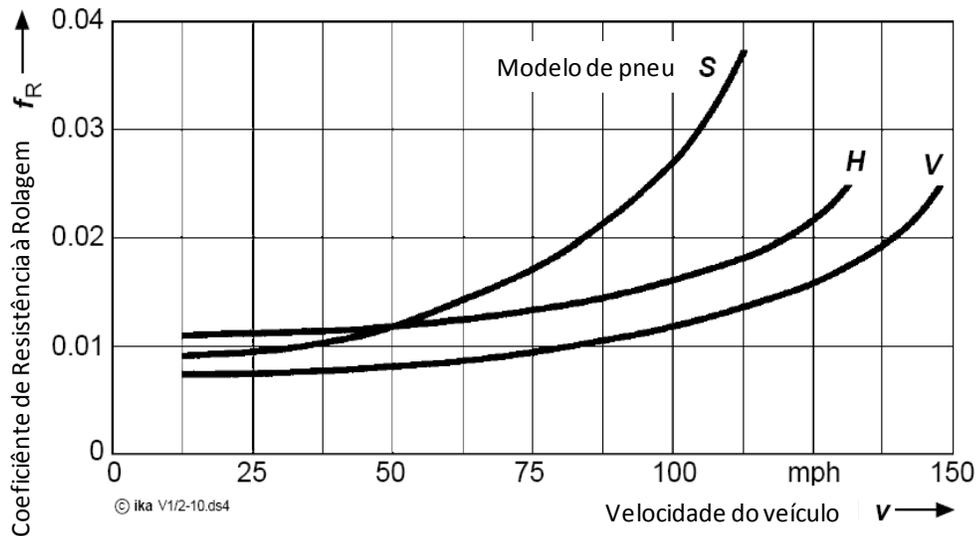


Figura 13. Coeficiente de resistência à rolagem em função da velocidade do veículo. (Fonte: Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, Dr. Henning Wallentowitz)

Na figura 13 pode-se observar esse comportamento do coeficiente de resistência à rolagem em função da velocidade do veículo, essa figura é referente ao comportamento de um pneu de um veículo de passeio, porém para veículos comerciais o comportamento é o mesmo.

O tipo de material e estrutura do pneu interfere diretamente na resistência à rolagem e na velocidade crítica. Não serão descritos detalhes sobre diferenças construtivas dos pneus, apenas será comentado como isso pode influenciar no comportamento do mesmo. Na figura 14 observa-se, de maneira geral, a composição de um pneu.

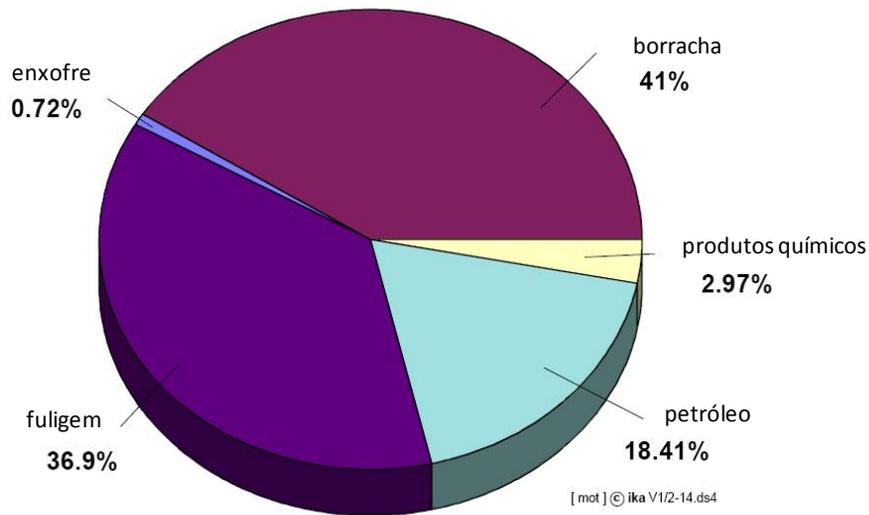


Figura 14. Tipo de composição do material do pneu. (Fonte: Uniroyal 2006)

Tem-se que o amortecimento interno da borracha diminui com o aumento da temperatura e conseqüentemente a resistência à rolagem tem o mesmo comportamento. A diminuição da resistência a rolagem tende a estabilizar a temperatura do pneu.

Além disso, em meios gerais o aumento da pressão do pneu ou a diminuição da força normal F_z sobre o pneu faz com que a resistência à rolagem diminua e aumenta a velocidade crítica. No sentido de conhecer a influencia destes dois fatores, pressão e força normal, no pneu, uma formula empírica sugerida pela SAE pode ser usada:

$$r_0 = \frac{K'}{1000} \left(5.1 + \frac{5.5 \times 10^5 + 90F_z}{p} + \frac{1100 + 0.0388F_z}{p} V^2 \right) \quad (16)$$

Onde o coeficiente K' assume valor 1 no caso de pneus convencionais e valor 0 no caso de pneus radiais.

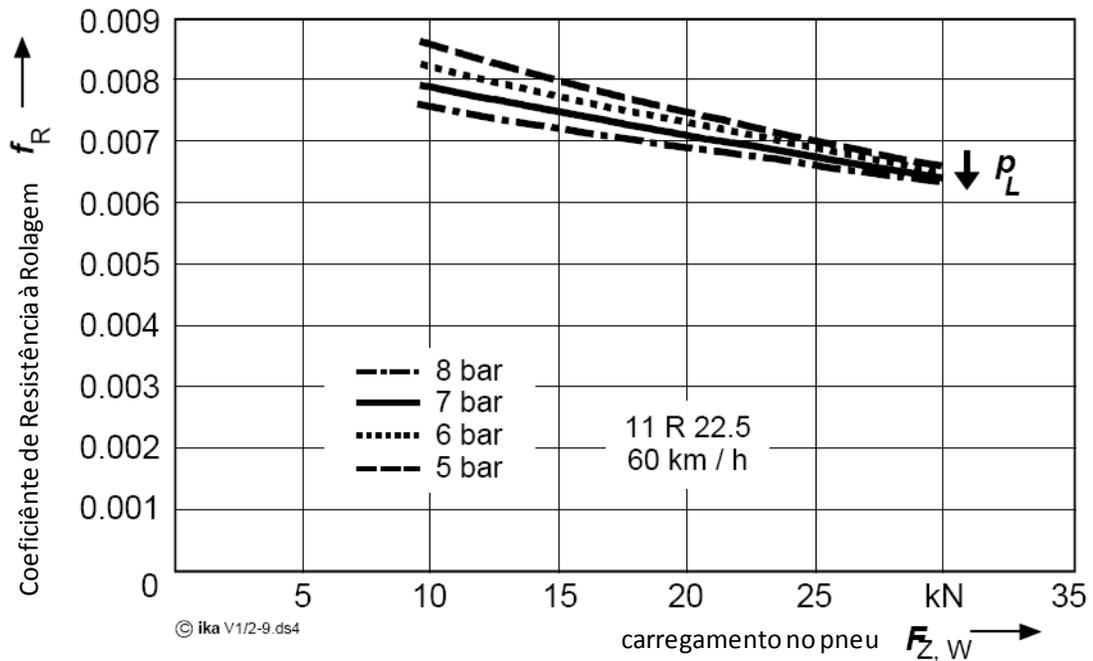


Figura 15. Coeficiente de resistência à rolagem de um pneu radial de um veículo comercial em função da pressão interna do pneu. (Fonte: Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, Dr. Henning Wallentowitz)

Na figura 15 tem-se um gráfico apresentando o comportamento do coeficiente de resistência à rolagem em função da pressão interna do pneu, quando aplicado uma carga do pneu.

Observa-se que os dois parâmetros geométricos que apresentam maior influência na resistência à rolagem são o raio do pneu e a relação H/W . Um pneu mais estreito diminui a resistência a rolagem, mas se torna crítico quanto à velocidade. É justificável o emprego deste tipo de pneu em carros de baixo desempenho, principalmente para o emprego em cidades, pois são pneus mais baratos, mais leves e menores.

Um exemplo da influência do pneu no consumo de combustível pode ser observado na tabela 2, extraída do material do Departamento de Energia dos Estados Unidos, na coleta de dados da frota em situação real de uso. Pode se observar que, quando aplicado pneus simples, ao invés dos duplos, houve uma melhora significativa no consumo de combustível, chegando a quase 10% de economia:

Tabela 2 Consumo de combustível de um caminhão classe 8 em função da velocidade e da combinação dos pneus

Velocidade (mph)	Rodagem dupla - trator Rodagem dupla - trailer			Rodagem dupla - trator Rodagem simples - trailer			Rodagem simples - trator Rodagem dupla - trailer			Rodagem simples - trator Rodagem simples - trailer		
	Distância Percorrida (milhas)	Total Comb. Consumido (galões)	Consumo de combustível	Distância Percorrida (milhas)	Total Comb. Consumido (galões)	Consumo de combustível	Distância Percorrida (milhas)	Total Comb. Consumido (galões)	Consumo de combustível	Distância Percorrida (milhas)	Total Comb. Consumido (galões)	Consumo de combustível
Marcha lenta	N/A	1858,5	N/A	N/A	967,9	N/A	N/A	1676,4	N/A	N/A	706	N/A
0 à 5	281	101,5	2,76	148	50,4	2,93	368	124,2	2,97	156	52,8	2,96
5 à 10	674	198,8	3,39	368	103,2	3,56	808	245,4	3,3	331	98,8	3,35
10 à 15	723	192	3,77	396	98,3	4,03	848	216,5	3,92	343	87	3,95
15 à 20	744	199,1	3,73	404	100,9	4	882	221,6	3,98	361	90,5	3,98
20 à 25	938	228,4	4,11	489	113,6	4,31	1111	244,2	4,55	462	101,1	4,57
25 à 30	1178	266,9	4,41	609	131,5	4,63	1420	286,9	4,95	580	117,6	4,93
30 à 35	1481	336,8	4,4	753	154,2	4,88	1774	341,1	5,2	708	141,1	5,02
35 à 40	1917	403,5	4,75	1000	193,6	5,17	2284	433,6	5,27	941	184,3	5,1
40 à 45	2955	584,1	5,06	1543	285,9	5,4	3380	603,6	5,6	1350	254,4	5,31
45 à 50	4935	907,9	5,43	2573	447,7	5,75	5410	872,8	6,2	2177	360,4	6,04
50 à 55	9397	1629,8	5,77	4962	811,5	6,11	10046	1622,7	6,19	3877	625,5	6,2
55 à 60	20656	3297,2	6,26	11707	1721,9	6,8	22373	3257,8	6,87	8710	1246,9	6,99
60 à 65	38964	5879,6	6,63	21472	2980,8	7,2	34517	4840	7,13	14944	2049,4	7,29
65 à 70	58304	8313,2	7,01	27931	3652,2	7,65	65063	9256,4	7,03	27144	3880,1	7
75 à 80	56378	7483,2	7,53	21751	2745,5	7,92	66882	8435,6	7,93	32887	4056,1	8,11
80 à 85	7849	808,2	9,71	3610	403,2	8,95	11513	911,1	12,64	6817	512,2	13,31
Total	207374	30831	6,73	99714	13994	7,13	228680	31913	7,17	101790	13858	7,35
Porcentagem de melhora no consumo de combustível	0,00%			5,93%			6,53%			9,20%		

Fonte: Oak Ridge National Laboratory, Heavy Truck Duty Cycle Project. U.S. DOE 2008.

Economia é a prioridade número 1 no desenvolvimento de pneus para veículos comerciais. Reduzir a resistência à rolagem é o fator principal para reduzir o consumo de combustível. Desenvolvimentos recentes já estão atingindo pneus com coeficiente de resistência a rolagem da ordem de 0,005, figura 16.



Figura 16. Pneu com a resistência a rolagem otimizada. (Fonte: Continental 2006)

3.4. Resistência Aerodinâmica

Utilizando o sistema de referencia já descrito no começo do capítulo, a velocidade do vento do ambiente v_a é definida como uma componente horizontal da velocidade do ar referente ao sistema de eixo fixo à terra. O ângulo da velocidade do vento é o ângulo entre o eixo X e a velocidade do vento ambiente.

A resultante de velocidade do ar V_r é a diferença entre a velocidade do vento ambiente e a projeção da velocidade absoluta do veículo V . O ângulo entre a projeção do eixo x no solo e o eixo x'' é o ângulo aerodinâmico do escorregamento lateral β_a . Os ângulos β e β_a são usualmente referenciados ao centro de massa, mas podem ser referenciados a qualquer ponto do veículo.

O ar exerce uma força na superfície de contato da carroceria do veículo num ponto específico P , que é interpretado por força por unidade de área, como mostra a equação (25):

$$\vec{t} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{F}}{\Delta S} \quad (17)$$

Onde ΔS e $\Delta \vec{F}$ são respectivamente a área de uma pequena superfície ao redor do ponto P e a força que age sobre ela.

A força por unidade de área \vec{t} pode ser decomposta numa força de pressão $\vec{t}_n = p\vec{n}$ agindo na direção perpendicular à superfície, e uma força tangencial \vec{t}_t agindo no plano tangencial à superfície. Isso ocorre devido à viscosidade do fluido.

Essa distribuição de força, integrada em toda a superfície, resulta na força aerodinâmica, que é usualmente aplicada ao centro de massa do veículo:

$$F_{x_a} = \int_S \vec{t}_i \times \vec{i} dS + \int_S \vec{t}_n \times \vec{i} dS, \quad (18)$$

$$F_{y_a} = \int_S \vec{t}_i \times \vec{j} dS + \int_S \vec{t}_n \times \vec{j} dS, \quad (19)$$

$$F_{z_a} = \int_S \vec{t}_i \times \vec{k} dS + \int_S \vec{t}_n \times \vec{k} dS, \quad (20)$$

E os momentos resultantes:

$$M_{x_a} = - \int_S z \vec{t}_i \times \vec{j} dS + \int_S y \vec{t}_t \times \vec{k} dS - \int_S z \vec{t}_n \times \vec{j} dS + \int_S y \vec{t}_n \times \vec{k} dS, \quad (21)$$

$$M_{y_a} = - \int_S x \vec{t}_i \times \vec{k} dS + \int_S z \vec{t}_t \times \vec{i} dS - \int_S x \vec{t}_n \times \vec{k} dS + \int_S z \vec{t}_n \times \vec{i} dS, \quad (22)$$

$$M_{z_a} = - \int_S y \vec{t}_i \times \vec{i} dS + \int_S x \vec{t}_t \times \vec{j} dS - \int_S y \vec{t}_n \times \vec{i} dS + \int_S x \vec{t}_n \times \vec{j} dS, \quad (23)$$

Tanto as forças como os momentos são usualmente decompostos no sistema de referência xyz: Os componentes da força aerodinâmica são referenciados na longitudinal F_{x_a} , lateral F_{y_a} e na normal F_{z_a} , e os momentos são de rolagem M_{y_a} , pitching M_{x_a} e yawing M_{z_a} .

Como as forças aerodinâmicas são decompostas no sistema de referência x'' , y'' e z'' , as componentes destas forças podem ser referenciadas como arrasto D (drag), força lateral S (side force) e força de carregamento L (lift).

Nesta dissertação será focada somente a influencia da força na direção x'' , ou seja, o arrasto D.

No caso se desconsiderar a viscosidade do fluido, a pressão p e a velocidade V podem ser escritas de acordo com a equação de Bernoulli:

$$p + \frac{1}{2} \rho V^2 = constante = p_0 + \frac{1}{2} \rho V_0^2 \quad (24)$$

Onde p_0 e V_0 são valores de pressão ambiente e velocidade num ponto distante do veículo.

Os valores de pressão ambiente, densidade, temperatura e viscosidade cinemática mudam conforme a altitude, de acordo com a tabela 3:

Tabela 3 ICAO Standard Atmosphere

z (m)	p (kPa)	T (K)	ρ (kg/m ³)	ν (m ² /s)
-500	107,486	291,25	1,2857	1,397E-05
0	101,325	288,16	1,2257	1,453E-05
500	95,458	284,75	1,168	1,510E-05
1000	89,875	281,5	1,1123	1,571E-05
1500	84,546	278,25	1,0586	1,636E-05
2000	79,489	275	1,007	1,705E-05
2500	74,656	271,75	0,9573	1,777E-05
3000	70,097	268,5	0,9095	1,853E-05

Fonte: Genta (1997)

A densidade em diferentes altitudes pode ser calculado pela equação (25):

$$\rho = \rho_a \frac{p T_a}{p_a T} \quad (25)$$

3.5. Resistência à elevação

O peso do veículo se torna um fator considerável em acelerações e elevações de pista:

$$F_a = m \times g \times \sin \alpha \quad (26)$$

O peso dos veículos comerciais atuais está aumentando na medida em que se aumenta a tecnologia neles empregada, como exemplo: rastreamento por radar (gerenciamento de frota), ar condicionado, sistemas de pós-tratamento de gases de escape, regulagem e aquecimento de bancos, vidros elétricos, etc.

O aumento no peso dos veículos comerciais significa que deverão ser empregados motores maiores, com isso todo trem de força reforçado, para atingir o mesmo desempenho, se tornando um ciclo sem fim.

Para combater esse aumento excessivo de peso alguns estudos estão sendo conduzidos, por exemplo, utilizar ligas em alumínio e magnésio nos motores e sistemas de força e suspensão, assim como materiais mais leves nas cabines.

A redução no peso do veículo será um fator a ser estudado neste trabalho.

3.6. Resistência à aceleração

Em adição às forças de resistência, que atuam em situação estáticas, ou seja, de velocidade constante, em situações transientes, as inércias aumentam nas acelerações e desacelerações. Essas forças de inércia devem ser vencidas numa situação de aceleração. As forças de inércia são compostas pela resistência na aceleração e pelo fator de massas rotativas.

Resistência na aceleração:

$$F_a = e_i \times m \times a \quad (27)$$

Fator de massas rotativas:

$$e_i = \frac{\theta_{Red}}{m \times R_{din}^2} + 1 \quad (28)$$

Onde:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

m = massa do veículo

α = ângulo de inclinação da pista

θ_{Red} = Redução do momento de inércia de massas rotativas

R_{din} = Raio dinâmico do pneu

i = Relação de transmissão

3.7. Consumo de Combustível

Os vários fatores acima descritos produzem um consumo de combustível e podem ser escritos em uma única equação:

$$F_c = \frac{\int b_e \times \frac{1}{\eta_{TF}} \times \left[m \times f_R \times g \times \cos \alpha \times \frac{\rho}{2} \times C_w \times A \times v^2 + m \times (e_i \times a + g \times \sin \alpha) \right] \times v \times d_t}{\int v \times d} \quad (29)$$

Onde:

$F_c =$ Consumo de combustível $\left(\frac{g}{km}\right)$

$b_e =$ Consumo específico $\left(\frac{g}{kWh}\right)$

$\eta_{TF} =$ Eficiência do trem de força

$\alpha =$ Ângulo de inclinação da pista ($^\circ$)

$\rho =$ Densidade do ar $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$C_w =$ Coeficiente de arrasto

$A =$ Área frontal do veículo (m^2)

$m =$ Massa do veículo (kg)

$f_R =$ Coeficiente de resistência a rolagem

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$v =$ Velocidade do veículo $\left(\frac{m}{s}\right)$

$e_i =$ Fator de correção de massa rotativa (inercia por relação)

$a =$ Aceleração longitudinal

$t =$ Tempo

4. MODELO DE VEÍCULO

Como citado anteriormente, para este estudo utilizou-se o software comercial GT-Drive, que é uma ferramenta para simulação de veículo e trem de força, com muitas aplicações, desde calibração de motor-transmissão-veículo, consumo de combustível, desempenho veicular, avaliação de componentes do trem de força isoladamente, até modos de controle do veículo.

4.1 Descrição do Modelo Veicular

Um veículo pode ser descrito como um conjunto de sistemas, que podem ser simplificados conforme a necessidade de estudo. Neste trabalho, foi considerado o sistema da figura 17, e na figura 18 é apresentado os elementos que foram estudados no modelo de veículo.

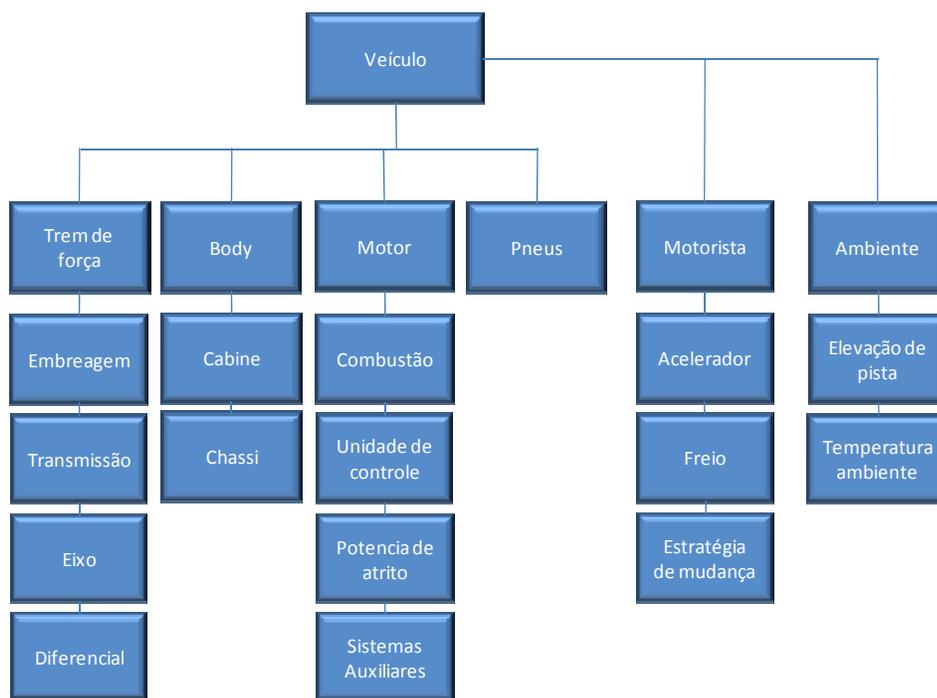


Figura 17. Estrutura de um modelo de veículo.

Para o estudo de caso, foram considerados os sistemas em azul na figura 18.

