

JOÃO BOSCO DINIZ

**DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO DE UM SOFTWARE PARA SIMULAÇÃO
DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL VEICULAR**

São Paulo

2009

JOÃO BOSCO DINIZ

**DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO DE UM SOFTWARE PARA SIMULAÇÃO
DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL VEICULAR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre Profissional em
Engenharia Automotiva.

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador:

Prof. Dr. Antonio Carlos Canale

São Paulo

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Diniz, João Bosco

Desenvolvimento e validação de um software para simulação de consumo de combustível veicular / J.B. Diniz. -- São Paulo, 2009.

107 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Energia e Automação Elétricas.

1. Softwares (Simulação) 2. Combustíveis 3. Dinâmica veicular (Simulação computacional) 4. Matlab 5. Simulink I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Energia e Automação Elétricas II. t.

FOLHA DE APROVAÇÃO

João Bosco Diniz

Desenvolvimento e validação de um software para simulação de consumo de combustível veicular

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Mestre Profissional em Engenharia Automotiva.

Área de Concentração: Engenharia Automotiva

Aprovado em: _____

Banca Examinadora

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____ Assinatura: _____

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho aos meus pais, Christovam Rocha Diniz (in memorian) e Anna Hasman Diniz; aos meus filhos, Danilo, Matheus e João Vitor; e à minha amada Elaine.

AGRADECIMENTOS

Agradeço o Prof. Dr. Antonio Carlos Canale pela orientação nesse trabalho, pelas aulas ministradas, pela compreensão e paciência, e por confiar em mim na realização desse projeto.

Ao Prof. Dr. Ronaldo B. Salvagni, coordenador do Mestrado Profissional da Escola Politécnica, pelo confiança e apoio durante todo o curso.

Ao Engº João Pavan por me proporcionar a oportunidade e me incentivar a efetuar o mestrado e também pelo apoio na realização de atividades vinculadas ao curso.

À Engenharia Experimental da EATON que me disponibilizou todos os recursos necessários para que a conclusão desse trabalho fosse possível.

Ao Engº Klaus Palo Mello e à Engenharia da Ford Motor Company e MWM-International, pela imprescindível colaboração, sem a qual os resultados desse trabalho não teriam sido alcançados.

Agradeço também ao Professor Msc. Carlos Sena, pela grande ajuda durante todo o período letivo e posterior.

Aos professores desse mestrado, por sua dedicação e interesse na arte de ensinar.

Agradeço aos meus filhos pela paciência e compreensão durante os dois últimos anos dedicados quase que exclusivamente a esse projeto.

Meus agradecimentos a Elaine, que com carinho e amor, soube me motivar nas horas mais difíceis.

E a todos que, de alguma forma, participaram desse projeto e porventura não foram citados.

RESUMO

DINIZ, J. B. **Desenvolvimento e validação de um software para simulação de consumo de combustível veicular.** 2009. 107 f. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

O objetivo desse trabalho consistiu no desenvolvimento e validação de um simulador computacional de dinâmica veicular, construído em MatLab[®]/Simulink[®], para previsão de consumo numa dada rota. Diferentemente de outros softwares, esse simulador reúne a modelagem matemática do veículo completo e toda a sua dinâmica, como também todos os dados do veículo e principalmente o mapeamento do motor obtidos junto aos fabricantes, o que traz a simulação mais próxima da realidade. O veículo utilizado como objeto de estudo foi uma *pick up*, ano 2007, motor turbo diesel de 3.0 litros de deslocamento e intercooler. Para se determinar uma média de consumo de combustível foram feitas 23 voltas, entre julho e setembro de 2008, em uma rota estritamente de auto-estrada, com aproximadamente 300 km entre ida e volta. O resultado da simulação não refletiu as aquisições feitas no mesmo veículo, em termos de torque na saída da transmissão, porém a simulação de consumo apresentou uma margem de erro pequena e aceitável em relação aos valores medidos.

Palavras-chave: Simulação. MatLab[®]. Simulink[®]. Consumo de combustível. Transmissão automotiva.

ABSTRACT

DINIZ, J. B. **Development and validation of simulation software to predict vehicular fuel consumption.** 2009. 107 f. Dissertation (Master Degree) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

This work focuses the development and validation of a computational simulator built in MatLab[®]/Simulink[®], for fuel consumption and torque histogram measurements. Differently of others software approach, this simulator meets the mathematical modeling of the complete vehicle and all its dynamics, but also includes all real data of the vehicle and especially the mapping of the motor obtained from the manufacturers, which brings the simulation closer to reality. The vehicle used as an object of study was a pick up, model year 2007, 3.0 liter turbo diesel engine with intercooler. There were twenty three laps in a highway route with 300 km round trip. It was used only a highway due to expect a smaller variation of the measurements according to the traffic variation. For the simulation was considered just one acquisition in one single lap, getting geographic position, velocity and time measured by GPS. The software calculation was adapted to reflect the acquisitions made in the same vehicle in terms of output torque in the transmission and measurement of fuel consumption. The simulated fuel consumption reproduced the reality with an acceptable margin of error.

Keywords: Simulation. MatLab[®]. Simulink[®]. Fuel consumption. Automotive transmission.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE ABREVIATURAS.....	14
LISTA DE SÍMBOLOS	15
1 INTRODUÇÃO.....	19
2 MOTIVAÇÃO	22
3 OBJETIVOS.....	23
4 CONTEXTUALIZAÇÃO	24
5 REVISÃO DA LITERATURA	25
5.1 DOS SOFTWARES DE SIMULAÇÃO DA DINÂMICA VEICULAR.....	25
5.1.1 ESTADO ATUAL.....	25
5.1.2 ESTADO ESPERADO	27
5.1.3 ABORDAGENS NA SIMULAÇÃO DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL	
28	
5.2 FATORES IMPORTANTES NA SIMULAÇÃO DO CONSUMO DE	
COMBUSTÍVEL E HISTOGRAMA DE CARGA.....	33
5.2.1 FORÇAS RESISTIVAS	34
5.2.2 ADERÊNCIA X ESCORREGAMENTO PARCIAL	35
5.2.3 DINÂMICA E LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE.....	38
5.2.4 INÉRCIAS.....	41
5.2.5 O EFEITO DA SUSPENSÃO.....	42
5.2.6 SISTEMA DE CONTROLE E MAPEAMENTO DO MOTOR	43
6 METODOLOGIA	49
6.1 MODELAGEM MATEMÁTICA	49
6.1.1 SUSPENSÃO	51
6.1.2 MOTOR	53
6.1.3 DINÂMICA VEICULAR.....	56
6.1.4 FORÇAS RESISTIVAS	56

6.1.5	PNEUS – ADERÊNCIA E ESCORREGAMENTO	57
6.2	METODOLOGIA DE TESTE	58
6.3	DESCRIÇÃO DO VEÍCULO	62
6.3.1	VEÍCULO	62
6.3.2	MOTOR	65
6.3.3	PNEUS	67
6.3.4	TRANSMISSÃO	67
6.4	MAPEAMENTO DO PERCURSO.....	69
6.5	ESTRATÉGIA DE DIRIGIBILIDADE	73
7	RESULTADOS	74
7.1	GRÁFICOS DAS AQUISIÇÕES DE DADOS	74
7.2	CORRELAÇÃO ENTRE SIMULAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS	76
8	LIMITAÇÕES E CONSIDERAÇÕES	81
9	CONCLUSÕES	82
	REFERÊNCIAS.....	84
	APÊNDICES	87
	APÊNDICE A – SUSPENSÕES: ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	87
	APÊNDICE B – SUSPENSÕES: ANÁLISE DA MÁXIMA FORÇA TRANSMITIDA.....	92
	APÊNDICE C – SUSPENSÕES: ANÁLISE DA AMPLITUDE.....	95
	APÊNDICE D – PLANILHA DE CONTROLE DE RODAGEM E CONSUMO	98
	ANEXOS	99
	ANEXO A – FOLHA DE DADOS DO SENSOR DE CARGA TIPO STRAINGAGE.....	99
	ANEXO B – RELATÓRIO DE AFERIÇÃO DO SENSOR DE CARGA TIPO STRAINGAGE	100
	ANEXO C – CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO DA BALANÇA.....	101
	ANEXO D – ESPECIFICAÇÃO DO ÓLEO BIODIESEL B3	102

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Área de contato dos pneus (Canale, 1989).....	36
Figura 2. Distribuição da pressão do pneu na área de contato (Canale, 1989).	36
Figura 3. Definição do coeficiente de adesão (Canale, 1989).....	37
Figura 4. Sistema de coordenadas SAE J670E (Gillespie, 1992)	39
Figura 5. Determinação do CG na longitudinal (Canale, 1989).....	40
Figura 6. Determinação do CG na transversal (Canale, 1989).....	40
Figura 7. Determinação do CG na vertical (Canale, 1989).....	40
Figura 8. Fluxo de torque no trem de força.	44
Figura 9. Estrutura de controle baseada em torque.	44
Figura 10. Representação de uma rede neural de quatro camadas.	46
Figura 11. Função Tangente Hiperbólica (Biblioteca MatLab, 2009).....	49
Figura 12. Modelo do simulador.	50
Figura 13. Tela principal do sistema.....	51
Figura 14. Modelo da suspensão (Canale,1995).....	52
Figura 15. Gráfico BFSC do motor utilizado.	53
Figura 16. Função do controlador PID no sistema.	54
Figura 17. Rede Neural aplicada ao consumo específico.	55
Figura 18. Modelagem do pneu no Simulink.	57
Figura 19. Força longitudinal de um pneu (Canale, 1989).	57
Figura 20. Força lateral de um pneu (Canale, 1989).....	58
Figura 21. Fluxograma do procedimento de teste de consumo.....	60
Figura 22. Tanque de combustível sobressalente.....	61
Figura 23. Detalhe de instalação do tanque de combustível sobressalente.....	61
Figura 24. Detalhe de instalação do tanque sobressalente no veículo.	61
Figura 25. Vista lateral do veículo (Manual do Proprietário do veículo, 2007).	63
Figura 26. Vista frontal do veículo (Manual do Proprietário do veículo, 2007).	63
Figura 27. Curva de potência e torque do motor do veículo utilizado.....	66
Figura 28. Gráfico “Dente-de-Serra” da transmissão.	68
Figura 29. Mapeamento da rota feita por GPS.....	69
Figura 30. Perfil de elevação da rota.....	70
Figura 31. Densidade de troca de marcha na rota.	74

Figura 32. Tempo de utilização de cada marcha na rota.	74
Figura 33. Consumo: hodômetro x GPS.	75
Figura 34. Histograma de torque do motor.....	76
Figura 35. Comparativo de consumo.	77
Figura 36. Comparativo de histograma de torque.	78
Figura 37. Comparativo de velocidade simulada e realizada.	79
Figura 38. Comparativo de deslocamento simulado e real.	80
Figura 39. Representação de ¼ de veículo movendo-se sobre a estrada (Moura, 2003).	87
Figura 40. Fator de amplificação do deslocamento da suspensão em função da relação de frequência (adaptado de Gillespie, 1992).	91
Figura 41. Diagrama de corpo livre (dcl) do veículo.	92
Figura 42. Fator de amplificação (adaptado de Gillespie, 1992).	94
Figura 43. Fator de Amplificação (adaptado de Gillespie, 1992).	97
Figura 44. Planilha de rodagem	98

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação dos resultados de simulação de consumo.	32
Tabela 2 - Valores de referência para coeficientes de adesão máximo e coeficiente de atrito no escorregamento (Canale, 1989).....	37
Tabela 3 - Especificação técnica do motor (Manual do Proprietário do veículo, 2007).	65
Tabela 4 - Características dos pneus (Manual do Proprietário do veículo, 2007).	67
Tabela 5 - Relação de marchas da transmissão (Manual do Proprietário do veículo, 2007).	68
Tabela 6 - Dados de VDM da Rodovia SP-065 (DER, 2009).	70
Tabela 7 - Dados de VDM da Rodovia SP-083 (DER, 2009).	71
Tabela 8 - Quilometragem rodada pelo veículo de teste.....	72
Tabela 9 - Média de consumo de combustível.	75
Tabela 10 - Comparativo de média de consumo.....	77
Tabela 12 - Comparativo de distância percorrida.....	78

LISTA DE ABREVIATURAS

ARC	Automotive Research Center
Bmep	Break mean effective pressure
BSFC	Break Specific Fuel Consumption
CAN	Communication Área Network
DER	Departamento de Estradas de Rodagem
EPA	Environmental Protection Agency
FTP	Federal Test Procedure
MBS	Multibody System
NEDC	New European Driving Cycle
PBT	Peso Bruto Total
PDSL	Powertrain Dynamic Simulation Library
PID	Proporcional Integral Derivativo
SAE	Sociedade de Engenharia Automotiva
VESIM	Vehicle Engine SIMulation

LISTA DE SÍMBOLOS

a, b e c	Coeficientes definidos para as características de cada tipo de motor, marcha e condições de dirigibilidade
a_c	Aceleração do veículo
A	Área de contato da roda no plano rígido
A_v	Área frontal do veículo
b_0, b_1, b_2 e b_{22}	Coeficientes de perdas levantados experimentalmente
b_{mep}	Pressão de ar efetiva no motor
c_c	Amortecimento crítico
c_m	Coeficiente de amortecimento
C	Força de amortecimento
C_D	Coeficiente de arraste aerodinâmico
C_u	Coeficiente que expressa a carga do motor no consumo de combustível na estrada
CG	Centro de gravidade
D_a	Arraste aerodinâmico
F_k	Força trativa com o motor em carga total
f_{mep}	Pressão efetiva no combustível
f_r	Coeficiente de resistência ao rolamento
FR	Consumo de combustível
F_r	Resistência total ao movimento (somatório de todas as forças resistivas e perdas no trem de força)

g	Aceleração da gravidade
I	Momento de inércia em torno do eixo de rotação
$imep$	Soma dos termos $fmep$ e $bmep$
J	Força inercial
J_e	Inércia do motor
k	Fricção do motor
k_l e k_m	Coeficiente de rigidez da mola
k_0 e k_1	Coeficientes do efeito das características do motor, em função do tipo de combustível
K_i	Coeficiente integral do controlador
K_l	Força da mola
K_p	Coeficiente proporcional do controlador
L	Comprimento de onda
LHV	Poder calorífico inferior do combustível, em kJ/kg
m_{eq}	Massa equivalente (<i>rear</i> – traseira; <i>all</i> – total)
M	Torque de inércia
m	Massa suspensa
N	Velocidade do motor
p	Pressão na área de contato da roda com um plano rígido
P	Somatório das forças trativas e consumo de potência pelos acessórios
P_{acc}	Potência dos acessórios
PP	Pedal do acelerador
P_r	Força necessária para manter o veículo em movimento retilíneo e à velocidade constante

P_w	Carga sobre a roda
P_{trac}	Cargas trativas
Q_{sp}	Consumo de combustível por segundo na máxima potência
Q_L	Consumo de combustível total
r	Raio dinâmico efetivo do pneu
r_k	Raio dinâmico da roda
r_w	Transmissibilidade de vibração
R_{it}	Força total de inércia
R_x	Resistência total ao rolamento
R_{xf}	Resistência ao rolamento das rodas frontais
R_{xr}	Resistência ao rolamento das rodas traseiras
SE	Erro da velocidade em relação ao <i>set point</i>
S_v	Velocidade do veículo
t	Tempo
T_m	Torque do motor disponível no virabrequim
T_{cl}	Torque na embreagem
V_d	Deslocamento volumétrico do motor
x_m	Eixo longitudinal
X_G	Valor da coordenada longitudinal
y	Deslocamento
y_m	Eixo lateral
Y_G	Valor da coordenada lateral
z_m	Eixo vertical
Z_G	Valor da coordenada vertical
W	Peso do veículo

α	Aceleração angular
ζ	Fator de amortecimento do sistema
φ	Ângulo de fase entre a força da mola e a força de amortecimento
η_i	Eficiência do motor
η_t	Eficiência da transmissão
θ	Ângulo de inclinação da pista
ρ_a	Densidade do ar
τ_d	Relação do diferencial
τ_g	Relação de marcha da transmissão
ω	Velocidade angular da roda
ω_d	Frequência natural amortecida
ω_e	Velocidade angular do motor
ω_n	Frequência natural não amortecida
ω_p	Velocidade angular do virabrequim na máxima potência
ω_r	Frequência de perturbação

1 INTRODUÇÃO

Para ser competitiva, a organização tem que manter os projetos e desenvolvimento de novos produtos de uma forma eficiente, e eficiência significa a entrega de produtos com alta qualidade com tempo e custo menores que seus competidores (PRAHALAD; KRISHNAN, 1999).

Jiang et al. (2007) enfatizam que as montadoras estão continuamente buscando por um ciclo de desenvolvimento do produto mais curto e necessitam de métodos para agilizar o projeto, os testes e a calibração dos veículos e seus subsistemas.

Simulações computacionais vêm se tornando muito populares na indústria automotiva, satisfazendo a redução do tempo e custo de desenvolvimento. Tais ferramentas têm que representar uma boa conformidade com os testes de campo, e para tanto, são necessários modelos matemáticos sofisticados. Um veículo real incorpora muitos sistemas dinâmicos complexos, como o trem de força, o sistema de direção e a suspensão (RILL, 2006).

Segundo Bowles et al. (2001), um dos maiores desafios no projeto de um veículo é avaliar não somente o comportamento de um subsistema em particular, mas o veículo como um todo.

O software em estudo foi concebido de tal forma que cada subsistema foi construído isoladamente e depois conectado ao conjunto, respeitando-se a dinâmica de cada parte e sua influência no conjunto, chegando assim a um veículo completo.

Assim, após uma simulação, pode se obter como saída do sistema computacional qualquer medição em qualquer ponto do veículo, bastando para tanto pequenas modificações no programa.

Alles et al. (1992) propõem que o desempenho em diferentes condições de dirigibilidade, controle de tração em diferentes tipos de piso e desenvolvimento de estratégias de controle são necessários para uma simulação realista do comportamento dinâmico de um veículo, que foi o objeto ao se aplicar e customizar a ferramenta proposta: simular as condições reais de dinâmica veicular, considerando não só as condições de rodagem, mas também a dirigibilidade do motorista.

Todos os dados do veículo foram obtidos junto à montadora ou seus fornecedores. O motor solicitou uma atenção especial, uma vez que o torque foi mapeado em função da pressão de ar de admissão, e o simulador foi concebido para retornar o torque em função da posição do pedal do acelerador, para se ajustar às características do motorista.

A solução foi encontrada na construção de uma rede neural para aprender a relação torque x massa de ar. Essa rede neural foi validada quando se comparou o histograma de torque calculado pelo sistema com o medido no veículo, considerando-se as perdas e erros de medição.

Outra atenção foi dada ao cálculo de consumo de combustível, uma vez que, segundo Benchev (2002), a estimativa econômica e técnica da construção de um veículo são de grande importância econômica e científica, e o consumo de combustível depende dos parâmetros de construção, velocidade e condições de operação e, por outro lado, esses mesmos parâmetros determinam a dinâmica veicular.

Como o consumo de combustível está diretamente relacionado ao consumo de energia e tem uma dependência implícita do tempo, percebida na relação velocidade-tempo sob o qual o veículo foi conduzido (GIANNELLI et al., 2005), foi

implementado no software uma malha Proporcional Integral Derivativa (PID) para manter o veículo na mesma posição geográfica e velocidade-tempo da aquisição de dados.

2 MOTIVAÇÃO

Pode-se listar como motivação a necessidade de:

- A oportunidade de desenvolvimento de um simulador computacional de dinâmica veicular em plataforma aberta e flexível.
- Adquirir conhecimento na plataforma MatLab[®]/Simulink[®].
- Desenvolvimento de uma metodologia para medição de consumo de combustível veicular.
- Focar o desenvolvimento de transmissões veiculares também no consumo de combustível, contribuindo para a redução de emissões de gases tóxicos e efeito estufa.
- A possibilidade de redução de tempo e custos de desenvolvimento de transmissões veiculares.

3 OBJETIVOS

O objetivo desse trabalho é o desenvolvimento e validação de um software de simulação de dinâmica veicular.

Tal ferramenta deve atender os seguintes requisitos:

- Calcular o consumo de combustível, resultando o mais próximo possível das medições realizadas, como auxiliar na definição das relações de marcha da transmissão, que hoje visa principalmente o desempenho e dirigibilidade.
- Reproduzir as condições de operação do veículo em rotas definidas, conforme a aplicação da transmissão, e devolver como resultados principais os mesmos histogramas de torque das aquisições feitas como referência.

4 CONTEXTUALIZAÇÃO

Os capítulos a seguir abordam:

- Capítulo 5: a revisão da literatura na simulação computacional da dinâmica veicular destacando as abordagens encontradas nas bases de dados para a concepção e construção dos softwares, o estado atual e o estado esperado; as abordagens na modelagem matemática dos softwares de simulação e cálculo de consumo de combustível; os principais fatores levados em consideração na simulação de consumo de combustível; a modelagem dos subsistemas no software em estudo;
- Capítulo 6: a metodologia utilizada para modelagem matemática e validação do software;
- Capítulo 7: os resultados obtidos;
- Capítulo 8: as limitações e considerações do projeto;
- Capítulo 9: as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

5 REVISÃO DA LITERATURA

5.1 DOS SOFTWARES DE SIMULAÇÃO DA DINÂMICA VEICULAR

5.1.1 ESTADO ATUAL

Existe uma série de sistemas que pretendem simular a dinâmica veicular, e tais modelos de sistemas veiculares têm sido caracterizados por uma variedade de abordagens, diferindo tanto na fidelidade como na metodologia de integração dos vários módulos.

Kiencke e Nielsen (2000) afirmam que para a construção de um modelo matemático veicular há duas principais abordagens, onde, se o objetivo é reproduzir o comportamento tão exato quanto possível, os métodos de Lagrange e Euler são usados. Neste caso o modelo resultante é mais preciso, entretanto as equações individuais perdem sua referência para quantidades físicas quando os cálculos são feitos para coordenadas generalizadas.

A abordagem alternativa é construir um modelo tão simples quanto possível, reduzindo o tempo de computação. Para tanto um modelo *single-track* - onde se considera apenas meio corpo - pode ser utilizado, que fornece um bom resultado para muitas situações de dirigibilidade. Então, freqüentemente utiliza-se um modelo

para análise dinâmica horizontal e outro para análises verticais, ignorando-se as interações entre ambas.

Os modelos mais antigos utilizavam uma coleção de tabelas para motores e componentes do trem de força e modelos simplificados de dinâmica veicular, como no VPS (PHILLIPS; ASSANIS, 1989).

Tais sistemas ainda são úteis para rápidas simulações e avaliações, porém para cada novo componente, uma nova tabela deve ser inserida, o que dificulta a simulação de partes ainda não projetadas ou construídas.

Fluga (1993) coloca que uma das primeiras tentativas de integração de modelagem de componentes físicos e simulação dinâmica foi o Dynasty[®], desenvolvido pela Caterpillar, que trazia no domínio do tempo a simulação da posição do veículo, a velocidade e a aceleração.

Ciesla e Jennings (1995) apresentaram um sistema modular, desenvolvido pela empresa inglesa Ricardo, chamado *Powertrain Dynamic Simulation Library* – PDSL[®] – que era estruturado em módulos para cada subsistema veicular. Para a construção do sistema foi utilizada a ferramenta EASY5[®], da Boeing Computer Services.

Desde 1994, a Universidade de Michigan em parceria com as universidades do Iowa e Wisconsin estabeleceram o ARC – *Automotive Research Center* – para o desenvolvimento de sistemas de simulação veicular avançados.

Neste centro foi desenvolvido o VESIM[®] – *Vehicle Engine SIMulation*, um software em que os principais módulos (motor, transmissão e dinâmica veicular) desenvolvidos em Fortran e C são integrados no Simulink[®] para compor o ambiente dinâmico na simulação (ASSANIS et al., 2000).

Bowles et al. (2001) apresentaram a certificação de um único sistema utilizando três ferramentas de programação, Modelica[®], Dymola[®] e Simulink[®], baseando-se nos

dados das simulações feitas no ADAMS, obtidos junto à Ford. Esses autores ainda defendem que até aquela data não havia uma ferramenta única disponível dotada de uma modelagem detalhada do veículo e que fosse capaz de fazer uma simulação do veículo completo e seus subsistemas em diversos domínios (tempo, frequência, etc.).

Atualmente, segundo Rill (2006), para simulações dinâmicas, os veículos são normalmente modelados por Sistemas Multicorpos (MBS).

A aplicação da técnica de MBS permite a geração das equações de movimento, a partir da definição da topologia do sistema e utiliza manipulação simbólica, para a simplificação automática das equações, permitindo o tratamento de sistemas de complexidade elevada (BARBOSA, 1999).

