



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
Faculdade de Engenharia Mecânica

Jony Javorski Eckert

**Desenvolvimento de bancada dinamométrica
para validação da influência da
estratégia de troca de marchas na
dinâmica veicular longitudinal**

CAMPINAS
2017

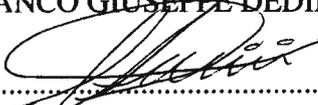
Jony Javorski Eckert

**Desenvolvimento de bancada dinamométrica
para validação da influência da
estratégia de troca de marchas na
dinâmica veicular longitudinal**

Tese de Doutorado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

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


.....
ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2017

Agência(s) de fomento e nº(s) de processo(s): CNPq, 141172/2013-4

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5137-8041>

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Luciana Pietrosanto Milla - CRB 8/8129

Ec57d Eckert, Jony Javorski, 1988-
Desenvolvimento de bancada dinamométrica para validação da influência da estratégia de troca de marchas na dinâmica veicular longitudinal / Jony Javorski Eckert. – Campinas, SP : [s.n.], 2017.

Orientador: Franco Giuseppe Dedini.
Tese (doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Dinamômetro - Construção. 2. Veículos a motor - Dispositivos de transmissão. 3. Veículos - Dinâmica. 4. Algoritmos. 5. Automóveis - Consumo de combustíveis. I. Dedini, Franco Giuseppe, 1957-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Development of dynamometric bench to validate the influence of the gearshift strategy on the longitudinal vehicular dynamics

Palavras-chave em inglês:

Dynamometer - Construction

Motor vehicles - Transmission devices

Vehicles - Dynamics

Algorithm

Vehicles - Fuel consumption

Área de concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Títuloção: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Franco Giuseppe Dedini [Orientador]

Gregory Bregion Daniel

Ely Carneiro de Paiva

Lauro Cesar Nicolazzi

Gilberto Francisco Martha de Souza

Data de defesa: 21-02-2017

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS**

TESE DE DOUTORADO

**Desenvolvimento de bancada dinamométrica
para validação da influência da
estratégia de troca de marchas na
dinâmica veicular longitudinal**

Autor: Jony Javorski Eckert

Orientador: Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

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

**Prof. Dr. Gregory Bregion Daniel
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

**Prof. Dr. Ely Carneiro de Paiva
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

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

**Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza
Universidade de São Paulo - USP**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

Campinas, 21 de fevereiro de 2017.

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha família e a minha namorada Leticia Mendes

Agradecimentos

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

A minha namorada Leticia Mendes.

Aos meus amigos Alexandre Buenos, Amilton Cappelleso, Cassiano Siostek, Daniel Block, Darlan Bonetti, Elton Hillesheim, Gonzalo Romero, Ivana Flores Luthi, Jakerson Gevinski, Jeferson Sostisso, João Paulo Vissotto, Jorge Czebieluka, Jorge Biazussi, Luan Tochetto, Maico Cordova, Marcos Zamadei, Mario Alejandro, Rudney Tomaszewski, Sidinei Parmigiani, Tiago Parmigiani e Vinicius Diniz Silva.

A todos os colegas do laboratório LabSIn que ajudaram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho, principalmente André Oliveira, Adriana Duarte, Arthur Cardoso, Carlos Haggio, Diego Bravo, Eduardo Costa, Edvar Leite, Elvis Bertoti, Fabio Santiciolli, Fabrício Silva, Fernanda Corrêa, Gabrielly Cordeiro, Heron Dionisio, Hugo Secreto, Ludmila Silva, Mayara Merege, Marília Colozio Favaro, Pedro Gabriel e Rodrigo Yamashita.

Os técnicos Rosangelo Ferreira, Mauricio de Sant'anna e Mauro Romera pela ajuda no processo construtivo do dinamômetro.

Ao professor Dr. Caio Glauco Sánchez e ao laboratório de combustão por disponibilizar o veículo utilizado para os experimentos.

Ao meu professor de graduação Rubens Stuginski Jr, pelos conselhos e ajuda nas escolhas da universidade e orientador para a pós graduação.

Aos professores das bancas de qualificação e examinadora da tese: Dr. Robson Pederiva, Dr. Gregory Bregion Daniel, Dr. Ely Carneiro de Paiva, Dr. Lauro Cesar Nicolazzi e Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza, pelas contribuições sugeridas.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini pela oportunidade de desenvolver as pesquisas durante o período de mestrado e doutorado.

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

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico Tecnológico (CNPq), Companhia Paulista de Força e Luz (CPFL) e a Agencia Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) pelo apoio financeiro.