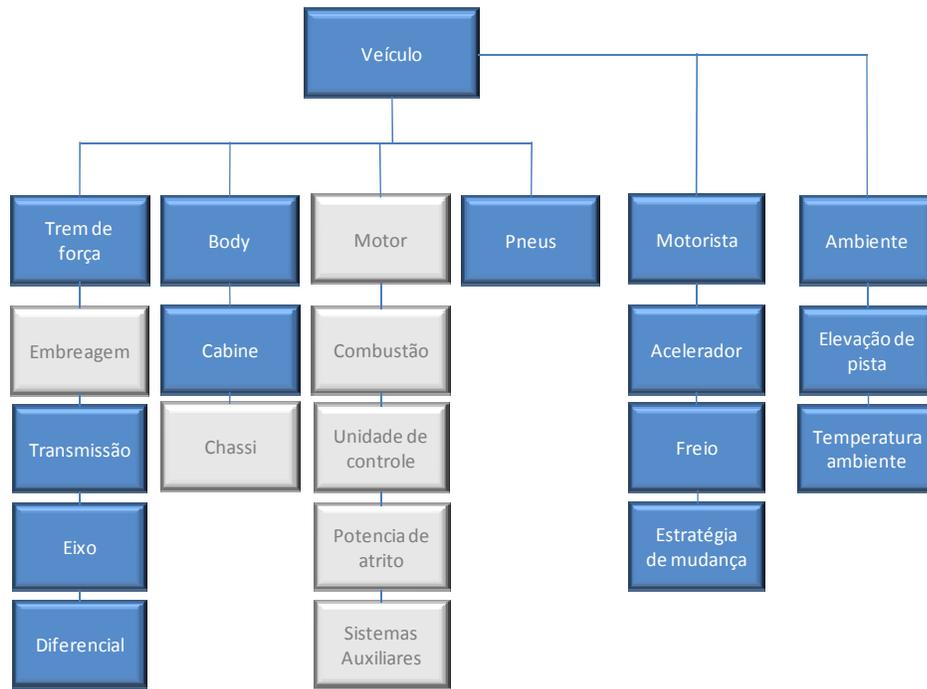


Figura 18. Partes do modelo veicular consideradas na validação das perdas de energia.

4.2 Equações do movimento

Abaixo estão descritas as equações do movimento de cada sistema considerado na simulação.

Motor: A equação de movimento do motor considera o balanço do torque de atrito com o torque de inércia e o carregamento do lado do volante:

$$\tau_{eng} = [I_{eng}] \frac{d\omega_{eng}}{dt} \quad (30)$$

Trem de força: A equação do movimento do veículo é o balanço de todos os torques de inércia e atrito do motor, do trem de força, e do torque efetivo das forças que agem contra o movimento do veículo (aerodinâmica, resistência a rolagem e elevação de pista):

$$\tau_{drv,v} = \left[I_{trans1} + \frac{I_{trans2}}{R_t^2} + \frac{I_{dsh}}{R_t^2} + \frac{I_{axl}}{R_d^2 R_t^2} + \frac{M_{veh} r_{whl}^2}{R_d^2 R_t^2} \right] \frac{d\omega_{drv}}{dt} - \left[\frac{I_{trans2}}{R_t^3} + \frac{I_{dsh}}{R_t^3} + \frac{I_{axl}}{R_d^2 R_t^3} + \frac{M_{veh} r_{whl}^2}{R_d^2 R_t^3} \right] \omega_{drv} \frac{dR_t}{dt} + \left[\frac{F_{aer} + F_{rol} + F_{grd}}{R_d R_t} \right] r_{whl}$$

(31)

Onde:

τ_{eng} = Torque de atrito do motor

ω_{eng} = Rotação do motor

I_{eng} = Momento de inércia do motor (incluindo volante)

$\tau_{drv,v}$ = Torque requerido pelo veículo

ω_{drv} = Rotação do eixo (rotação do veículo na saída da transmissão)

I_{axl}

= Momento de inércia do eixo (inclui momento de inércia das rodas x numero de eixos)

I_{dsh} = Momento de inércia do eixo principal

I_{trans1} = Momento de inércia na entrada da transmissão

I_{trans2} = Momento de inércia na saída da transmissão

M_{veh} = Massa do veículo

r_{whl} = Raio da roda

F_{aer} = Força aerodinamica aplicada no veículo

F_{rol} = Força de resistencia a rolagem

F_{grd} = Força da gravidade aplicada ao veículo devido a elevação de pista

t = tempo

R_t = Relação de transmissão

R_d = Relação do eixo traseiro

O primeiro termo da equação representa o torque requerido para acelerar a inércia efetiva de todo o trem de força, observados na saída do conversor de torque ou embreagem, do sistema de transmissão. Note que as inércias são reduzidas pelo quadrado da relação de engrenagens. E as inércias do motor e do eixo, os dois últimos termos da primeira parte da equação, são reduzidas tanto pelo quadrado da relação de transmissão, como pelo quadrado da relação do eixo traseiro.

O segundo termo da equação representa a carga induzida transiente da relação de engrenagens. O objeto 'veículo' cria internamente um modelo de transmissão com base nas informações fornecidas pelo usuário (relação de transmissão, inércias, eficiências), isto

significa que o modelo considera uma inércia de entrada e uma inércia de saída representadas por uma engrenagem simples, ou seja, durante a troca de marchas, existe uma inércia relativa entre o primeiro conjunto de engrenagem e o segundo conjunto.

O terceiro termo da equação são as forças de resistência ao movimento do veículo, que são convertidas em torque pelo raio dinâmico do pneu e depois reduzidas através das relações de transmissão, que serão inseridas na saída da embreagem ou conversor de torque.

O GT-Drive monta a equação do movimento (ODE) num chamado nó mestre do veículo, que é a saída da embreagem, então todas as forças são transferidas para este ponto do veículo, para alimentar essa equação. Atritos internos no trem de força não são refletidos pela equação acima, mas são considerados no modelo através da especificação da eficiência de cada componente, ou podem ser adicionadas a parte por introdução de elementos de atrito dentro do modelo do veículo.

Cabine: A equação que o modelo usa para representar este elemento é a do coeficiente de arrasto aerodinâmico, descrita na equação (32):

$$F_{drag} = \frac{1}{2} \rho V^2 A_{frontal} \times C_{drag} \quad (32)$$

Onde:

F_{drag} = Força de arrasto aerodinâmico

ρ = Densidade do ar

V = Velocidade do ar relativo a frente do veículo

$A_{frontal}$ = Área frontal

C_{drag} = Coeficiente de arrasto aerodinâmico

Pneu: Conforme já dissertado no capítulo anterior, são diversas as forças que atuam no pneu, mas especificamente a força que atua contra o movimento do veículo é a força de resistência a rolagem, definida na equação 41:

$$F_{roll} = a \times C_{roll} \times \left((m_{veh} + m_{load})g \times \cos \alpha - F_{lift} \right) \quad (33)$$

Onde:

F_{roll} = Força de resistência à rolagem

a = Multiplicador de atrito para fora de estrada (neste caso = 1)

C_{roll} = Fator de resistência à rolagem

m_{veh} = Massa do veículo

m_{load} = Massa da carga + passageiros
 F_{lift} = Força que atua no veículo pressionando contra o solo
 α = Ângulo de inclinação da pista

Ambiente: Neste elemento serão colocadas as entradas referentes ao meio, como temperatura, umidade, e o que age diretamente no desempenho do modelo, a elevação de pista ao longo do percurso.

$$F_{grd} = m \times g \times \sin \alpha \quad (34)$$

Motorista: Este talvez seja o elemento mais importante, ou pelo menos, o que mais influencia em toda simulação. Neste trabalho estudou-se dois modos, o primeiro modo, que servirá também como base para validação do modelo, são entradas o perfil de pedal, freio, embreagem e estratégia de troca de marcha. Num segundo modo, que não depende tanto do motorista, são entradas o perfil de velocidade, o motorista será responsável apenas pela estratégia de troca de marchas.

4.3 Ciclo de trabalho

Como mostrado na introdução deste trabalho, a escolha do ciclo de trabalho, ou como é chamado mais comumente de drive cycle, é fundamental para estudarmos as condições utilização do veículo. E quanto mais real é o ciclo de trabalho, mais próximo a realidade são os resultados obtidos em qualquer avaliação. Nos EUA são muito utilizados os ciclos da EPA (highway e city), assim como na Europa NEDC (New European Drive Cycle).

Como no Brasil não existe um ciclo padronizado como base para novos desenvolvimentos automotivos, utilizou-se duas aquisições de rotas reais. A primeira rota foi aquisitada num ciclo urbano real, e a segunda rota para o estudo foi aquisitada num ciclo estrada.

As figuras 19 e 20, estão representando os perfis de velocidade das duas rotas que serão utilizadas neste trabalho:

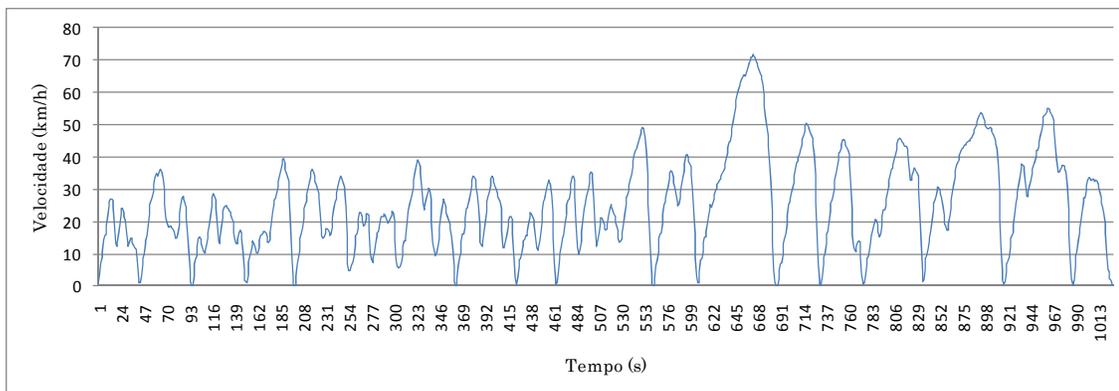


Figura 19. Ciclo de utilização urbano.

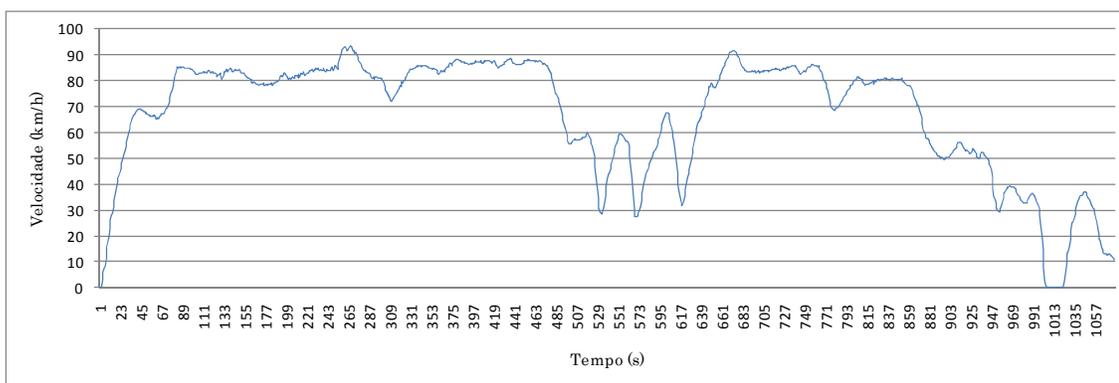


Figura 20. Ciclo de utilização estrada.

Observando-se a figura 19, a representação do perfil de velocidade apresenta muitas variações de velocidade, com muitos pontos de parada total do veículo (velocidade zero), ou seja, um típico ciclo urbano de utilização. Já na figura 20 a representação do perfil de velocidade apresenta grandes períodos de velocidade alta, com nenhum ponto de parada total do veículo, um típico ciclo de estrada.

Por esse motivo a distância total percorrida nos dois ciclos são bem diferentes, apesar do tempo da rota ser praticamente o mesmo.

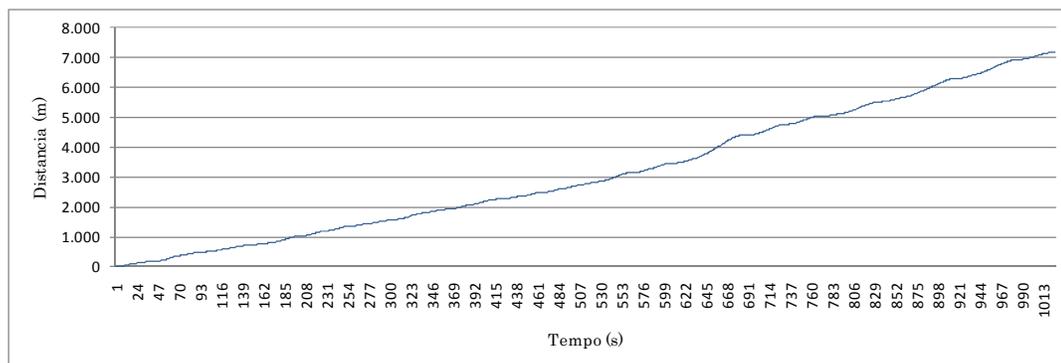


Figura 21. Distância percorrida no ciclo de utilização cidade.

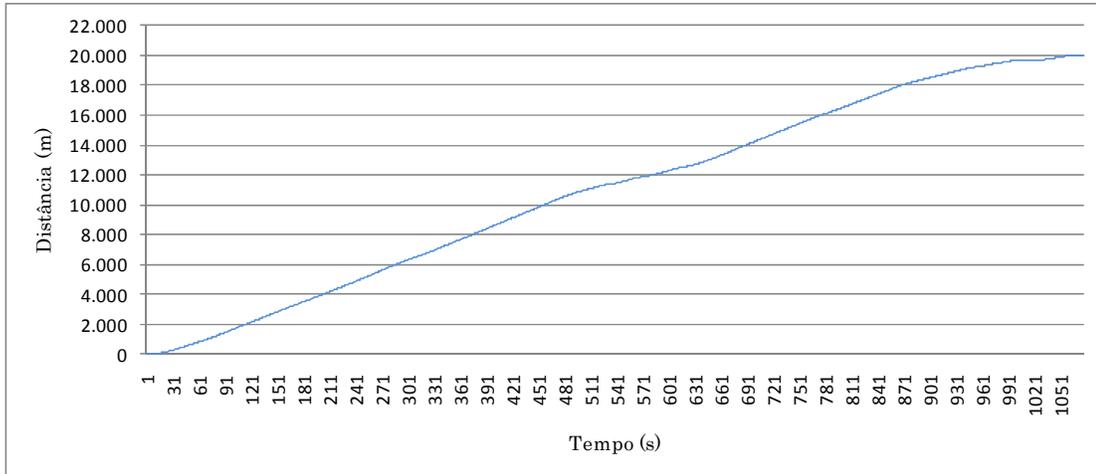


Figura 22. Distância percorrida no ciclo de utilização estrada.

Na figura 21 têm-se a distância total percorrida no ciclo cidade, exatamente 7170 metros. Já no ciclo estrada, figura 22, a distância total ficou em 20028 metros.

4.4 Construção do modelo

Utilizar um modelo computacional como ferramenta de simulação tem se tornado muito comum hoje na indústria automotiva, mas para se obter um resultado confiável a ponto de diminuir o número de testes e validações de um produto, é necessário um modelo muito bem construído e calibrado. E para se ter um modelo bem calibrado é necessário a validação deste modelo utilizando dados de uma situação real.

A figura 23 representa o modelo construído no ambiente GT-Drive, esta modelagem contempla o modelo do veículo completo, com motor, embreagem, transmissão, eixo principal, diferencial, eixo traseiro e pneus. Contempla ainda o modelo de um motorista, um modelo de pista, com elevações e curvas, e ainda uma entrada chamada de ambiente, com informações das condições do meio em que o veículo está trabalhando, temperatura, umidade e vento frontal.

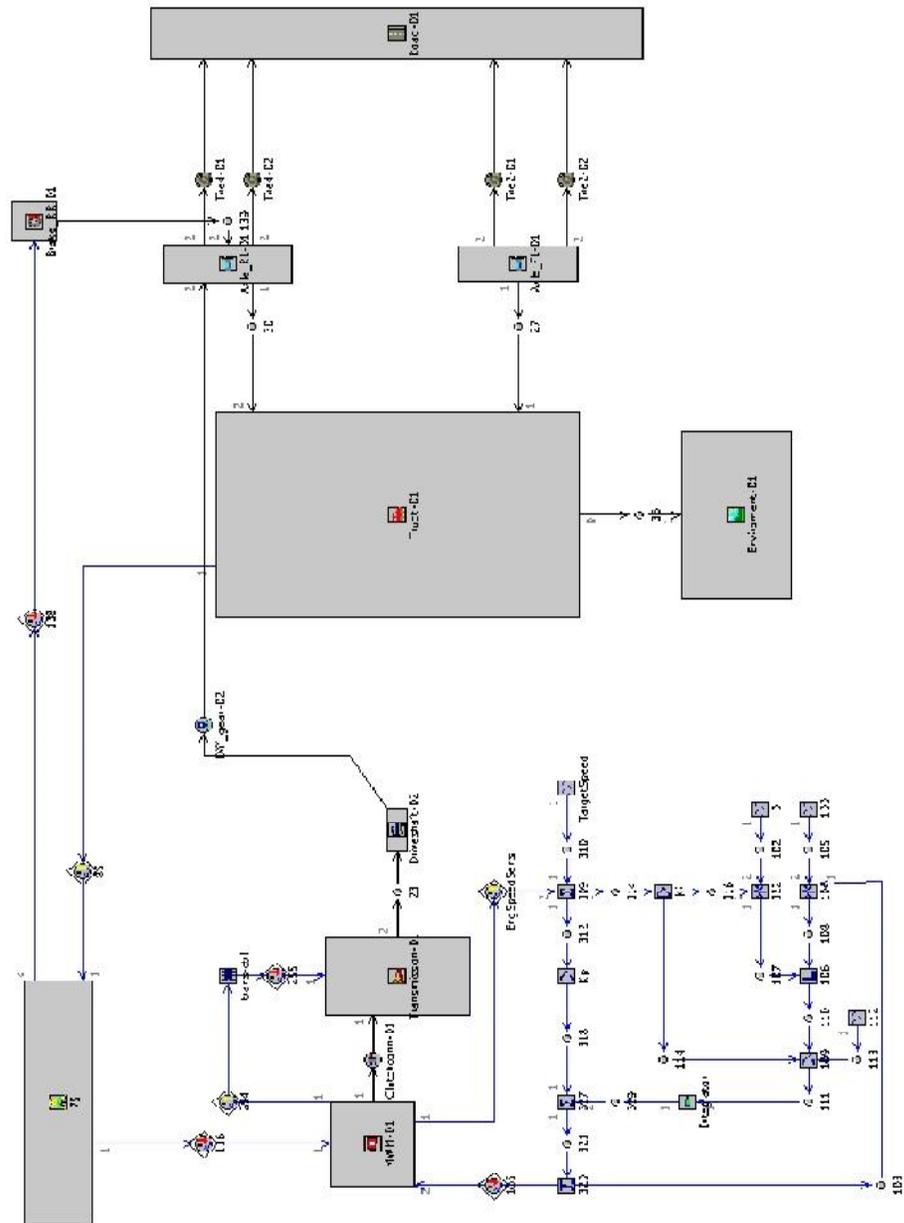


Figura 23. Veículo modelado no ambiente GT-Drive.

Abaixo segue a descrição dos dados de entrada para calibração do modelo:

Motor: Este objeto é um modelo baseado nos mapas do motor que descrevem o desempenho do mesmo, potência de saída do virabrequim, consumo de combustível, emissões, etc. Os mapas de entrada do modelo de motor são em função da rotação do motor e carga. A rotação do motor e a carga podem ser em função do tempo ou calculadas, dependendo do modo como se deseja modelar o objeto motor.

Abaixo estão descritos alguns dados construtivos do motor que são inseridos na montagem do modelo:

Volume deslocado: 7.118 cm³

Rotação de operação mínima: 800 rpm

Inércia do motor: 1,88 kg·m²

Densidade do combustível: 830 kg/m³

A figura 24 representa o mapa de pressão média efetiva em função da porcentagem de pedal do acelerador.

MEP ou Pressão Média Efetiva é uma forma mais eficiente de descrever a capacidade do motor em realizar trabalho, ao invés de descrevê-lo apenas com uma curva de torque. MEP é obtido dividindo o trabalho, que pode ser escrito em função da potência ou em função do torque do motor por revolução, pelo volume deslocado por cilindro por revolução.

$$MEP = \frac{P_{n_R}}{V_d N} \quad (35)$$

Onde:

n_R = Número de revoluções para cada ciclo de potência (2 para motores 4 tempos)

V_d = Volume deslocado (dm³)

N = Revoluções por segundo

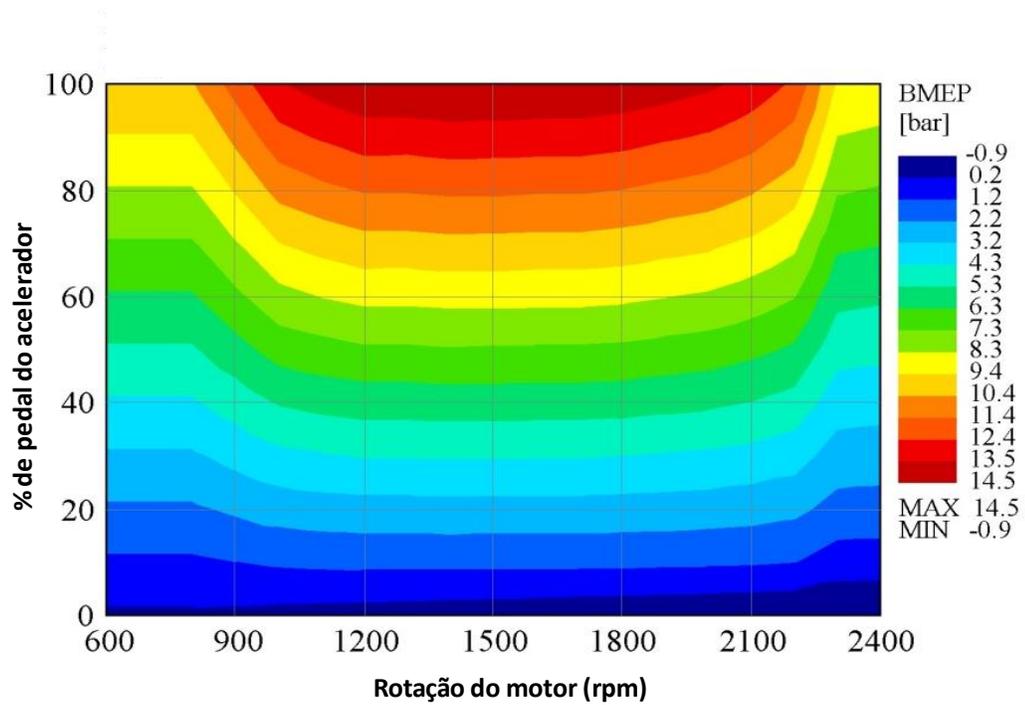


Figura 24. Mapa de BMEP

Na figura 25 está representado mapa de consumo específico pela rotação e pela pressão média efetiva. O cruzamento do mapa da figura 24 com o mapa da figura 25 é que vai configurar o consumo do motor num certo ponto da rota.