Melhorias significantes na metodologia de integração dos módulos de sistemas de simulação têm sido feitas com a utilização de ferramentas computacionais com ambiente gráfico e orientados a objeto (CIESLA; JENNINGS, 1995).

5.1.2 ESTADO ESPERADO

Conforme Ciesla e Jennings (1995) a evolução das ferramentas gráficas, e há que se destacar também a evolução do hardware e processadores dos computadores, possibilitaram a construção do software utilizado nesse projeto, que integra todos os principais subsistemas considerando a análise dinâmica de um veículo completo.

Espera-se que as simulações possam ser feitas tanto no domínio do tempo como na frequência, dependendo do subsistema avaliado na simulação.

Conceitualmente cada subsistema é simulado enquanto se roda virtualmente na rota definida e as saídas podem ser determinadas em função da análise que se deseja fazer.

Foram considerados sete subsistemas na arquitetura do simulador: chassi, sistema de direção, motor, transmissão, suspensão, freios e pneus. Cada um destes subsistemas influencia no resultado da simulação, que neste caso, foi focada no consumo de combustível e histograma de torque.

5.1.3 ABORDAGENS NA SIMULAÇÃO DE CONSUMO DE COMBUSTÍVEL

Conforme Gao e Checkel (2007), a redução do consumo de combustível nos veículos automotores é uma melhoria crítica em função da redução das fontes de energia e do aumento dos gases tóxicos emitidos.

Há ainda uma grande pressão das montadoras para prover ao cliente o menor consumo de combustível possível em seus produtos (LYU; ROGERS, 2006).

Para atender a essas questões, o uso de softwares que calculam o consumo de combustível vem sendo muito útil durante a fase de desenvolvimento do motor e definição do veículo.

Os próximos capítulos apresentam uma avaliação de alguns softwares disponíveis, abrangendo três diferentes tipos de abordagens:

- Modelagem matemática do trem de força considerando dados experimentais somente das forças de resistência ao movimento (GIANELLI et al., 2005);

- Modelagem matemática do trem de força considerando dados experimentais de todo o veículo e seus subsistemas, tanto quanto a característica do piso (BENCHEV, 2002);
- Modelagem simplificada do veículo e trem de força, levando em consideração os dados experimentais do veículo somente para comparação e certificação do modelo (CATANIA et al. 2007).

O consumo pode ser calculado a uma velocidade constante ou durante um ciclo de dirigibilidade, que é definido por uma relação velocidade-tempo, como os ciclo europeu *New European Driving Cycle* (NEDC) ou o americano *Federal Test Procedure* (FTP), já definidos em legislações específicas (GAUDINO; STRAZZULLO; ACCONGIAGIOCO, 2004).

Giannelli et al. (2005) apresentam um sistema de predição de consumo e emissão de gases desenvolvido pela *Environmental Protection Agency* (EPA) americana, que foi certificado utilizando os dados obtidos e o modelo matemático de um caminhão pesado, tendo como seus principais componentes a eficiência e fricção do motor, mapa do torque máximo do motor, transmissão do veículo e os parâmetros de *road load*.

Os autores relacionaram esses componentes, exceto as relações de marcha da transmissão, com o consumo de combustível:

$$FR = \frac{(N \cdot V_d / 2000)}{LHV \cdot \eta_i} \cdot (fmep + bmep) \quad (01)$$

$$FR = \frac{1}{LHV} \left(\frac{k \cdot N \cdot V_d}{2000} + \frac{P}{\eta_i} \right), \quad k = \frac{1}{\eta_i} fmep \quad (02)$$

Os parâmetros de resistência ao rolamento e eficiência da transmissão estão contidos no somatório das cargas trativas e potência dos acessórios, no termo P :

$$P = \frac{P_{trac}}{\eta_t} + P_{acc} \quad (03)$$

Para determinar a eficiência e a potência de fricção do motor os autores consideraram na equação a taxa de consumo de combustível e a definição de pressão efetiva de combustível, *fuel mep* (HEYWOOD, 1988).

$$fuel\ mep = imep / \eta_i = (fmep + bmep) / \eta_i \quad (04)$$

$$= k + \frac{bmep}{\eta_i} \quad (05)$$

A transmissão é modelada simplesmente pela relação velocidade do veículo x rotação do motor e considera um fator de máximo torque dependente da rotação do motor. O fator é inferido em função do mapa do motor fornecido pelo fabricante.

Giannelli et al. (2005) concluíram que os cálculos de consumo de combustível e CO₂ diferiram na ordem de 10% em comparação aos resultados medidos e que maiores refinamentos seriam necessários para outros tamanhos e tipos de veículos, bem como o levantamento dos parâmetros de resistência ao rolamento.

Benchev (2002), como em parte Giannelli et al. (2005), considera na sua abordagem de modelo matemático a resistência ao rolamento, velocidade e outros parâmetros de perda de carga tomados experimentalmente para cada tipo de veículo.

O autor coloca que as perdas de energia podem ser determinadas pela equação:

$$f = b_0 + b_1 \cdot F_k + b_2 \cdot S_v + b_{22} \cdot S_v^2 \quad (06)$$

F_k é determinado como segue:

$$F_k = \alpha \cdot \tau_g + b \cdot \tau_g^2 - c \cdot \tau_g^3 \cdot S_v^2 \quad (07)$$

A fim de determinar o consumo de combustível em condições constantes, o autor estabeleceu a seguinte dependência:

$$Q_L = 10^5 \left(\frac{k_0}{S_v} + k_1 \cdot \frac{\tau_d \cdot \tau_g}{r_k \cdot \omega_p} \right) \cdot Q_{sp} \cdot C_u \quad (08)$$

O autor faz uma consideração dos fatores tempo e piso da estrada na formulação apresentada, dados que também foram levantados empiricamente, e chega a uma diferença, comparando-se os resultados práticos e calculados, de 2% a 17% em função da velocidade e aceleração do veículo.

Catania et al. (2007) desenvolveram uma ferramenta de simulação, em MatLab[®]/ Simulink[®], modelando a dinâmica veicular e resolvendo as equações diferenciais de movimento no domínio do tempo.

O modelo do veículo compreende um sistema mecânico com dois graus de liberdade, dividido em dois pontos, antes e após a embreagem, ou seja, a parte dianteira e traseira do trem de força. Então duas equações dinâmicas independentes podem ser escritas:

$$J_e = \frac{d\omega_e}{dt} = T_m - T_{cl} \quad (09)$$

$$T_{cl} \eta_t \frac{\tau_g \tau_d}{r} - F_r = m_{eq}^{rear} \frac{dV}{dt} \quad (10)$$

O consumo de combustível é calculado pelo mapeamento do motor, feito em dinamômetro, em função da rotação do motor e da pressão de ar efetiva do motor (bmep) ou torque.

O torque do motor também é mapeado em dinamômetro, resultando numa tabela de torque em função da rotação e posição do pedal do acelerador.

A equação (10) é então reescrita em função do torque e do tempo:

$$m_{eq}^{all} \frac{dV(t)}{dt} + F_r(t) = T_m(t) \eta_t \frac{\tau_g \tau_d}{r} \quad (11)$$

Dessa forma o simulador extrai o torque e conseqüentemente o consumo de combustível em cada *step* de tempo calculado e acumula o valor do consumo.

A simulação do motorista é dada pela posição do pedal do acelerador e do freio e obedece a um controlador PI, onde a entrada é o erro da velocidade:

$$PP = K_p \cdot SE + K_i \cdot \int SE dt \quad (12)$$

O autor certificou sua ferramenta comparando os resultados de rodagens de um veículo em dinamômetro de chassis, no ciclo NEDC, com os resultados das simulações, obtendo na ordem de 4% a 7% de erro, dependendo da variação do motorista e do veículo. No entanto, a comparação entre um ciclo de rodagem customizado e a simulação gerou um erro de 15% a 20%.

Comparativamente temos a Tabela 1:

Tabela 1 - Comparação dos resultados de simulação de consumo.

Autores	Erro da simulação (%)	Abordagem
Giannelli <i>et al.</i> (2005)	10	Solução das equações de movimento considerando os parâmetros de cargas resistivas e fluxo de consumo de combustível de medições em veículo.
Benchev (2002)	2 a 17	Solução das equações de movimento no domínio do tempo e adaptações feitas em função de dados experimentais
Catania <i>et al.</i> (2007)	5,3 a 9,3 / 15 a 20	Modelo simplificado do veículo não considerando dados experimentais

Percebe-se que a formulação de Giannelli et al. (2005) apresenta uma boa correlação com os resultados experimentais, porém o autor modelou e avaliou apenas um tipo de veículo.

Já Benchev (2002) mostra uma discrepância considerável quando a velocidade e aceleração são mais altas, o que sugere que seu modelo, fortemente baseado em dados experimentais, não suporta extrapolações.

Catania et al. (2007) por sua vez mostraram um sistema bem simples de modelagem, e quando não se introduzem as variáveis encontradas em um ciclo customizado de rodagem, apresenta resultados bem próximos aos percebidos no veículo de teste.

5.2 FATORES IMPORTANTES NA SIMULAÇÃO DO CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E HISTOGRAMA DE CARGA

Os autores anteriormente citados consideraram, em seus sistemas, as modelagens da dinâmica veicular relativa às forças resistivas e ao trem de força.

Os seguintes componentes serão discutido a seguir:

- Forças Resistivas
- Aderência e Escorregamento Parcial
- Inércias
- Suspensão
 - Vibração e Isolação
 - Máxima Força Transmitida

- Amplitude da Suspensão
- Sistema de Controle e Mapeamento do Motor
 - Rede Neural

5.2.1 FORÇAS RESISTIVAS

Uma redução na resistência ao movimento, ou qualquer outra perda de energia no veículo, reduz diretamente a força que o motor tem que fornecer para mover o veículo e como resultado terá sempre uma redução no consumo de combustível (LaCLAIR; TRUEMNER, 2005).

Enquanto outras resistências agem somente enquanto o veículo está sob certas condições de movimento, as forças resistivas agem a partir do instante em que as rodas do veículo saem do estado de inércia.

Segundo Heywood (1988) uma parte da potência útil do motor é utilizada para vencer as cargas resistivas ao movimento, que são basicamente a resistência ao rolamento e o arraste aerodinâmico.

A força necessária para manter o veículo em movimento retilíneo e à velocidade constante pode ser determinada pela equação (GILLESPIE, 1992):

$$P_r = (f_r \cdot W + D_a + W \cdot \text{sen} \theta) \cdot S_v \quad (13)$$

O arraste aerodinâmico é uma das principais forças resistivas em condições de rodagem em auto-estrada e é definida por Canale (1989) como sendo:

$$D_a = (\rho_a \cdot C_D \cdot A_v \cdot S_v^2) / 2 \cdot g \quad (14)$$

Gillespie (1992) ainda afirma que o arraste aerodinâmico somente vem a ser igual a resistência ao rolamento para velocidades entre 80 e 96km/h e que para pisos fora-estrada a resistência ao rolamento é a única força resistiva significativa.

Considerando veículo como um todo, a seguinte equação descreve a resistência ao rolamento:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r \cdot W \quad (15)$$

Entretanto, para cálculos corretos, o peso dinâmico do veículo deve ser considerado, tomando-se em conta os efeitos da aceleração, forças do reboque (se aplicável), componente vertical da resistência do ar e aerodinâmica.

5.2.2 ADERÊNCIA X ESCORREGAMENTO PARCIAL

Segundo Madureira (2007), quando uma roda elástica apóia-se sobre um plano rígido com uma carga P, ela deforma-se de modo que a resultante da pressão na área de contato com o solo equilibra a carga P, tal que:

$$P_w = \int p dA \quad (16)$$

As forças de contato em um pneu não são aplicadas em um único ponto, mas é a resultante de tensões normais distribuídas na banda de rodagem, como também a distribuição da pressão não é uniforme e pode variar nas direções horizontal e vertical, conforme ilustram as Figuras 1 e 2 abaixo:

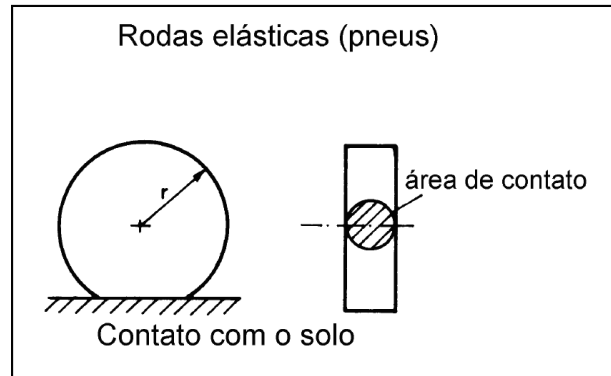


Figura 1. Área de contato dos pneus (Canale, 1989).

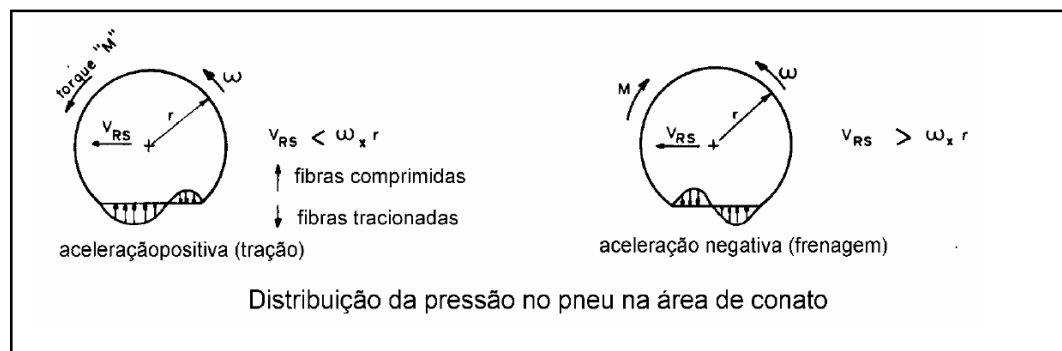


Figura 2. Distribuição da pressão do pneu na área de contato (Canale, 1989).

Conforme Gillespie (1992), sob condições de movimento, a velocidade horizontal de translação do centro da roda é menor que a periférica, quando a força longitudinal diminui à medida que a porção anterior do contato é descarregada, surge então um escorregamento adicional dos pneus como resultado da deformação dos elementos de borracha na superfície de contato. Essa deformação desenvolve e sustenta a força de fricção.

A Figura 3 mostra o escorregamento parcial dos pneus:

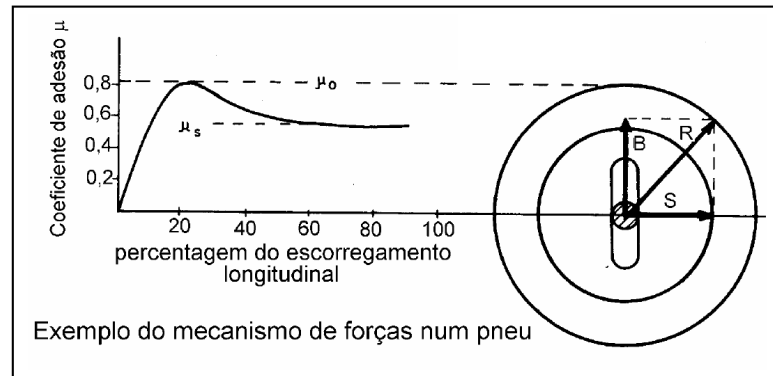


Figura 3. Definição do coeficiente de adesão (Canale, 1989).

Pode-se concluir que todo torque (força) transmitido ao solo por uma roda elástica, resulta num escorregamento parcial da mesma e vice-versa. Verifica-se experimentalmente que a máxima transferência de força para o solo, através de um pneu, se faz quando a percentagem do escorregamento com relação ao rolamento é da ordem de 10% a 20% (CANALE, 1989).

Para enfatizar as características particulares de uma roda elástica, o coeficiente de atrito passa a se chamar “coeficiente de adesão μ ”.

Canale (1989) ainda ressalta que o valor máximo do coeficiente de adesão μ_0 depende de muitos fatores, mas em especial da borracha da banda de rodagem, do pavimento e da presença de corpos estranhos entre eles, como sujeira, água, etc. A tabela a seguir mostra apenas valores em sua ordem de grandeza mais freqüente.

Tabela 2 - Valores de referência para coeficientes de adesão máximo e coeficiente de atrito no escorregamento (Canale, 1989).

Faces da borracha com	μ_0	μ_s
Asfalto ou concreto seco	0,80 a 0,90	0,75
Concreto molhado	0,80	0,70
Asfalto molhado	0,50 a 0,70	0,40 a 0,60
Pedrisco	0,60	0,50

Continua

Continuação

Faces da borracha com	μ_o	μ_s
Estrada de terra seca	0,70	0,65
Estrada de terra molhada	0,55	0,40 a 0,50
Neve	0,20	0,15
Gelo	0,10	0,07

O escorregamento parcial (*Slip*) é definido não dimensionalmente como uma porcentagem da velocidade (GILLESPIE, 1992):

$$Slip (\%) = \left(1 - \frac{r \cdot \omega}{S_v} \right) \cdot 100 \quad (17)$$

Desta forma verifica-se que a distância indicada pelo hodômetro apresenta um erro em relação à distância real percorrida, o que deve ser levado em consideração no cálculo do consumo de combustível.

5.2.3 DINÂMICA E LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

A determinação das cargas axiais¹ num veículo é o primeiro passo para a análise do desempenho em aceleração e frenagem e trata-se simplesmente da aplicação da segunda lei de Newton.

As cargas axiais determinam o esforço trativo obtido em cada eixo, afetando a aceleração, o *gradeability*² e a velocidade máxima (GILLESPIE, 1992).

¹Cargas axiais: soma das forças externas agindo em um corpo em uma dada direção.

²*Gradeability*: Capacidade de subida de rampa de um veículo

De acordo com Madureira (2007), para o estudo da força total de inércia de um veículo normalmente adota-se a hipótese de um corpo rígido para determinação de dois sistemas de coordenadas, conforme ilustra a Figura 4.

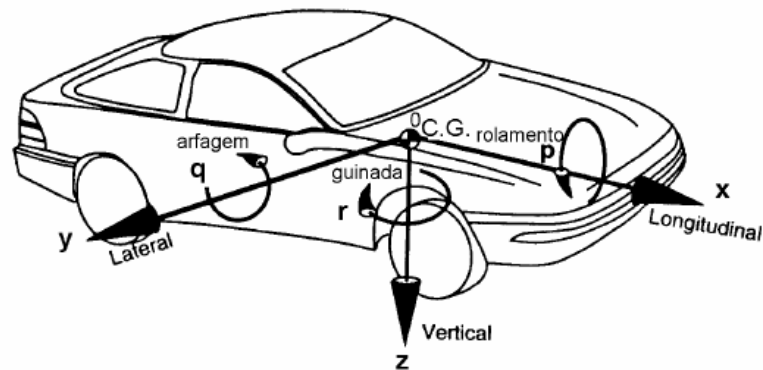


Figura 4. Sistema de coordenadas SAE J670E (Gillespie, 1992)

O sistema de coordenadas retangular Oxyz tem sua origem coincidente com o Centro de Gravidade (CG), que é o ponto do veículo no qual se pode considerar concentrada a sua massa e se move com ele (sistema de coordenadas móvel).

A localização do CG é feita pelos valores de suas coordenadas X_G , Y_G e Z_G , determinadas por:

$$X_G = \frac{1}{m_{eq}^{all}} \int x dm, \quad Y_G = \frac{1}{m_{eq}^{all}} \int y dm, \quad Z_G = \frac{1}{m_{eq}^{all}} \int z dm \quad (18)$$

E para um conjunto de corpos de massas m_i :

$$x_m = \frac{\sum m_i x_i}{\sum m_i}, \quad y_m = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i}, \quad z_m = \frac{\sum m_i z_i}{\sum m_i} \quad (19)$$

Para um veículo, os índices i referem-se a cada uma das massas elementares que o compõe.

Canale (1989) descreve como o centro de gravidade de um veículo pode ser obtido na condição de peso em ordem de marcha pesando-se o veículo na horizontal e

inclinado como mostram as Figuras 5, 6 e 7, respectivamente nas direções longitudinal, transversal e vertical.

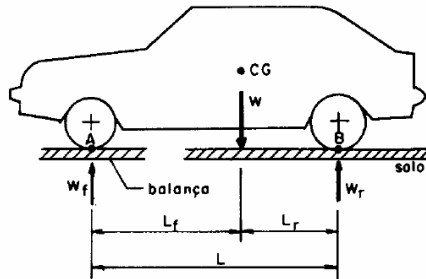


Figura 5. Determinação do CG na longitudinal (Canale, 1989).

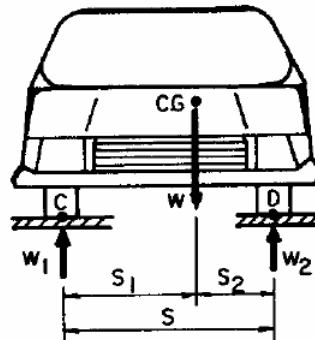


Figura 6. Determinação do CG na transversal (Canale, 1989).

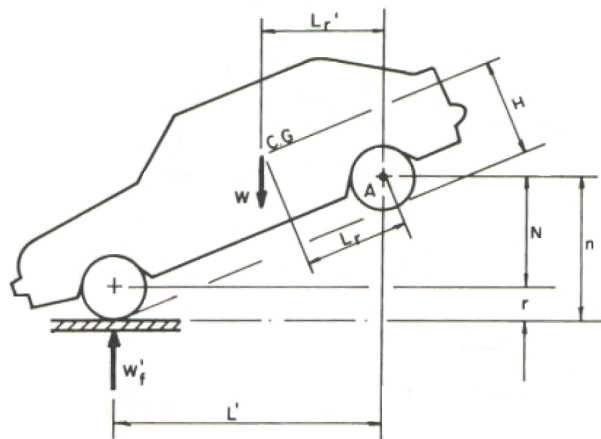


Figura 7. Determinação do CG na vertical (Canale, 1989).

Quanto mais se levantar o eixo do veículo para a obtenção do CG na vertical (Figura 7), mais precisa se obterá sua posição. A transferência de carga para o outro eixo

não levantado deve ser muito maior que a precisão da balança para que se obtenha precisão na obtenção do CG na vertical.

Para se obter a posição do CG na longitudinal, deve-se pesar o eixo dianteiro e traseiro como indicado na Figura 5. Fazendo-se a somatória dos torques em torno de A e B pode-se obter L_f e L_r .

Para se obter a posição do CG na transversal, deve-se pesar as rodas do lado esquerdo e direito como indicado na Figura 06. Fazendo-se a somatória dos torques em torno de C e D pode-se obter S_1 e S_2 .

5.2.4 INÉRCIAS

O momento de inércia de um corpo dá uma medida da distribuição espacial da sua massa e quantifica a sua inércia de rotação. Os momentos em torno dos eixos X_G , Y_G e Z_G são definidos respectivamente como I_x , I_y e I_z , tendo como origem o CG.

Canale (1989) coloca que a força total de inércia de translação num veículo com aceleração é dada por:

$$R_{it} = m_{eq}^{all} \cdot a_c = \frac{W}{g} \cdot a_c \quad (20)$$

Um movimento de translação de um veículo também implica num movimento de rotação do sistema de geração e transmissão de torque ao solo, e o torque necessário para uma mudança na rotação é dado por:

$$M = I \left(\frac{d\omega}{dt} = I \cdot \alpha \right) \quad (21)$$

5.2.5 O EFEITO DA SUSPENSÃO

Neste capítulo introduz-se alguns conceitos básicos e modelagem matemática de suspensões veiculares passivas, para tanto se elaborou a análise de um modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo com um grau de liberdade (gdl).

A variação das forças dinâmicas de contato nas rodas, isto é, contato pneu e superfície de rodagem e a aceleração vertical nos veículos são bastante significativas, e comprometem a segurança do veículo e o conforto dos ocupantes (THOMSON, 1978).

Gillespie (1992) afirma que as funções primárias do sistema de suspensão são:

- Fornecer um compromisso vertical para que as rodas possam seguir um piso descontínuo, isolando o chassi da aspereza da superfície;
- Manter as rodas no esterçamento e cambagem de acordo com a estrada;
- Reagir às forças longitudinais e laterais produzidas pelos pneus;
- Resistir ao movimento de rolamento (*roll*) do chassi;
- Manter os pneus em contato com o piso com a mínima variação de carga.

As propriedades importantes para a dinâmica do veículo são primariamente vistas pelo movimento e a resposta às forças e momentos que a suspensão transmite dos pneus para o chassi.

A deflexão da suspensão depende da carga estática e sua variação dinâmica e o conforto está relacionado ao conjunto mola/amortecedor (GILLESPIE, 1992).

Um modelo com um gdl é analisado nos Apêndices:

- Apêndice A - Vibração;
- Apêndice B - Máxima força transmitida;

- Apêndice C - Amplitude da suspensão.