*Não podemos resolver problemas usando
o mesmo tipo de pensamento que usamos
quando os criamos.*

Albert Einstein

Resumo

ECKERT, Jony Javorski. Desenvolvimento de bancada dinamométrica para validação da influência da estratégia de troca de marchas na dinâmica veicular longitudinal. 2017. 169p. Tese (Doutorado). Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

Neste trabalho, foi desenvolvida uma bancada dinamométrica automotiva (dinamômetro de chassis) para a realização de validações experimentais envolvendo dinâmica veicular longitudinal. Com esse desenvolvimento, tornou-se possível reproduzir diferentes condições de operação de um veículo por meio de atuadores que inserem torques pré-determinados no sistema. O controle dos torques é definido em função de diversas abordagens, propostas pela literatura, para estabelecer a demanda de potência do sistema em uma determinada condição de condução. Dessa forma, a bancada possibilita validar resultados obtidos por simulações comparando-os com resultados do veículo real submetido aos mesmos carregamentos simulados. Para avaliar o equipamento desenvolvido, um estudo referente à influência de estratégias de troca de marchas no desempenho e consumo de combustível foi realizado. No estudo, foi utilizado um modelo de simulação com base em parâmetros de consumo do veículo e torques atuantes no sistema, ambos obtidos experimentalmente na bancada desenvolvida. Para definir as melhores estratégias de trocas de marchas, um problema de otimização foi formulado com intuito de melhorar o desempenho e minimizar o consumo de combustível. Esse problema foi resolvido por algoritmo genético e a sua solução resultou em três estratégias otimizadas que, posteriormente, foram comparadas com a estratégia padrão definida no manual do fabricante. Por fim, o veículo de teste, montado sobre a bancada desenvolvida, foi submetido ao ciclo de condução NBR6601 para avaliação das estratégias simuladas e validação do modelo.

Palavras-chave: Bancada dinamométrica, Estratégias de troca de marchas, Dinâmica veicular, Otimização por algoritmo genético, Consumo de combustível, Desempenho veicular.

Abstract

ECKERT, Jony Javorski. Development of dynamometric bench to validate the influence of the gearshift strategy on the longitudinal vehicular dynamics. 2017. 169p. PhD Thesis, Mechanical Engineering Department, University of Campinas, Campinas.

In this thesis, an automotive dynamometer was developed (chassis dynamometer) for performing experimental validations involving longitudinal vehicular dynamics. With this development, it has become possible to reproduce different operating conditions of a vehicle by means of actuators that insert predetermined torques into the system. The torque control is defined according to several approaches proposed in the literature to establish the power demand of the system in a given driving condition. By this way, the developed bench makes it possible to validate results obtained by simulations comparing them with actual vehicle results submitted to the same simulated loading. To evaluate the equipment, a study regarding the influence of gear shifting strategies on performance and fuel consumption was carried out. In the study, a simulation model was used based on parameters of vehicle consumption and torques acting in the system, both obtained experimentally in the developed dynamometer. To define the best gear shifting strategies, an optimization problem was formulated in order to improve performance and minimize fuel consumption. This problem was solved by genetic algorithm and its solution resulted in three optimized strategies that were, posteriorly, compared with the standard strategy defined in the manufacturer's manual. Finally, the test vehicle, assembled on the developed bench, was submitted to the driving cycle NBR6601 for evaluating the simulated strategies and for validating the model.

Keywords: Dynamometric bench, Gear shifting strategies, Vehicle dynamics, Genetic algorithm optimization, Fuel consumption, Vehicle performance.

Lista de Ilustrações

1.1	Bancada dinamométrica e sensor de vazão utilizados por Costa, 2014	34
1.2	Esquema de montagem do dinamômetro	36
2.1	Sistemas de coordenadas do veículo conforme SAE. Adaptado de Gillespie, 1992	39
2.2	Forças atuantes no veículo de tração dianteira. Adaptado de Gillespie, 1992 . .	40
2.3	Pressões atuantes no veículo. Adaptado de Ehsani <i>et al.</i> , 2009	41
2.4	Parâmetros para cálculo do arrasto aerodinâmico	41
2.5	Curva de torque do MCI. Adaptado de Naunheimer <i>et al.</i> , 2010	43
2.6	Força da mola da embreagem em função da posição do pedal (Haim, 2011) . .	44
2.7	Mapas de consumo específico e volumétrico do MCI (Costa, 2014)	46
2.8	Características do pneu. Baseado nos dados de Reimpell <i>et al.</i> , 2001 Imagem adaptada de www.changemytyre.com , 2014	47
2.9	Ciclo urbano brasileiro de condução NBR6601, 2012	48
3.1	Bancada dinamométrica modificada	49
3.2	Instrumentação da bancada dinamométrica	50
3.3	FIAT™ Punto 2008 1.4L. Adaptado de Carrosnaweb, 2016	50
3.4	Inércias Pneu 175/65 R14 (Haim, 2011)	51
3.5	Esquema do dinamômetro para avaliação da inércia equivalente dos rolos, discos de freio, acoplamentos e sistema de frenagem eletromagnética	54
3.6	Rampas de aceleração	55
3.7	Esquema do dinamômetro para avaliação da inércia equivalente dos rolos, discos de freio e acoplamentos, sem o sistema de frenagem eletromagnética	57
3.8	Esquema do dinamômetro para avaliação da inércia equivalente do sistema de motorização elétrica	58
3.9	Veículo acoplado ao dinamômetro	59
3.10	Esquema do dinamômetro para avaliação da resistência à rolagem do sistema com MCI desacoplado e desconsiderando o sistema de motorização elétrica . .	60
3.11	Influência do aquecimento do sistema na resistência à rolagem	60
3.12	Resistência à rolagem da bancada/veículo	62
3.13	Comparativo resistência à rolagem dos pneus nos rolos e em pista	63
3.14	Resistência à rolagem bancada/veículo em função da pressão dos pneus	63
3.15	Esquema do dinamômetro para avaliação da resistência à rolagem dos sistemas de frenagem e motorização elétrica	64
3.16	Resistência à rolagem da bancada/veículo	65
3.17	Comparativo da desaceleração do veículo	67
3.18	Processo e determinação do ponto de operação estável do MCI. Adaptado de Costa, 2014	68
3.19	Sensor de vazão inserido na linha de combustível do veículo	69