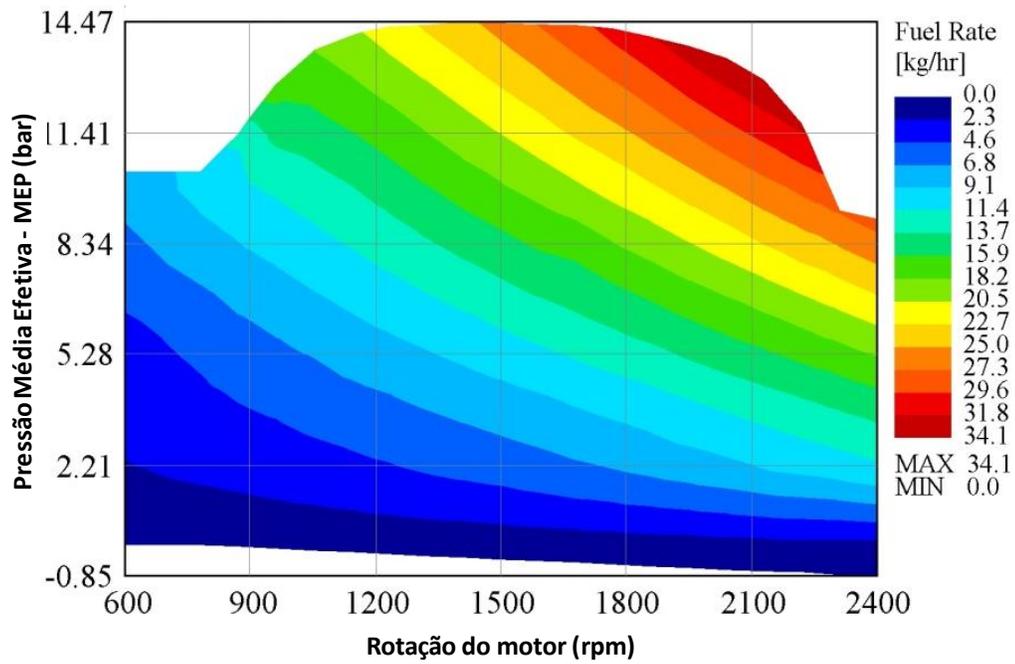


Figura 25. Ilhas de consumo pela pressão média efetiva.

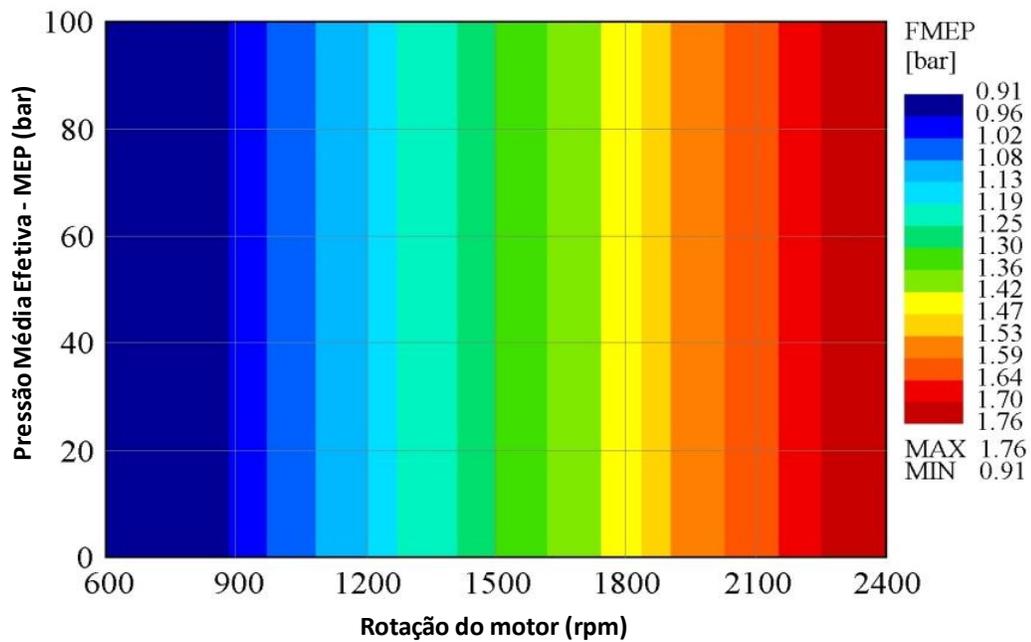


Figura 26. Mapa de atrito do motor por rotação.

Na figura 26 está apresentado o mapa de atrito do motor pela rotação.

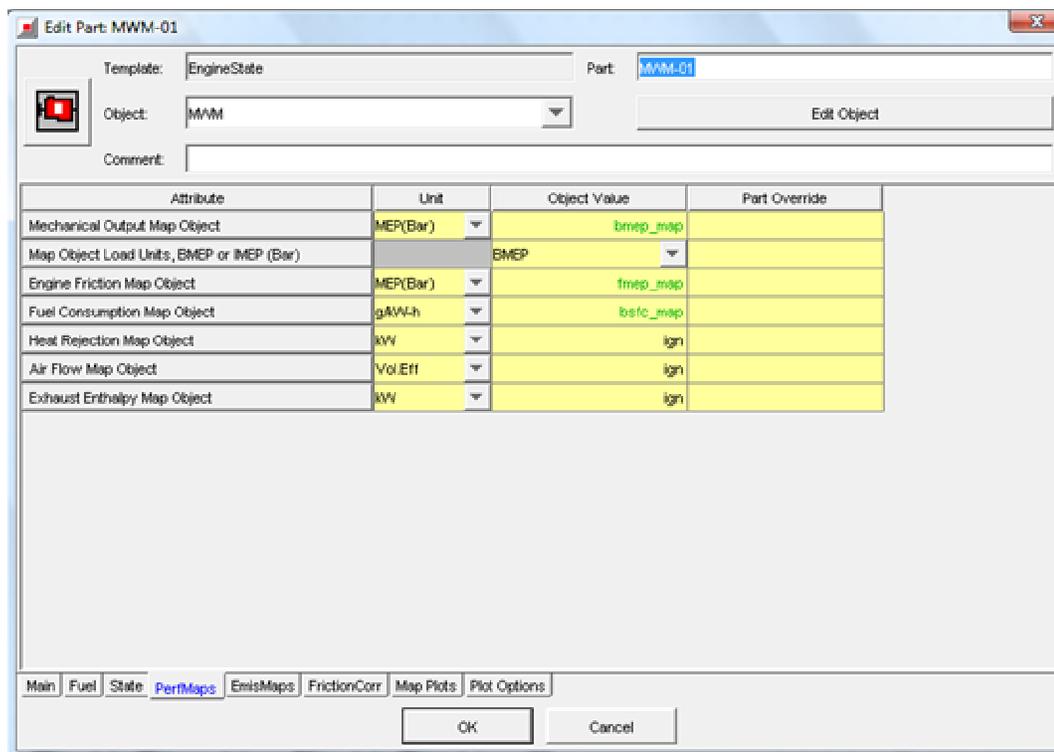


Figura 27. Tela de entrada das curvas de desempenho do motor no GT-Drive.

A figura 27 apresenta a tela de entrada de dados no GT-Drive para o elemento motor. São entradas basicamente com as curvas, ou planilhas, de desempenho do motor.

Veículo: Este objeto é usado para calcular o movimento longitudinal do veículo, assim como as forças normais de reação nos eixos. O balanço das forças resistivas é usado para calcular a velocidade, aceleração e distância percorrida.

Segue abaixo alguns dados de entrada do objeto veículo:

Peso bruto total do veículo: 17000 kg

Área frontal: 7,4 m²

Coefficiente de arrasto aerodinâmico: 0,55

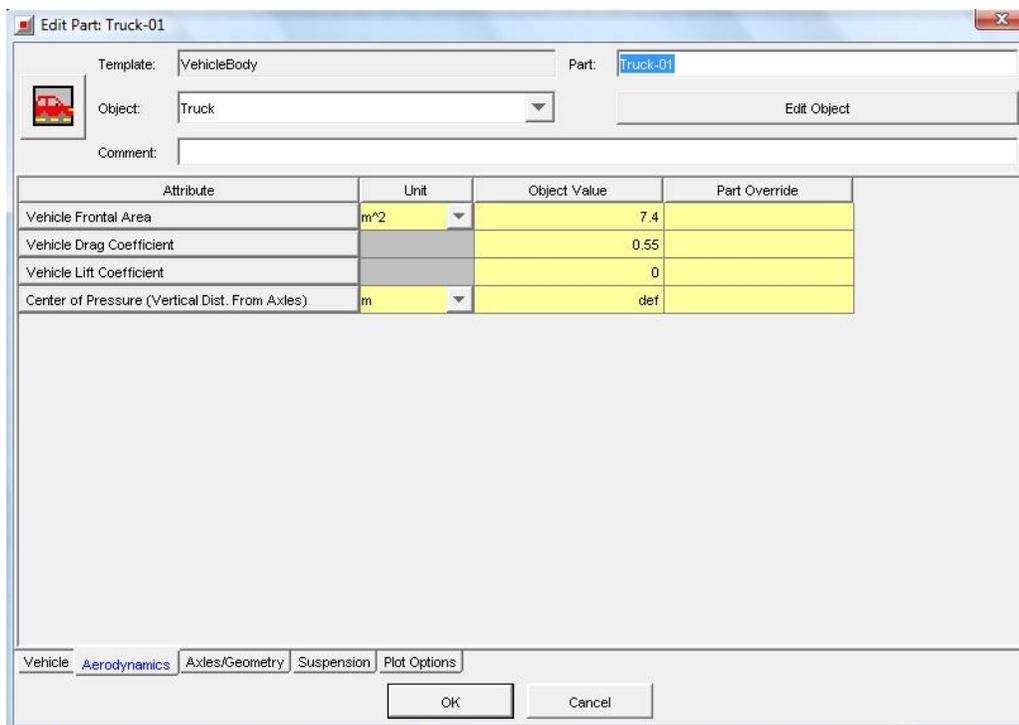


Figura 28. Tela de entrada dos dados do veículo no GT-Drive.

A figura 28 apresenta a tela de entrada de dados do elemento veículo no GT-Drive. Abaixo estão mais entradas do modelo relativo aos itens que compõe o trem de força.

Embreagem:

Torque estático máximo: 3000 Nm

Raio efetivo: 175mm

Transmissão: As relações de transmissão de cada marcha são apresentadas na tabela 4:

Tabela 4 Relação de transmissão utilizada.

Marcha		1	2	3	4	5	6
Relação de transmissão		9,01	5,27	3,22	2,04	1,36	1
Eficiência mecânica por marcha	%	92	92	92	92	92	92
Momento de inércia na entrada	kg-m ²	0,071	0,064	0,06	0,052	0,039	0,052
Momento de inércia na saída	kg-m ²	0,071	0,064	0,06	0,052	0,039	0,052

Eixo principal (eixo cardan):

Momento de inércia: 0,005 kg-m²

Diferencial:

Relação final: 4,56

Eficiência: 93%

Eixos dianteiro e traseiro:

Momento de inércia eixo dianteiro: 18,99 kg-m²

Momento de inércia eixo traseiro: 37,98 kg-m²

Pneus: Este objeto é usado para representar as características da força trativa e da força de resistência à rolagem do pneu. Este modelo de pneu representa um pneu rígido, isso quer dizer que não tem escorregamento entre o pneu e a pista.

Raio dinâmico: 497mm

Coefficiente de resistência à rolagem: 0,010

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Tire Rolling Radius	mm	497	
Tire Rolling Resistance Factor		0.01	
Steering Tire		no	

Figura 29. Tela de entrada dos dados do pneu no GT-Drive.

A figura 29 apresenta a tela de entrada de dados do pneu, no GT-Drive.

Motorista: Esse objeto controla a posição do pedal do acelerador, pedal de freio, pedal de embreagem, estratégia de troca de marcha, e assume o perfil do comportamento real do motorista. Na modelagem por velocidade do veículo, não é inserido um perfil de pedal do acelerador nem de freio, é inserido um PID para controlar os dois pedais. Neste caso também não se usa um perfil de pedal de embreagem, apenas um controle.

Como comentado no item 4.3, o motorista afeta de forma significativa o desempenho geral do veículo, e é fator decisivo também na validação do modelo. Na modelagem utilizouse o perfil de pedal do acelerador aqusitado, assim como foi definido uma estratégia de troca de marcha com base nos dados aqusitados, porém é totalmente concebível variações desta estratégia ao longo da rota, pois na realidade o motorista não obedece fielmente a estratégia de troca de marcha, seja por distração, ou por qualquer outro elemento variável ao longo do percurso.

Na tabela 5 apresenta-se a estratégia de troca de marcha utilizada pelo motorista na aquisição real durante o ciclo cidade:

Tabela 5 Estratégia de troca de marchas utilizada no ciclo cidade

Marcha		1	2	3	4	5	6
Rotação do motor na troca/aceleração	rpm	ign	2100	2100	2100	2100	2100
Rotação do motor na troca/desaceleração	rpm	1300	1300	1300	1300	1300	1300

Na figura 30 tem-se o perfil do pedal de acelerador utilizado no modelo, aqusitado no ciclo cidade, e na figura 31 o perfil do acelerador aqusitado no ciclo estrada, é fácil perceber a diferença dos dois perfis de aceleração, o transiente de aceleração e desaceleração no ciclo cidade é muito maior do que na estrada.

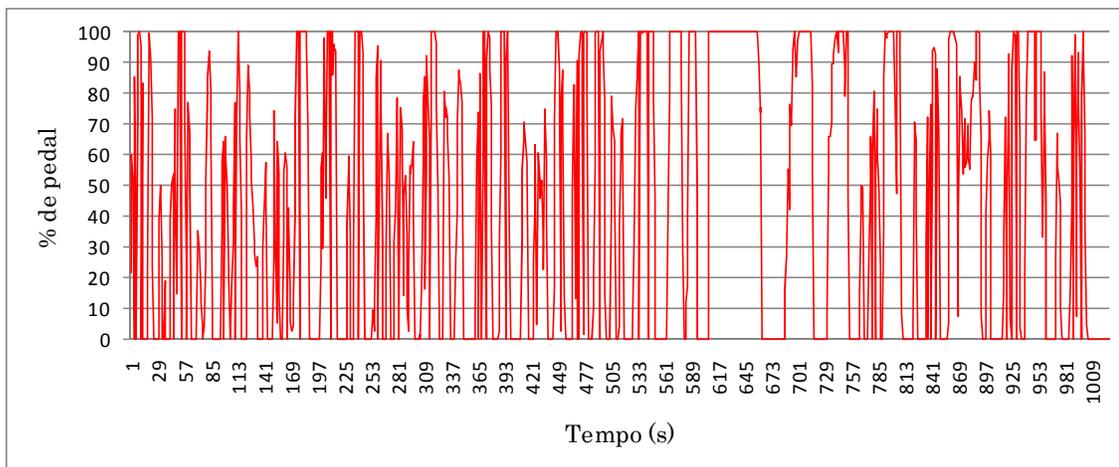


Figura 30. Perfil do pedal do acelerador no ciclo cidade.

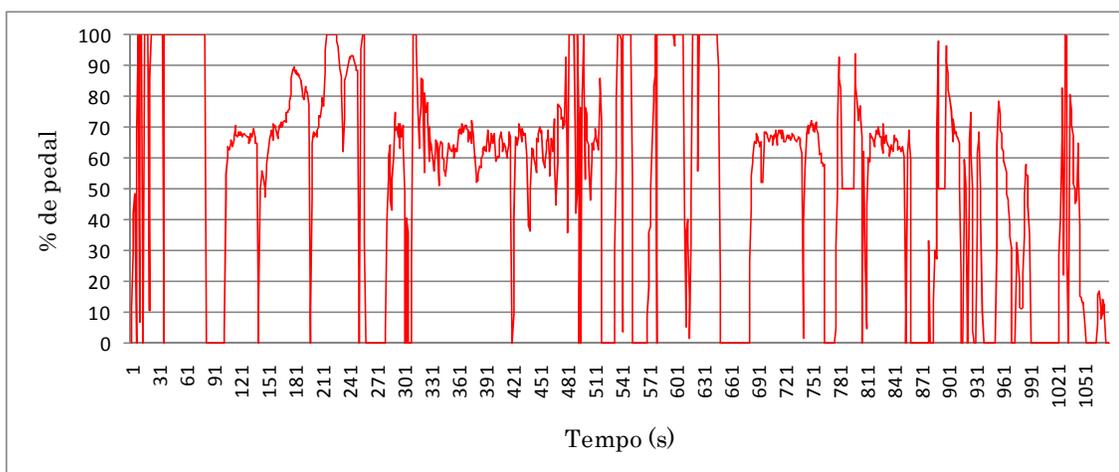


Figura 31. Perfil do pedal do acelerador no ciclo estrada.

O mapa do pedal do acelerador está correlacionado com o mapa de torque do motor, conforme mostrado nas figuras 24 e 25, então a validação do modelo foi feita com base no torque requerido durante a rota, e ao longo desta dissertação será referenciado como modelagem pelo torque. Outra forma de modelagem é pelo perfil de velocidade do veículo, onde o pedal do acelerador não é considerado. O dado de entrada é a velocidade do veículo, e o modelo percorre o perfil de velocidade da rota, e o motor aumenta ou diminui o débito de combustível para atingir a velocidade requerida, ao longo desta dissertação esta forma de modelagem será referenciada como débito ou velocidade.

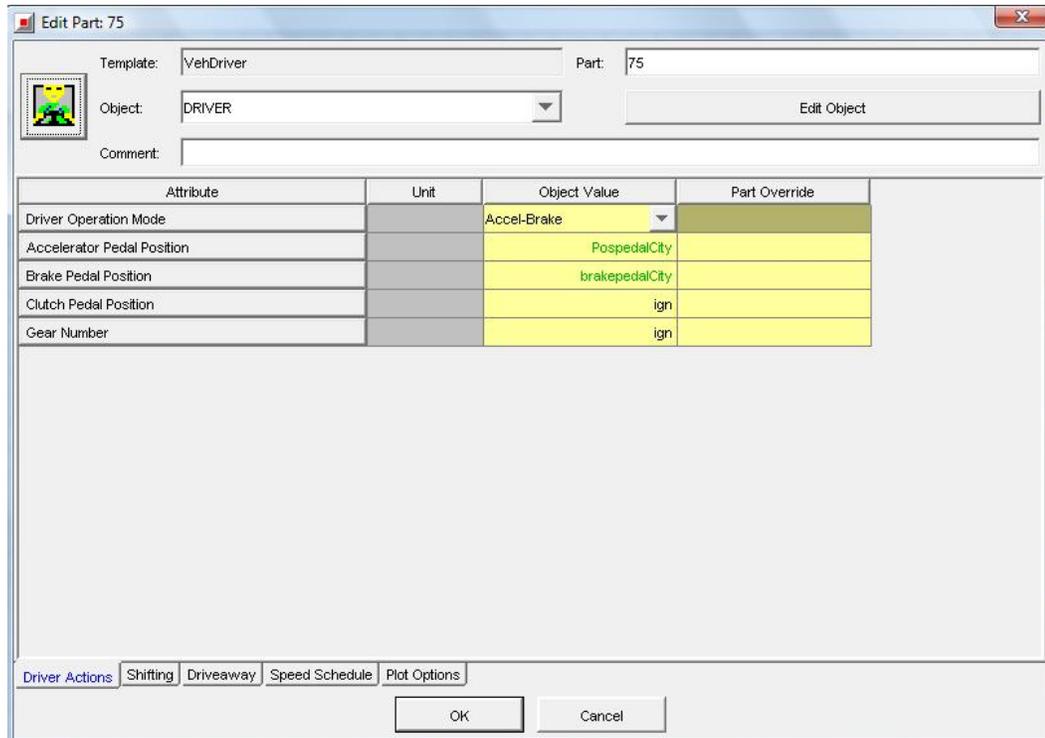


Figura 32. Tela de entrada do comportamento do motorista no GT-Drive.

A figura 32 apresenta a tela de entrada de dados do elemento motorista, no GT-Drive, neste caso são dados da atitude do motorista em relação ao pedal do acelerador, freio e troca de marchas.

Freio: Uma entrada que precisa ser feita e que não há dados aquisitados é o mapa de freio, verifica-se que, principalmente no ciclo cidade, esse mapa tem muita influência, uma vez que o veículo tem, ao longo do ciclo, diversos pontos de parada total.

O mapa de pedal de freio foi calibrado levando-se em conta uma aceleração negativa (desaceleração) de $0,8\text{m/s}^2$, e foi aplicada uma porcentagem de pedal de freio em cada ponto de parada total do veículo ao longo da rota.

Pista: Este objeto é utilizado para inserir as características da pista como elevação e curvatura. Para os dois ciclos de trabalho utilizados neste estudo, não foi considerado curvatura da pista, apenas foi entrado com a elevação.

Na aquisição feita com o veículo em estudo não foi utilizado um sistema GPS para conhecer a altitude do mesmo, porém a unidade central de gerenciamento do veículo (ECM)

contém um sensor de pressão atmosférica, e assim essa leitura foi utilizada para definir a elevação da pista.