5.2.6 SISTEMA DE CONTROLE E MAPEAMENTO DO MOTOR

No passado, o controle eletrônico de motores baseou-se, sobretudo, em mapas tridimensionais entre as diversas variáveis de entrada e as variáveis manipuladas. Muitas funções de correção eram utilizadas para adaptar o motor às diferentes condições de funcionamento.

Recentemente, controles de motor, utilizando o torque interno como variável intermediária, foram introduzidos para motores a gasolina e diesel, permitindo uma melhor estrutura física (GERHARD et al., 1998).

As modelagens básicas de motor para torque interno resultam da combustão e são válidas para condições ótimas de operação. Mudanças na condição de operação, por exemplo, outros ângulos de injeção, são consideradas como fatores de correção. Então o torque de fricção e outras perdas são subtraídas, resultando no torque no volante do motor. Como exemplifica o fluxo de torque no trem de força na Figura 8.

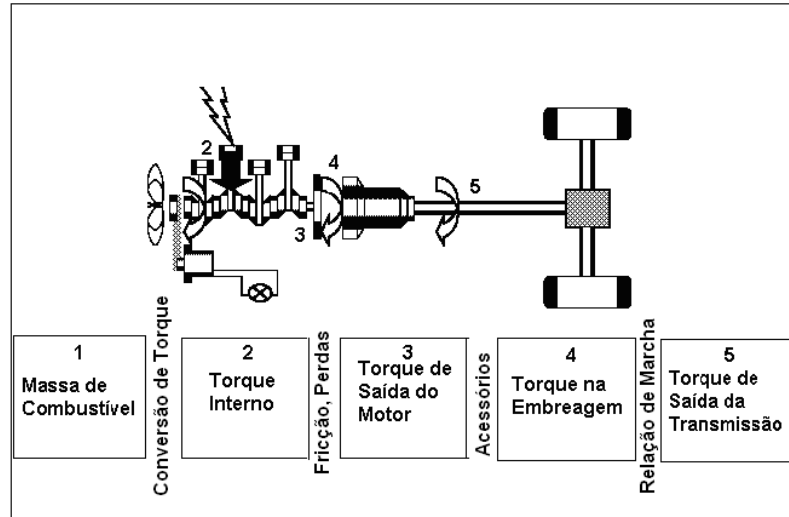


Figura 8. Fluxo de torque no trem de força.

Uma estrutura de controle poderia ser baseada nos modelos de torque interno, na forma de mapas tridimensionais e fatores de correção, conforme mostra o exemplo da Figura 9.

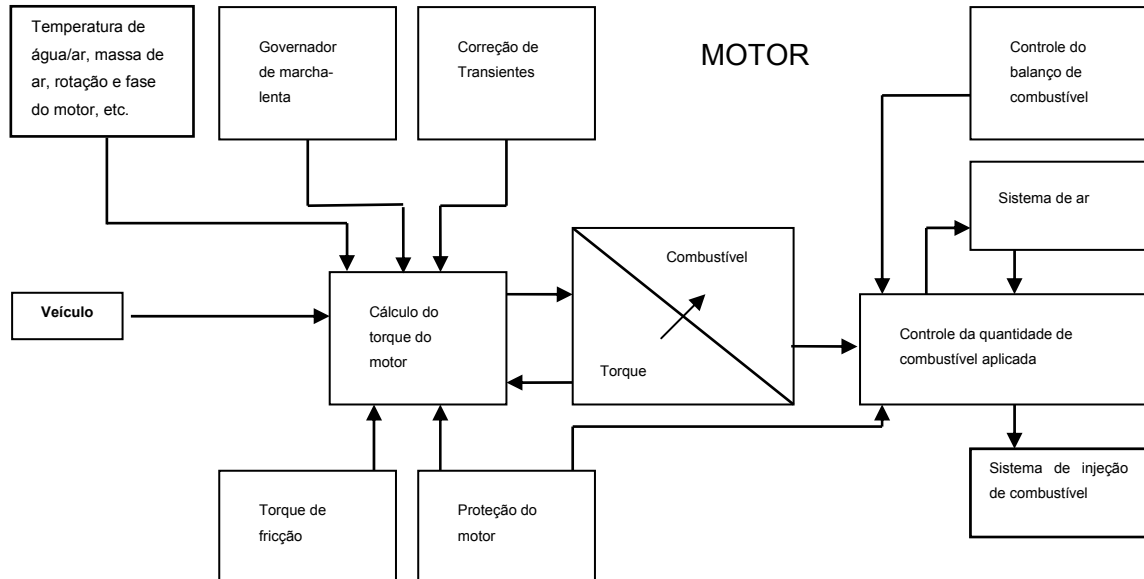


Figura 9. Estrutura de controle baseada em torque.

No sistema proposto, a demanda de torque desejada pelo motorista vem do módulo veículo, através do sensor de pedal no veículo, tanto quanto os sinais de velocidade, marcha utilizada, ângulo de inclinação da estrada, etc.

No cálculo do torque interno do motor é considerada a emissão de gases tóxicos para atender a legislação local vigente, e então corrigida em função das perdas por fricção, correções dinâmicas nos transientes, limitações por proteção do motor, temperaturas e outros dados dos sensores.

Uma vez calculado o torque no virabrequim, é então transformado em quantidade de combustível, que é corrigido em função da massa de ar, controle do turbo compressor, balanço em função das características dos injetores e finalmente calculado o tempo de injeção.

Dessa estrutura de cálculo pode-se obter um mapa tridimensional de torque no volante do motor em função da posição de pedal, ou *Break Mean Effective Pressure* (bmep), e rotação do motor.

No software em estudo a correlação entre o bmep e a posição do pedal do acelerador, que corresponde ao desejo de torque do motorista, foi obtido através de uma rede neural.

5.2.6.1 REDE NEURAL

Fausett (1993) descreve muito bem em seu trabalho os principais conceitos das redes neurais e que foi sintetizado a seguir.

Em uma rede neural artificial a unidade análoga ao neurônio biológico é denominada elemento de processamento (EP). Um elemento de processamento tem muitas entradas (dendritos) e combina, usualmente através de uma simples soma, os valores apresentados na entrada.

O resultado é um nível de atividade interna do elemento de processamento. A combinação das entradas é então modificada por uma função de transferência. Esta função de transferência pode ser um limiar com a função de deixar passar apenas aquele nível, da combinação de entradas ou a atividade, superior a um determinado nível, ou pode ser uma função contínua da combinação de entradas.

O valor de saída da função de transferência é geralmente transferido diretamente à saída do elemento de processamento. A saída de um elemento de processamento pode ser conectada à entrada de outro elemento de processamento através de uma ligação cuja intensidade ou peso corresponde à eficiência sináptica das conexões neurais biológicas.

O peso das ligações modifica os valores de entrada antes que sejam somados. Assim, a função de soma é uma soma ponderada. Um elemento de processamento isolado é apenas um processador de sinais, os efeitos interessantes resultam da maneira como os elementos de processamento estão interconectados. Uma rede neural consiste em muitos elementos de processamento organizados e conectados de diversas maneiras (topologias). Uma forma usual consiste na organização em camadas ou níveis. Uma rede neural típica consiste de uma seqüência de camadas com interconexões aleatórias entre camadas sucessivas.

A Figura 10 mostra a representação de uma rede neural com quatro camadas.

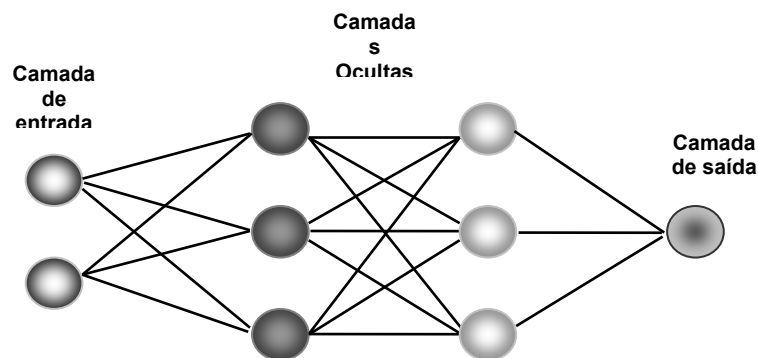


Figura 10. Representação de uma rede neural de quatro camadas.

As únicas camadas que tem conexão com o exterior são as camadas de entrada e saída. A camada de entrada que recebe os dados de entrada a rede não processa, atua apenas como *buffer* de entrada. A camada de saída ou *buffer* de saída armazena a resposta da rede para um determinado conjunto de entradas. Todas as outras camadas que não tem conexão direta com o exterior são denominadas de camadas ocultas.

O treinamento é o processo de adaptação ou modificação dos pesos das conexões em resposta a um estímulo apresentado na camada de entrada e opcionalmente na camada de saída.

O estímulo apresentado na camada de saída corresponde à resposta desejada para uma dada entrada. Esta resposta desejada é providenciada por um professor. Neste caso o treinamento é denominado de treinamento ou aprendizagem supervisionada. Se a saída desejada é diferente da entrada, a rede treinada é denominada de hetero-associativa. Se todos os exemplos de treinamento são iguais às saídas desejadas a rede treinada é chamada de auto-associativa. Se não são utilizados exemplos de treinamento com as saídas, o treinamento é chamado de não-supervisionado.

Qualquer que seja o tipo de treinamento usado, uma característica essencial de qualquer rede neural é a sua regra de aprendizado, a que especifica como os pesos das conexões devem adaptar-se em resposta a um exemplo de treinamento.

O treinamento de uma rede requer que um conjunto de exemplos de treinamento seja mostrado ou apresentado à rede milhares de vezes. Os parâmetros que controlam o aprendizado da rede podem mudar no tempo em função do progresso do treinamento.

A utilização de uma rede neural refere-se a como a rede treinada processa um estímulo apresentado à camada de entrada e cria uma resposta na camada de saída. A diferença principal em relação ao treinamento é que não há modificação nos pesos das conexões.

O estímulo apresentado à camada de entrada é transferido para as camadas ocultas onde cada elemento de processamento processa (soma) cada entrada multiplicada pelo peso de sua conexão, determinado no treinamento, e aplica a função de transferência, ou de ativação, na soma para gerar a sua saída para outro elemento de processamento de uma camada oculta ou da camada de saída.

Para a camada de entrada essa função é a Identidade, e normalmente essa mesma função é utilizada em todas as camadas. Entretanto, para se obter todas as vantagens de uma rede multicamadas, uma função não linear é utilizada.

As redes de uma camada freqüentemente utilizam a função degrau que converte a rede de entrada, que é uma variável contínua, numa unidade de saída binária (0 ou 1), ou bipolar (1, -1). A função degrau normalmente também é conhecida como *threshold* ou função *Heaviside*, representada como segue:

$$f_x = \begin{cases} 1 & \text{se } x \geq \theta \\ 0 & \text{se } x < \theta \end{cases} \quad (22)$$

A Função sigmoidal também é freqüentemente utilizada, definida como uma função monotônica crescente que apresenta propriedades assintóticas e de suavidade. Um exemplo de função sigmoidal é a função logística definida por:

$$f_{(x)} = \frac{1}{1 + e^{-ax}} \quad (23)$$

Onde a é o parâmetro de inclinação da função.

Em muitos casos é interessante que a saída da função sigmoideal varie entre -1 e 1 . Nestes casos utiliza-se a função tangente hiperbólica dada por:

$$f_{(x)} = \operatorname{tgh} \frac{x}{2} = \frac{1 - e^{-x}}{1 + e^{-x}} \quad (24)$$

Essas funções são especialmente úteis em redes treinadas por retro propagação, por causa de sua relação simples entre a função, em um ponto, e o valor da derivada neste ponto, que reduz o trabalho computacional durante o treino. A Figura 11 representa uma função tangente hiperbólica, a qual foi utilizada no software em estudo:

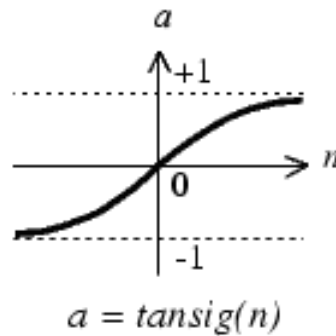


Figura 11. Função Tangente Hiperbólica (Biblioteca MatLab, 2009).

6 METODOLOGIA

6.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

O diagrama mostrado na Figura 12 mostra as diversas variáveis de entrada, caracterizando o veículo e a rota, os subsistemas e sua interatividade, e também as variáveis de saída.

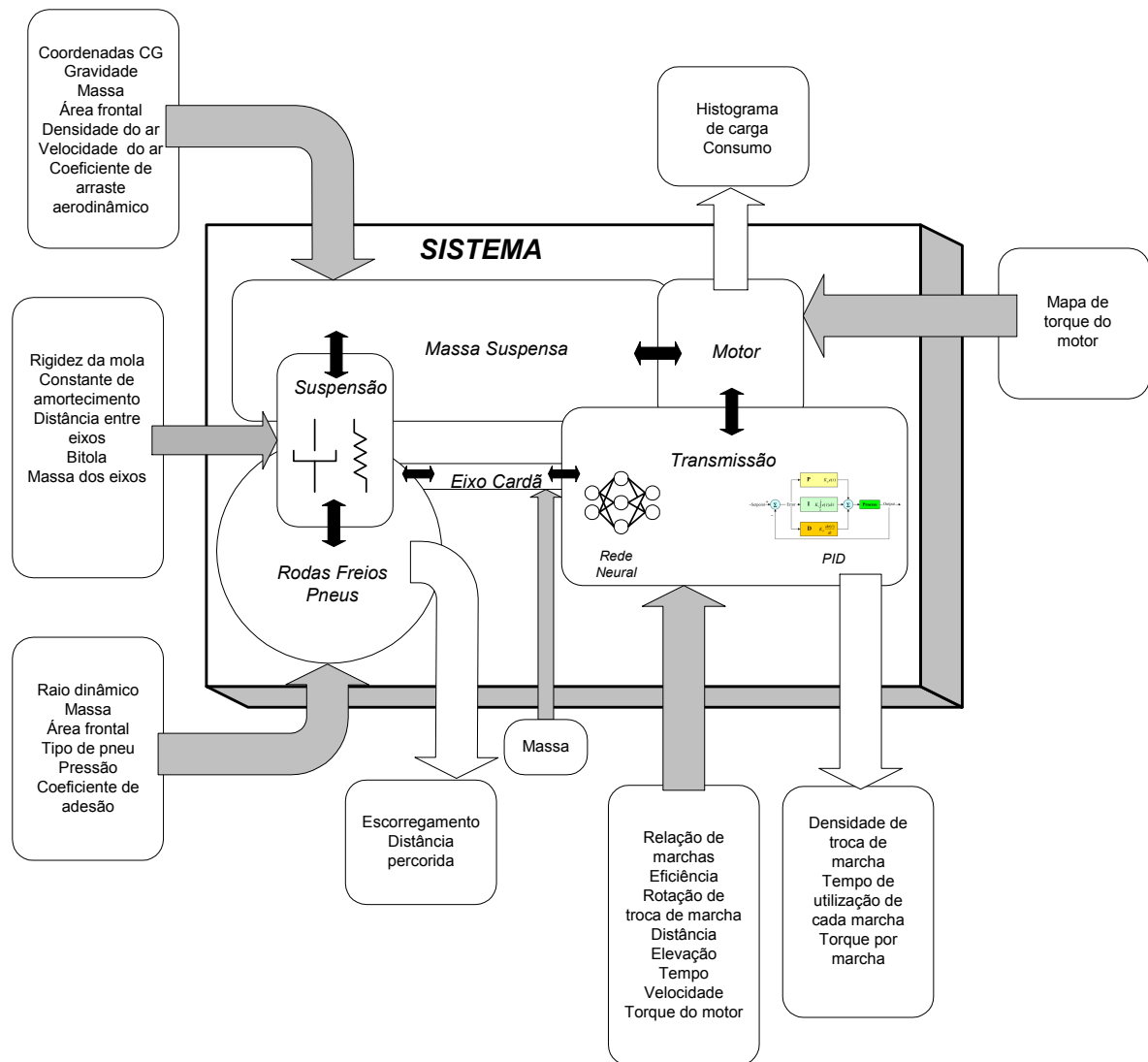


Figura 12. Modelo do simulador.

A Figura 13 apresenta a tela principal do software, mostrando cada um dos sinais de entrada e saída durante uma simulação.

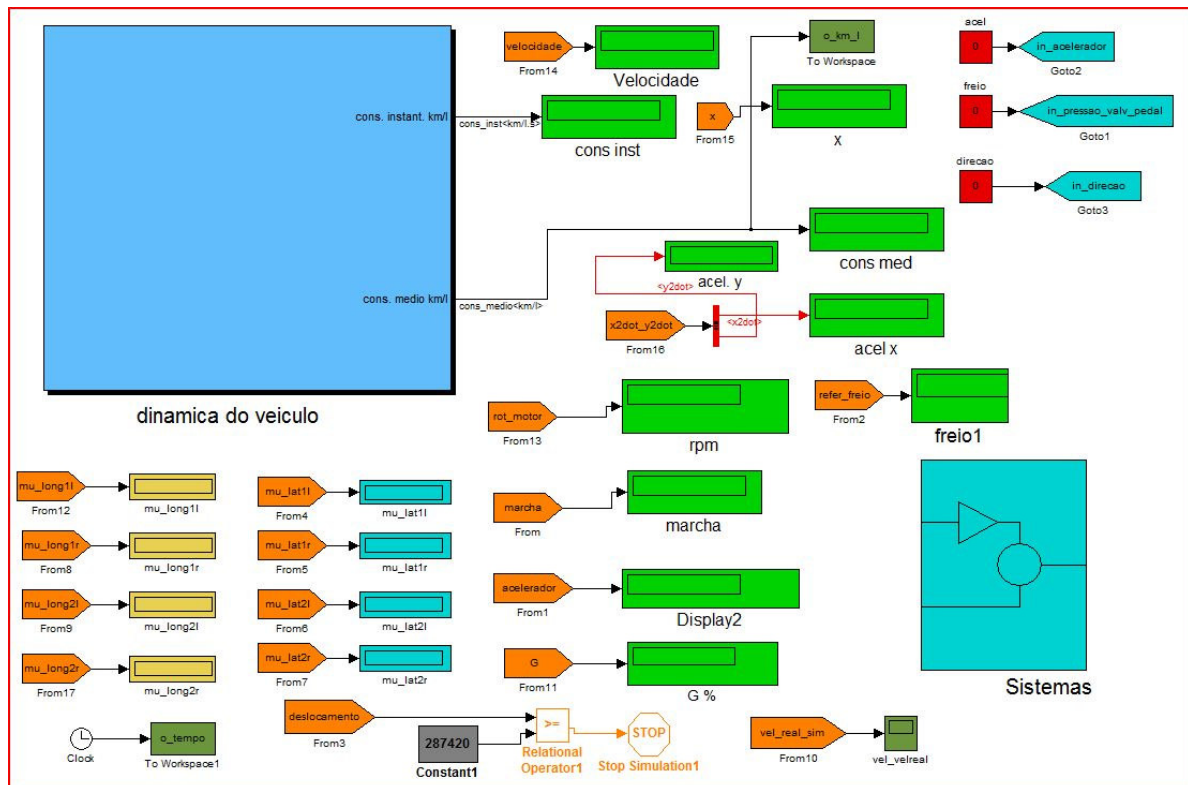


Figura 13. Tela principal do sistema.

Dentre os subsistemas se destacam os seguintes módulos, os quais serão descritos posteriormente:

- Suspensão
- Motor
 - Rede Neural
- Inércias
- Forças Resistivas
- Pneus

6.1.1 SUSPENSÃO

A suspensão foi modelada de acordo com a Figura 14, abaixo:

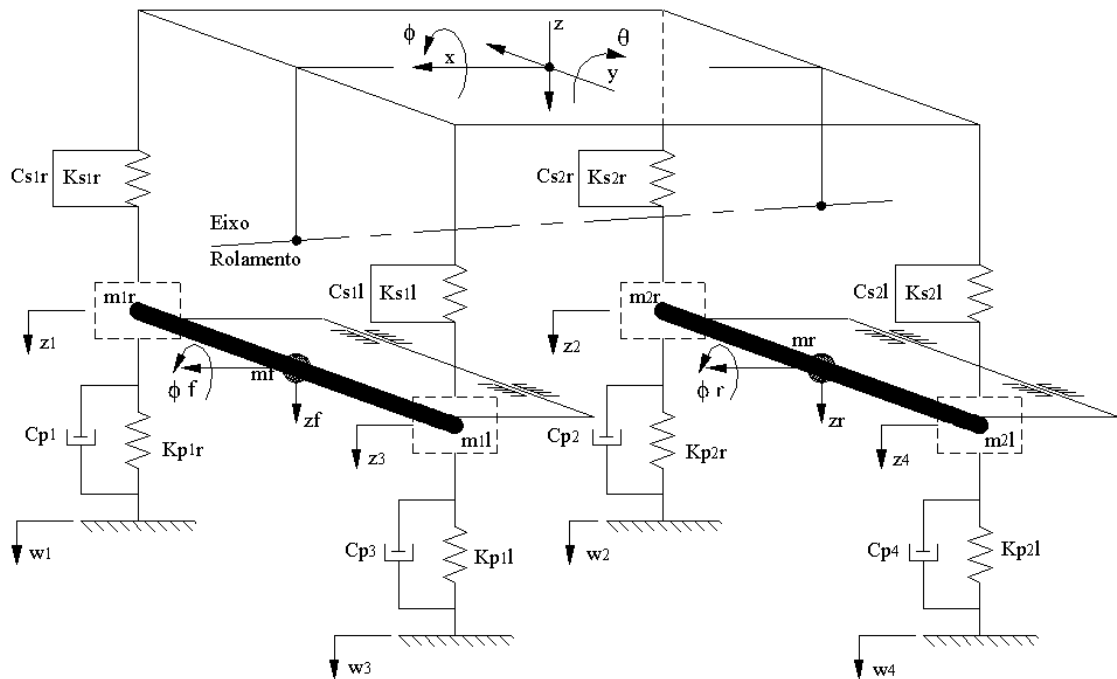


Figura 14. Modelo da suspensão (Canale, 1995).

O modelo acima representa a Figura 39, mostrado na análise da dinâmica da suspensão nos Apêndices A, B e C.

Apesar do eixo dianteiro não ser rígido no veículo em estudo, essa consideração na modelagem não trouxe diferenças significativas, uma vez que o eixo de tração é o traseiro.

Esse conceito já foi validado em Canale, Fernandes e Perseguiim (1995), quando foi aplicado a um veículo articulado.

6.1.2 MOTOR

Como o escopo do software é avaliar a dinâmica veicular, e não o rendimento energético ou termodinâmico do motor, foi considerado simplesmente o consumo em função do torque e da pressão de admissão, através do mapa de consumo específico levantado em dinamômetro pelo fabricante.

Pode-se observar o gráfico *Break Specific Fuel Consumption* (BSFC), apresentando na Figura 15, com valores de consumo relativo, em porcentagem do consumo máximo.

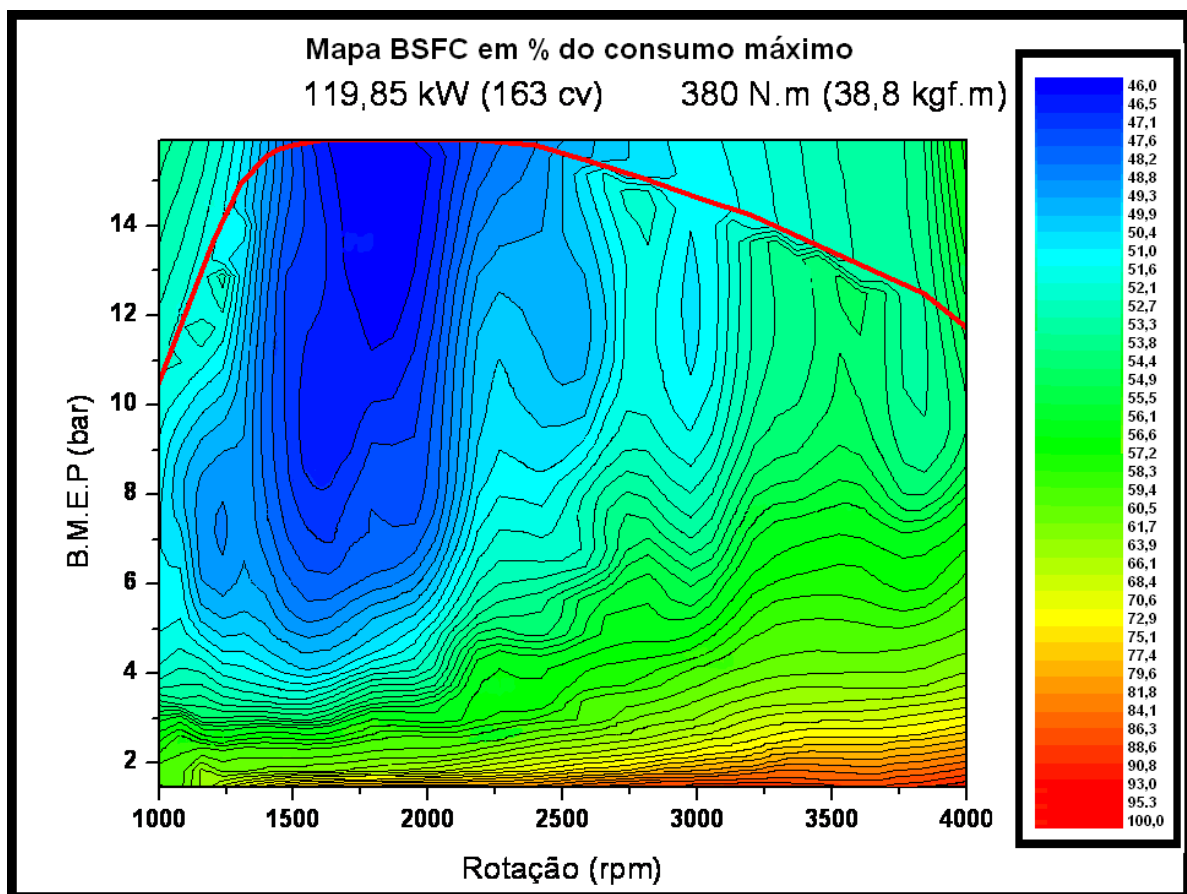


Figura 15. Gráfico BSFC do motor utilizado.