Na figura 33 é apresentado o gráfico de variação da pressão ambiente da rota no ciclo cidade, e na figura 34 é a variação da pressão ambiente no ciclo estrada:

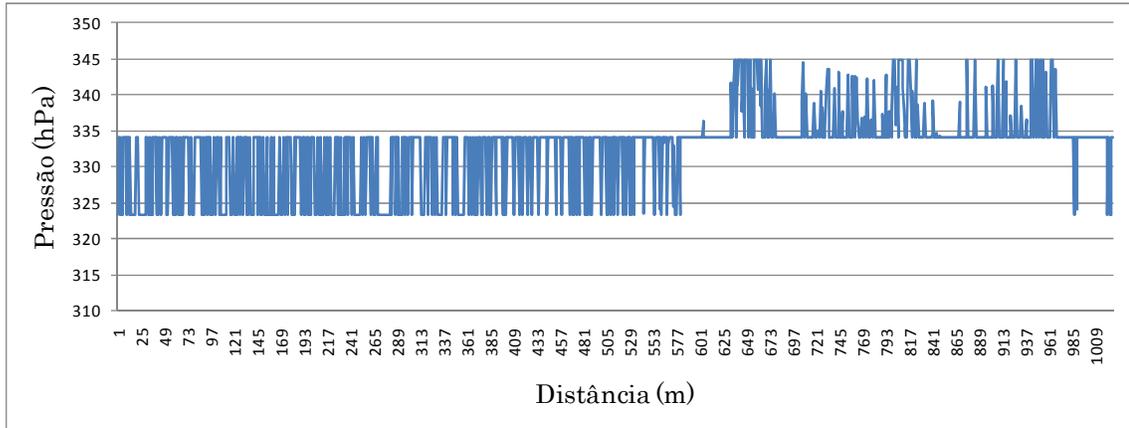


Figura 33. Leitura da pressão barométrica no ciclo cidade.

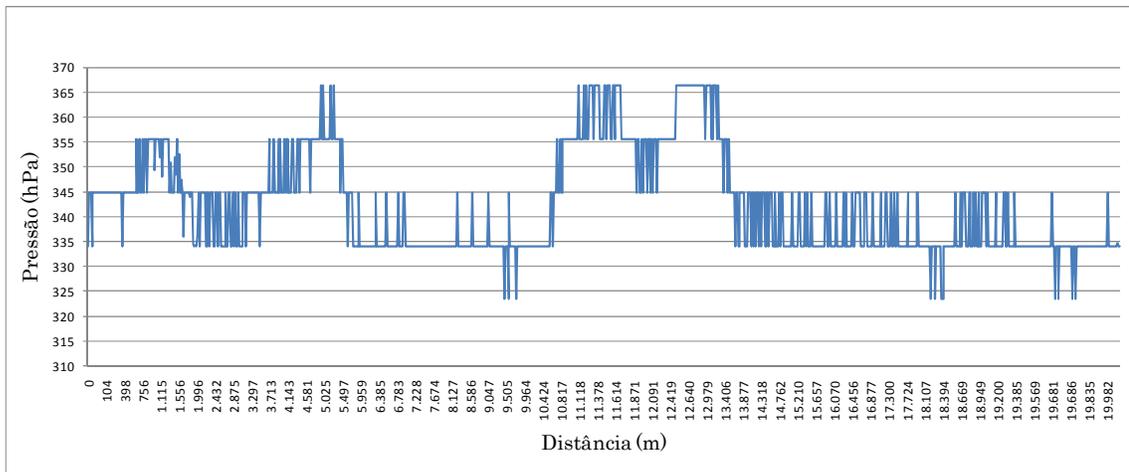


Figura 34. Leitura da pressão barométrica no ciclo estrada.

Com essas leituras pode-se calcular a elevação da pista ao longo da rota utilizando a equação (36), que representa a propriedade da norma internacional ISA (International Standard Atmosphere), que é válida até 36.090 pés (pouco mais de 11500m):

$$z = \left(1 - \left(\frac{P_0}{101,325} \right)^{0,190263} \right) \times \frac{288,15}{0,00198122}$$

(36)

Onde:

$z = \text{Altitude (pés)}$

$P_0 = \text{Pressão barométrica (kPa)}$

Porém não se pode inserir no modelo os dados exatamente como estão representados nos gráficos das figuras 33 e 34, pois existe muita variação. Desta forma, foi definida uma linha média, ou um valor médio, para representar a elevação da pista ao longo da rota, representados pelas figuras 35 e 36.

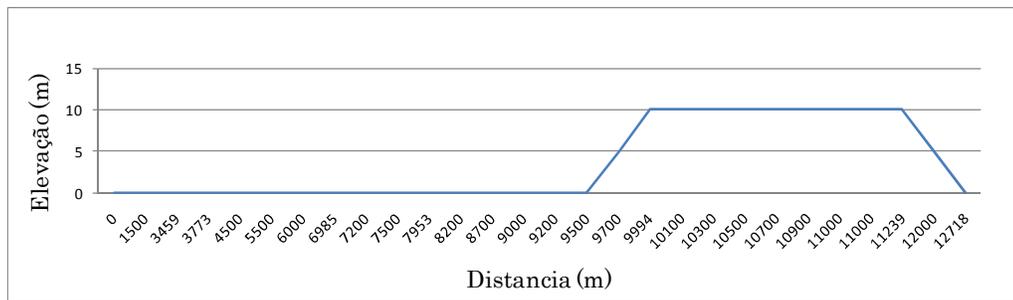


Figura 35. Elevação média da pista no ciclo cidade.

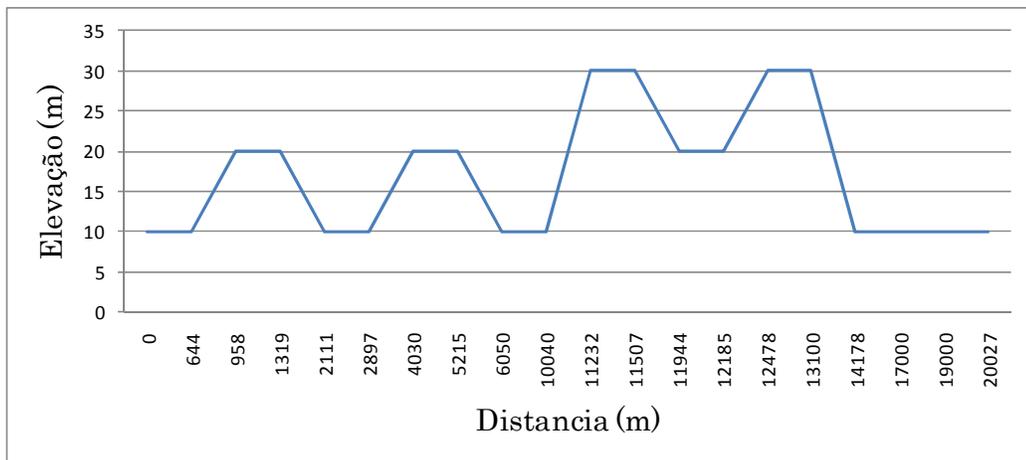


Figura 36. Elevação média da pista no ciclo estrada.

4.5 Validação do modelo

Neste trabalho foram comparados os dois modos de modelagem, mas para validação do modelo foi utilizado apenas o modo pelo torque.

Para a validação do modelo foram observadas três saídas, a primeira é o perfil da velocidade, a segunda é a distância percorrida, e por último o consumo médio.

Na figura 37 observa-se que a velocidade do veículo na simulação do ciclo cidade acompanhou o perfil de velocidade da aquisição real, alguns pontos de desaceleração não chegam a zerar a velocidade, isto se deve ao mapa de freio, que teve de ser calibrado, devido ao fato de não ter um pedal de freio aquisitado.

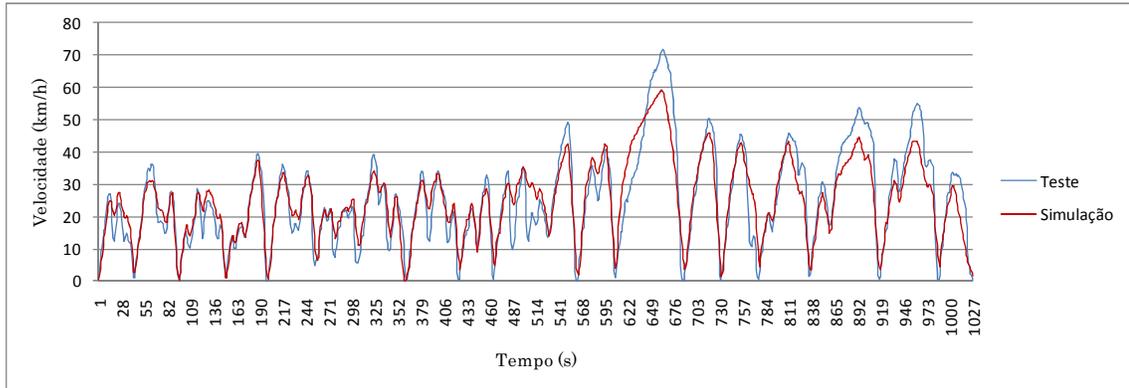


Figura 37. Comparativo do perfil de velocidade no ciclo cidade.

Na figura 38 observa-se que a velocidade do veículo na simulação do ciclo estrada também acompanha o perfil da velocidade, embora neste caso há uma variação maior, mas sem afetar a velocidade média e a distância percorrida, como será mostrado a seguir.

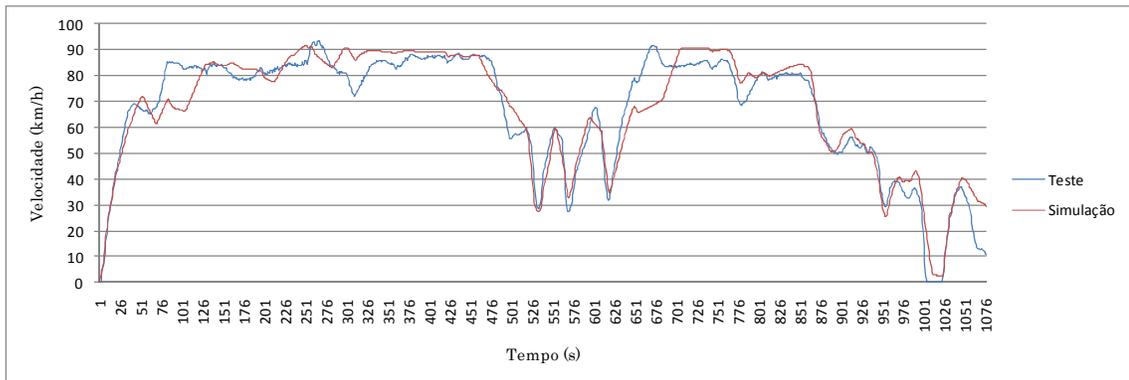


Figura 38. Comparativo do perfil da velocidade no ciclo estrada.

Com relação à distância percorrida, observa-se que no ciclo cidade houve um deslocamento da curva simulada em relação à curva real ao longo do percurso, porém muito semelhantes no perfil, como mostrado na figura 39, mas as distâncias totais foram exatamente iguais 7170m.

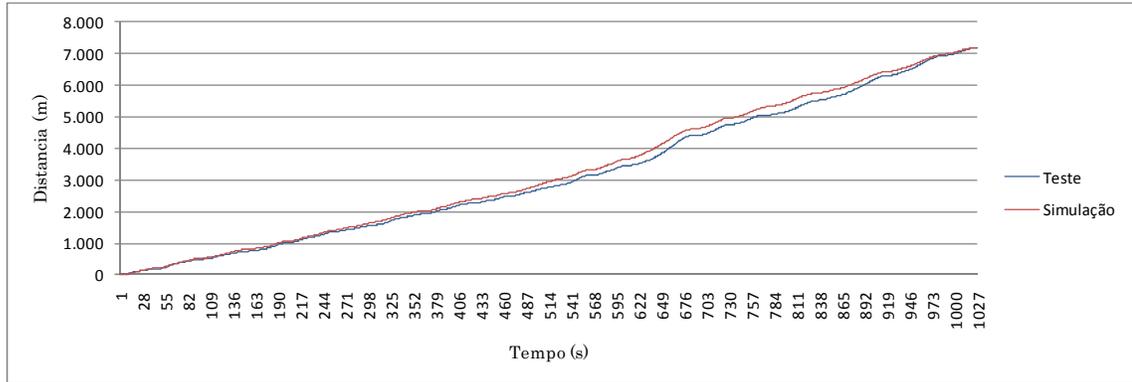


Figura 39. Comparativo da distância percorrida no ciclo cidade.

Já no ciclo estrada, as curvas de deslocamento ao longo do percurso foram rigorosamente seguidas, com uma pequena variação na distância total, a simulação percorreu 20364m, enquanto que a distância real é de 20028m, uma diferença muito pequena considerando o percurso total, como mostra a figura 40.

A variação encontrada no ciclo cidade é explicada pelo transiente de acelerações e desacelerações ao longo da rota, o que não ocorre no ciclo estrada. Como já comentado, os mapas de freio tiveram que ser assumidos na simulação, uma vez que não há dados reais aquistados.

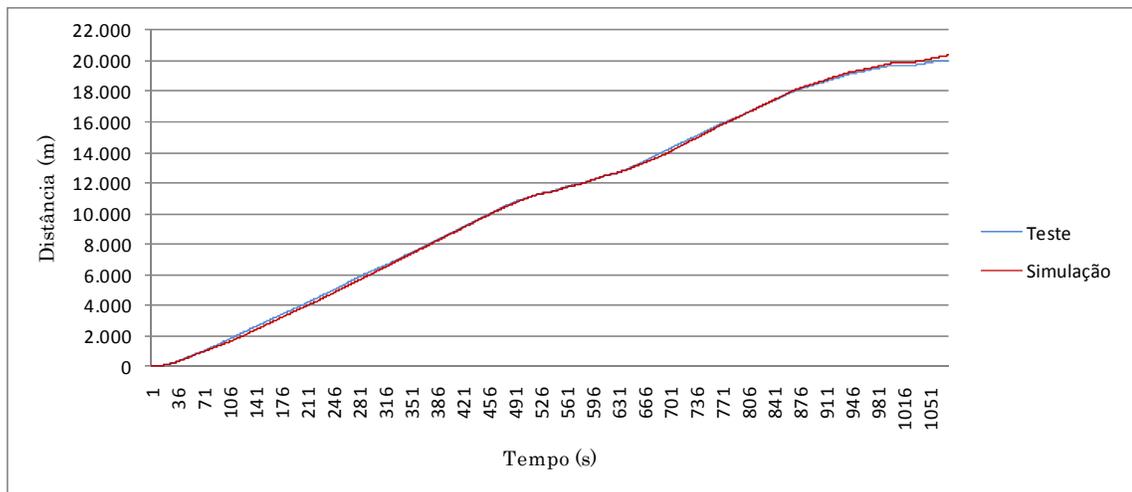


Figura 40. Gráfico comparativo da distância percorrida no ciclo estrada.

E o último ponto para validar o modelo é verificar o consumo médio entre o real e o simulado. Na tabela 6 encontra-se o consumo médio nos dois ciclos, aqui também se observa

o efeito do transiente no ciclo cidade. Um detalhe interessante é que nos dois casos a variação do consumo foi para maior.

Tabela 6 Validação do consumo no ciclo cidade.

Ciclo Cidade	Distância (m)	Consumo (km/L)	%
Simulação	7170	1,815	3,445
Teste	7170	1,879	-
Ciclo Estrada	Distância (m)	Consumo (km/L)	%
Simulação	20364	4,4	2,76
Teste	20028	4,525	-

Chegou-se a valores muito próximos aos conseguidos nos trabalhos divulgados e que foram referenciados no item 1.4, onde Nam e Gianelli chegaram a valores da ordem de 2%, que representa uma modelagem muito precisa no que se refere a consumo de combustível.

Para acrescentar, as figuras 41 e 42, mostram os pontos de operação do motor nos ciclos estudados. Pontos de operação são os pontos onde o motor opera ao longo do ciclo de trabalho.

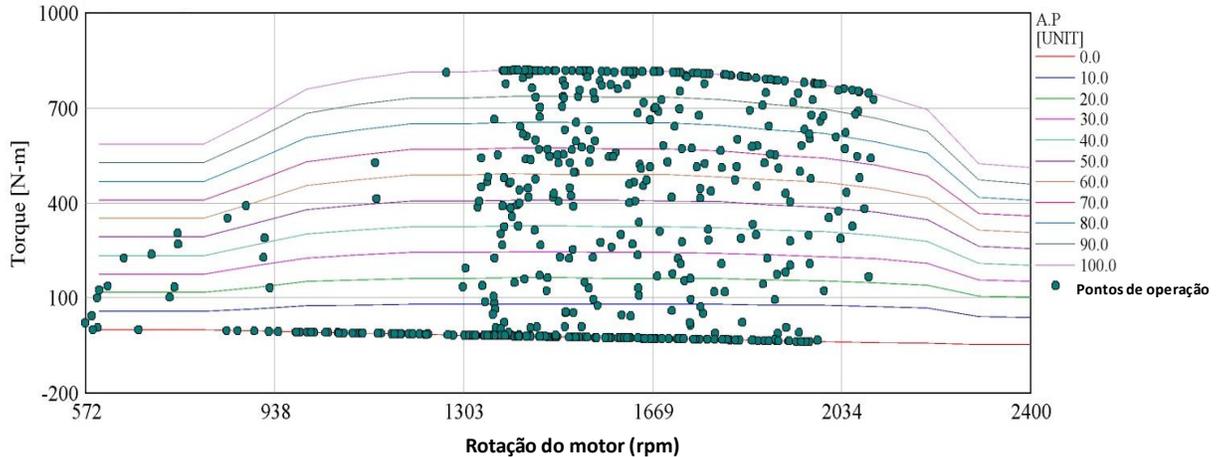


Figura 41. Pontos de operação do veículo no mapa de torque do motor no ciclo cidade.

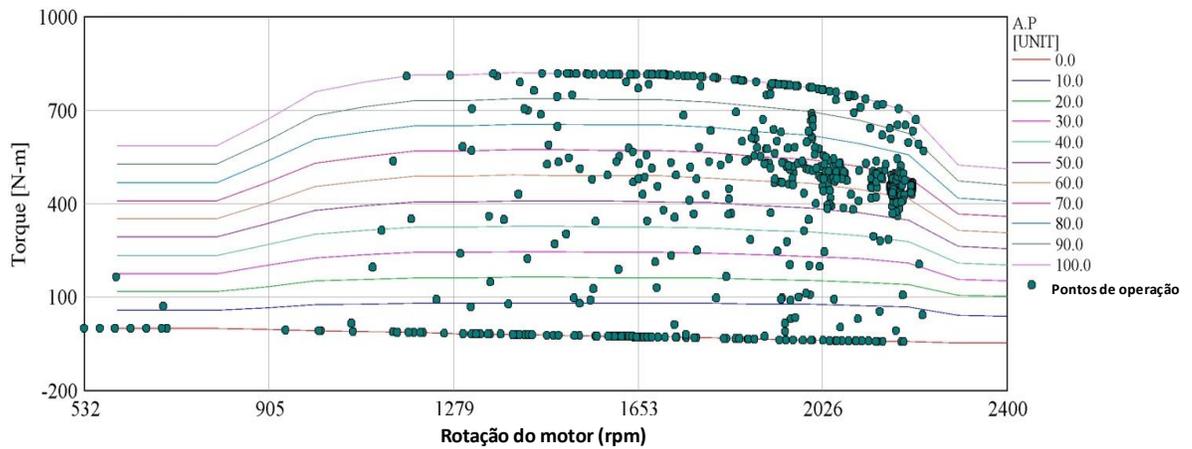


Figura 42. Pontos de operação do veículo no mapa de torque do motor no ciclo estrada.

As figuras 43 e 44 apresentam o gráfico de pressão média efetiva durante os dois ciclos estudados. Nota-se, na figura 43, ciclo cidade, a utilização mais na região de torque do motor e também uma grande utilização na zona de marcha lenta, devido ao ciclo típico de cidade.

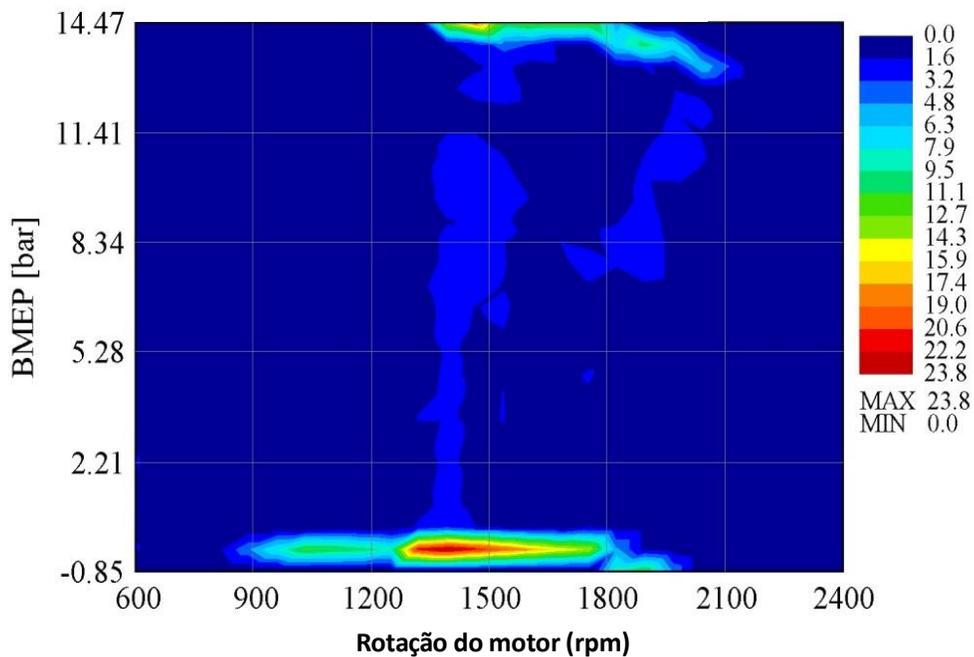


Figura 43. Gráfico de Pressão Média Efetiva durante o ciclo cidade.

Já no ciclo estrada quase não há utilização em baixas rotações, e grande parte do período da rota é na região de potência, com uma pressão média efetiva de 8,34 bar, conforme apresentado na figura 44.

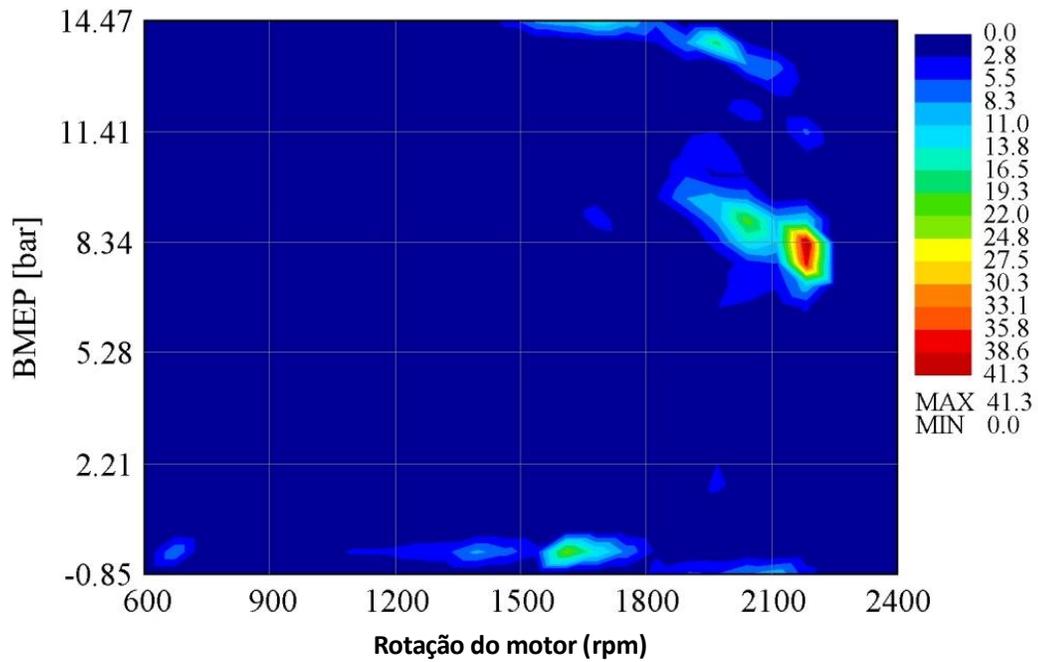


Figura 44. Gráfico de Pressão Média Efetiva durante o ciclo estrada.

Com base nos dados apresentados acima pode-se concluir que o modelo está validado e pode ser usado como ferramenta para se estudar efeitos na dinâmica longitudinal e propostas de melhorias no consumo de combustível.

5. SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Com o modelo validado, a idéia neste capítulo é estudar, a influência na dinâmica longitudinal no comportamento do consumo de combustível nos dois ciclos reais. Para isso serão estudadas e aplicadas soluções na dinâmica longitudinal e seus efeitos diretos na resposta do veículo.

5.1 Formulação do problema

Como visto no item 2, muito já se estudou sobre a dinâmica longitudinal de veículos comerciais e as propostas para reduzir perdas, principalmente nos EUA e Canadá, devido ao grande incentivo do governo norte americano. Porém são soluções exclusivamente pensadas na realidade daqueles países, no Brasil não se tem um ciclo de trabalho padronizado, assim como existem peculiaridades do mercado que são bem distintas do mercado americano.

Primeiramente será estudado algumas soluções aerodinâmicas apresentadas por R. McCallen, P. Castellucci e K. Salari, em 2005, numa conferência da Sociedade da Engenharia Automotiva (SAE), a pedido do DOE (Departamento de Energia Americano).

Será estudada a seguir a resistência à rolagem, mas neste caso serão utilizados dados reais de três tipos diferentes de pneus comerciais disponíveis no mercado.

Inércias do trem de força e massa do veículo serão abordadas, assim como a influência do motorista na troca de marcha.

5.2 Estudo de caso

Aerodinâmica:

No gráfico da figura 45 tem-se o comportamento da força de arrasto do modelo proposto com relação à velocidade do veículo, é uma curva típica da força de arrasto aerodinâmico, que aumenta conforme aumenta a velocidade do veículo.

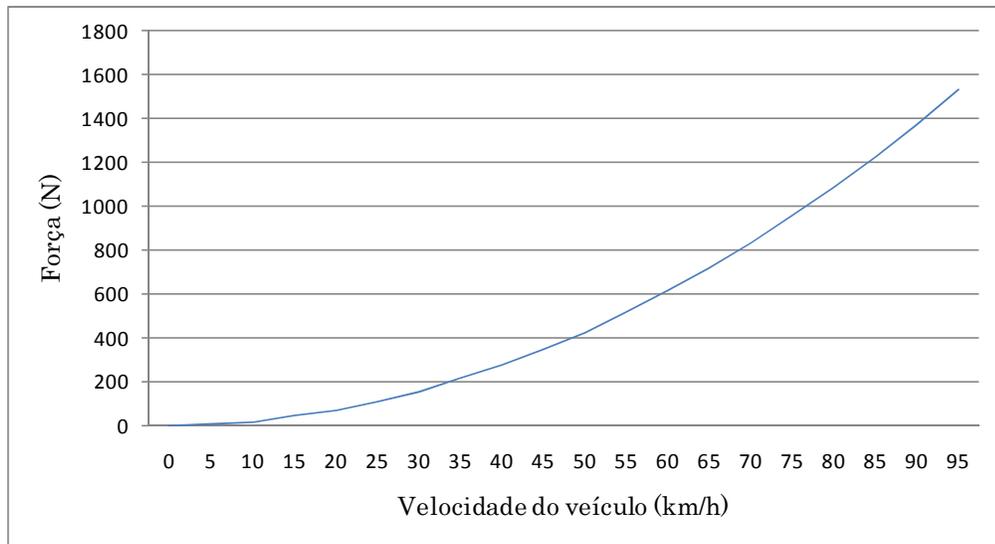


Figura 45. Força de arrasto aerodinâmico.

McCallen (2005) apresentou duas soluções aerodinâmicas chamadas de saia lateral, que segundo estudo, pode apresentar uma redução de até 0,05 no coeficiente de arraste, e a outra solução é um aerofólio pneumático que fica na parte traseira do caminhão, que apresentou uma redução de 0,08 no arraste.



Figura 46. Saia lateral à esquerda e aerofólio traseiro à direita. (Fonte: R.McCallen, SAE 2005)

Castellucci e Salari (2005) apresentaram um estudo de um prolongador de cabine que conseguiu reduzir de 0,01 à 0,03 o arrasto.

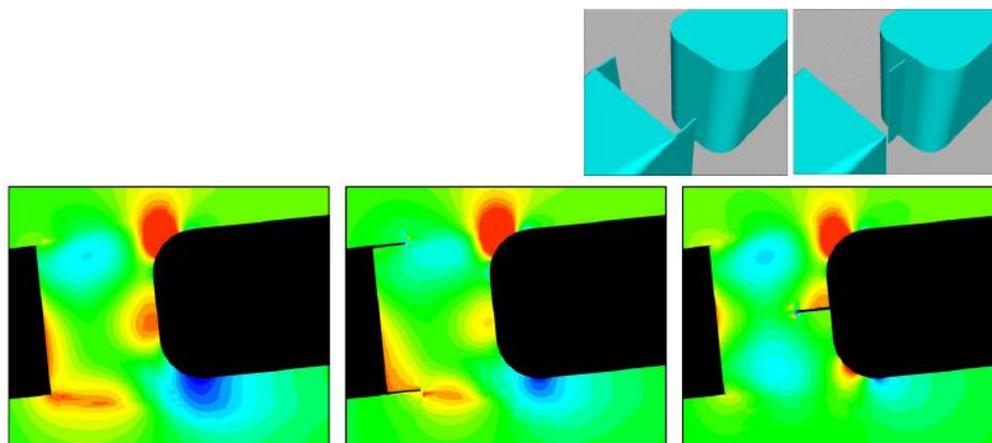


Figura 47. Extensor de cabine (Fonte: Castellucci e Salari, 2005)

Levando-se em conta que o coeficiente aerodinâmico do veículo em estudo é 0,55, se todos os dispositivos descritos foram aplicados, será obtida uma redução de, aproximadamente, 25%.

Considerando as propostas apresentadas e aplicando as soluções nos ciclos cidade e estrada tem-se o resultado conforme a figura 48.

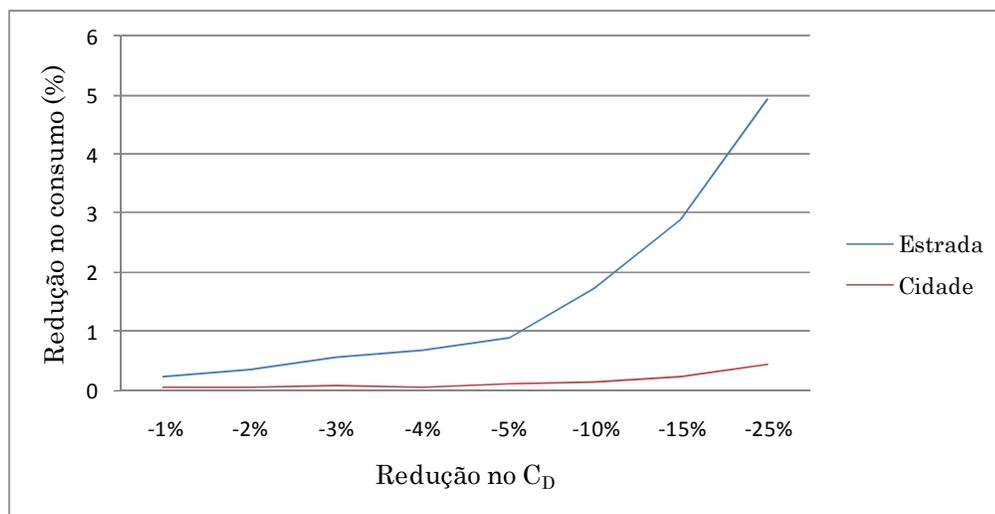


Figura 48. Influência da redução do arrasto no consumo de combustível.

Se todos os dispositivos aerodinâmicos forem aplicados é possível conseguir uma redução de até 5% no consumo de combustível no ciclo estrada. A redução no ciclo cidade não chega a 0,5%, tornando-se uma opção pouco viável devido ao baixo impacto na redução

do consumo, principalmente se for levado em consideração o erro no modelo, que neste ciclo chegou a 2%.

Para este estudo foi utilizado a modelagem por torque, onde a entrada foi o pedal do acelerador, porém estudou-se também a modelagem por velocidade do veículo.

Comparando as duas modelagens, tanto no ciclo cidade, figura 49, como no ciclo estrada, figura 50, observa-se um comportamento mais uniforme da curva na modelagem por velocidade. Isto se explica pelo fato de que na modelagem por torque a entrada é o pedal do acelerador, como mostrado na curva BMEP, ou seja, se não muda a porcentagem de pedal, o consumo pode não ter tido muita diminuição, isso pode se observar nas pequenas reduções de CD, como mostrado no gráfico da figura 51, entre 1 e 4 % de redução de CD houve muita oscilação no consumo. Já na modelagem por velocidade, a entrada é a velocidade do veículo, não temos pedal do acelerador, neste caso o modelo busca a velocidade requerida, e se tem menos força de arrasto, a energia despendida para chegar a velocidade é menor, isso é uma conta direta neste tipo de modelagem.

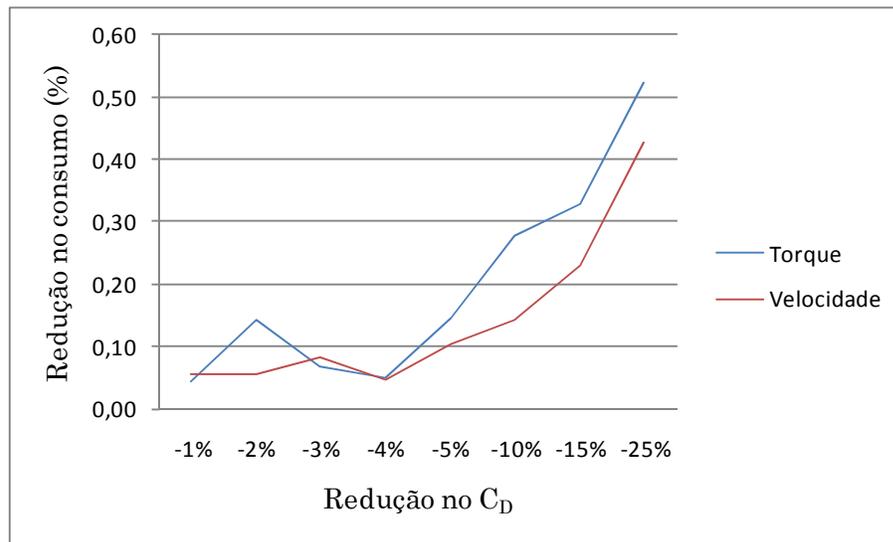


Figura 49. Resposta das modelagens por torque e velocidade quanto à redução no coeficiente de arrasto aerodinâmico no ciclo cidade.

O mesmo se observa no ciclo estrada, figura 50, onde na modelagem por velocidade, a curva representando a resposta no consumo de combustível pela diminuição do CD, é sensivelmente mais uniforme.

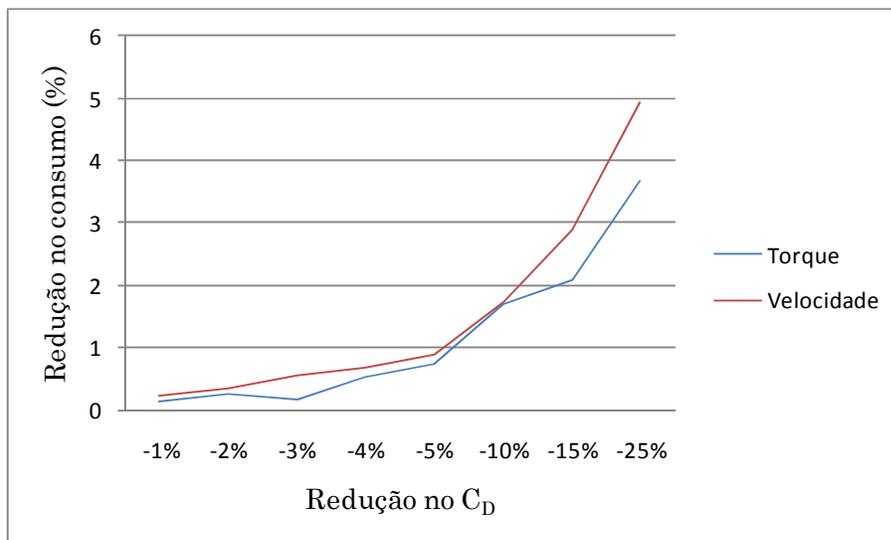


Figura 50. Resposta das modelagens por torque e velocidade quanto à redução no coeficiente de arrasto aerodinâmico no ciclo estrada.

Resistência à rolagem:

A força resistiva sempre presente em qualquer tipo de ciclo ou qualquer velocidade do veículo é a força de resistência à rolagem. A figura 51 mostra o perfil da curva da força de resistência a rolagem pela velocidade do veículo. Nota-se que após a força para vencer a inércia do veículo é um pouco maior no começo do movimento, e depois se estabiliza, ficando constante conforme aumenta a velocidade.

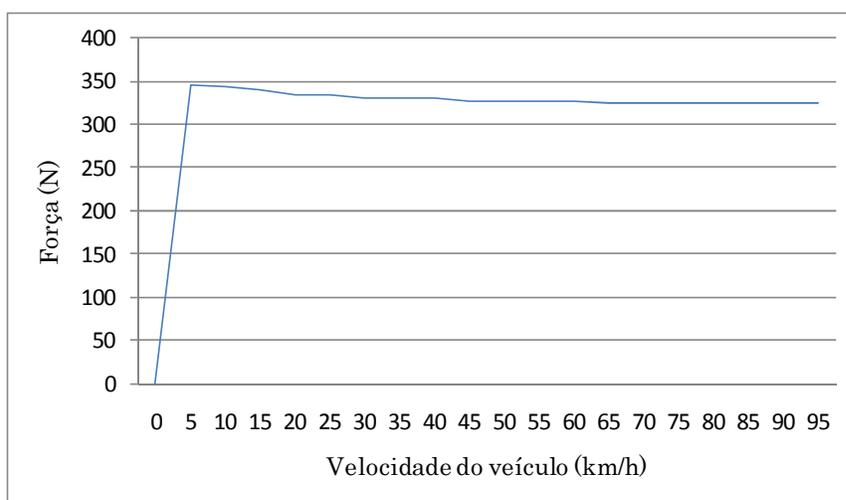


Figura 51. Curva da força de resistência à rolagem.

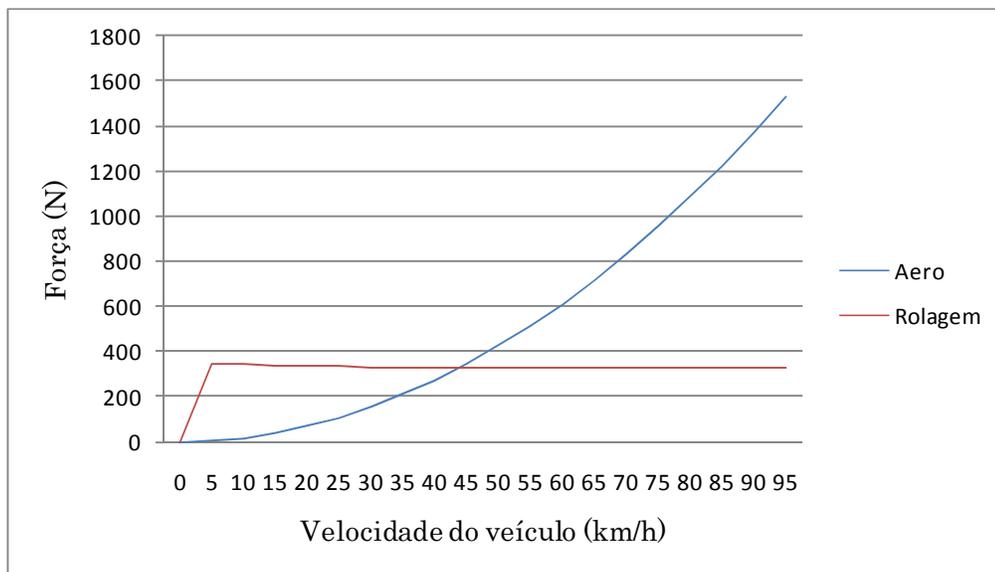


Figura 52. Forças de resistência a rolagem e arrasto aerodinâmico.

O gráfico da figura 52 mostra claramente o comportamento das duas forças resistivas, de arrasto e de rolagem, com relação à velocidade do veículo. Neste modelo a partir de 45 km/h a força de arrasto aerodinâmico passa a ser predominante em relação à força de rolagem.

Existem duas maneiras de minimizar a resistência à rolagem, a primeira é sempre manter a pressão dos pneus de acordo com o descrito pelo fabricante, e a segunda maneira é utilizar pneus que possuem baixa resistência à rolagem. Manter o alinhamento dos pneus é um dos fatores que influenciam muito para melhorar os níveis de resistência a rolagem, junto com a correta pressão nos pneus. Até 1970 o interesse em estudar a dinâmica dos pneus era muito baixo, pouco se escreveu sobre o assunto. Porém essa visão começou a mudar em meados de 1980, quando teve uma grave crise de petróleo. A redução das perdas de energia passou a ser estudada, mas somente nos anos 90 começou-se a estudar a influência da resistência a rolagem no consumo de combustível.

A Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) formulou duas normas para medir o coeficiente de resistência à rolagem com o intuito de medir esse coeficiente nos modelos de pneus novos, já que esses valores não são divulgados pelos fabricantes. As normas J1269 e J2452 foram escritas na década de 90 para fornecer esse valor de resistência à rolagem aos programas de simulação de desempenho utilizados pelas montadoras norte americanas.

Para o estudo da influência do coeficiente de resistência à rolagem nesta modelagem, foi feito um levantamento empírico deste coeficiente com três veículos que estão à venda no mercado brasileiro, embora não represente exatamente o procedimento descrito pelo SAE.

Foram utilizados três veículo com o mesmo PBT (Peso Bruto Total), mesma quantidade de eixos e pneus. Numa pista sem elevação, à 50 km/h, foi cortada a aceleração e totalmente sem forças atuando contra o movimento, apenas a força de resistência a rolagem e a força de arrasto, calculou-se o coeficiente aproximado. É um valor aproximado pelo fato de que a 50 km/h a força de arrasto aerodinâmico existe, e neste tipo de veículo à 50 km/h praticamente se equivalem.

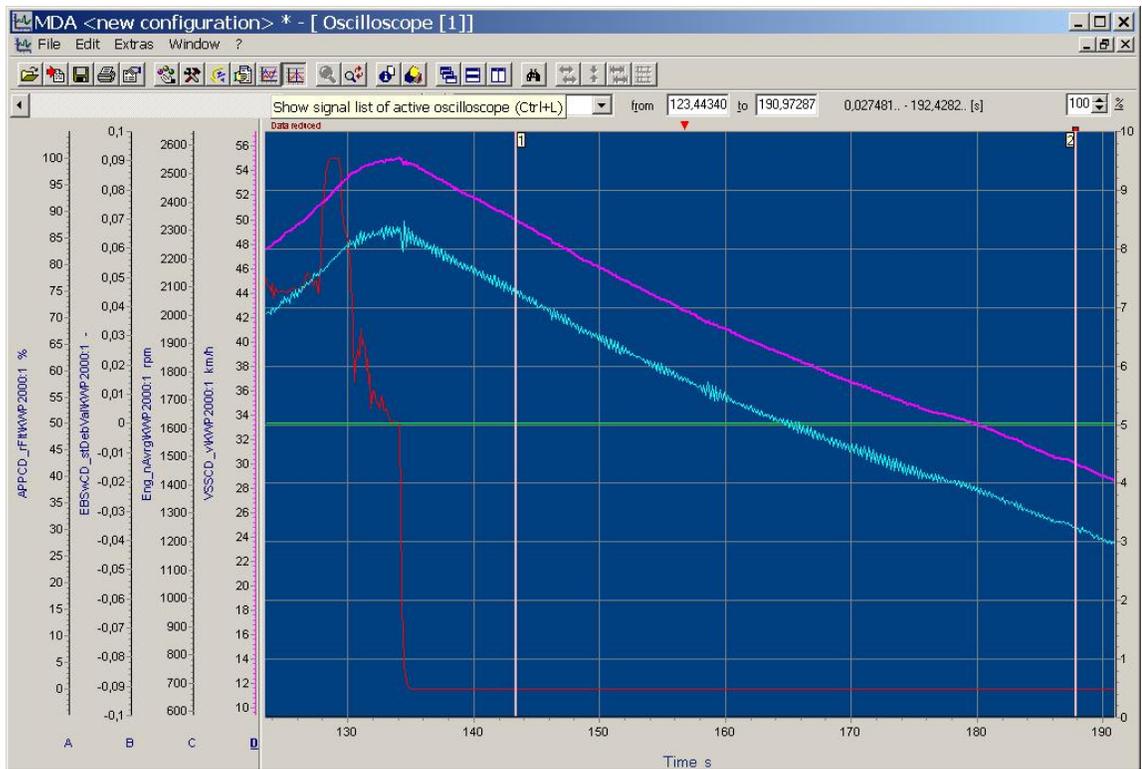


Figura 53. Tela do osciloscópio no teste de desaceleração.