Foi implementado no software um controle PID para buscar a pressão de admissão do motor a fim de atingir a velocidade objetivo. Esse controlador é mostrado na Figura 16 abaixo:

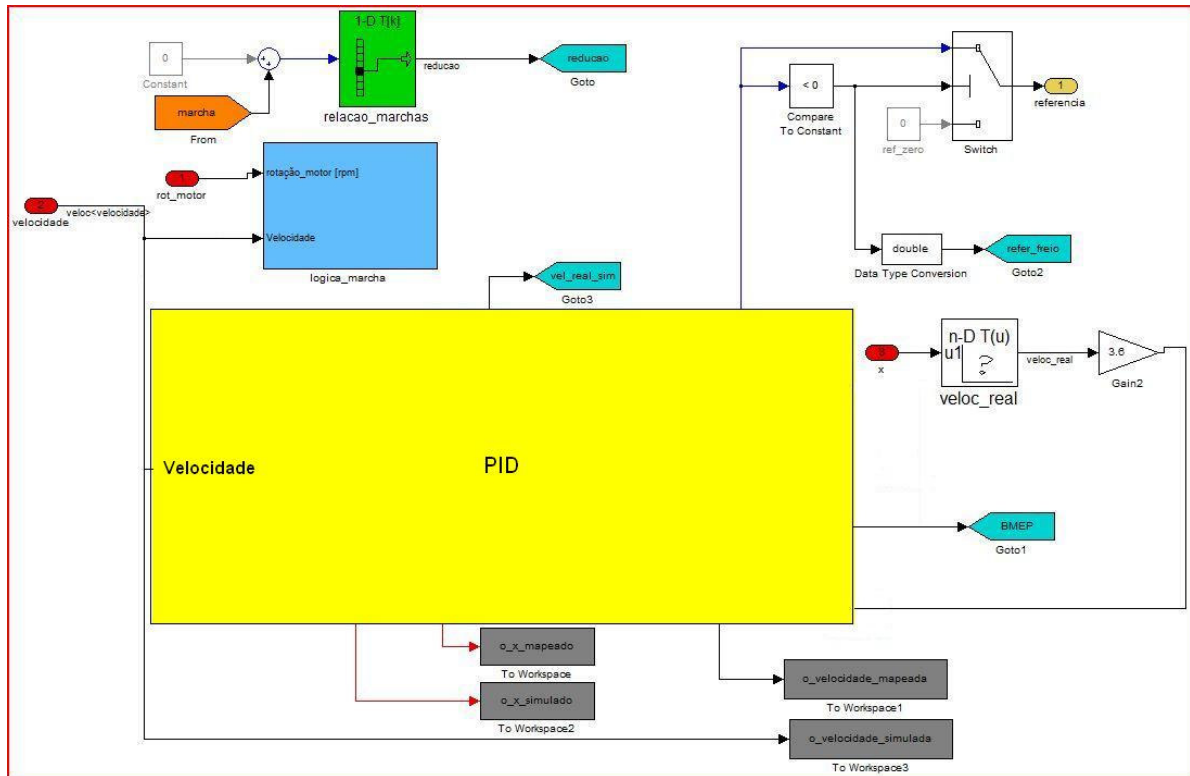


Figura 16. Função do controlador PID no sistema.

Uma vez definida essa pressão, a rotação do motor foi consequência dos cálculos da dinâmica veicular. O torque mapeado para essas entradas, rotação e pressão, foi acumulado, resultando no histograma de carga simulado.

Foi desenvolvida uma rede neural de 4 camadas para aprender a dirigibilidade da rota simulada, tendo os valores de pressão e rotação como entrada e resultando no consumo específico.

A Figura 17 a seguir ilustra a rede neural aplicada:

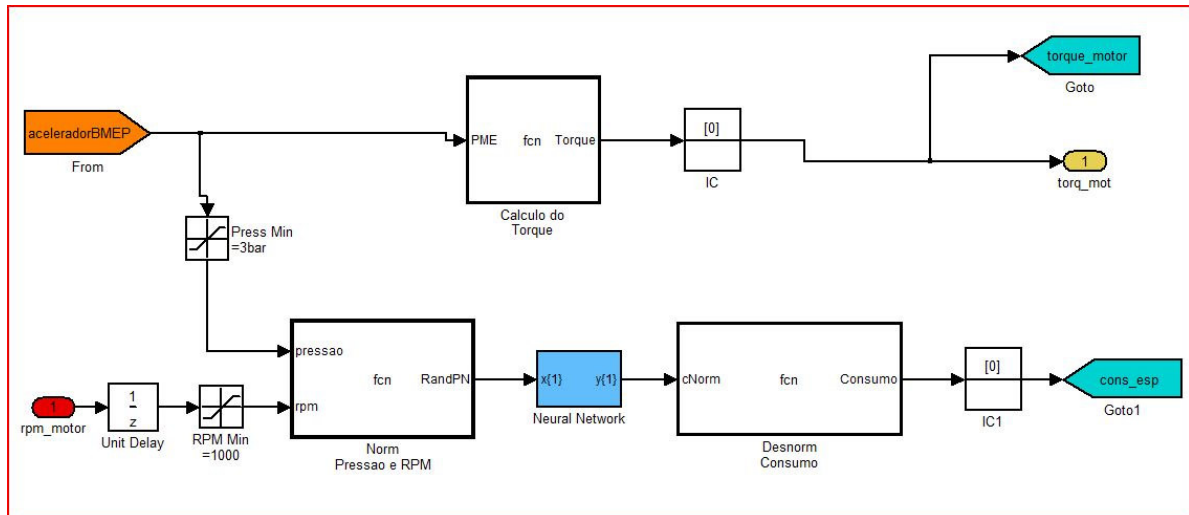


Figura 17. Rede Neural aplicada ao consumo específico.

A função aplicada foi a Tansig, uma função sigmóide tangente hiperbólica com a seguinte sintaxe:

$$A = \text{tansig}(N, FP)$$

Onde N e FP estão descritos como:

N = Matriz $S \times Q$ de entrada

FP = Parâmetros de entrada da função (ignorado)

E retorna A , a matriz $S \times Q$ de N elementos comprimidos entre -1 e 1.

O MatLab considera o seguinte expressão para a função tansig.

$$a = \text{tansig}(n) = \frac{2}{(1^{(-2 \cdot n)}) - 1} \quad (25)$$

Isto é matematicamente equivalente à função $\tanh(N)$ e difere na velocidade com que o Matlab® executa a função, mas o resultado tem pequenas diferenças. A função $\text{tansig}(N)$ é aplicada quando a velocidade de processamento é mais importante que a forma exata da curva da função.

6.1.3 DINÂMICA VEICULAR

A posição do CG foi fornecida pelo Departamento de Engenharia do fabricante do veículo, e a partir daí foram referenciadas as coordenadas x y e z para os cálculos dos movimentos de rolamento, arfagem e guinada.

Foi adotada uma modelagem matemática simples, onde a massa foi totalmente concentrada no centro de gravidade do veículo. Esta modelagem pode ser utilizada em análises de desempenho, tais como: desempenho na aceleração positiva e negativa, obtenção dos limites de desempenho como velocidade máxima, rampa máxima que o veículo pode vencer, aceleração máxima, máxima força de reboque, etc.

O peso dinâmico do veículo foi modelado conforme posto por Canale (1991), validado por Canale e Rufino (1992, 1993) e Navarro e Canale (2001).

6.1.4 FORÇAS RESISTIVAS

A modelagem da força resistiva ao rolamento segue a formulação do Transportation Research Institute da University of Michigan, como mostrado abaixo.

$$F_r = (0,0041 + 0,000041 \cdot S_v) \cdot C_{h(\text{radial tire})} \quad (26)$$

Onde o coeficiente $C_{h(\text{radial tire})} = 1,0$ para asfalto ou concreto.

As demais forças resistivas estão modeladas de acordo com a revisão bibliográfica no Capítulo 5.2.1.

Este conceito foi estabelecido em Navarro (1997) e Canale (1997).

6.1.5 PNEUS – ADERÊNCIA E ESCORREGAMENTO

O pneu foi modelado conforme a Figura 18 abaixo.

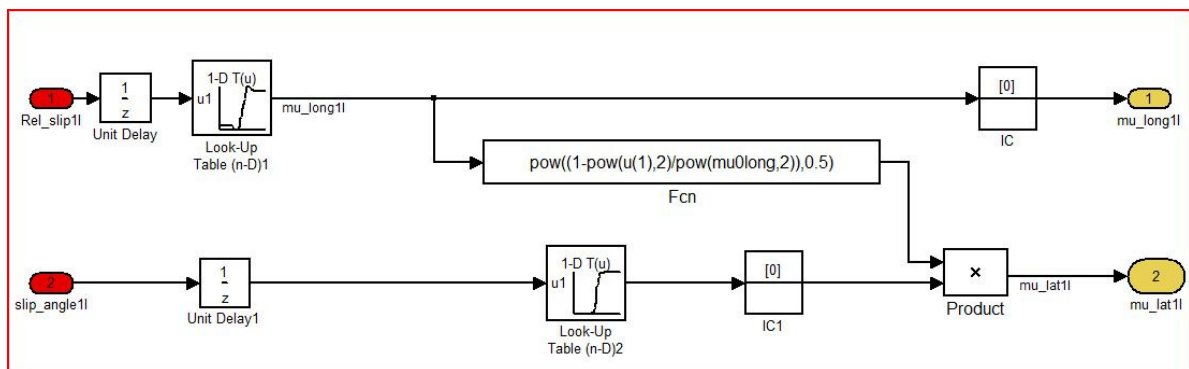


Figura 18. Modelagem do pneu no Simulink.

No modelo tem-se duas tabelas, Look-up Table 1 e 2. A primeira se refere a curva de porcentagem de escorregamento longitudinal, conforme a Figura 19.

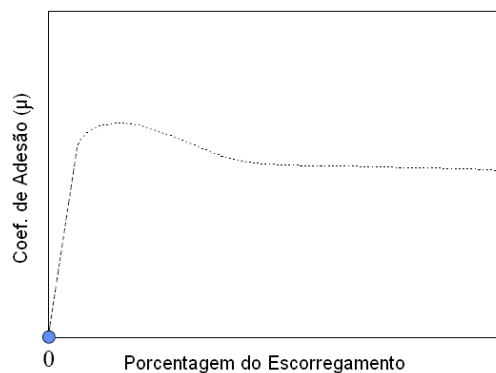


Figura 19. Força longitudinal de um pneu (Canale, 1989).

A tabela Look-up Table 2 se refere à curva de Ângulo de Escorregamento x Força Lateral, conforme a Figura 20.

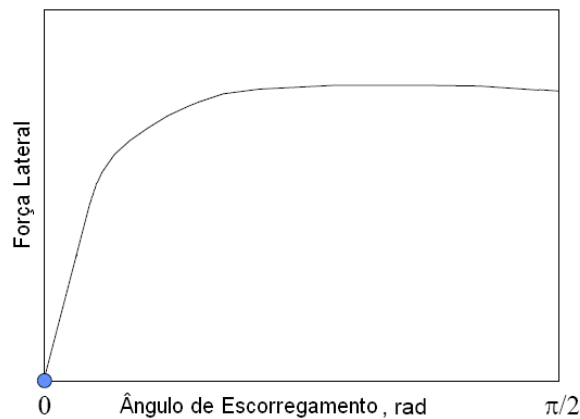


Figura 20. Força lateral de um pneu (Canale, 1989).

Em função do tipo de piso, a velocidade do veículo (V_t), a velocidade tangencial (ω) e o raio dinâmico da roda (r_e) pode-se calcular o escorregamento do pneu, através da fórmula abaixo:

$$Slip = (V_t - \omega r_e) / V_t \quad (27)$$

Esse conceito foi apresentado em Canale (1991) e validado em Costa et al. (2003, 2005).

6.2 METODOLOGIA DE TESTE

As normas publicadas pela Sociedade de Engenharia Automotiva (SAE) não descrevem a medição de consumo de combustível para um único veículo, mas apenas por comparação entre dois ou mais veículos numa dada rota, seja para

comparação dos próprios veículos ou para comparação entre componentes neles instalados.

A norma SAE J1264 fornece as exigências mínimas necessárias para testar sistemas ou componentes que possam ser facilmente trocados entre um veículo e outro.

A norma SAE J1321 fornece um procedimento de teste padronizado para comparação do consumo de combustível entre dois veículos na mesma rota, ou para comparação entre dois sistemas ou componentes que não sejam de fácil intercâmbio entre os veículos.

A norma SAE J1526 padroniza o teste de consumo para veículos comerciais médios e pesados em rota de auto-estrada.

Diferentemente das normas publicadas, que solicitam a comparação de dois veículos na mesma rota, utilizou-se somente um, em função dos recursos disponíveis, buscando a padronização da dirigibilidade com a rotação de troca de marcha, mantendo o motor na faixa de máximo torque, e velocidade máxima permitida pela sinalização da pista.

O fluxograma mostrado na Figura 21 descreve o procedimento adotado para a medição de consumo nesse estudo.

O veículo foi sempre abastecido com óleo biodiesel metropolitano B3, cuja especificação se encontra anexa.

A medição de consumo de combustível foi feita com a utilização de um tanque sobressalente, instalado na caçamba do veículo, feito em aço inox, com as dimensões (AxLxC) de 350x500x700 mm. As Figuras 22, 23 e 24 demonstram os detalhes do tanque e sua instalação.

O torque foi medido no eixo Cardan com um sensor tipo *strain gage*, cuja folha de dados e relatório de aferição estão anexos.

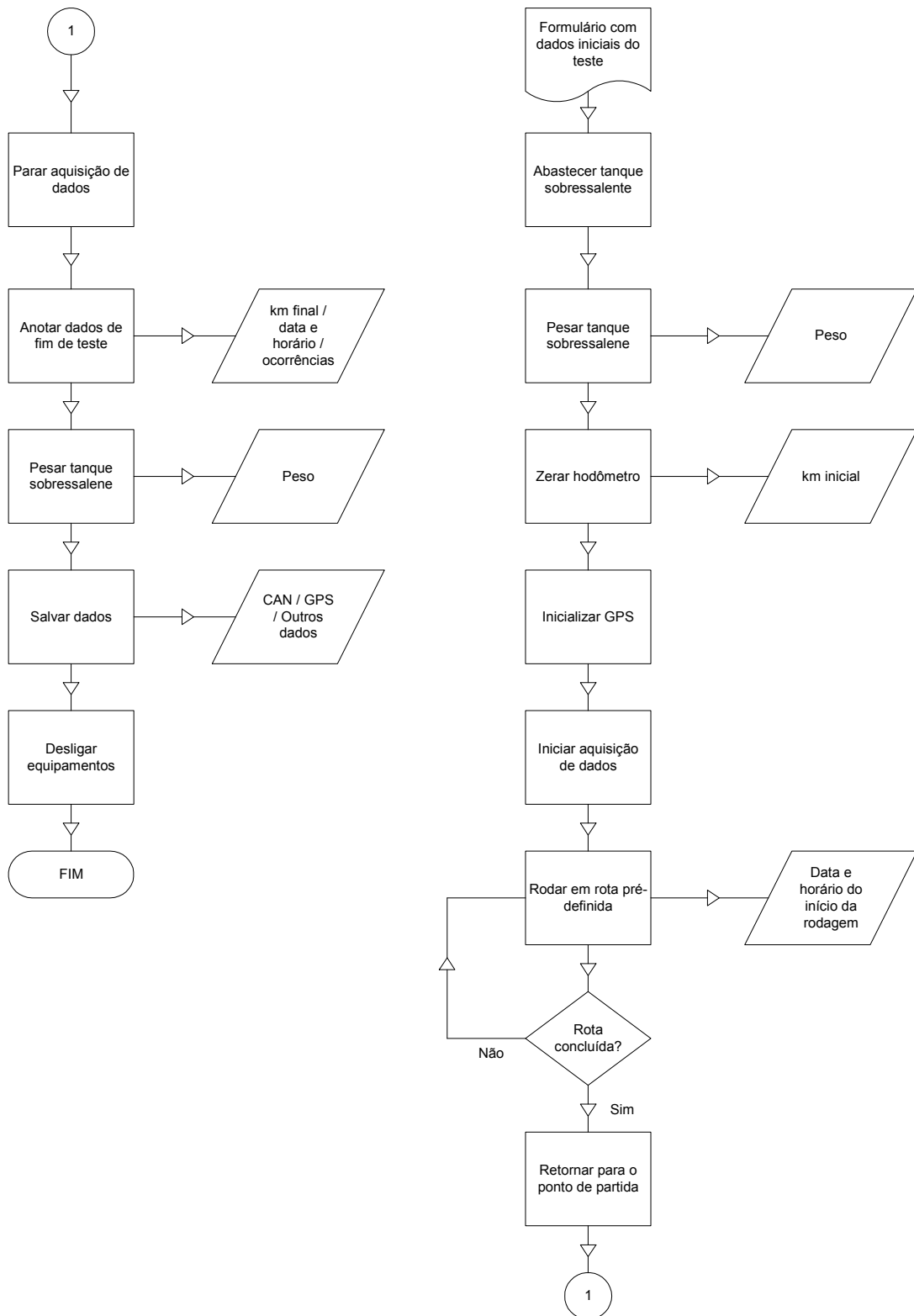


Figura 21. Fluxograma do procedimento de teste de consumo.

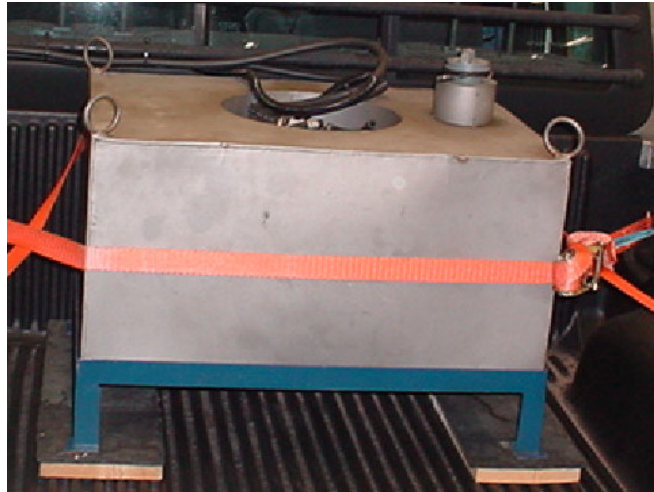


Figura 22. Tanque de combustível sobressalente.



Figura 23. Detalhe de instalação do tanque de combustível sobressalente.



Figura 24. Detalhe de instalação do tanque sobressalente no veículo.

A pesagem do tanque de combustível foi feita antes do veículo sair e após o retorno, verificando-se a quilometragem rodada no hodômetro e também no GPS.

Para a pesagem do tanque foi utilizada uma balança marca Digitron, modelo UL200, com erro de 0,01% e resolução de 0,02kg. A incerteza de medição é de +/- 0,02kg com 95% de probabilidade de abrangência, conforme certificado de calibração 0104/2007 anexo.

Os dados da linha de comunicação CAN, contendo diversas informações do motor e interfaces com o veículo, como também o GPS foram adquiridos por um equipamento CompactRio[®], da National Instruments, especialmente customizado para esse estudo.

6.3 DESCRIÇÃO DO VEÍCULO

Para a coleta de dados foi utilizada uma caminhonete *mid-size*, cabine dupla, tração traseira 4x2, ano/modelo 2007, sem carga, conforme a descrição a seguir.

6.3.1 VEÍCULO

As Figuras 25 e 26 abaixo mostram as principais distâncias no veículo:

Os dados foram coletados do manual do proprietário do veículo.

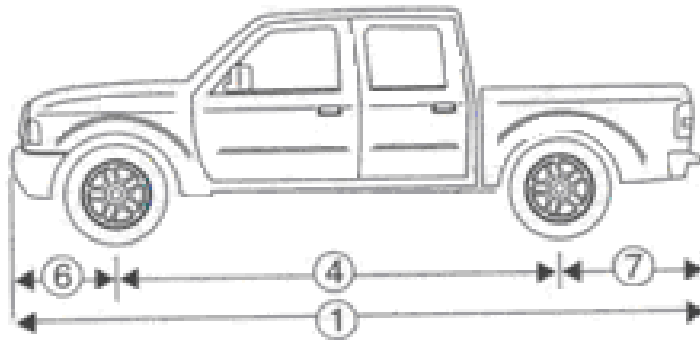


Figura 25. Vista lateral do veículo (Manual do Proprietário do veículo, 2007).

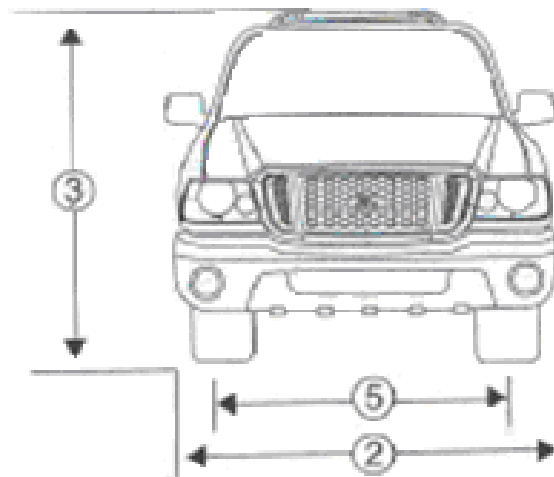


Figura 26. Vista frontal do veículo (Manual do Proprietário do veículo, 2007).

Legenda:

1 – Comprimento total: 5143 mm

2 – Largura total: 2022 mm

3 – Altura vazio: 1765 mm

4 – Distância entre eixos: 3192 mm

5 – Bitolas:

Dianteira: 1486 mm

Traseira: 1455 mm

6 – Balanço dianteiro: 864 mm

7 – Balanço traseiro: 1088 mm

Adicionais:

Altura livre em relação ao solo (vazio): 359 mm

- Reações de Apoio em Ordem de Marcha (EOM)

Os dados foram coletados do manual do proprietário do veículo:

Massa total: 1860 kg

Massa no eixo dianteiro: 1101 kg

Reação no eixo dianteiro: 10800,81 N

Massa no eixo traseiro: 743 kg

Reação no eixo traseiro: 7288,83 N

- Reações de Apoio em Peso Bruto Total (PBT)

Os dados foram coletados do manual do proprietário do veículo:

Massa total: 2900 kg

Massa no eixo dianteiro: 1157 kg

Reação no eixo dianteiro: 11350,17 N

Massa no eixo traseiro: 1742 kg

Reação no eixo traseiro: 17089,02 N

6.3.2 MOTOR

A Tabela 3 abaixo descreve os dados do motor:

Tabela 3 – Especificação técnica do motor (Manual do Proprietário do veículo, 2007).

Tipo	3.0 Diesel
Localização / posição	Dianteiro / Longitudinal
Tempos do motor	4
Número e disposição dos cilindros	4 em linha
Diâmetro dos cilindros (mm)	96,0
Curso dos êmbolos (mm)	102,5
Taxa de compressão	17,0:1
Cilindrada (cm ³)	2968
Potência máxima (kW)	119,85 @ 3800 rpm
Torque máximo (N.m.)	380 @ 1600 rpm
Combustível	Óleo Diesel
Rotação de marcha-lenta (rpm)	800 +/- 10
Velocidade angular máxima (rpm)	4640
Ordem de ignição	1-3-4-2
Sistema de ignição	Por compressão

A curva de torque e potência foi fornecida pelo fabricante do motor conforme a Figura 27, de onde se extraiu os valores de rotação de troca de marcha.