As figuras 53 e 54 representam a tela de aquisição de dados durante o teste de desaceleração dos veículos A, B e C, para levantamento do coeficiente de resistência à rolagem. A linha vermelha representa o pedal do acelerador, observa-se que o pedal é cortado, vai pra zero, e a linha lilás e a linha azul começam a cair lentamente, essas linhas representam a velocidade do veículo e a rotação do motor, respectivamente. As duas linhas verticais representam os pontos de leitura dos dados.

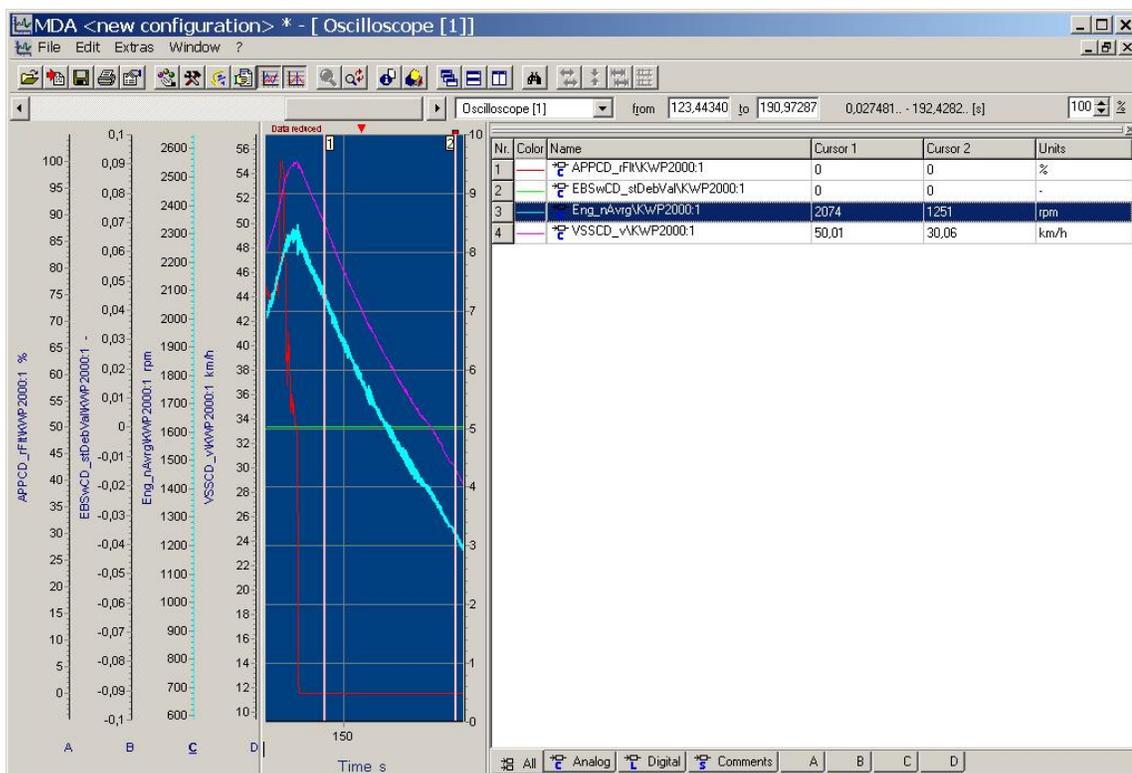


Figura 54. Tela de leitura dos dados adquiridos no teste de desaceleração.

O resultado deste teste de desaceleração está descrito na tabela 7.

Tabela 7 Levantamento do coeficiente de resistência a rolagem disponíveis no mercado brasileiro.

Veículo	Veloc.	t_i	t_f	v_i	v_f	CRR
A	40 - 35	382	398	40,1	35,3	0,008
B	50 - 30	0	26,2	42,8	34,7	0,009
-	50 - 30	0	55,8	51,3	29,8	0,01
C	50 - 30	0	17,4	41,9	34,6	0,011

Na tabela 7 pode-se observar que o veículo A tem um coeficiente de resistência a rolagem de 0,008, o veículo B apresentou um CRR de 0,009, e o veículo C apresentou o maior coeficiente com 0,011. O veículo modelado tem o coeficiente de 0,01.

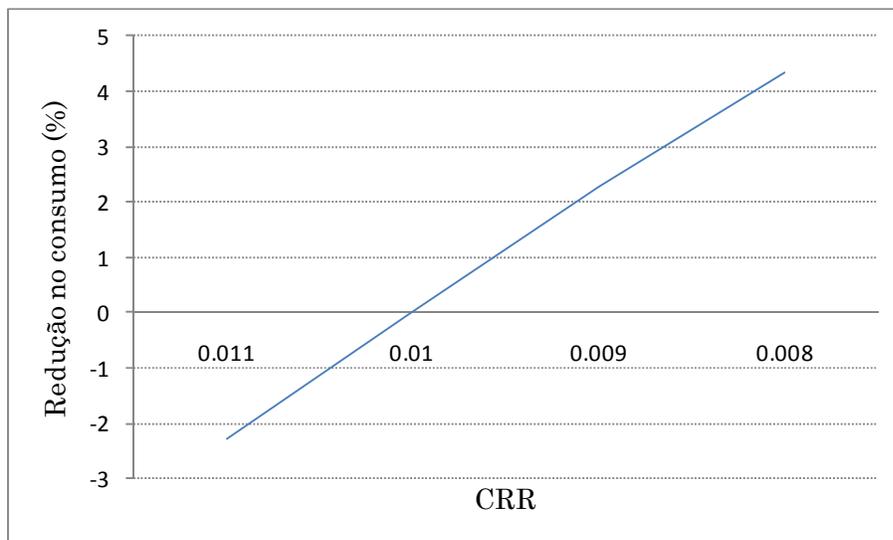


Figura 55. Influência do CRR no consumo de combustível no ciclo cidade

Com as propostas de coeficientes de resistência a rolagem dos veículos medidos, pode-se observar as melhorias no consumo de combustível no ciclo cidade, conforme apresentado na figura 55.

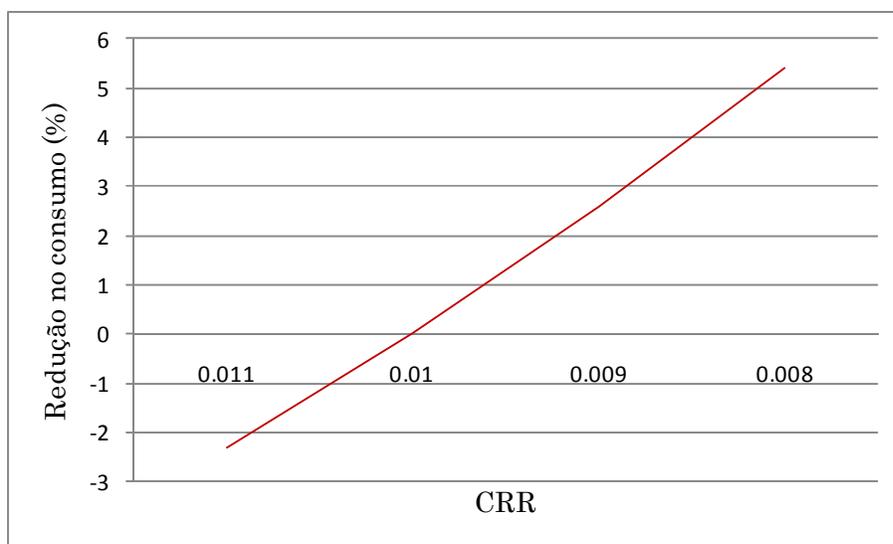


Figura 56. Influência do CRR no consumo de combustível no ciclo estrada.

O comportamento foi muito parecido nos dois ciclos, apresentando uma redução de consumo um pouco maior no ciclo estrada, figura 56, uma vez que neste ciclo não existe tanto transiente de acelerações e desacelerações, e as forças que atuam contra o movimento do

veículo são, em grande parte, as forças de arrasto aerodinâmico e de resistência a rolagem. Já no ciclo cidade o transiente de acelerações e desacelerações é muito maior, e existe toda a energia dispensada para vencer a inércia do conjunto.

Na figura 57 observa-se o comportamento das tendências de redução de consumo quando comparamos as duas modelagens, por torque e por velocidade, no ciclo cidade. Novamente observa-se que na modelagem por velocidade o resultado apresenta-se de forma mais linear, que é o esperado para este tipo de análise.

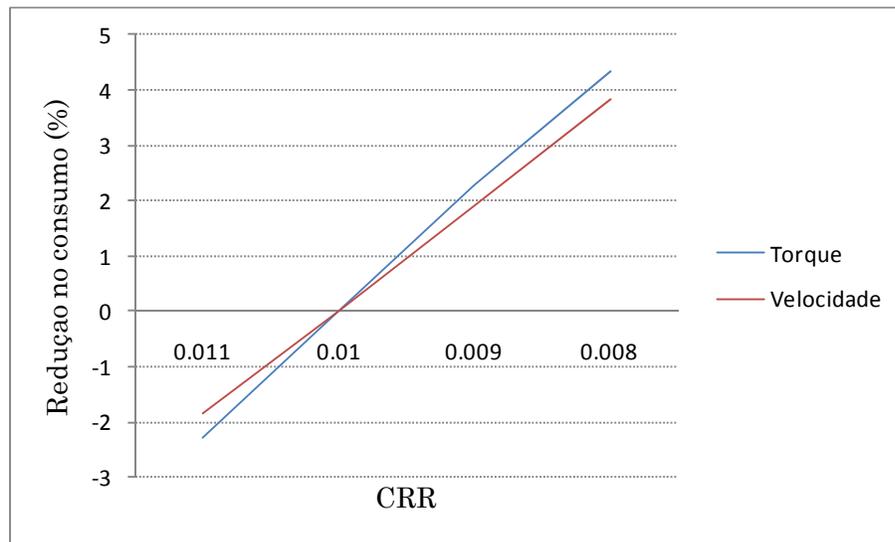


Figura 57. Resposta das modelagens por torque e por velocidade quanto ao CRR no ciclo cidade.

Na figura 58 observa-se que o comportamento da curva é também mais linear na modelagem por velocidade, para o ciclo estrada.

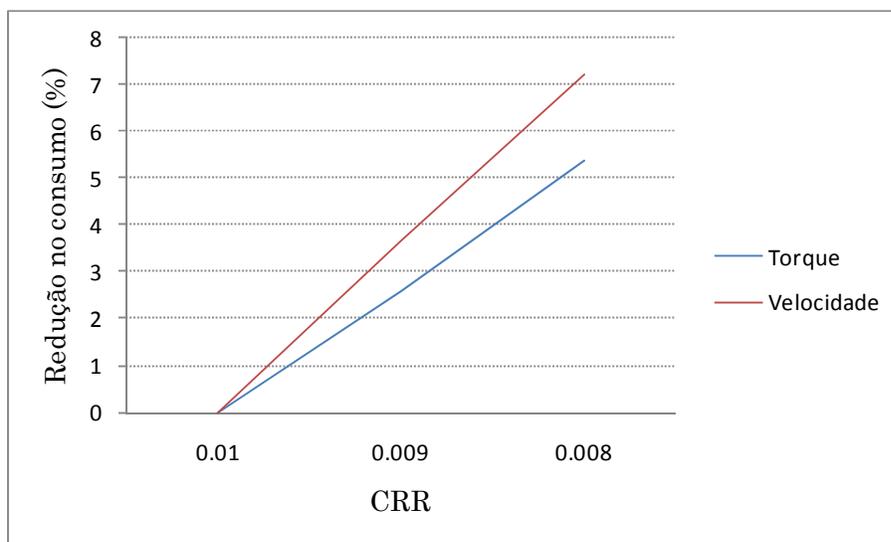


Figura 58. Resposta das modelagens por torque e por velocidade quanto ao CRR no ciclo estrada.

Estratégia de troca de marcha:

Este é, sem dúvida, o principal fator de influência no desempenho veicular, que depende da ação do motorista. E o comportamento do motorista é um dos focos mais abordados nos trabalhos atuais, Anders Froberg (2008), dissertou sobre um modelo de controle de veículo ideal, onde o motorista trabalha com informações da rota para definir a melhor estratégia de troca de marcha e velocidade. Na validação do modelo foi utilizado uma estratégia de troca de marcha que mais representava a condição real do motorista, porque não é possível inserir os dados exatamente conforme adquirido, o motorista real não tem a repetibilidade que o modelo necessita, ou seja, o motorista real não troca de marcha sempre na mesma rotação.

Tabela 8 Estratégia de troca de marcha representando o motorista real.

Marcha		1	2	3	4	5	6
Rotação do motor na troca/aceleração	rpm	ign	1600	2200	2200	1600	1600
Rotação do motor na troca/desaceleração	rpm	1000	1000	1200	1200	1000	1000

Para avaliar o melhor ponto de troca de marcha no ciclo cidade, foram simuladas algumas estratégias de troca em função da rotação, tabela 9, e são quatro os casos, que percorrem as regiões de torque e potência, para levantamento de uma tendência.

Tabela 9 Estratégias de troca de marcha.

Marcha		1	2	3	4	5	6
Rotação do motor na troca/aceleração	rpm	ign	2300	2300	2300	2300	2300
Rotação do motor na troca/desaceleração	rpm	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Marcha		1	2	3	4	5	6
Rotação do motor na troca/aceleração	rpm	ign	2100	2100	2100	2100	2100
Rotação do motor na troca/desaceleração	rpm	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Marcha		1	2	3	4	5	6
Rotação do motor na troca/aceleração	rpm	ign	1900	1900	1900	1900	1900
Rotação do motor na troca/desaceleração	rpm	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Marcha		1	2	3	4	5	6
Rotação do motor na troca/aceleração	rpm	ign	1800	1800	1800	1800	1800
Rotação do motor na troca/desaceleração	rpm	1000	1000	1000	1000	1000	1000

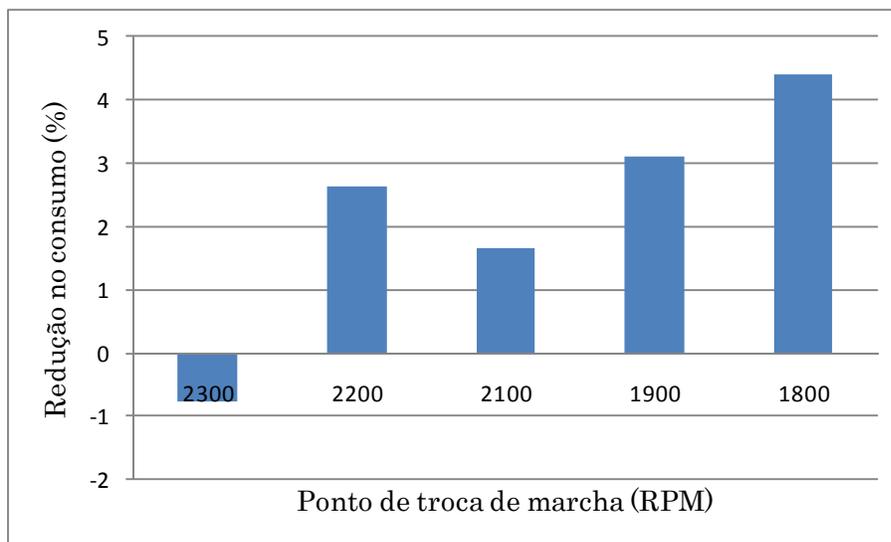


Figura 59. Estratégias de troca de marcha no ciclo cidade.

A figura 59 apresenta a resposta no consumo de combustível à rotação de troca de marchas no ciclo cidade. Observa-se que o melhor ponto, ou o que apresenta maior redução no consumo de combustível, é na troca de marcha a 1800 RPM, região de torque máximo do motor, onde a redução no consumo chegou a, aproximadamente, 4,5%.

Isto se deve pelo fato de que as mudanças ocorrem numa região de melhor consumo do motor. A troca nesta região de melhor consumo força o motor a trabalhar numa faixa ideal, o que pode ser observado no gráfico da figura 60.

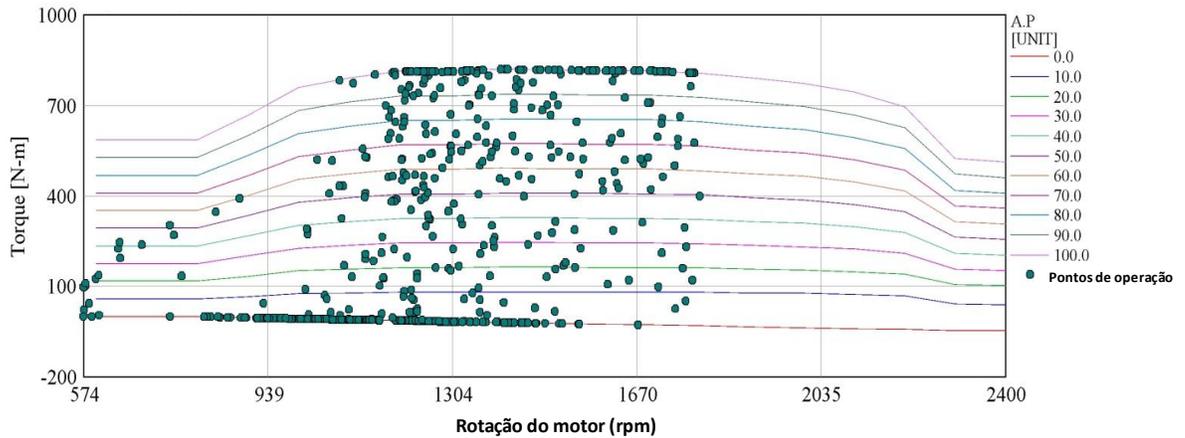


Figura 60. Pontos de operação do veículo no mapa de torque otimizado para o ciclo cidade.

Se forem comparados os pontos de operação no mapa de torque do motor que é utilizado no modelo atual com os pontos de operação na proposta de troca de marcha otimizado, temos o gráfico da figura 61. Pode-se observar o deslocamento dos pontos de operação atual, pontos vermelhos, para a região de melhor consumo, pontos em azul.

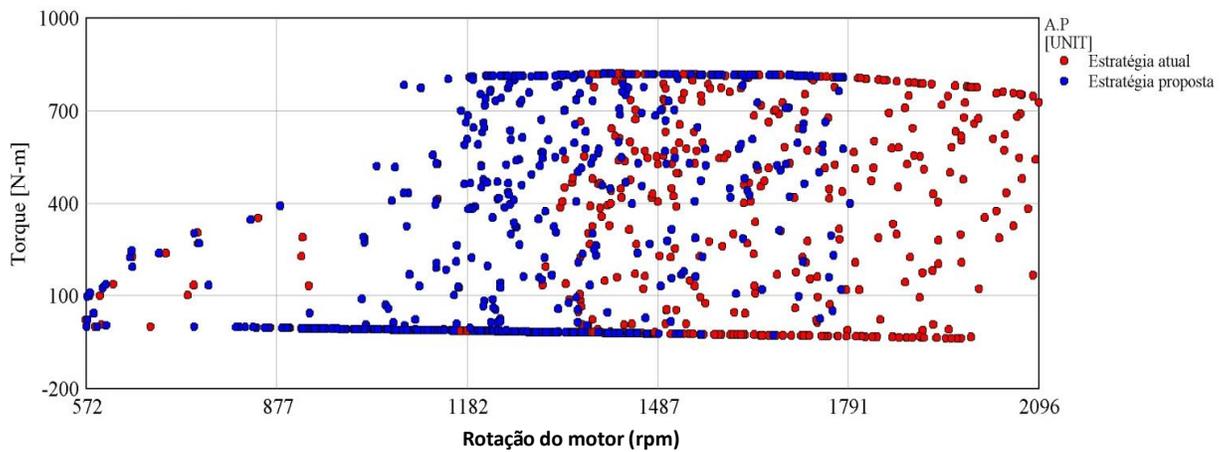


Figura 61. Comparativo dos pontos de operação do motor no ciclo cidade.

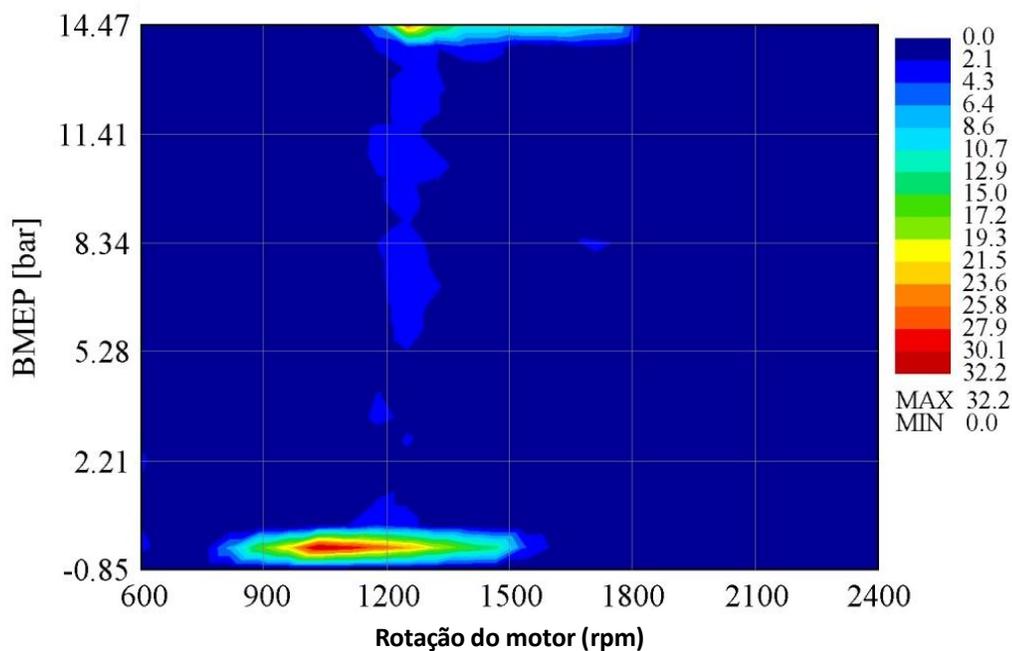


Figura 62. Distribuição da Pressão Média Efetiva ao longo do ciclo cidade.

A figura 62 mostra a distribuição da BMEP ao longo da rota, agora com a otimização da estratégia de troca de marcha. Assim como no gráfico de torque, também houve o deslocamento para a região de melhor consumo do motor.