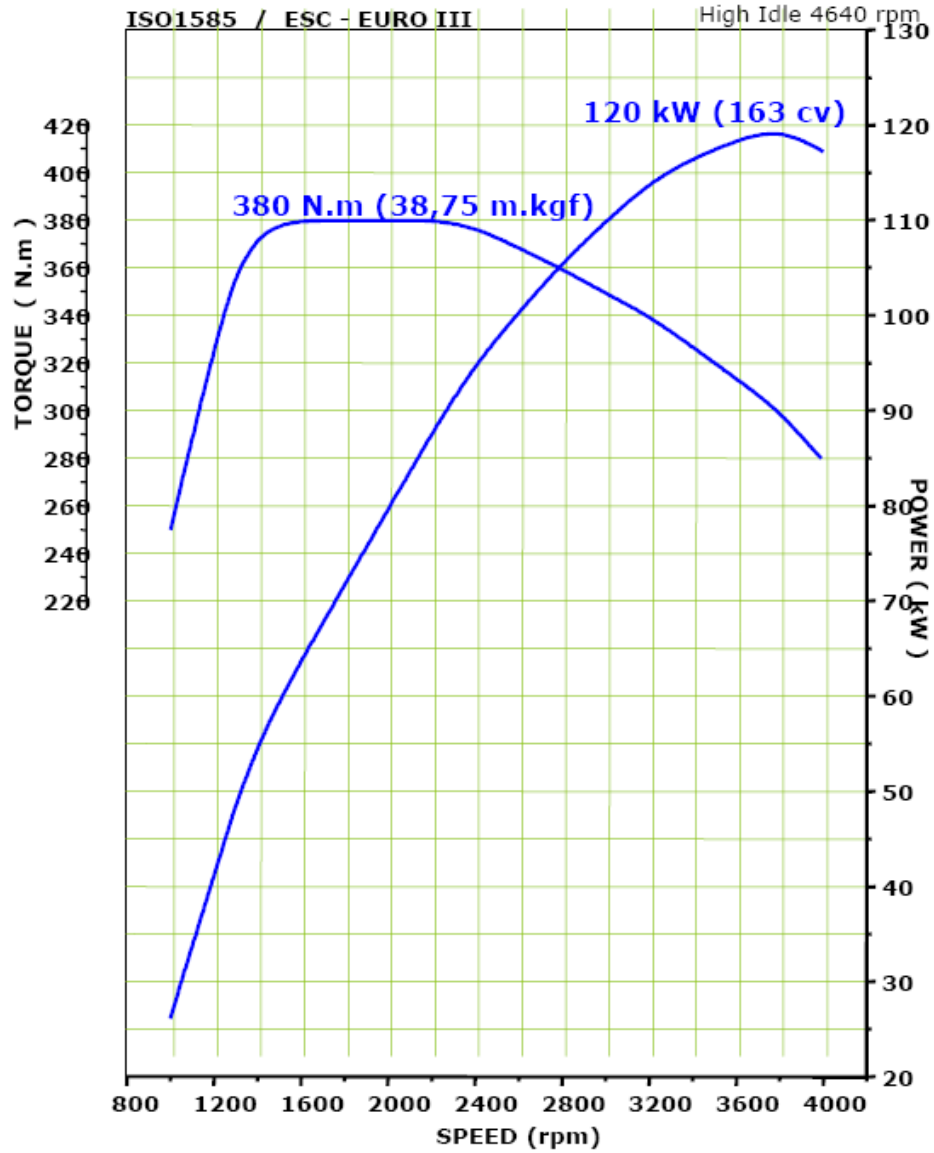


Figura 27. Curva de potência e torque do motor do veículo utilizado.

6.3.3 PNEUS

O veículo foi testado com os pneus originais de fábrica com as características tabeladas abaixo:

Tabela 4 – Características dos pneus (Manual do Proprietário do veículo, 2007).

Marca	Modelo	Medida	Pressão
Pirelli	Scorpion A/T	245/70R16	30 lbs/plo ²

O raio dinâmico calculado da roda é de 0,365m.

6.3.4 TRANSMISSÃO

A transmissão utilizada foi um modelo longitudinal de 5 velocidades a frente e uma ré, instrumentada com sensores de rotação magnéticos no par de engrenagens de entrada e no rotor do sensor de velocidade no eixo principal.

Os sensores são utilizados para o sistema de aquisição de dados calcular a marcha utilizada e identificar a troca de marcha.

As relações de marcha são mostradas a seguir:

Tabela 5 – Relação de marchas da transmissão (Manual do Proprietário do veículo, 2007).

Marcha	Relação
1 ^a	4,079
2 ^a	2,289
3 ^a	1,472
4 ^a	1,000
5 ^a	0,725
Ré	3,795

A relação do eixo diferencial traseiro é 4,10:1, também original de fábrica.

Esse conjunto transmissão / relação de diferencial apresenta o seguinte gráfico de desempenho, em função da rotação de potência máxima do motor:

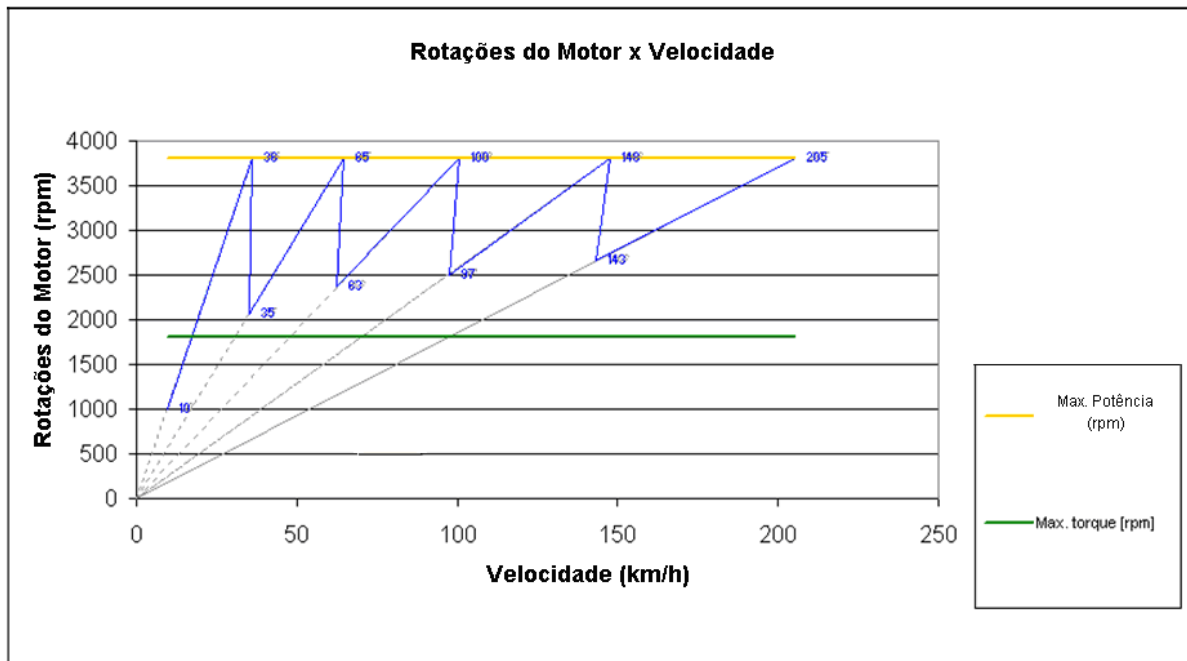


Figura 28. Gráfico "Dente-de-Serra" da transmissão.

6.4 MAPEAMENTO DO PERCURSO

A rota definida foi mapeada em distância, velocidade, posição geográfica e elevação, utilizando-se um GPS marca Garmin, modelo 76CSx, com uma precisão menor que 10m para distância, 0,05m/s para velocidade constante e de 3 a 5m para elevação.

A aquisição da rota é mostrada na Figura 29 a seguir:



Figura 29. Mapeamento da rota feita por GPS.

Onde o veículo partiu da Rodovia Anhanguera – SP-330, km 82, sentido interior, deixando essa rodovia no km 83 e tomando a Rodovia José Roberto Magalhães Teixeira – SP-83 até o fim de sua extensão, saindo para a Rodovia D. Pedro I – SP-65. Seguindo por essa rodovia até o km zero, em Jacareí, e então retornando pelo mesmo caminho.

A seguir a Figura 30 mostra o perfil da rota:

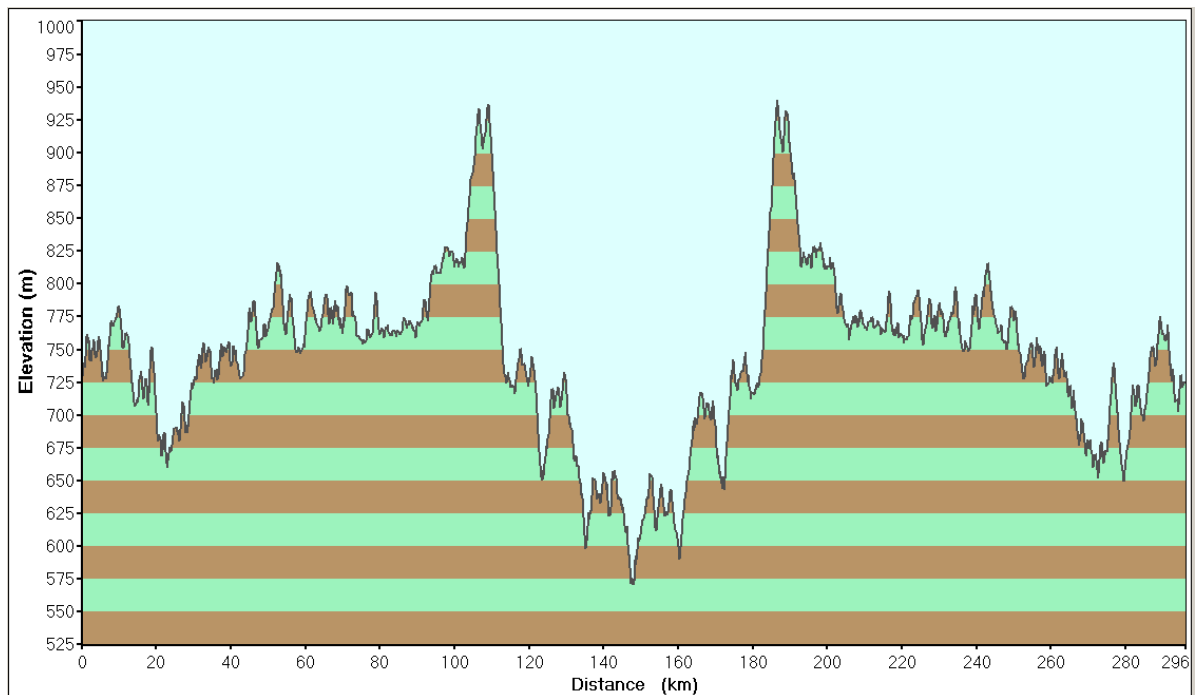


Figura 30. Perfil de elevação da rota.

De acordo com o DER, a Rodovia SP-65 apresenta o seguinte volume médio diário de tráfego (VDM), mostrado na Tabela 6 abaixo.

Tabela 6 – Dados de VDM da Rodovia SP-065 (DER, 2009).

Ponto de Coleta	Km Início	Km Fim	2005	2006	2007
Jacareí – Nazaré Paulista	0	64,8	12967	13390	14589
Nazaré Paulista – Itatiba	64,8	75,7	13374	13811	15054
Itatiba	75,7	101,9	13456	13894	15141

Continua

Continuação

Ponto de Coleta	Km Início	Km Fim	2005	2006	2007
Itatiba – Campinas	102	134,5	24657	25463	27757
Campinas	134,5	138,6	36596	37785	41160
Campinas	138,6	145,5	46321	47829	52117

O trecho utilizado da Rodovia D. Pedro – SP-65 apresenta um VDM na ordem de 15000 veículos, que representa menos da metade do volume do trecho de Campinas, justificando a escolha dessa estrada para a realização dos testes.

Ainda de acordo com o DER, a Rodovia SP-83 apresenta o seguinte VDM:

Tabela 7 – Dados de VDM da Rodovia SP-083 (DER, 2009).

Ponto de Coleta	Km Início	Km Fim	2005	2006	2007
Campinas – Valinhos	0	12,3	20512	26942	29351

O DER faz as seguintes observações sobre os dados apresentados:

Com as seguintes observações:

1. Campos em negrito correspondem a dados projetados com base na evolução do tráfego.
2. A determinação do Volume Diário Médio de Tráfego é efetuada por amostragem, com a coleta estatística sendo realizada nos meses de abril, julho e outubro, obedecendo ainda a fixação dos dias da semana, a saber:
 - (1º) Abril – quarta-feira e quinta-feira
 - (2º) Julho – sexta-feira e sábado
 - (3º) Outubro – domingo, segunda-feira e terça-feira
3. No presente Boletim de Estatística de Tráfego, as estações coletoras estão situadas no meio de cada trecho, dando uma amostra mais legítima do

tráfego rodoviário, porquanto não sofrem influência do tráfego local. Esse critério vem sendo adotado a partir de 1969, pois até o ano anterior as estações coletoras situavam-se nas entradas e saídas de sedes de municípios.

4. A localização dos postos é a realmente demarcada no local de coleta.
5. O volume diário médio (VDM) de cada trecho resulta da soma das contagens de tráfego efetuadas nas duas direções

Foram feitas 23 voltas na rota descrita, conforme a tabela 08 abaixo:

Tabela 8 – Quilometragem rodada pelo veículo de teste.

Data	Saída		Chegada		Total Km
	hora	Km	hora	Km	
28/jul	13:35	4951	17:25	5248	297
31/jul	13:20	5388	17:05	5685	297
6/ago	15:15	5685	17:25	5982	297
7/ago	08:50	5982	11:55	6279	297
7/ago	13:40	6279	16:45	6577	298
8/ago	09:40	6577	13:55	6875	298
11/ago	08:55	6875	12:00	7172	297
19/ago	08:45	7175	12:00	7473	298
19/ago	13:45	7473	17:00	7771	298
20/ago	10:05	7771	14:00	8070	299
21/ago	08:05	8070	11:15	8367	297
21/ago	13:10	8367	16:20	8665	298
22/ago	05:35	8665	08:45	8962	297
22/ago	10:00	8962	14:00	9260	298
25/ago	08:30	9260	11:35	9558	298
25/ago	13:40	9558	16:45	9855	297
26/ago	12:00	9855	15:05	10153	298
27/ago	08:05	10153	11:05	10451	298
27/ago	12:45	10451	15:50	10749	298
29/ago	08:15	10749	11:25	11046	297
29/ago	12:45	11046	16:50	11344	298
1/set	08:10	11344	11:15	11641	297
1/set	12:50	11641	16:05	11939	298

Onde as indicações de quilometragem referem-se ao hodômetro do veículo.

6.5 ESTRATÉGIA DE DIRIGIBILIDADE

A orientação dada ao motorista, como estratégia de dirigibilidade, foi manter a velocidade máxima de acordo com a sinalização da pista, a qual varia de 80 a 110 km/h, e manter sempre a mesma rotação do motor para as trocas de marcha, buscando a região de torque plano, de 1300 a 2300 rpm.

O motorista também foi orientado a, tanto quanto possível, não efetuar paradas na rota, a não ser nos pedágios, que somam dois, um no km 110, sentido Jacareí e outro no km 56, sentido Campinas.

7 RESULTADOS

7.1 GRÁFICOS DAS AQUISIÇÕES DE DADOS

A seguir são apresentados os resultados das aquisições de dados

Obteve-se a seguinte densidade de troca de marcha, mostrada no gráfico abaixo:

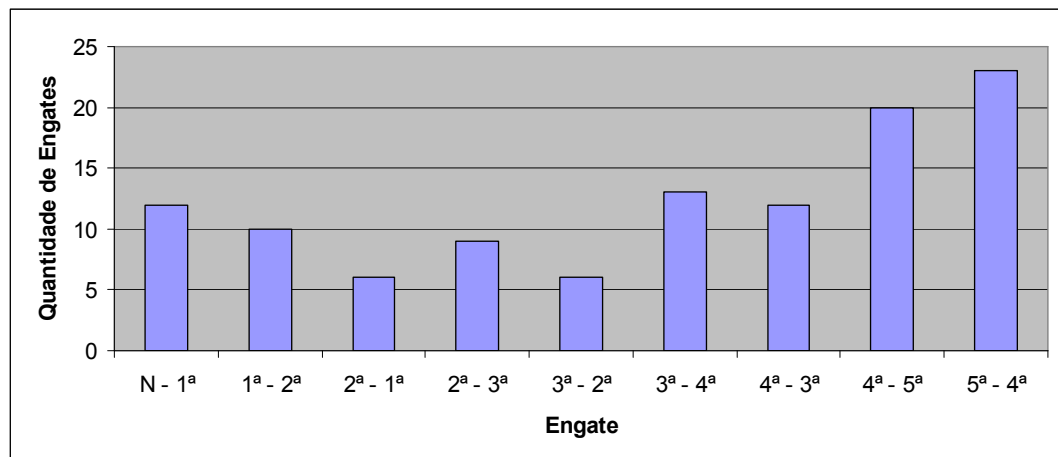


Figura 31. Densidade de troca de marcha na rota.

O gráfico abaixo mostra o tempo em que cada marcha ficou engatada durante o ciclo:

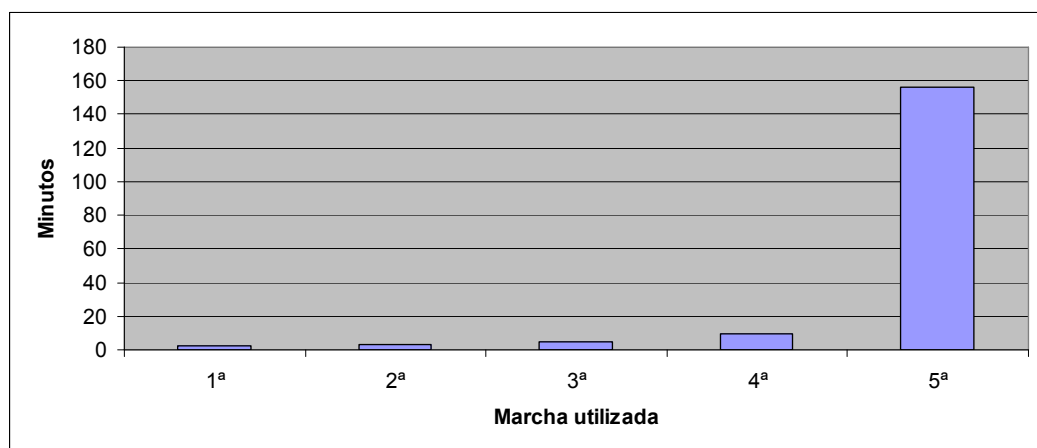


Figura 32. Tempo de utilização de cada marcha na rota.

Nos dois gráficos acima, percebe-se a utilização predominante da 4ª e 5ª marchas, típico de rota de auto-estrada.

O consumo de combustível apresentou os seguintes resultados:

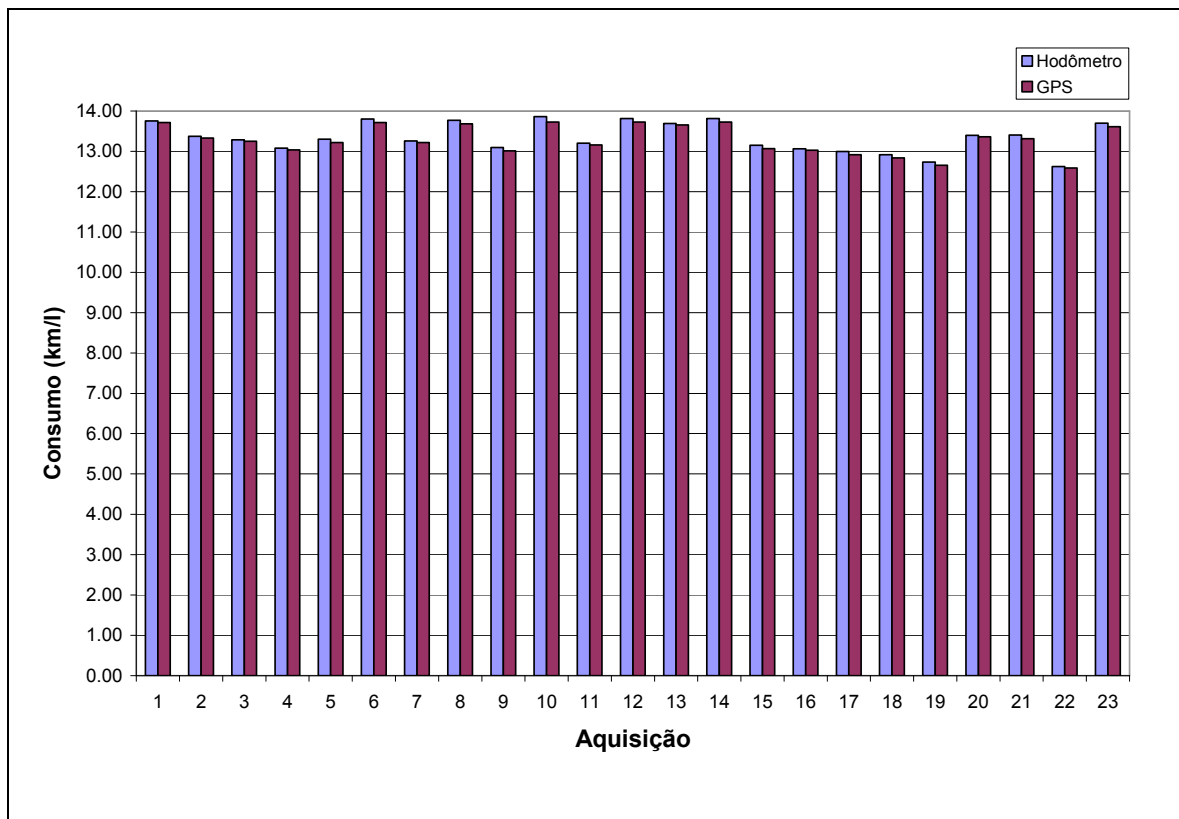


Figura 33. Consumo: hodômetro x GPS.

Tendo a média tabelada abaixo:

Tabela 9 – Média de consumo de combustível.

	Hodômetro	GPS	Erro (%)
Média consumo (km/l):	13.35	13.28	-0.50
Desvio Padrão:	0.369	0.361	

O consumo foi calculado utilizando-se a densidade de 0,840 g/l, média da especificação do combustível, de acordo com o item 9 do Anexo D.

O gráfico do histograma de torque é mostrado a seguir:

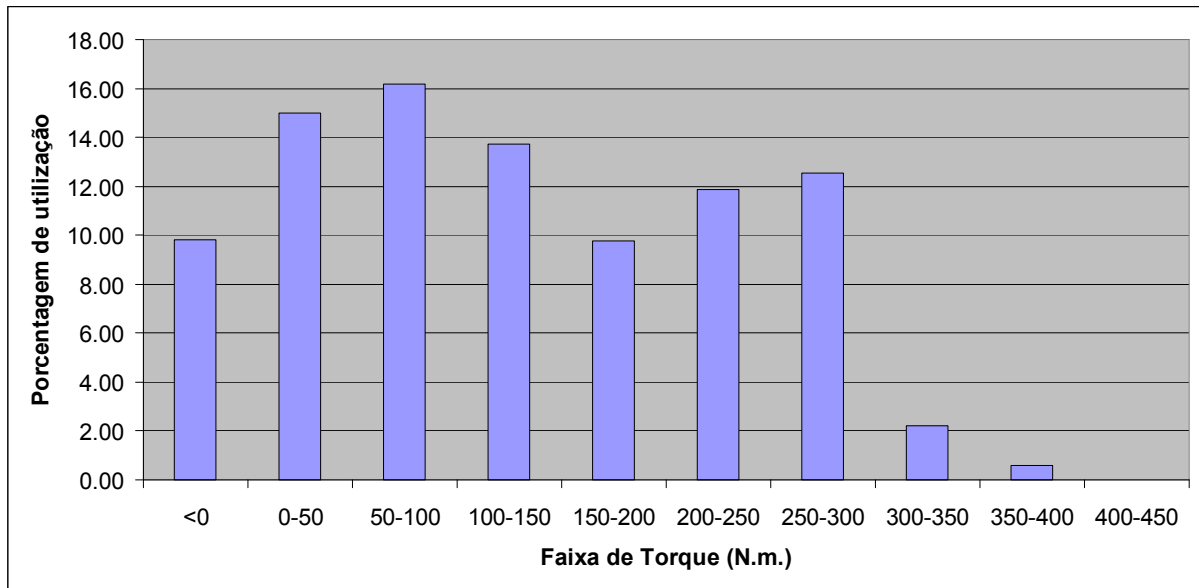


Figura 34. Histograma de torque do motor.