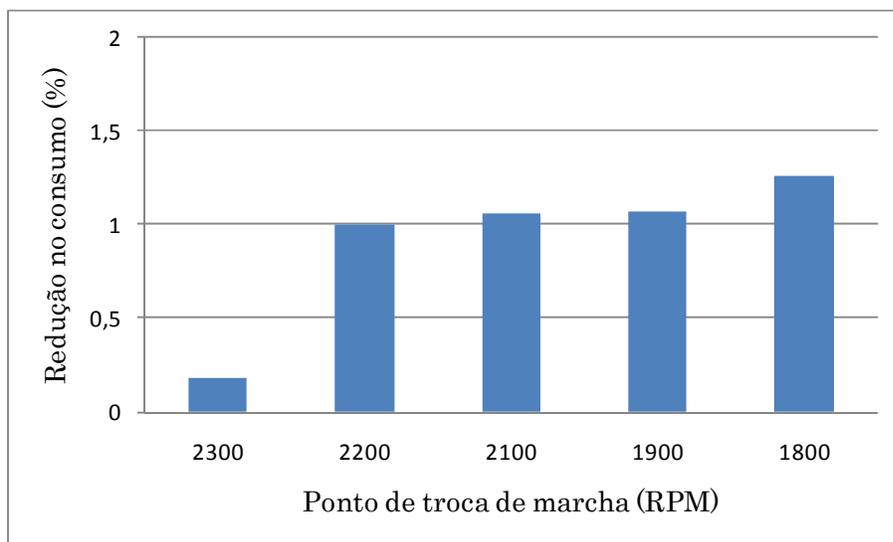


Figura 63. Estratégia de troca de marcha no ciclo estrada.

Já no ciclo estrada, figura 63, observa-se que existe influência no ponto de troca de marcha, porém não é tão expressiva como no ciclo cidade, obtendo uma redução de pouco

mais de 1%, o que é fácil de entender já que no ciclo cidade há muito mais trocas de marcha se comparado ao ciclo estrada.

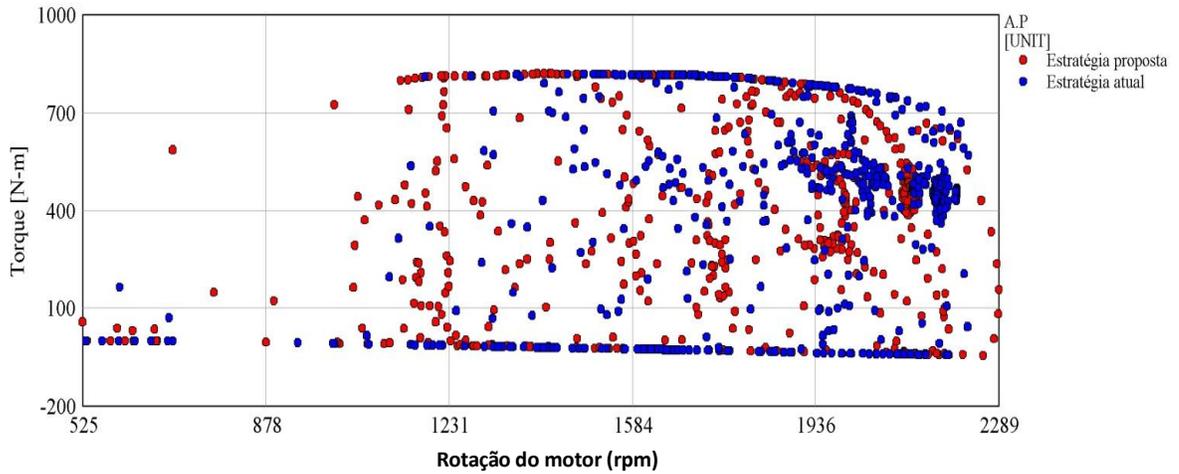


Figura 64. Comparativo dos pontos de operação do motor no ciclo estrada.

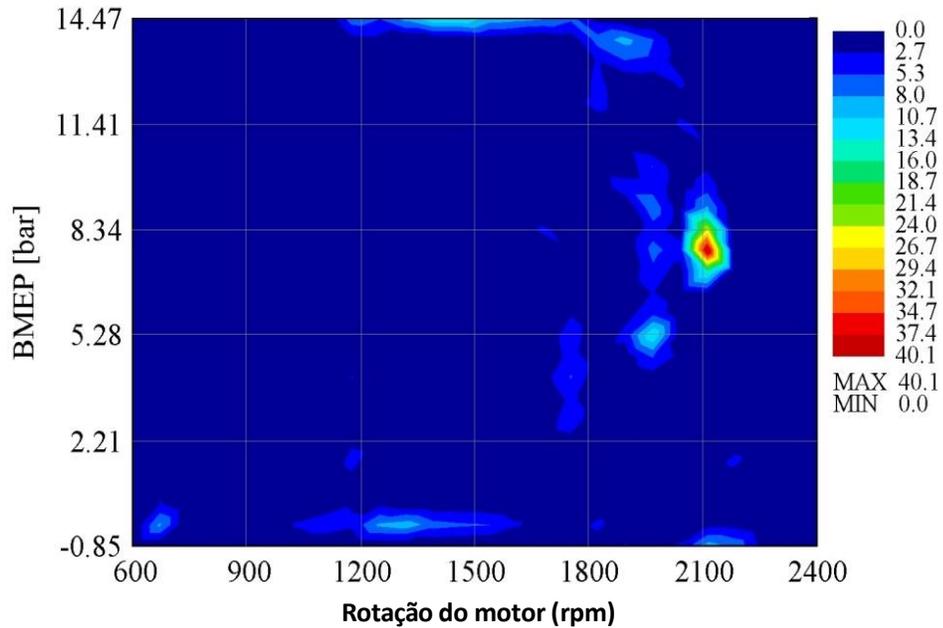


Figura 65. Distribuição da Pressão Média Efetiva ao longo do ciclo estrada.

Observa-se que a tentativa de trazer o motor para trabalhar numa região de melhor consumo tem uma menor influência, já que no ciclo estrada, grande parte do tempo, o motor trabalha em alta rotação.

Na figura 66 observa-se que poucas vezes foi utilizada a 6ª marcha no ciclo cidade, ficando quase que 60% do tempo entre a 3ª e 4ª marcha.

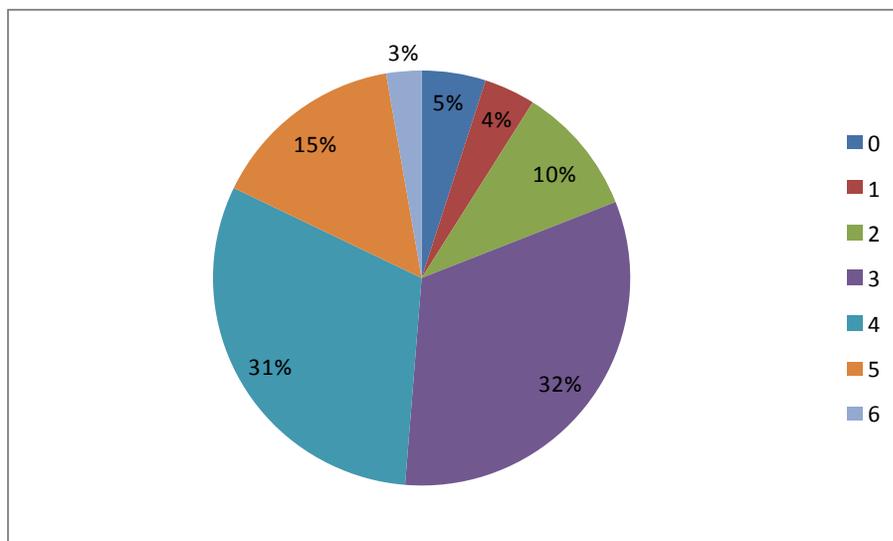


Figura 66. Utilização de cada marcha no ciclo cidade.

No ciclo estrada, figura 67 a 6ª marcha é predominante ao longo do ciclo, por esse motivo a estratégia de troca de marcha não afetou de forma tão expressiva.

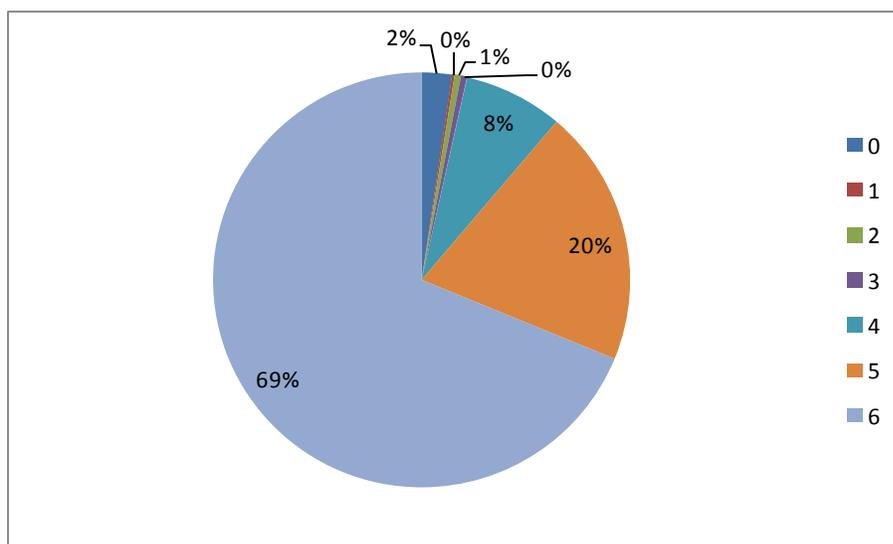


Figura 67. Utilização de cada marcha no ciclo estrada.

Massa do veículo:

O peso do veículo tem uma influência decisiva nas forças resistivas que atuam na pista, resistência ao rolamento e resistência na elevação de pista, em veículos comerciais. A redução no peso do veículo, primariamente, serviria para aumentar a capacidade de carga, o que indiretamente seria um ganho no consumo de combustível, pois seria transportada mais carga com o mesmo desempenho.

Pode-se observar no gráfico da figura 68 a influência da redução de peso do veículo no consumo de combustível no ciclo cidade, reduzindo-se 5% da massa do veículo tem-se quase 4% de redução no consumo.

Isto se deve principalmente devido ao ciclo transiente da cidade, onde se consome muita energia para acelerar e desacelerar o veículo, além da resistência nas elevações, porém isso também ocorre no ciclo estrada, mas com menor intensidade.

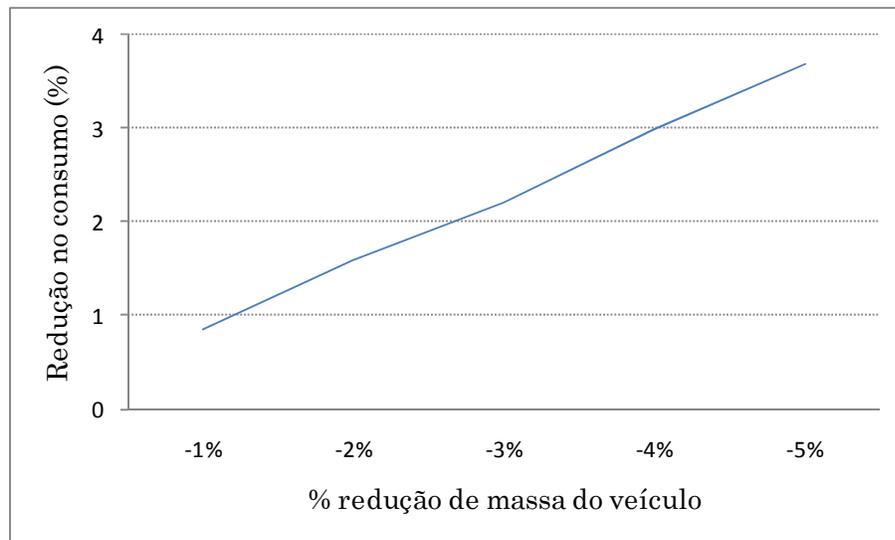


Figura 68. Influência da redução de massa do veículo no consumo de combustível no ciclo cidade.

Já no ciclo estrada a influência do peso do veículo, embora exista, é bem menor do que no ciclo cidade. Observa-se pelo gráfico da figura 69 que o ganho no consumo de combustível relacionado a uma redução de massa do veículo de 5% é pouco mais de 1%. Considerando que num ciclo estrada o veículo percorre grandes distâncias, o interessante em reduzir o peso é a possibilidade de aumentar a carga transportada.

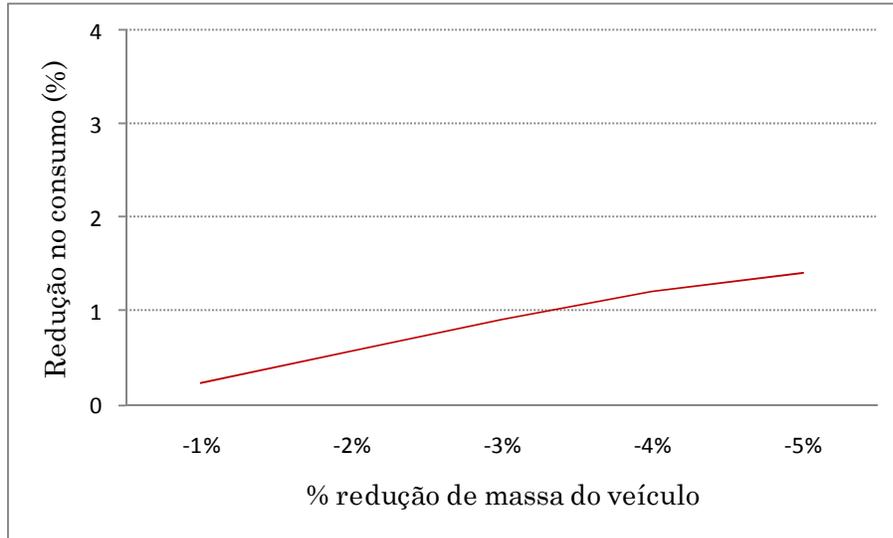


Figura 69. Influência da redução de massa do veículo no consumo de combustível no ciclo estrada.

Trem de força:

O trem de força é um elemento que pode ser otimizado visando o consumo de combustível. O que pode ser feito é tornar o trem de força mais eficiente, já que é ele quem transfere toda a energia gerada pelo motor. Fender (2010) trabalhou na otimização da relação de transmissão, estudando a relação das engrenagens na transmissão, e na relação do diferencial, visando a melhoria na performance do veículo, conseqüentemente, melhorando o consumo de combustível.

Aqui será tratada a eficiência do trem de força na saída do motor até a roda, desconsiderando as perdas no motor, uma vez que a curva de atrito já está inserida no objeto motor.

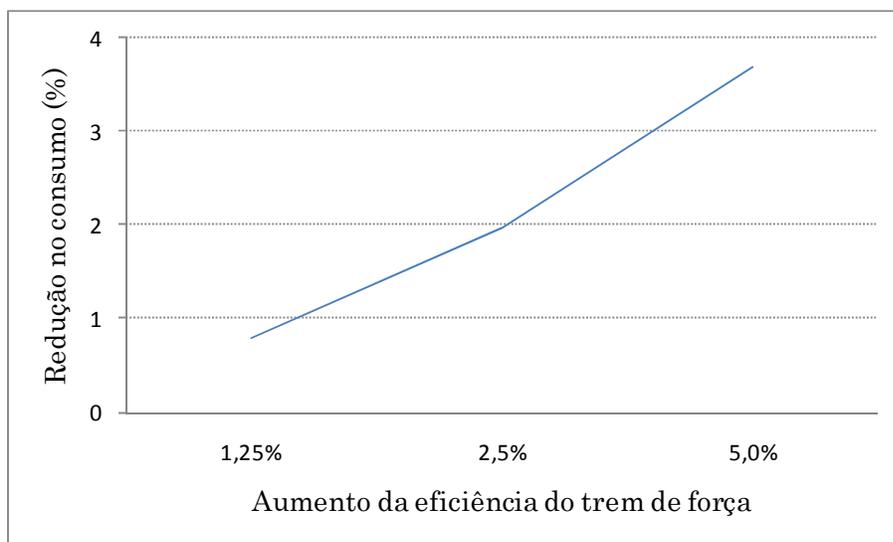


Figura 70. Influência da eficiência do trem de força no consumo de combustível no ciclo cidade.

Na figura 70 está representada a influência da eficiência do trem de força no consumo de combustível no ciclo cidade, considerando-se um aumento de 5% na eficiência do trem de força, o ganho no consumo seria de, aproximadamente, 3,5%. Já no ciclo estrada o ganho é um pouco menor, conforme mostrado na figura 71.

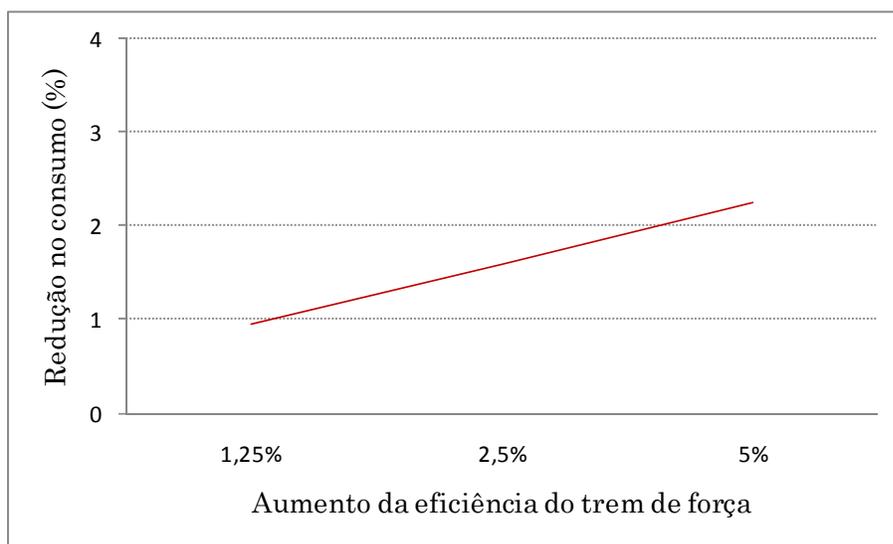


Figura 71. Influência da eficiência do trem de força no consumo de combustível no ciclo estrada.

Como visto nas simulações apresentadas neste capítulo, as respostas no consumo de combustível quando se aplica melhorias na dinâmica longitudinal, varia para cada ciclo de trabalho, num mesmo veículo.

Na figura 72 tem-se um comparativo das principais forças resistentes entre o ciclo cidade e o ciclo estrada, estudado neste trabalho.

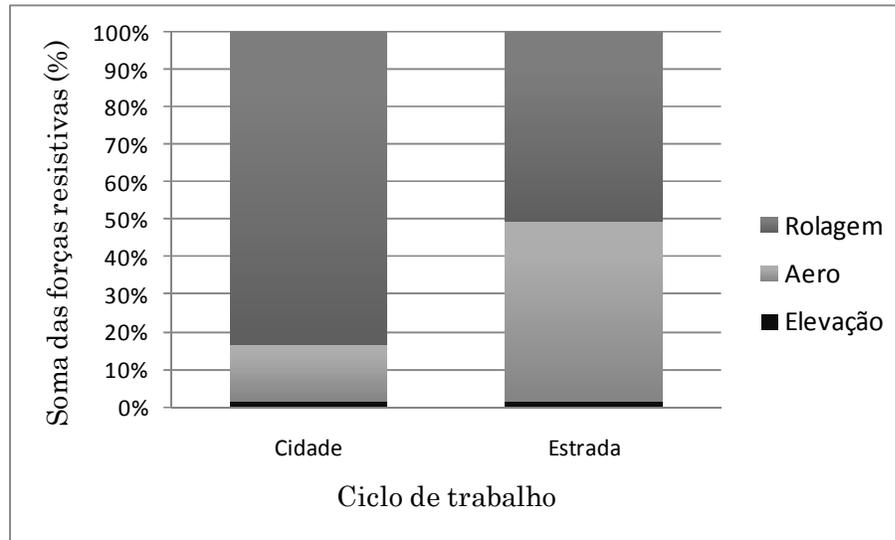


Figura 72. Distribuição das forças resistentes nos ciclos de trabalho estudados.

Observa-se a predominância da resistência ao rolamento no ciclo cidade, já no ciclo estrada as forças de resistência ao rolamento e arrasto aerodinâmico são praticamente equivalentes. Uma pequena parcela se refere a elevação da pista, que pode ser maior, dependendo do ciclo avaliado.

Adotando-se todas as propostas de redução de consumo de combustível avaliadas neste capítulo, e somando-as, pode-se observar um ganho no consumo de mais de 16% no ciclo cidade, e 14% de ganho no consumo no ciclo estrada, conforme apresentado na figura 73.

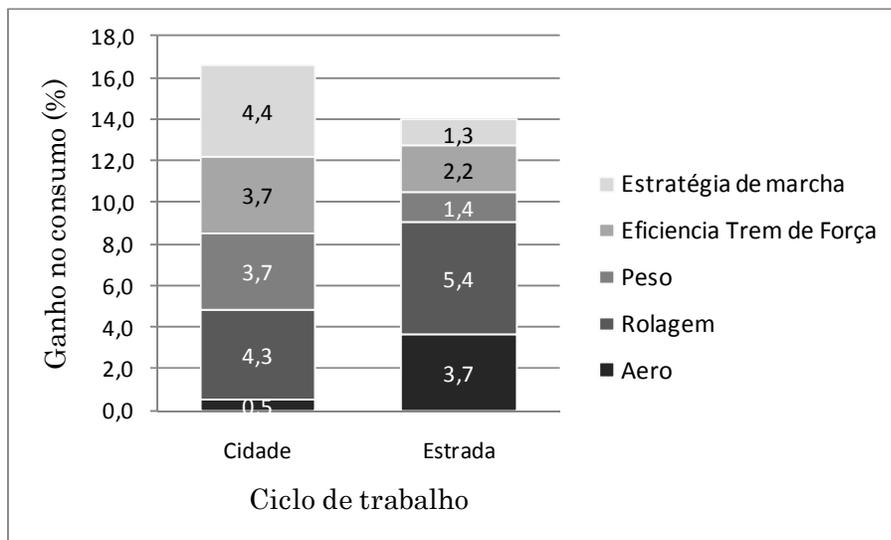


Figura 73. Potencial de redução do consumo de combustível.

Observando lado a lado os dois ciclos, podem-se verificar os grandes potenciais de redução de consumo em cada ciclo. E essa proposta de redução pode ser ainda maior, pois nesta figura as reduções foram avaliadas separadamente, mas sabe-se que o peso do veículo tem uma influência enorme na resistência a rolagem e durante uma elevação, então se for considerado uma redução de 5% no peso do veículo e a melhor opção de pneu, 0,008 de coeficiente de resistência ao rolamento, esse valor será, com certeza, maior.

Porém, como já descrito no item 3, a redução de peso num veículo comercial é importante para que seja possível aumentar a capacidade de carga do mesmo, então o peso final do veículo passa a ser o mesmo. A eficiência do trem de força está diretamente ligada ao projeto de transmissões e diferenciais mais modernos, e para este estudo avaliou-se apenas a influência que a eficiência traria no consumo de combustível.

Aplicando-se então apenas os recursos que já estão disponíveis, como os dispositivos aerodinâmicos, e adotando-se uma estratégia de troca de marcha eficiente para cada ciclo, tem-se o resultado apresentado na figura 74.

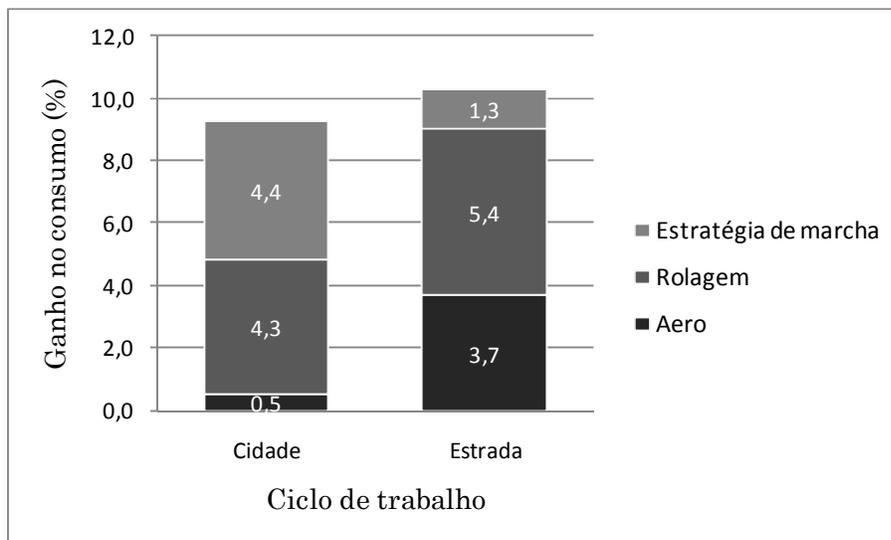


Figura 74. Potencial de redução de combustível real sugerido neste estudo.

Utilizando-se dos recursos apresentados, o veículo tem um potencial de redução do consumo de combustível de 9,2% no ciclo cidade, e de 10,4% no ciclo estrada. Sabe-se que dispositivos aerodinâmicos acrescentados no veículo tem um custo, que no caso do ciclo cidade pode ser dispensado, pois a influência do arrasto aerodinâmico neste ciclo é muito pequeno, 0,5%, então, dispensando-se dos dispositivos aerodinâmicos no ciclo cidade, ainda tem-se um ganho potencial no consumo de combustível de 8,7%.

6. CONCLUSÃO

O estudo de melhorias na dinâmica longitudinal focando a redução no consumo de combustível já é um tema em estudo a diversos anos em países como EUA, Canadá, e na Europa, onde os governos lideram agências e grupos de estudos, definindo rotas e metas para consumo de veículos de passeio e, mais recentemente, de veículos comerciais também. É necessário este tipo de comprometimento também aqui no Brasil, definindo ciclos de trabalho para que as empresas desenvolvam veículos e motores mais eficientes.

O modelo construído no ambiente GT-Drive, software comercial, apresentou excelente correlação com os dados aquisitados do veículo nas rotas comerciais reais. O erro encontrado no consumo de combustível ficou próximo aos 2%, valor que representa uma boa precisão. Para melhorá-la deve-se calibrar cuidadosamente o modelo.

A modelagem por perfil de velocidade apresentou um comportamento mais uniforme para avaliar propostas de melhorias focando o consumo de combustível. A modelagem utilizando a como entrada a posição do pedal do acelerador apresentou variações na resposta do consumo de combustível.

Cada rota ou ciclo de trabalho apresenta uma característica específica. Soluções para reduzir o consumo para um ciclo, não representa uma solução quando avaliado em outra rota, porém, aplicar soluções customizadas para cada rota é algo longe da realidade da indústria automotiva no Brasil. Então novos desenvolvimentos devem conter soluções que apresentam respostas satisfatórias em qualquer ciclo de trabalho, por isso a utilização de um software de simulação veicular, bem calibrado, e rotas padronizadas, são de grande importância no desenvolvimento de novos produtos.

Este trabalho apresentou um mapeamento completo das forças atuantes na dinâmica longitudinal, assim como outros fatores de grande influência no desempenho do veículo, e por consequência no consumo de combustível, que é a atitude do motorista, tanto nas acelerações como no ponto de troca de marcha. Alguns trabalhos recentes já têm estudado uma estratégia de controle, com informação prévia da rota, da topografia do ciclo, de forma a auxiliar o motorista a ter uma atitude ideal e trabalhar no ponto ótimo do motor.

Não foi objetivo de este trabalho entrar no projeto de motor e transmissão, que estão em estudo atualmente, Santana (2010) tem um trabalho em andamento sobre o consumo de o sistema auxiliar do motor, Fender (2010) também está desenvolvendo um trabalho relacionado ao escalonamento de marcha voltado para reduzir o consumo de combustível, e já

vem apresentando resultados extremamente interessantes, alcançando reduções de consumo da ordem de 7%.

Como sugestões para trabalhos futuros, os sistemas de controle para otimização da atitude do motorista, criando um modelo de motorista ideal, em função do tipo de rota é um caminho interessante a ser seguido. Os estudos neste sentido ainda estão iniciando e estão pouco difundidos. Lógica Fuzzy, Controle Adaptativo, Controle Preditivo, etc, são algumas frentes de estudos sendo feitos nesse sentido. O fato destes estudos estarem focados para um tipo específico de rota torna o modelo pouco funcional. Num país como o Brasil, onde tem-se muitos tipos de topografia e um ciclo dificilmente é 100% estrada, ou 100% cidade, um sistema de controle que pudesse “aprender” uma rota e decidir qual a melhor estratégia, seria um trabalho muito interessante.

Um trabalho interessante também é estudar, através de um DOE, Design Of Experiments, ou utilizando a teoria de algoritmos genéticos, o melhor ponto de troca de marcha para cada posição da rota, ao invés de adotar uma estratégia única ao longo de toda a rota.

7. REFERÊNCIAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, www.api.org

ASSANIS, D.; BRYZIK, W.; CHALHOUB, N.; FILIPI, Z.; HENEIN, N.; JUNG, D.; LIU, X.; LOUCA, L.; MOSKWA, J.; MUNNS, S.; OVERHOLT, J.; PAPALAMBROS, P.; RILEY, S.; RUBIN, Z.; SENDUR, P.; STEIN, J.; ZHANG, G. Integration and Use of Diesel Engine Driveline and Vehicle Dynamics Models for Heavy Duty Truck Simulation. SAE Technical Paper 1999

ASSANIS, D.; FILIPI, Z.; GRAVANTE, S.; GROHNKE, D.; GUI, X.; LOUCA, L.; RIDEOUT, G.; STEIN, J.; WANG, Y. Validation and Use of Simulink Integrated High Fidelity, Engine-in-Vehicle Simulation of the International Class VI Truck. Automotive Research Center, SAE 2000.

BP, www.bp.com/worldenergy

BONNICK, Allan Automotive Science and Mathematics.

DINIZ, João B. Desenvolvimento e Validação de um Software para Simulação de Consumo de Combustível Veicular. Dissertação de Mestrado, 2009

ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION www.eia.doe.gov

EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY, www.eea.eu.int

FROBERG, Anders. Efficient Simulation and Optimal Control for Vehicle Propulsion. Department of Electrical Engineering, Linkopings Universitet, Linkoping, Sweden 2008

FROBERG, Anders; NIELSEN, Lars. Optimal Control Utilizing Analytical Solutions for Heavy Truck Cruise Control. Department of Electrical Engineering, Linkopings Universitet, Linkoping, Sweden 2004

GENTA, Giancarlo. Motor Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation, 1997

GILLESPIE, Thomas D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, 1992

HELLSTRM, Erik. Look-Ahead Control of Heavy Trucks Utilizing Road Topography. Department of Electrical Engineering, Linkoping University, Sweden 2007

HELLSTROM, Magnus. Engine Speed Based Estimation of the Indicated Engine Torque. Master's thesis, Department of Electrical Engineering, Linkoping University, Sweden 2005

HELMER, K.; NAM, E.K.; GIANNELLI, R.A.; YOUNGLOVE, T.; SCORA, G.; BARTH, M. Heavy Duty Diesel Vehicle Fuel Consumption Modeling Based on Road Load and Power Train Parameters. SAE Technical Paper, 2005

HEYWOOD, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals, 1988

INTERNATION ENERGY AGENCY, www.iea.org

KARLSSON, Karl. Validation of Bus Specific Powertrain Components in STARS. Master's thesis. Department of Electrical Engineering, Linköping University, Sweden 2007

KLECK, Radim. Vehicle Model for Dynamics Analysis and Hil Simulation. Paper, Technické univerzity Ostrava, 2007

MILTRA, Mukul; MURALI, Vela. Driveline Optimization of Heavy Duty Truck, SAE Technical Paper 2007.

NA, Feng; SANTINI, Danilo. Assessing Tank-to-Wheel Efficiencies of Advanced Technology Vehicles. SAE 2003

NAM, Edward K.; GIANNELLI, Robert. Fuel Consumption Modeling of Conventional and Advanced Technology Vehicles in the Physical Emission Rate Estimator (PERE). Office of Transportation and Air Quality, U.S. Environmental Protection Agency, 2005

NIELSEN, Lars. Automotive Control Systems, For Engine, Driveline, and Vehicle. Second Edition. Department of Electrical Engineering, Linköping University, Sweden 2005

NOUVELIERE, L.; BRACI, M.; MENHOUR, L.; LUU, H.T.; MAMMAR, S. Fuel Consumption Optimization for City Bus. Paper 2008

OLSON, B.J.; SHAW, S.W.; STEPAN, G. Nonlinear Dynamics of Vehicle Traction. Vehicle System Dynamics, Vol. 40, No 6, pp 377-399, 2003

PACEJKA, Hans B. Tyre and Vehicle Dynamics. Delft University of Technology. The Netherlands.

PAGERIT, S.; SHARER, P.; ROUSSEAU, A. Fuel Economy Sensitivity to Vehicle Mass for Advanced Vehicle Powertrains. Argonne National Laboratory. SAE technical Paper 2006.

PATTON, K.J.; SULLIVAN, A.M.; RASK, R.B.; THEOBALD, M.A. Aggregating Technologies for Reduced Fuel Consumption: A Review of the Technical Content in the 2002 National Research Council Report on CAFE. General Motors Corporation. SAE Technical Paper 2002.

PETTERSSON, Magnus. Driveline Modeling and Control. Department of Electrical Engineering, Linköping University, Sweden 1997

PETTERSSON, Magnus. Driveline Modeling and Principles for Speed Control and Gear Shift Control. Department of Electrical Engineering, Linköping University, Sweden 1996

RAKHA, H.; LUCIC, I. Variable Power Vehicle Dynamics Model for Estimating Truck Accelerations.

- REFERENCE Book, GT-Drive Manual Version 6.2, Gama Technologies 2006
- RILL, Georg. A Modified Implicit Euler Algorithm for Solving Vehicle Dynamics Equations. University of Applied Sciences, Germany, 2005
- RILL, Georg. Vehicle Dynamics. Short Course, Brasil 2007.
- ROSS, Marc. Fuel Efficiency and The Physics of Automobiles. Physics Department, University of Michigan, Contemporary Physics, 1997
- SANDBERG, Tony. Heavy Truck Modeling for Fuel Consumption Simulations and Measurements. Department of Electrical Engineering, Linkoping University, Sweden 2001
- SANDBERG, Tony. Modeling and Validation of Traveling Resistance for Heavy Trucks, SAE Technical Paper 2001
- SHU, X.B.; MA, H.Z.; LIU, X. Transient Modeling for Heavy Tracked Vehicle Performance and Fuel Consumption Under Accelerating Conditions. SAE Technical Paper 2002
- SOVRAN, Gino; BLASER, Dwight. A Contribution to Understanding Automotive Fuel Economy and Its Limits, SAE 2003
- TRANSPORTATION RESEARCH BOARD SPECIAL REPORT 286, Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy, 2006
- U.S. DEPARTMENT OF ENERGY AND OAK RIDGE NATIONAL LABORATORY. Opportunities for Low Cost Titanium in Reduced Fuel Consumption, Improved Emissions, and Enhanced Durability Heavy-Duty Vehicles. 2002
- WALLENTOWITZ, Henning. Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles. Institut Fur Kraftfahrwesen Aachen, 2004

ANEXOS

Consumption per capita 2007
Tonnes

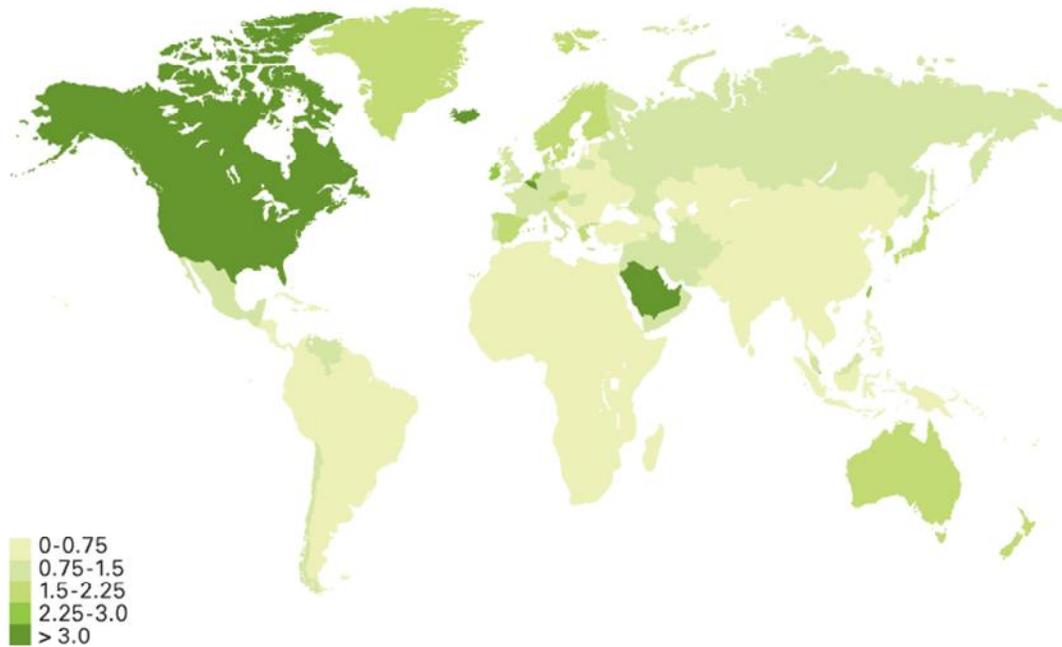


Figura 75. Consumo de combustíveis fósseis no mundo (Fonte: Statistics review of World Energy 2008)

Consumption by region
Million barrels daily

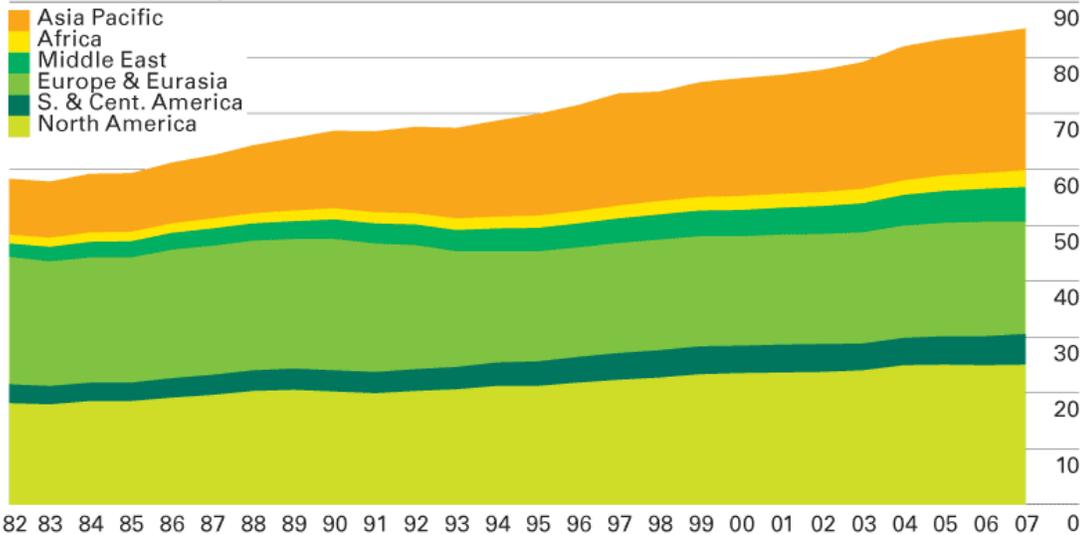


Figura 76. Consumo de combustível fósseis por região. (Fonte: Statistics review of World Energy 2008)

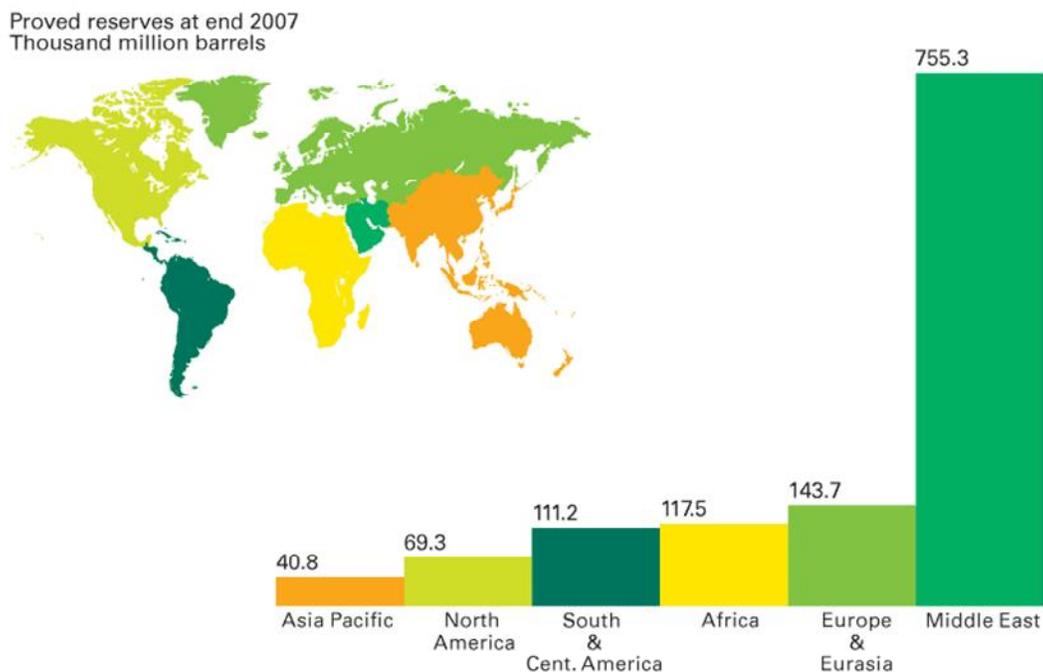


Figura 77. Reservas de petróleo confirmadas até final de 2007 – em milhões de barris. (Fonte: Statistics review of World Energy 2008)

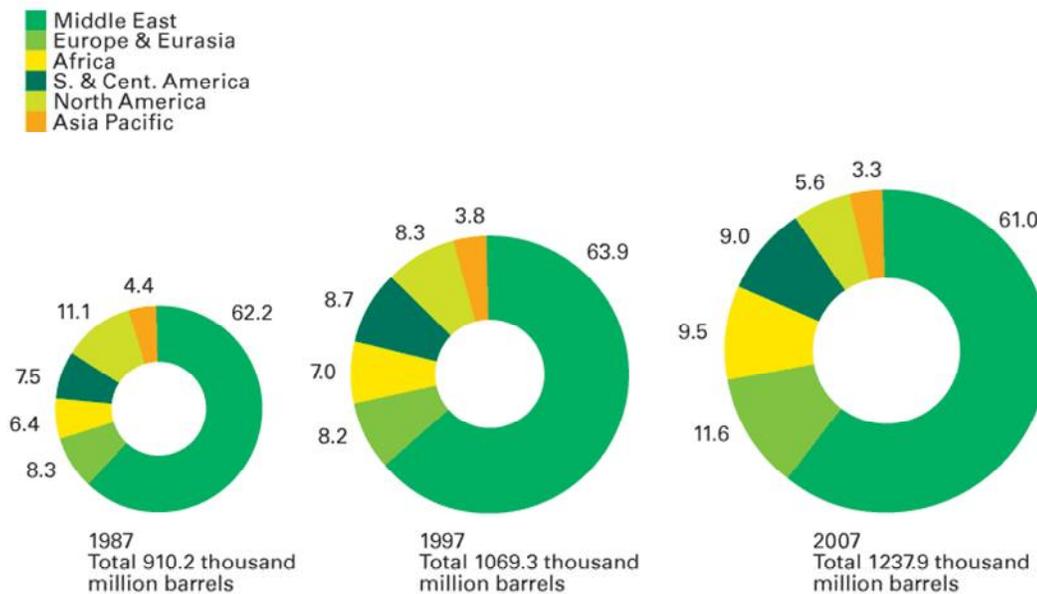


Figura 78. Distribuição das reservas confirmadas, por região – em porcentagem (Fonte: Fonte: Statistics review of World Energy 2008)

Simulation Model	10% Decrease in RRC to 0.0072		10% Increase in RRC to 0.0088	
	City	Highway	City	Highway
GM	1.08	1.60	-1.44	-1.87
NETL	0.70	1.95	-0.67	-1.72
Ross	0.95	1.86	-0.95	-1.86
EEA	1.28	1.96	-1.27	-1.91

Figura 79. Porcentagem de melhora no consumo de combustível em função do coeficiente de resistência à rolagem (Fonte: Lecture Longitudinal Dynamics of Vehicles, Dr. Henning Wallentowitz)