Os valores com torque negativo indicam desacelerações, onde o veículo traciona o motor. Essa característica é plausível em função do perfil de elevação da pista, mostrada anteriormente, onde não se percebe superfícies planas e também das condições de tráfego.

Percebe-se também que não se chegou a utilizar o torque máximo do veículo, isso porque as rodagens foram feitas com o veículo sem carga e com a velocidade limitada à sinalização da estrada.

Existe um erro de 8,3% na aquisição dos dados, que se refere a valores não plausíveis.

7.2 CORRELAÇÃO ENTRE SIMULAÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS

A Figura 35 apresenta a comparação entre o consumo de combustível baseado no GPS, no hodômetro e simulado:

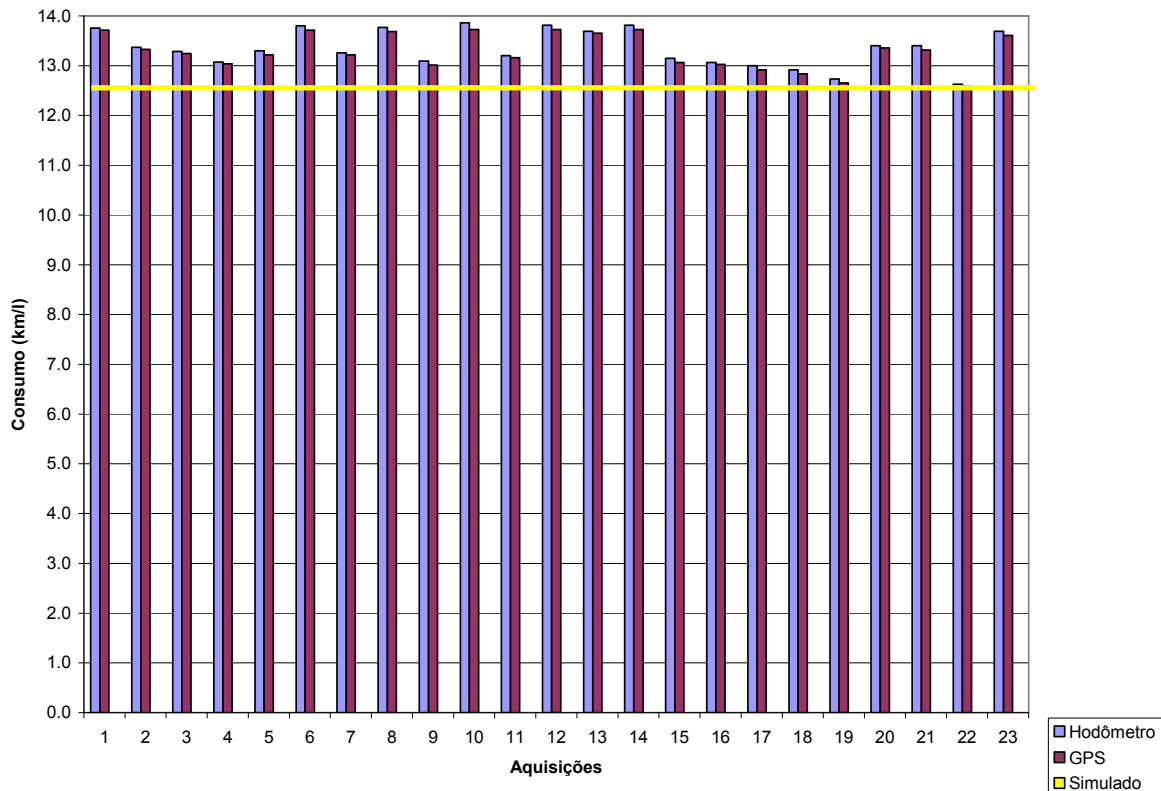


Figura 35. Comparativo de consumo.

A Tabela 10 mostra as médias dos resultados mostrados anteriormente, onde o Erro 1 é entre o consumo baseado no Hodômetro em relação ao GPS e o Erro 2 é do consumo simulado em relação ao GPS.

Tabela 10 - Comparativo de média de consumo.

	Hodômetro	GPS	Simulado	Erro 1 (%)	Erro 2 (%)
Média consumo (km/l):	13.35	13.28	12.62	0.50	4.99
Desvio Padrão:	0.369	0.361			

O erro entre o GPS e o hodômetro é desprezível (-0,5%) dada a pequena diferença entre a distância percorrida medida por ambos os instrumentos.

O consumo simulado apresentou um erro um pouco maior em relação ao GPS, mas ainda aceitável, destacando-se que resultados ainda são melhores que os autores apresentados no Capítulo 5.1.3.

A Tabela 11 apresenta as distâncias medidas pelo GPS, hodômetro e simulador.

Tabela 12 - Comparativo de distância percorrida.

Distâncias	km	Diferença (%)
GPS	296.12	
Hodômetro	294.61	-0.51
Simulado	287.42	-2.94

Como dito anteriormente, a distância percorrida medida pelo hodômetro e pelo GPS apresentam um diferença menor do que se esperava. Em função do escorregamento do pneu, esperava-se um erro na distância média, medida pelo hodômetro, na ordem de 5 a 6% maior que o GPS.

A distância percorrida pelo simulador mostrou um erro de 2,94% em relação ao GPS, que conseqüentemente foi refletido no erro do consumo, inferido no processo de conversão dos dados, uma vez que o formato do arquivo gerado pelo software do GPS utilizado não é compatível com o MatLab®.

A seguir é apresentado o gráfico na Figura 36 mostrando o comparativo entre o histograma de torque medido e o simulado.

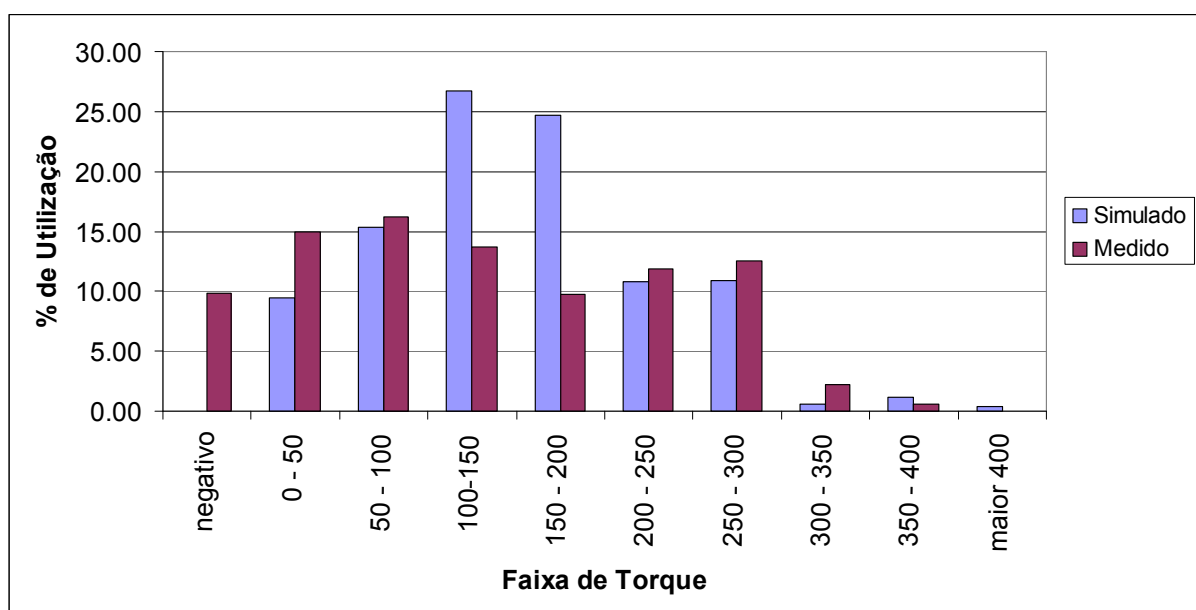


Figura 36. Comparativo de histograma de torque.

O comparativo dos torques medidos e simulados nos mostra três discrepâncias consideráveis, nas faixas de torque negativo, 100-150 e 200-250 N.m.

A primeira condição ocorre porque o simulador não foi programado para simular acelerações negativas, resultando em valores de torque negativos. As duas outras condições refletem a diferença de dirigibilidade programada e efetivamente realizada pelo motorista.

O próximo gráfico, apresentado na Figura 37, apresenta o resultado do PID e da rede neural implementada no sistema para seguir a velocidade adquirida durante a rodagem do veículo na estrada.

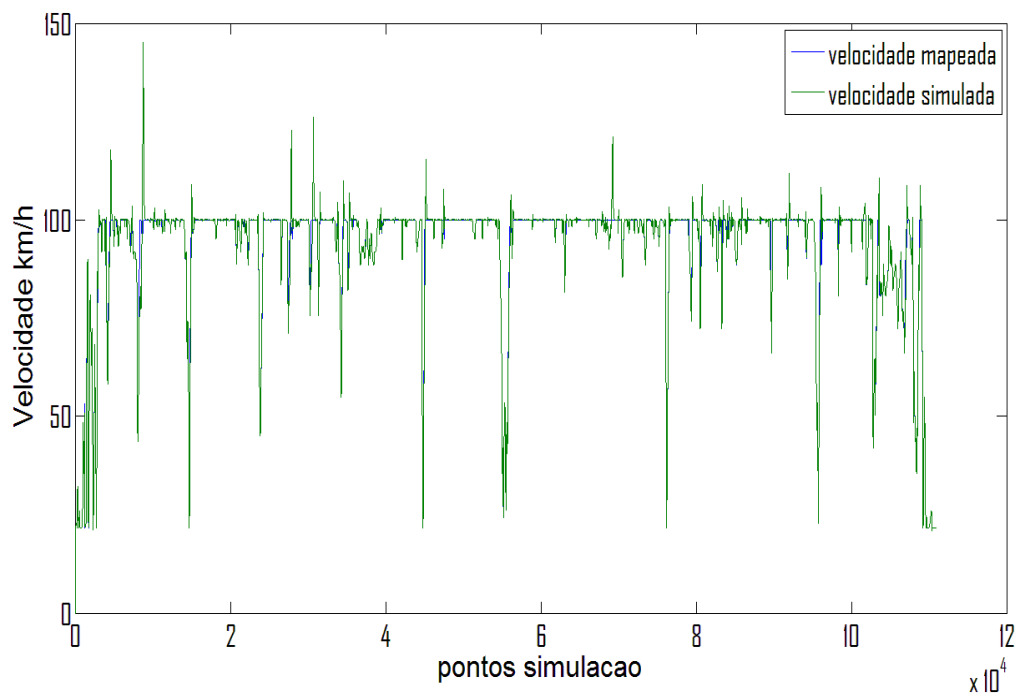


Figura 37. Comparativo de velocidade simulada e realizada.

Nota-se que, exceto alguns picos positivos e negativos ocasionados pela correção do PID, o simulador seguiu fielmente a velocidade objetivo. Essa resposta do sistema mostra a eficiência do controle, necessitando apenas uma pequena calibração do termo proporcional.

Da mesma forma a Figura 38 apresenta a comparação entre a posição geográfica do veículo na estrada e a posição simulada através da análise do deslocamento em função do tempo.

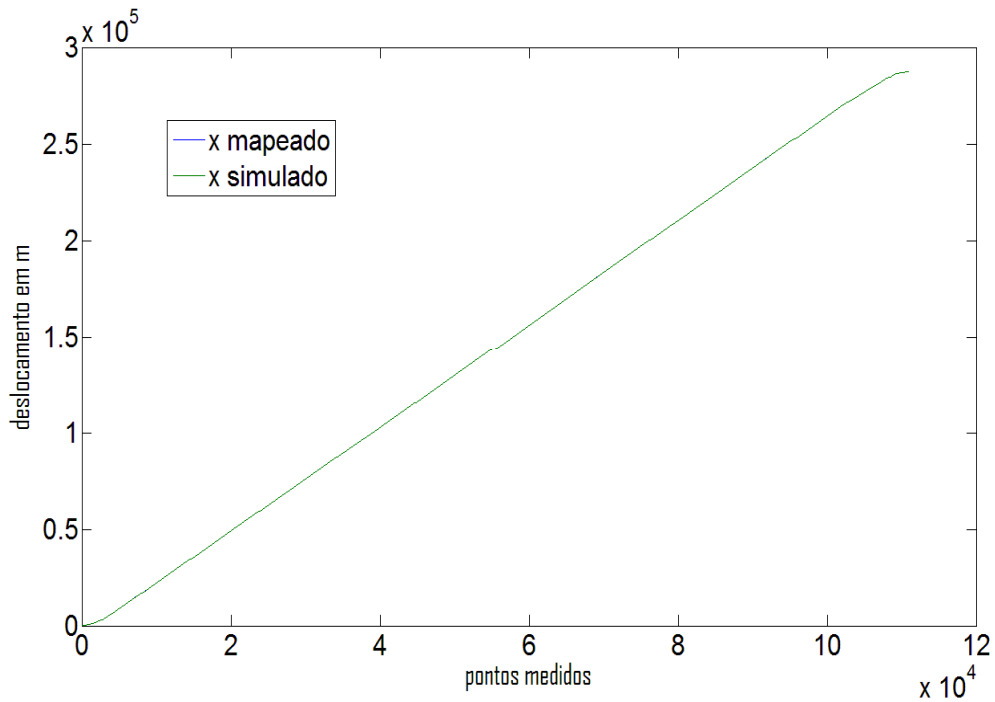


Figura 38. Comparativo de deslocamento simulado e real.

Percebe-se que não há diferença entre o deslocamento real e simulado, validando dessa forma o sistema de controle PID implementado no software de simulação.

8 LIMITAÇÕES E CONSIDERAÇÕES

A restrição de apenas um veículo para realização dos testes em estrada limita a medição de consumo, pois não considera em sua média a variação de motorista.

Também não é considerada a variação de temperatura do combustível, tanto nos testes quanto no sistema de controle do motor, e esse fator leva a uma variação no desempenho do veículo.

Da mesma forma a temperatura ambiente não foi medida e que também influi no desempenho e consumo do motor.

Em função do sistema de pesagem para medição do consumo de combustível, utilizando um tanque sobressalente na caçamba do veículo, não foi possível fazer coleta de dados na condição de Peso Bruto Total (PBT).

Tanto a utilização de um medidor de fluxo de combustível quanto o método de pesagem levam em consideração a densidade do combustível para o cálculo do consumo, que nesse caso foi estabelecida em 0,840 g/l. Para efeito desse cálculo foi desconsiderada a variação desse valor, que segundo a especificação da Petrobrás é de 0,835 a 0,845 g/l.

Dado o sistema de aquisição de dados disponível não foi possível estabelecer um padrão de dirigibilidade, portanto a variável “motorista” não pôde ser considerada na simulação.

9 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou o desenvolvimento e a validação de um software de simulação de dinâmica veicular, tendo como requisitos a reprodução do consumo e histograma de torque do veículo em uma rota conhecida.

O histograma de carga medido no veículo apresentou uma distribuição mais uniforme entre as faixas de torque, mostrando que o motor operou numa faixa mais ampla. A simulação, no entanto, concentrou a operação do motor nas faixas de torque de 100-150 e 150-200 N.m., resultado da decisão de troca de marchas aplicada ao software.

Como não foi possível adquirir dados suficientes para se estabelecer um padrão de dirigibilidade do motorista, o resultado foi satisfatório do ponto de vista de funcionalidade do software, porém abrindo uma oportunidade de melhoria na lógica de decisão de troca de marcha.

O consumo de combustível apresentou um erro na ordem de 5 % em relação à medição feita. Conhecido o erro, o sistema é válido para simulações a fim de definir componentes do trem de força numa aplicação similar.

Era esperado que o hodômetro apresentasse uma média de rodagem maior que o GPS, o que não ocorreu. Esse fato implica que o escorregamento do pneu não foi conforme calculado pelo software e isso pode afetar o resultado de consumo.

Também o sistema percorreu uma distância menor que o GPS, o que implica num erro na conversão dos dados de entrada, uma vez que para o software a rota é o arquivo da aquisição do GPS convertido para o formato do sistema.

O sistema computacional deve ser mais bem adaptado nos seguintes módulos:

- Conversão de dados de entrada
- Pneus
- Rede Neural
- Lógica de troca de marcha

Estudos futuros podem considerar:

- Os fatores como velocidade do vento e temperatura ambiente, bem como temperatura do combustível, na simulação. Dessa forma o simulador seria mais realista.
- Determinar o perfil de dirigibilidade do motorista, através de arquétipos baseados em aquisições de dados, e utilizando Lógica Fuzzy para a decisão da troca de marcha. Isso traria ao sistema a variável “motorista”, que hoje não é considerada.

REFERÊNCIAS

ALLES, S. et al. Real time hardware-in-the-loop vehicle simulation. **IEEE**, p. 159-164, 1992.

ASSANIS, D. et al. Validation and use of Simulink integrated high fidelity, engine-in-vehicle simulation of international class VI truck. **SAE**, Detroit, SAE paper 2000-01-0288, 18 p. 2000.

BARBOSA, Roberto Spinola. **Aplicação de sistemas multicorpos na dinâmica de veículos guiados**. 1999. 273f. Tese de doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 1999.

_____. **Introdução à dinâmica de suspensão veicular**. São Paulo: USP, 2007. Notas de aula - PME-5615. 35 p.

BENCHEV, B. Estimation of fuel consumption savings in a wheeled vehicle. **SAE**, Detroit, SAE paper 2002-01-2182, 6 p. 2002.

BOWLES, P. et al. Feasibility of detailed vehicle modeling. **SAE**, Detroit, SAE paper 2001-01-0334, 13 p. 2001.

CANALE, A. C. **Automobilística: Dinâmica e desempenho**. São Paulo: Érica, 1989. 127 p.

_____. **Estudo do desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento**. 1991. 286f. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, 1991.

CANALE, A. C.; RUFINO, R. T. Estudo do desempenho de veículos rodoviários utilizando a técnica do balanceamento estático. In: CONGRESSO IBERO LATINO-AMERICANO DE MÉTODOS COMPUTACIONAIS PARA A ENGENHARIA, 1992, Porto Alegre. **Anais...** Vol. II, pp. 401-410.

_____. Study of the dynamic weight on the axle and wheels of an automobile using the static equilibrium or center of gravity range of the vehicle. **SAE**, São Paulo, 931648E, p. 25, 1993. Suplemento. International Mobility Technology Conference and Exhibit apresentado em 1993.

CANALE, A. C.; FERNANDES, D. L.; PERSEGUIM, O. T. Obtenção das forças que ocorrem nos eixos e na suspensão de um veículo combinado articulado. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA & CONGRESSO IBERO-AMERICANO DE INGENIERIA MECÂNICA, 1995, Belo Horizonte. **Anais...** Belo Horizonte: ABCM, 1995. p. 13.

CANALE, A. C. et al. Resistência ao movimento em veículos comerciais. In: CONGRESSO IBERO-AMERICANO DE INGENIERIA MECÁNICA, 1997, Havana. **Anais...** Vols. v.CD-ROM. desempenho.

CATANIA *et al.*. New modeling for reliable evaluation of parameter variability effects on vehicle fuel consumption. **SAE**, Detroit, SAE paper 2007-01-0328, 14 p. 2007.

CIESLA, R. C.; JENNINGS, M. J. A modular approach to powertrain modeling and shift quality analysis. **SAE**, Detroit, SAE paper 950419, 11 p. 1995.

COSTA, A. L. A. et al. Estudo da aderência pneu-pavimento e a sua influência na segurança veicular. **SAE**, São Paulo, n. 2003-01-3717, 2003. Suplemento. 12º Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade apresentado em São Paulo.

_____. The impact of inflation pressure on vehicle handling and tire performance. **SAE**: São Paulo. SAE paper 2005-01-4057E. 2005.

Departamento de Estradas de Rodagem – DER. In: http://www.der.sp.gov.br/malha/estatisticas_trafego/estat_trafego/SFCG_VdmRodComerciais.asp?CodRodovia=SP%20083. Acessado em maio de 2009.

_____. In: http://www.der.sp.gov.br/malha/estatisticas_trafego/estat_trafego/SFCG_VdmRodComerciais.asp?CodRodovia=SP%20065. Acessado em maio de 2009.

FAUSETT, V. F. **Fundamentals of Neural Networks**: architectures, algorithms and applications. New York: Prentice Hall, 1993. 461p.

FLUGA, E. C. Modeling of the complete vehicle powertrain using Enterprise. **SAE**, Detroit, SAE paper 931179, 12 p. 1993.

GAO, Y.; CHECKEL, M. D. Experimental measurement of on-road CO₂ emission and fuel consumption functions. **SAE**, Detroit, SAE paper 2007-01-1610, 13 p. 2007.

GAUDINO, P.; STRAZZULLO, L.; ACCONGIAGIOCO, A. Pseudo-empirical efficiency model of a gearbox for passenger cars, to optimise vehicle performance and fuel consumption simulation. **SAE**, Detroit, SAE paper 2004-01-1617, 13 p. 2004.

GERHARDT, J.; HOENNINGER, H.; BISCHOF, H. A new approach to functional and software structure for engine management systems. **SAE**, Detroit, SAE paper 980801, 12 p. 1998.

GIANNELLI, R. A. *et al.*. Heavy-duty diesel fuel consumption modeling based on road load and power train parameters. **SAE**, Detroit, SAE paper 2005-01-3549, 16 p. 2005.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992. 495 p.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 p.

JIANG, S. et al. Design and implementation of an integrated development environment consisting of engine rapid control prototyping and real time vehicle simulation. **SAE**, Detroit, SAE paper 2007-01-0515, 8 p. 2007.

KIENCKE, U.; NIELSEN, L. **Automotive Control Systems**: for engine, driveline, and vehicle. Berlin: Springer, 2000. 412 p.

LaCLAIR, J. T.; TRUENNER, R. Modeling of fuel consumption for heavy-duty trucks and the impact of tire rolling resistance. **SAE**, Detroit, SAE paper 2005-01-3550, 14 p. 2005.

LYU, M.S.; ROGERS, B. Study for better vehicle fuel economy in a commercial vehicle using vehicle simulation. **SAE**, Detroit, SAE paper 2006-01-1237, 9 p. 2006.

MADUREIRA, Omar Moore. **Dinâmica de veículos**: Apresentação e discussão dos fatos básicos. São Paulo: USP, 2007. Notas de aula - PMC-5607. 70 p.

MOURA, E. D. A. **Estudo de suspensões passiva, semi-ativa MR e ativa**. 2003. 143 p. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, 2003.

NAVARRO, H. A. et al. Driving dynamics of commercial vehicles. In: INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE TECHNOLOGY AND AUTOMATION, Florence, 1997. **Anais...** Vol. v.1. desempenho.

NAVARRO, H. A.; CANALE, A. C. Influences of the load centre of gravity on heavy vehicle acceleration. **Heavy Vehicle Systems International Journal Of Vehicle Design**, Grã Bretanha, n.1, Vol. v.8, pp. 17-47. 2001.

PHILLIPS, A. W.; ASSANIS, D. N. A PC-based vehicle powertrain simulation for fuel economy and performance studies. **International Journal of Vehicle Design**, v. 10, p. 639-658, 1989.

PRAHALAD, C. K.; KRISHNAN, M. S. The new meaning of quality in the information age. **Harvard Business Review**, p. 109-118, set. 1999.

RILL, G. Vehicle modeling by subsystems. **Journal of Brazilian Society of Mechanical Science & Engineering**, v. XXVIII, n. 04, p. 430-442, out. 2006.

RUSSEL, I. F. Neural Networks. **Journal of Undergraduate Mathematics and its Applications**, vol 14, n. 1, 1996.

THOMSON, W. T. **Teoria da Vibração – com aplicações**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 1978. 462 p.

Transportation Research Institute of Michigan University. In: <http://www.umtri.umich.edu/news.php>. Acessado em fevereiro de 2009.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Suspensões: análise de vibração

A análise teórica apresentada por Barbosa (2007), Madureira (2007) e Moura (2003) é aplicada para um sistema linear de um gdl, contendo massa, dissipação de energia e rigidez, como mostradas na Figura 39.

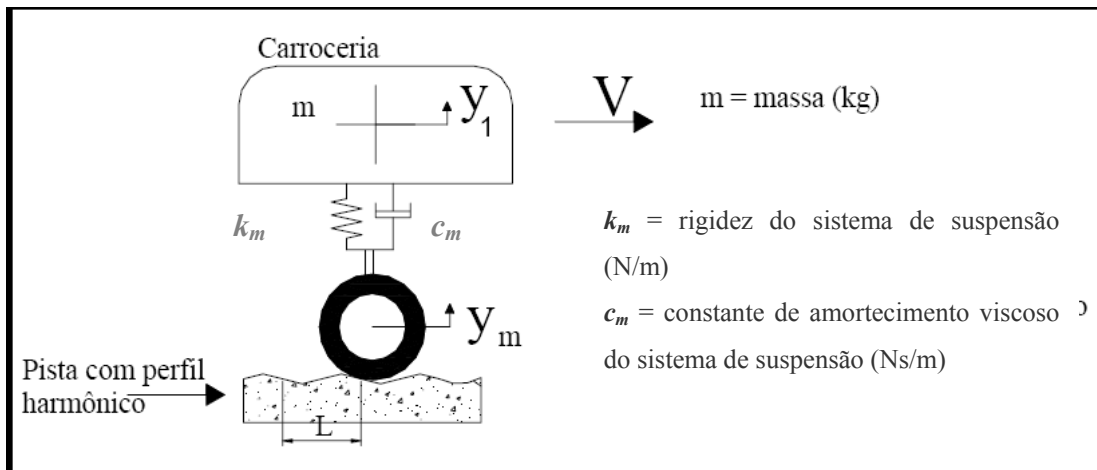


Figura 39. Representação de ¼ de veículo movendo-se sobre a estrada (Moura, 2003).

Considerando o movimento representado na Figura 39, cujo piso tem um perfil harmônico representado por:

$$Y_m = Y_m \text{sen}(\omega_r t) \quad (28)$$

Podem-se identificar três forças que controlam o seu comportamento dinâmico:

1º - Força inercial devido à aceleração sofrida pela massa da carroceria:

$$J = m \cdot \ddot{y}_1 \quad (29)$$

2º - Força de amortecimento devido à velocidade da carroceria e a constante de amortecimento do sistema de suspensão:

$$C = c_m \cdot \dot{y}_1 \quad (30)$$

3º - Força de mola devido ao deslocamento do corpo e à constante de rigidez da mola:

$$K_l = k_m \cdot y_1 \quad (31)$$

Através do equilíbrio das forças, 2a Lei de Newton, a equação do movimento pode ser expressa através da equação:

$$m \cdot \ddot{y} + c_m(\dot{y}_1 - \dot{y}_m) + k_m(y_1 - y_m) = 0 \quad (32)$$

onde y_1 é o movimento da carroceria do veículo e y_m é o movimento de excitação das rodas.

Os valores de m , c_m e k_m definem dois parâmetros fundamentais ao sistema. O primeiro é a frequência natural não amortecida do sistema, dada pela equação:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_m}{m}} \quad (33)$$

O segundo parâmetro é o amortecimento crítico. Este pode ser definido como o valor de amortecimento que permite a massa do veículo retornar a sua condição de equilíbrio estático no menor tempo possível, após uma perturbação nas rodas, sem que o movimento da carroceria ultrapasse sua coordenada de repouso original. A definição do amortecimento crítico é apresentada na equação (GILLESPIE, 1992):

$$c_c = 2 \cdot m \cdot \omega_n = 2 \cdot \sqrt{k_m \cdot m} \quad (\text{Ns/m}) \quad (34)$$

A relação entre a constante de amortecimento “c” da suspensão e a constante de amortecimento crítico é um fator de extrema importância para a escolha do nível de amortecimento a ser empregado em sistemas de isolamento de vibração. Essa relação entre constantes de amortecimento define o fator de amortecimento do sistema ζ , dado pela equação:

$$\zeta = \frac{c_m}{c_c} \quad (35)$$

Conforme Madureira (2007), outra relação importante a ser avaliada em estudo de sistema de suspensões veiculares é a freqüência natural amortecida (ω_d), empregada para amortecimento viscoso e apresentada na equação:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{k_m(1 - \zeta^2)}{m}} \quad (\text{rad/s}) \quad (36)$$

Dividindo a equação (32) por m , e usando as definições do fator de amortecimento e freqüência natural, tem-se uma nova forma de representar a equação do movimento da carroceria do veículo, dada pela equação:

$$\ddot{y}_1 + 2\zeta\omega_n\dot{y}_1 + \omega_r^2 y_1 = 2\zeta\omega_n\dot{y}_m + \omega_n^2 y_m \quad (37)$$

O termo \dot{y}_m é a derivada da equação (28), e é dado pela seguinte equação:

$$\dot{y}_m = Y_m \omega_r \cos(\omega_r t) \quad (38)$$

Considerando, agora, as equações (28) e (38) na equação (37), tem-se:

$$\ddot{y}_1 + 2\zeta\omega_n\dot{y}_1 + \omega_n^2 y_1 = 2\zeta\omega_n\omega_r Y_m \cos(\omega_r t) + \omega_n^2 Y_m \sin(\omega_r t) \quad (39)$$

O lado direito da equação (39) pode ser rearranjado como:

$$2\zeta\omega_n\omega_r Y_m \cos(\omega_r t) + \omega_n^2 Y_m \sin(\omega_r t) = \sin(\omega_r t + \varphi_1) Y_m \sqrt{(\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_r)^2} \quad (40)$$

Onde φ_1 é o ângulo de fase entre a força de mola e a força de amortecimento, e é dado por (MADUREIRA, 2007):

$$\varphi_1 = \tan^{-1}\left(2\zeta\frac{\omega_r}{\omega_n}\right) \quad (41)$$

Assim, a equação (39) torna-se:

$$\ddot{y}_1 + 2\zeta\omega_n\dot{y}_1 + \omega_n^2 y_1 = \sin(\omega_r t + \varphi_1) Y_m \sqrt{(\omega_n^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_r)^2} \quad (42)$$

Supondo a resposta do sistema em regime estacionário, $y_1(t)$, sem harmônica, pode-se trabalhar a equação (42) até se obter:

$$y_1 = Y_1 \text{sen}(\omega_r t - \varphi_0 + \varphi_1) \quad (43)$$

Onde Y_1 é amplitude da resposta e φ_0 é o ângulo da fase inicial em relação ao movimento vertical das rodas, obtidos através da equação (42), e dados por:

$$Y_1 = Y_m \left[\frac{1 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n} \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (44)$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right) \quad (45)$$

Sendo ω_r a freqüência de perturbação.

A freqüência ω_r é definida pelo comprimento de onda da pista L e pela distância percorrida pelo veículo x_m (conforme Figura 39). E se a velocidade do veículo, suposta constante, for S_v , então $x_m = S_v t$, onde t é tempo decorrido. Nessas condições ω_r será dado por (MADUREIRA, 2007):

$$\omega_r = \frac{2\pi \cdot S_v}{L} \quad (46)$$

Também deve ser analisada a transmissão da vibração para o chassi. Em veículos essa transmissão ocorre de forma passiva, isto é, a massa do veículo está montada sobre uma estrutura que vibra e cujas vibrações transmitidas devem ser reduzidas a níveis adequados (MOURA, 2003).

Moura (2003) analisa a transmissibilidade da vibração e coloca que é uma relação entre as frequências transmitidas à carroceria e as frequências da roda:

$$r_{\omega} = \frac{\omega_r}{\omega_n} \quad (47)$$

Baseado em Madureira (2007), a transmissibilidade pode ser expressa como:

$$T_r = \frac{y_1}{y_m} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r_{\omega})^2}{(1 - r_{\omega})^2 + (2\zeta r_{\omega})^2}} \quad (48)$$

É possível fazer uma avaliação dos parâmetros do sistema de suspensão, através do gráfico da transmissibilidade, T_r , em função da relação entre frequências, r_{ω} , e para vários valores para o fator de amortecimento ζ , conforme Figura 40.

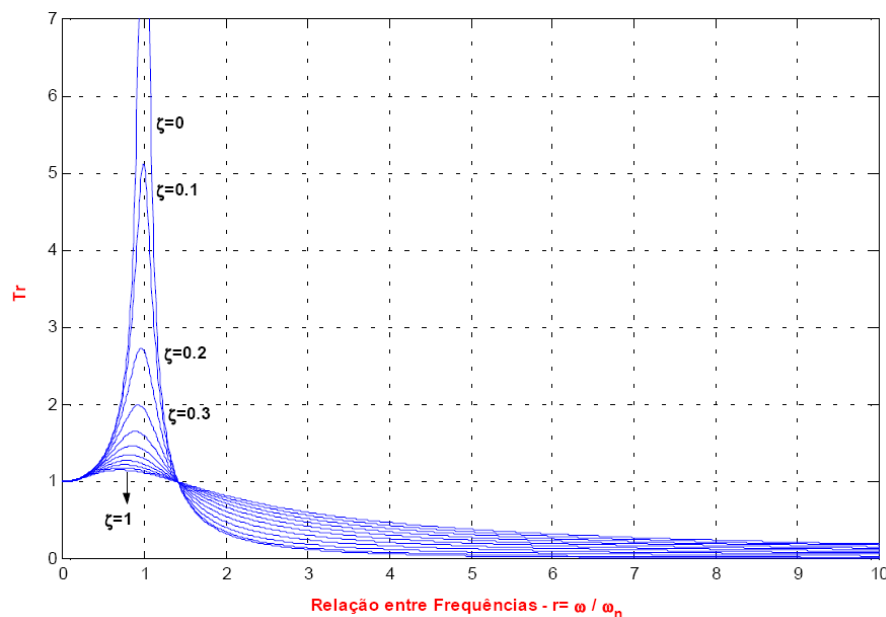


Figura 40. Fator de amplificação do deslocamento da suspensão em função da relação de frequência (adaptado de Gillespie, 1992).

Observando o gráfico da Figura 6, verifica-se que um valor crítico é a ressonância, quando a frequência de excitação iguala-se ao valor da frequência natural do sistema de suspensão do veículo, isto é, $r_{\omega} = 1$. Quando o fator de amortecimento, ζ , tende a 1, o pico de transmissibilidade na ressonância diminui.

APÊNDICE B – Suspensões: análise da máxima força transmitida

Para a verificação do valor da força transmitida à carroceria, e conseqüentemente o valor da força máxima transmitida no caso da transmissão passiva, tem-se inicialmente as diversas forças que intervêm no corpo em vibração, sendo que as forças que ocorrem na posição de equilíbrio (forças gravitacionais) não precisam ser consideradas, pois constituem um sistema equivalente a zero (MADUREIRA, 2007).

Para essa verificação, tem-se o diagrama de corpo livre (dcl) da Figura 41:

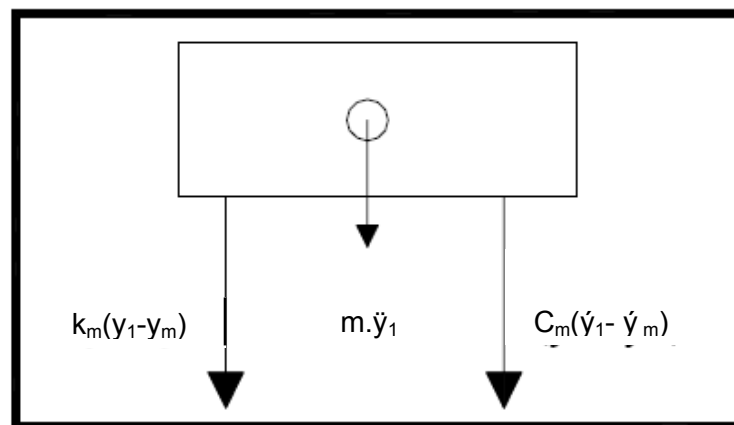


Figura 41. Diagrama de corpo livre (dcl) do veículo.

Do dcl da Figura 7 e da segunda lei de Newton, tem-se a equação (26) já vista:

$$m \cdot \ddot{y} + c_m(\dot{y}_1 - \dot{y}_m) + k_m(y_1 - y_m) = 0 \quad (49)$$

A força transmitida (F_t), a cada instante, é igual, e contrária, à soma das forças nas molas e dos amortecedores, uma vez que esses são os elementos de ligação. A equação (49) deixa claro que a força transmitida é igual à força de inércia. Então, pode-se escrever:

$$F_{tc} = m \ddot{y}_1 \quad (50)$$

Sendo a transmissibilidade uma relação entre o movimento da carroceria e o movimento de excitação, equação (48), considerando em termos de amplitude de vibração, tem-se que:

$$Y_1 = Tr Y_m \quad (51)$$

E realizando dupla derivação da equação (43), desconsiderando a fase entre forças de mola e amortecimento, obtem-se:

$$\ddot{y}_1 = -\omega^2 Y_1 \text{sen}(\omega t - \varphi_0) \quad (52)$$

Combinando as equações (28), (51) e (52), obtém-se:

$$F_{tc} = -m\omega^2 Y_1 \text{sen}(\omega t - \varphi_0) = -m\omega^2 Tr Y_m \text{sen}(\omega t - \varphi_0) \quad (53)$$

Conseqüentemente, a amplitude da força transmitida é dada por:

$$F_{tc} = m\omega^2 Tr Y_m \quad (54)$$

Como:

$$\frac{k_m}{m} = \omega_n^2 \quad (55)$$

Segue-se que:

Substituindo (55) em (54), tem-se:

$$F_{tc} = k_m \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} Tr \right) Y_m = k_m r^2 Y_m Tr \quad (56)$$

Da expressão acima o termo entre parênteses é chamado de coeficiente ρ . Tem-se finalmente que:

$$F_{tc} = k_m \rho Y_m \quad (57)$$

A equação (57) mostra que a força máxima transmitida, no caso da transmissão passiva, depende da rigidez das molas (k_m), do coeficiente (ρ), e da amplitude do movimento harmônico perturbador (y_m), conforme pode-se observar na Figura 42:

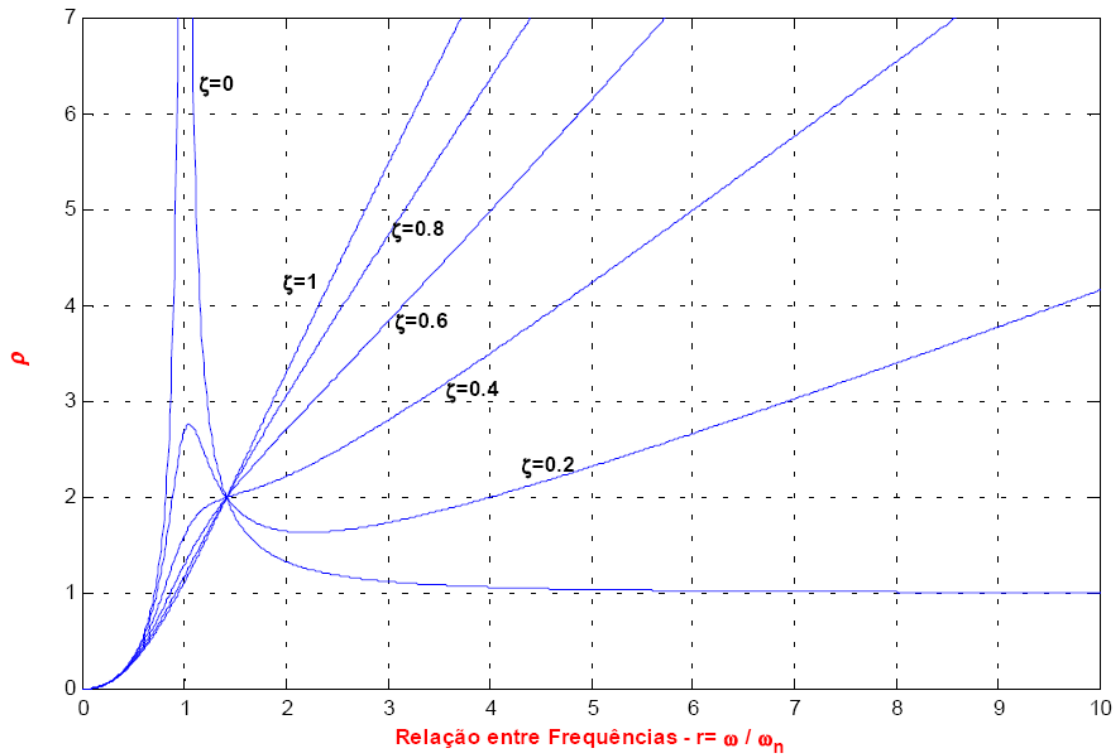


Figura 42. Fator de amplificação (adaptado de Gillespie, 1992).

Conforme Madureira (2007) o exame do gráfico da Figura 42 permite levantar algumas observações:

- O amortecimento é desvantajoso a altas frequências transmitidas, ou a altas velocidades de tráfego. Então, amortecedores mais duros proporcionam maiores forças máximas transmitidas em altas velocidades;
- O mínimo valor da força máxima transmitida corresponde a certa velocidade que é, desse ponto de vista, a velocidade ideal para os parâmetros da suspensão. Tal velocidade ideal vai depender do comprimento de onda do piso (L) e do tipo de suspensão do veículo.
- O coeficiente ρ influi no valor da força máxima transmitida, no caso de velocidade variável e no caso da transmissão passiva.

APÊNDICE C – Suspensões: análise da amplitude

Na transmissão passiva, a amplitude da suspensão (molas e amortecedores) não coincide com a amplitude da massa suspensa (carroceria dos veículos). Assim, é importante o estudo da amplitude da suspensão em função da amplitude do movimento harmônico perturbador.

Sendo y_1 o deslocamento absoluto do sistema principal, y_m a deflexão do movimento harmônico perturbador (conhecido como movimento de condução) e chamando de y_r o deslocamento relativo, tem-se:

$$y_r = y_1 - y_m \quad (58)$$

As forças que atuam numa posição qualquer, inclusive as de inércia, estão representadas no esquema da Figura 39 (não estão consideradas as forças que existem na posição de equilíbrio – peso e reações correspondentes nas molas e amortecedores – porque o sistema por elas formado é equivalente a zero).

Da segunda Lei de Newton, e conforme as equações (29), (30) e (31), deduz-se:

$$m\ddot{y}_1 = -c_m\dot{y}_r - k_m y_r \quad (59)$$

Em função da equação (58), tem-se:

$$\ddot{y}_r = \ddot{y}_1 - \ddot{y}_m \rightarrow \ddot{y}_1 = \ddot{y}_r + \ddot{y}_m$$

k_m – rigidez do sistema de suspensão (N/m)

c_m – constante de amortecimento do sistema de suspensão (Ns/m)

Então, a equação (59) pode ser reescrita como:

$$m(\ddot{y}_r + \ddot{y}_m) + c_m\dot{y}_r + k_m y_r = 0 \quad (61)$$

Considerando a equação (28), a equação (61) pode ser transformada em:

$$m\ddot{y}_r + c_m\dot{y}_r + k_m y_r = -m\ddot{y}_m = mY_m\omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (62)$$

Introduzindo algumas das notações das seções anteriores:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_m}{m}} \quad (63)$$

$$2\zeta\omega_n = \frac{c_m}{m} \quad (64)$$

E a equação diferencial (62), suposta harmônica, será:

$$y_r = \frac{Y_m r_\omega^2}{\sqrt{(1-r_\omega^2)^2 + (2\zeta r_\omega^2)^2}} \text{sen}(\omega t - \psi) \quad (65)$$

onde ψ é o ângulo de fase dado por:

$$\tan \psi = \frac{2 \cdot \zeta \cdot r_\omega}{1 - r_\omega^2} \quad (66)$$

Em vibrações mecânicas, deslocamento tem a seguinte definição (GILLESPIE, 1992):

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1-r_\omega^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r_\omega)^2}} \quad (67)$$

Onde β é definido como o fator de amplificação da vibração, e que é proporcional à amplitude da suspensão. Com isso, equação (65) pode, então, ser escrita na forma compacta:

$$y_r(t) = Y_m r_\omega^2 \beta \text{sen}(\omega t - \psi) \quad (68)$$

A Figura 43 mostra a relação da freqüência pela relação de amplitude:

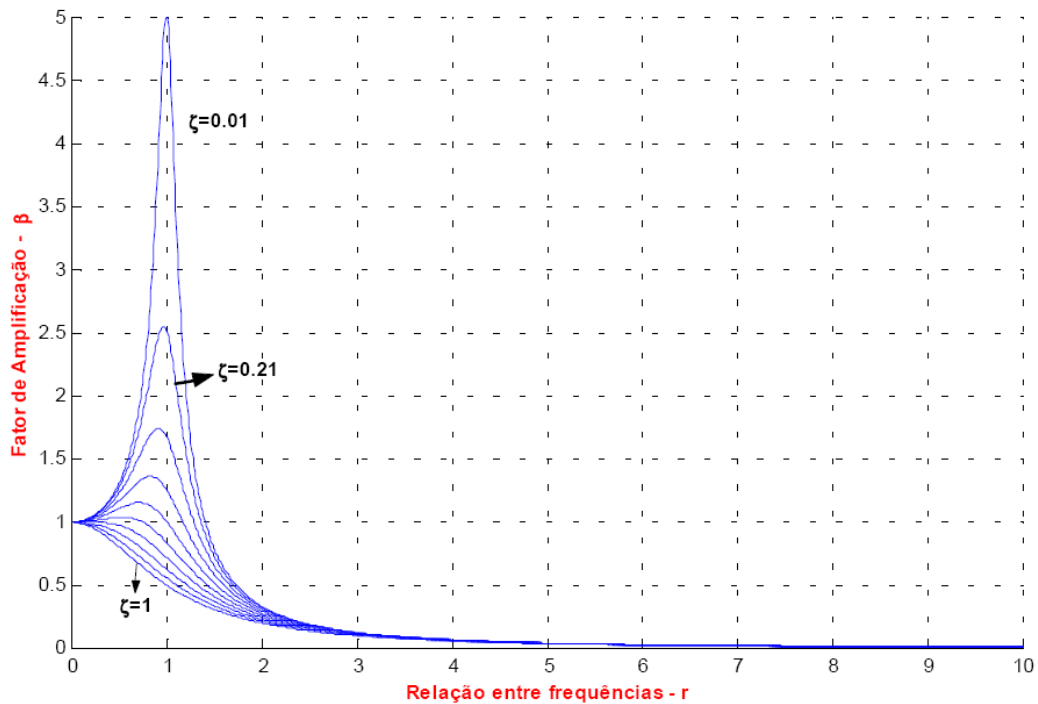


Figura 43. Fator de Amplificação (adaptado de Gillespie, 1992)

A equação (68) em conjunto com a Figura 43 permite as seguintes conclusões:


- Aumentando a relação entre frequências (r_ω) até a faixa de ressonância, isto é, aumentando a velocidade do veículo ($\omega_r=2\pi S_v/L$) até a frequência de excitação coincidir com a frequência natural do sistema, a amplitude da suspensão tende a amplitude do movimento harmônico perturbador (pois β tende para 1 qualquer que seja o valor de ζ , isto é, para qualquer valor de amortecimento viscoso do amortecedor, como pode ser ver na Figura 43).
- As condições de ressonância da suspensão não ocorrem para valores da relação (ω_r/ω_n) ligeiramente menores que a unidade, mas sim para valores dessa relação ligeiramente maiores que 1.

Saída			Chegada		Totais			Cálculos		
Data	Hodômetro km	Peso (kg)	Hodômetro km	Peso (kg)	km	Peso (kg)	Volume (l)	Consumo Hodômetro (km/l)	Consumo GPS (km/l)	Consumo Simulado Corrigido(km/l)
28/jul	4951	103.48	5248	85.34	297	18.14	21.60	13.75	13.71	13.31
31/jul	5388	100.14	5685	81.48	297	18.66	22.21	13.37	13.33	12.94
6/ago	5685	115.30	5982	96.52	297	18.78	22.36	13.28	13.24	12.86
7/ago	5982	96.52	6279	77.44	297	19.08	22.71	13.08	13.04	12.65
7/ago	6279	109.00	6577	90.18	298	18.82	22.40	13.30	13.22	12.83
8/ago	6577	90.18	6875	72.04	298	18.14	21.60	13.80	13.71	13.31
11/ago	6875	107.16	7172	88.34	297	18.82	22.40	13.26	13.22	12.83
19/ago	7175	123.32	7473	105.14	298	18.18	21.64	13.77	13.68	13.28
19/ago	7473	105.14	7771	86.02	298	19.12	22.76	13.09	13.01	12.63
20/ago	7771	114.52	8070	96.40	299	18.12	21.57	13.86	13.73	13.32
21/ago	8070	96.40	8367	77.50	297	18.90	22.50	13.20	13.16	12.77
21/ago	8367	114.08	8665	95.96	298	18.12	21.57	13.81	13.73	13.32
22/ago	8665	113.64	8962	95.42	297	18.22	21.69	13.69	13.65	13.25
22/ago	8962	95.42	9260	77.30	298	18.12	21.57	13.81	13.73	13.32
25/ago	9260	113.04	9558	94.00	298	19.04	22.67	13.15	13.06	12.68
25/ago	9558	94.00	9855	74.90	297	19.10	22.74	13.06	13.02	12.64
26/ago	9855	114.06	10153	94.80	298	19.26	22.93	13.00	12.91	12.54
27/ago	10153	114.34	10451	94.96	298	19.38	23.07	12.92	12.83	12.46
27/ago	10451	94.96	10749	75.30	298	19.66	23.40	12.73	12.65	12.28
29/ago	10749	115.32	11046	96.70	297	18.62	22.17	13.40	13.36	12.97
29/ago	11046	96.70	11344	78.02	298	18.68	22.24	13.40	13.32	12.92
1/set	11344	114.96	11641	95.20	297	19.76	23.52	12.63	12.59	12.22
1/set	11641	95.20	11939	76.92	298	18.28	21.76	13.69	13.61	13.21

Figura 44. Planilha de rodagem

ANEXOS

ANEXO A – Folha de dados do sensor de carga tipo *straingage*



MEME
Micro-Measurements
Division
MADE IN USA

MEASUREMENTS GROUP, INC.
RALEIGH, NORTH CAROLINA

ENGINEERING DATA SHEET

THE INFORMATION APPEARING ON THIS SHEET HAS BEEN COMPILED SPECIFICALLY FOR THE GAGES CONTAINED IN THIS PACKAGE. THIS FORM IS PRODUCED WITH ADVANCED EQUIPMENT & PROCEDURES WHICH PERMIT COMPREHENSIVE QUALITY ASSURANCE VERIFICATION OF ALL DATA SUPPLIED HEREIN. SHOULD ANY QUESTIONS ARISE RELATIVE TO THESE GAGES, PLEASE MENTION GAGE TYPE, BATCH AND LOT NUMBER.

H961

PRECISION STRAIN GAGES

VF-315871

DD MG

CEA-06-250US-350

CEA-06-250US-350

OPTION

AG6AD817

350.0±0.4%

2.08 ±1.0%

+0.5 ±0.2%

131421-3224

GENERAL INFORMATION: CEA-SERIES STRAIN GAGES

GENERAL DESCRIPTION: CEA gages are a general-purpose family of constantan strain gages widely used in experimental stress analysis. The gages are supplied with a fully encapsulated grid and exposed copper-coated integral solder tabs.

TEMPERATURE RANGE: -100° to +350° F (-75° to +175° C) for continuous use in static measurements.

SELF-TEMPERATURE COMPENSATION: See data curve below.

STRAIN LIMITS: Approximately 5% for gage lengths 1/8 in. (3.2 mm) and larger; approximately 3% for gage lengths under 1/8 in. (3.2 mm).

FATIGUE LIFE: Fatigue life is a marked function of solder joint formation. With 50-AWG leads directly attached to gage tabs, fatigue life will be 10⁷ cycles at ±1500µin/in (µm/m) using M-Line 361A solder.

CEMENTS: Compatible with M-M Certified M-Bond 200, but it will normally not provide the greatest strain limit. Micro-Measurements M-Bond AE-10/15, M-Bond QA-2, M-Bond 600, and M-Bond 610 are excellent. M-Bond 610 is the best choice over the entire operating range. Refer to M-M Catalog A-110 for information on bonding agents, and Bulletins B-127, B-130, and B-137 for installation procedures.

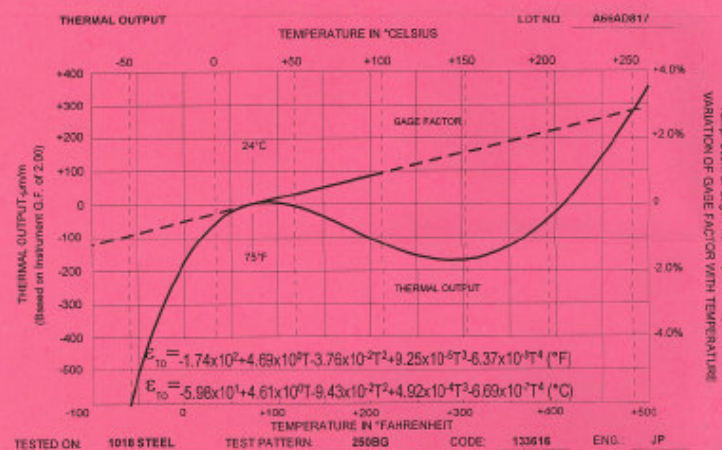
SOLDER: If operating temperature will not exceed +300° F (+150° C), M-Line solder 361A (85-37) Sn-lead solder may be used for lead attachment. M-Line solder (95-5) Sn-antimony is satisfactory to +400° F (+205° C). Refer to M-M Catalog A-110 for further information on solders, and Tech Tip TT-609 for lead attachment techniques.

NOTE: The backing of CEA-Series gages has been specially treated for optimum bond formation with all appropriate strain gage adhesives. No further cleaning is necessary if contamination of the prepared surface is avoided during handling.

G045

THERMAL OUTPUT

LOT NO. AG6AD817



TESTED ON: 1018 STEEL TEST PATTERN: 2508G CODE: 133616 ENG.: JP

TEST PROCEDURES USED BY MICRO-MEASUREMENTS

OPTICAL DEFECT ANALYSIS M-M Procedure and Standards
 GAGE RESISTANCE AT 24°C AND 50% RH M-M Procedure, Direct NIST Traceability on Resistance Standards
 GAGE FACTOR AT 24°C & 50% RH (nominal stress-relax. -relax. ratio) ASTM E-251 (Constant Stress Cantilever Method)
 TEMPERATURE COEFFICIENT OF GAGE FACTOR ASTM E-251 (Step Deflection Method)
 THERMAL OUTPUT ASTM E-251 (Slow Heating Rate, Continuously Recorded)
 TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C AND 50% RH ASTM E-251
 FATIGUE LIFE NAS 942 (Modified)
 GAGE THICKNESS NAS 942 (Modified)
 CREEP AND DRIFT M-M Procedure (Similar to NAS 942 Method)

NOTE: Gage resistance, gage factor, temperature coefficient of gage factor, thermal output, and transverse sensitivity test log and information presentation are in compliance with MIL-STD-883C Method 2000. *Performance characteristics of metallic resistance strain gages. **Other tests are not included in IIR-101-82.

T051

ANEXO B – Relatório de aferição do sensor de carga tipo *straingage*.

TT9000 Torque Range Página 1 de 1

Units: **Metric** ▼

Calculations for Full Scale Torque

Outer Diameter (Do):	<input type="text" value="76.2"/>	millimeters
Inner Diameter (Di):	<input type="text" value="71.2"/>	millimeters (enter 0 for solid shaft)
Number of Active Gages (N):	<input type="text" value="4"/>	(4 for full bridge)
Gage Factor (GF):	<input type="text" value="2.08"/>	(supplied with gages)
System Output Full Scale (Vfs):	10 Volts	
Bridge Excitation (Vexc):	5 Volts	
Modulus of Elasticity (E):	<input type="text" value="206,800"/>	N/mm ² (206,800 for steel)
Poisson ratio (v):	<input type="text" value="0.3"/>	(0.3 for steel)
Transmitter Gain (Gxmt):	<input type="text" value="4000 (+/- 250 ue)"/>	▼

 Result: Newton-meters

$$\text{Full Scale Torque, Tfs} = \frac{(Vfs)(\pi)(E)(4)(Do^4 - Di^4)}{(Vexc)(GF)(N)(16,000)(1+v)(Gxmt)(Do)}$$

Scale TT9000 Output

Full Scale Torque (Tfs):	<input type="text" value="789.80"/>	Newton-meters
System Output Full Scale (Vfs):	10 volts	
User Scaled Torque (Ttrim):	<input type="text" value="1,000"/>	Newton-meters

(User Scaled Torque must be greater than Full Scale Torque above.)


 Result: Volts

(Adjust Full Scale Output Voltage of TorqueTrak 9000 to this result.)

$$Vtrim = \frac{(Tfs)(Vfs)}{(Ttrim)}$$


http://www.binsfeld.com/calculators/tt9000_range.php 07-Jul-08

ANEXO C – Certificado de calibração da balança



BALANÇAS BRASIL LTDA.

Calibração
NBR ISO/IEC
17025



CAL 0381

Certificado de Calibração de Balança N° BAL0104/2007 Processo: 2136/2007

Interessado: EATON LTDA. - DIV.DE TRANSMISSOES Cidade: VALINHOS - SP
Endereço: RUA CLARK, 2.061

Identificação do instrumento calibrado:
 Fabricante: Digitron Carga Máxima (Máx): 200 kg Tipo: Digital Página 1 de 1
 Modelo: UL 200 Menor divisão (d): 0,02 kg N° do Ativo: -----
 N° de série: 19604/2007 Divisão de verificação (e): 0,02 kg TAG / Cód. de Identificação: 2850100145-SérieI
 Reg. INMETRO: 4.630.691-2 Resolução adotada: 0,02 kg Localização: Engenharia Experimental

Padrões utilizados:

TAG / Código de Identificação	Certificado de calibração N°	Emitido por:	Emitido em:	Valido até
CPT-08	CT207/2007	Cetec/Ipem-SP	10/04/07	09/04/2008
CPT-15	CT275/2006	Cetec/Ipem-SP	22/06/06	21/06/2008
CPT-11	CT416/2007	Cetec/Ipem-SP	10/07/07	03/07/2008
-----	-----	-----	-----	-----
-----	-----	-----	-----	-----
-----	-----	-----	-----	-----

Condições ambientais
 Temperatura média: 22,0 ± 1 °C Umidade relativa do ar: 63 ± 3 % UR Pressão atmosférica: 933 ± 3 hPa

Procedimento de Calibração
 PR-010 - Revisão 3 – O método aplicado é por comparação direta com pesos padrão rastreados colocados no receptor de carga da balança e efetuadas as leituras no dispositivo mostrador da balança. Os resultados apresentados correspondem ao valor médio de três medições.

Resultados da calibração

Ponto N°	Valor de referência	Indicação da balança antes do ajuste	Indicação da balança após o ajuste	Erro de indicação	Incerteza U ₉₅	Fator de abrangência (k)	Graus de liberdade efetivos (Veff)
1	0,4 kg	0,40 kg	0,40 kg	+ 0,00 kg	± 0,02 kg	2,00	Infinitos
2	50 kg	49,96 kg	50,00 kg	+ 0,00 kg	± 0,02 kg	2,00	Infinitos
3	100 kg	99,94 kg	100,00 kg	+ 0,00 kg	± 0,02 kg	2,00	Infinitos
4	150 kg	149,90 kg	150,00 kg	+ 0,00 kg	± 0,02 kg	2,00	Infinitos
5	200 kg	199,86 kg	199,98 kg	- 0,02 kg	± 0,02 kg	2,00	Infinitos
-	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
-	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
-	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
-	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
-	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----
-	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Excentricidade

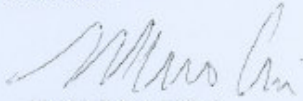
Posição	1	2	3	4	5	6
Antes do ajuste	59,96 kg	59,94 kg	60,00 kg	60,00 kg	59,94 kg	59,96 kg
Depois do ajuste	60,00 kg	59,98 kg	60,04 kg	60,02 kg	59,98 kg	60,00 kg

Observações:

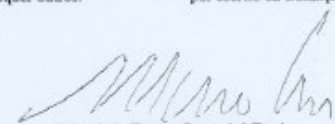
A incerteza expandida relatada é baseada em uma incerteza padrão combinada, multiplicada pelo fator de abrangência k, informado na tabela acima, o qual para uma distribuição t com graus de liberdade efetivos (veff) corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95 %. A incerteza padrão foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02. Os pontos de calibração foram selecionados em comum acordo com o cliente.

Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela Cgcre/Inmetro, que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida. Este certificado atende aos requisitos da norma ABNT ISO/IEC 17025:2005 e os resultados apresentados e se aplicam somente ao instrumento acima identificado, nas condições especificadas, não sendo extensivos a quaisquer outros.

Esta calibração não isenta o instrumento do controle metrológico estabelecido na regulamentação metrológica. A atividade de ajuste não faz parte do escopo da acreditação. Não é permitida a reprodução (parcial ou total) deste certificado de calibração sem a prévia autorização, por escrito da Balanças Brasil.



Maurício F. Pasquini Zani
Técnico Executante



Maurício Fausto Pasquini Zani
Gerente Técnico

Data da calibração: 12/11/2007
Data da emissão: 13/11/2007

ANEXO D – especificação do óleo biodiesel B3



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO:	BIODIESEL B3 METROPOLITANO			Página 1 de 6
Data:	04/02/2005	Nº FISPQ:	BR0052_BDD	Versão: 0.1P
				Anula e substitui versão: todas anteriores

1 - IDENTIFICAÇÃO DO PRODUTO E DA EMPRESA

Nome do produto:	BIODIESEL B3 METROPOLITANO
Código interno de identificação:	BR0052_BDD
Nome da empresa:	PETROBRAS DISTRIBUIDORA S.A.
Endereço:	Rua General Canabarro 500 20271-900 - Maracanã - Rio de Janeiro (RJ).
Telefone:	0800 78 9001
Telefone para emergências:	0800 24 4433

2 - COMPOSIÇÃO E INFORMAÇÃO SOBRE OS INGREDIENTES

PREPARADO

Natureza química:	Hidrocarbonetos.
Sinônimos:	Óleo diesel, óleo diesel metropolitano, óleo diesel padrão – fase IV / Conama.
Ingredientes ou impurezas que contribuem para o perigo:	Hidrocarbonetos parafínicos; Hidrocarbonetos naftênicos; Hidrocarbonetos aromáticos; Óleo Diesel extraído de óleos vegetais - 3%; Enxofre (CAS 7704-34-9, orgânico): máx. 0,05 % (p/p); Compostos nitrogenados: impureza; Compostos oxigenados: impureza.

3 - IDENTIFICAÇÃO DE PERIGOS

PERIGOS MAIS IMPORTANTES

- Perigos físicos e químicos:	Líquido inflamável.
- Perigos específicos:	Produto inflamável e nocivo.
EFEITOS DO PRODUTO	
- Principais sintomas:	Podem causar dor de cabeça, náuseas e tonturas.

4 - MEDIDAS DE PRIMEIROS SOCORROS

Inalação:	Remover a vítima para local arejado. Se a vítima não estiver respirando, aplicar respiração artificial. Se a vítima estiver respirando, mas com dificuldade, administrar oxigênio a uma vazão de 10 a 15 litros / minuto. Procurar assistência médica imediatamente, levando o rótulo do produto, sempre que possível.
Contato com a pele:	Retirar imediatamente roupas e sapatos contaminados. Lavar a pele com água em abundância, por pelo menos 20 minutos, preferencialmente sob chuveiro de emergência. Procurar assistência médica imediatamente, levando o rótulo do produto, sempre que possível.
Contato com os olhos:	Lavar os olhos com água em abundância, por pelo menos 20 minutos, mantendo as pálpebras separadas. Usar de preferência um lavador de olhos. Procurar assistência médica imediatamente, levando o rótulo do produto, sempre que possível.



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO: BIODIESEL B3 METROPOLITANO	Página 2 de 6
Data: 04/02/2005 Nº FISPQ: BR0052_BDD Versão: 0.1P Anula e substitui versão: todas anteriores	

Ingestão:	Não provocar vômito. Se a vítima estiver consciente, lavar a sua boca com água limpa em abundância e fazê-la ingerir água. Procurar assistência médica imediatamente, levando o rótulo do produto, sempre que possível.
Notas para o médico:	Em caso de contato com a pele e/ou com os olhos não fricção as partes atingidas.

5 - MEDIDAS DE COMBATE A INCÊNDIO

Meios de extinção apropriados:	Espuma para hidrocarbonetos, pó químico e dióxido de carbono (CO ₂).
Métodos especiais:	Resfriar tanques e containers expostos ao fogo com água, assegurando que a água não espalhe o diesel para áreas maiores. Remover os recipientes da área de fogo, se isto puder ser feito sem risco. Assegurar que há sempre um caminho para escape do fogo.
Proteção dos bombeiros:	Em ambientes fechados, usar equipamento de resgate com suprimento de ar.

6 - MEDIDAS DE CONTROLE PARA DERRAMAMENTO OU VAZAMENTO

Precauções pessoais	
- Remoção de fontes de ignição:	Eliminar todas as fontes de ignição, impedir centelhas, fagulhas, chamas e não fumar na área de risco. Isolar o vazamento de todas as fontes de ignição.
- Prevenção da inalação e do contato com a pele, mucosas e olhos:	Usar botas, roupas e luvas impermeáveis, óculos de segurança herméticos para produtos químicos e proteção respiratória adequada.
- Controle de poeira:	Não se aplica (produto líquido).
Precauções ao meio ambiente:	
Estancar o vazamento se isso puder ser feito sem risco. Não direcionar o material espalhado para quaisquer sistemas de drenagem pública. Evitar a possibilidade de contaminação de águas superficiais ou mananciais. Restringir o vazamento à menor área possível. O arraste com água deve levar em conta o tratamento posterior da água contaminada. Evitar fazer esse arraste.	
Métodos para limpeza	
- Recuperação:	Recolher o produto em recipiente de emergência, devidamente etiquetado e bem fechado. Conservar o produto recuperado para posterior eliminação.
- Neutralização:	Absorver com terra ou outro material absorvente.
- Disposição:	Não dispor em lixo comum. Não descartar no sistema de esgoto ou em cursos d'água. Confinar, se possível, para posterior recuperação ou descarte. A disposição final desse material deverá ser acompanhada por especialista e de acordo com a legislação ambiental vigente.
Nota:	Contactar o órgão ambiental local, no caso de vazamento ou contaminação de águas superficiais, mananciais ou solos.



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO: **BIODIESEL B3 METROPOLITANO**

Página 3 de 6

Data: 04/02/2005

Nº FISPQ: BR0052_BDD

Versão: 0.1P

Anula e substitui versão: todas anteriores

7 - MANUSEIO E ARMAZENAMENTO

MANUSEIO

Medidas técnicas

- Prevenção da exposição do trabalhador: Utilizar equipamentos de proteção individual (EPI) para evitar o contato direto com o produto.
- Precauções para manuseio seguro: Providenciar ventilação local exaustora onde os processos assim o exigirem. Todos os elementos condutores do sistema em contato com o produto devem ser aterrados eletricamente. Usar ferramentas anti-faiscantes.
- Orientações para manuseio seguro: Manipular respeitando as regras gerais de segurança e higiene industrial.

ARMAZENAMENTO

Medidas técnicas:

O local de armazenamento deve ter o piso impermeável, isento de materiais combustíveis e com dique de contenção para reter o produto em caso de vazamento.

Condições de armazenamento

- Adequadas: Estocar em local adequado com bacia de contenção para reter o produto, em caso de vazamento, com permeabilidade permitida pela norma ABNT-NBR-7505-1.

Produtos e materiais incompatíveis:

Oxidantes.

8 - CONTROLE DE EXPOSIÇÃO E PROTEÇÃO INDIVIDUAL

Medidas de controle de engenharia:

Manipular o produto em local com boa ventilação natural ou mecânica, de forma a manter a concentração de vapores inferior ao Limite de Tolerância.

Parâmetros de controle

- Limites de exposição ocupacional

- Valor limite (EUA, ACGIH):

Névoa de óleo: TLV/TWA: 5 mg/m³.

Equipamento de Proteção Individual

- Proteção respiratória:

Em baixas concentrações, usar respirador com filtro químico para vapores orgânicos. Em altas concentrações, usar equipamento de respiração autônomo ou conjunto de ar mandado.

- Proteção das mãos:

Luvas de PVC em atividades de contato direto com o produto.

- Proteção dos olhos:

Na operações onde possam ocorrer projeções ou respingos, recomenda-se o uso de óculos de segurança ou protetor facial.

Precauções especiais:

Manter chuveiros de emergência e lavador de olhos disponíveis nos locais onde haja manipulação do produto. Evitar inalação de névoas, fumos, vapores e produtos de combustão. Evitar contato do produto com os olhos e a pele.

Medidas de higiene:

Higienizar roupas e sapatos após o uso. Métodos gerais de controle utilizados em Higiene Industrial devem minimizar a exposição ao produto. Não comer, beber ou fumar ao manusear produtos químicos. Separar as roupas de trabalho das roupas comuns.



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO: BIODIESEL B3 METROPOLITANO	Página 4 de 6
Data: 04/02/2005 Nº FISPQ: BR0052_BDD Versão: 0.1P Anula e substitui versão: todas anteriores	

9 - PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS

Aspecto

- Estado físico: Líquido límpido (isento de material em suspensão).
- Odor: Característico.

Temperaturas específicas

- Faixa de destilação: 100 - 370 °C @ 101,325 kPa (760 mmHg).

Temperatura de decomposição: 400 °C.

Ponto de fulgor: 38 °C (mín); Método: vaso fechado, MB48.

Densidade: 0,835 - 0,845 @ 20 °C.

Solubilidade

- Na água: Desprezível.
- Em solventes orgânicos: Solúvel.

Viscosidade: 2,5 - 3,5 Cst @ 40 °C; Método: MB293.

10 - ESTABILIDADE E REATIVIDADE

Condições específicas

Instabilidade: Estável sob condições normais de uso.

Reações perigosas: Pode reagir com oxidantes fortes.

Materiais / substâncias incompatíveis: Oxidantes.

Produtos perigosos de decomposição: Hidrocarbonetos de menor e maior peso molecular e coque.

11 - INFORMAÇÕES TOXICOLÓGICAS

Toxicidade aguda

- Contato com a pele: Névoa de óleo: DL50 (coelho) > 5 g/kg.

- Ingestão: Névoa de óleo: DL50 (rato) > 5 g/kg.

Sintomas: Pode causar dor de cabeça, náuseas e tonteadas.

Efeitos locais

- Inalação: Irritação das vias aéreas superiores. Podem ocorrer dor de cabeça, náuseas e tonteadas.

- Contato com a pele: Contatos ocasionais podem causar lesões irritantes.

- Contato com os olhos: Irritação com vermelhidão das conjuntivas.

- Ingestão: Pode causar pneumonia química por aspiração durante o vômito.

Toxicidade crônica

- Contato com a pele: Contatos repetidos e prolongados podem causar dermatite.



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO: **BIODIESEL B3 METROPOLITANO**

Página 5 de 6

Data: 04/02/2005

Nº FISPQ: BR0052_BDD

Versão: 0.1P

Anula e substitui versão: todas anteriores

12 - INFORMAÇÕES ECOLÓGICAS

Mobilidade:	Moderadamente volátil.
Ecotoxicidade	
- Efeitos sobre organismos aquáticos:	Pode formar películas superficiais sobre a água. É moderadamente tóxico à vida aquática. Derramamentos podem causar mortalidade dos organismos aquáticos, prejudicar a vida selvagem, particularmente as aves. Pode transmitir qualidades indesejáveis à água, afetando o seu uso.
- Efeitos sobre organismos do solo:	Pode afetar o solo e, por percolação, degradar a qualidade das águas do lençol freático.

13 - CONSIDERAÇÕES SOBRE TRATAMENTO E DISPOSIÇÃO

Métodos de tratamento e disposição

- Produto:	O tratamento e a disposição do produto devem ser avaliados tecnicamente, caso a caso.
- Resíduos:	Descartar em instalação autorizada.
- Embalagens usadas:	Descartar em instalação autorizada.

14 - INFORMAÇÕES SOBRE TRANSPORTE

Regulamentações nacionais

Vias terrestres (Resolução 420/04 ANTT):	Número ONU:	1202
	Nome apropriado para embarque:	ÓLEO DIESEL
	Classe de risco:	3
	Risco subsidiário:	-
	Número de risco:	30
	Grupo de embalagem:	III
	Provisões especiais:	90
	Quantidade limitada por:	veículo: 1000 kg. embalagem interna: 5 L.

15 - REGULAMENTAÇÕES

Etiquetagem	Dados não disponíveis.
-------------	------------------------



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO: **BIODIESEL B3 METROPOLITANO**

Página 6 de 6

Data: 04/02/2005

Nº FISPQ: BR0052_BDD

Versão: 0.1P

Anula e substitui versão: todas anteriores

16 - OUTRAS INFORMAÇÕES

Referências bibliográficas:

Seção 14: Regulamento do Transporte Terrestre de Produtos Perigosos da Agência Nacional de Transporte Terrestre (Resolução Nº 420 de 31 de maio de 2004) e Relação de Produtos Perigosos no Âmbito Mercosul (Decreto 1797 de 25 de janeiro de 1996).

Nota:

As informações e recomendações constantes desta publicação foram pesquisadas e compiladas de fontes idôneas e capacitadas para emití-las, sendo os limites de sua aplicação os mesmos das respectivas fontes. Os dados dessa ficha de informações referem-se a um produto específico e podem não ser válidos onde este produto estiver sendo usado em combinação com outros. A Petrobras Distribuidora S.A. esclarece que os dados por ela coletados são transferidos sem alterar seu conteúdo ou significado.