3.20	Pontos de consumo de combustível obtidos	70
3.21	Mapas de consumo específico e volumétrico obtidos	71
3.22	Consumo em marcha lenta do MCI	72
3.23	Curva de torque máximo do MCI	73
3.24	Esquema do dinamômetro para obter o mapa de operação do sistema de frenagem	74
4.1	Classificação de Pareto para problema de minimização de f_1 e f_2	77
4.2	Fluxograma do modelo de simulação do veículo	79
4.3	Velocidades limites para trocas de marcha	82
4.4	Probabilidade de seleção pela técnica da roleta	86
4.5	Fluxograma algoritmo de combinação de cromossomos	87
4.6	Fluxograma de mutação	88
4.7	Fluxograma do algoritmo de otimização	89
5.1	Comparativo entre resultados obtidos e ciclo NBR6601	91
5.2	Pontos de operação do MCI utilizando a estratégia de troca de marchas padrão .	91
5.3	Identificação da região com a maioria dos pontos de operação do MCI	93
5.4	Fronteiras de Pareto das soluções não dominadas iniciais e finais do algoritmo .	94
5.5	Comparativo das estratégias de troca de marchas no ciclo NBR6601	95
5.6	Comparativo das estratégias de troca de marchas em um trecho do ciclo NBR6601	96
5.7	Perfil de marchas utilizadas pela estratégia de mínimo $1 - R$	97
5.8	Pontos de operação do MCI na estratégia de mínimo $1 - R$	97
5.9	Pontos de operação do MCI na estratégia de economia de combustível	98
5.10	Perfil de marchas utilizadas pela estratégia de economia de combustível	99
5.11	Pontos de operação do MCI na estratégia de máximo Ft	99
5.12	Perfil de marchas utilizados conforme a estratégia de troca de marchas adotada .	100
5.13	Pontos de operação do MCI na estratégia de máximo Ft	101
5.14	Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia padrão	102
5.15	Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia de mínimo $1 - R$	102
5.16	Faixa de uso das marchas do veículo em função da rotação do MCI	103
5.17	Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia de economia de combustível	104
5.18	Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia de máximo Ft .	104
6.1	Interface de auxílio ao motorista para os experimentos	106
6.2	Interface de controle/aquisição de dados da bancada	107
6.3	Atuação dos sistemas de frenagem e motorização elétrica da bancada (condição simulada)	110
6.4	Consumo de combustível do veículo em função da condição de operação do MCI	111
6.5	Torques de frenagem e motorização elétrica da sem correção da resistência à rolagem	112
6.6	Atuação do sistema de motorização elétrica e MCI do veículo	113

6.7	Experimento referente ao atraso da resposta do sistema de frenagem	114
6.8	Correção do atraso no acionamento do sistema de frenagem	115
6.9	Torques atuantes no sistema de frenagem durante um trecho do ciclo NBR6601	116
6.10	Força que compõe a força de tração durante um trecho do ciclo	117
6.11	Ciclo urbano brasileiro NBR6601 dividido em sete seções S_j	118
6.12	Perfil de velocidade obtido experimentalmente com a estratégia padrão de troca de marchas comparado com a norma NBR6601	118
6.13	Resultados obtidos experimentalmente e por simulação comparados ao perfil de velocidades padrão da norma NBR6601	119
6.14	Comparativo do torque aquisitados do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia padrão de troca de marchas	120
6.15	Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia padrão de troca de marchas	120
6.16	Forças de tração nas condições experimental e simulada	121
6.17	Comparativo do consumo de combustível experimental e simulado utilizando a estratégia padrão de troca de marchas	121
6.18	Comparativo do fluxo de consumo de combustível utilizando a estratégia padrão	122
6.19	Perfil de velocidade obtido pela estratégia de melhor desempenho	123
6.20	Comparativo de desempenho das estratégias de troca de marchas padrão e de mínimo $1 - R$	124
6.21	Comparativo do torque aquisitados do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia de troca de marchas de mínimo $1 - R$	125
6.22	Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia de troca de marchas de mínimo $1 - R$	126
6.23	Consumo de combustível utilizando a estratégia de mínimo $1 - R$	126
6.24	Fluxo de consumo de combustível com a estratégia de mínimo $1 - R$	127
6.25	Perfil de velocidade obtido experimentalmente com a estratégia para economia de combustível comparado com a norma NBR6601	127
6.26	Comparativo de desempenho da estratégia de economia de combustível	128
6.27	Comparativo do consumo de combustível experimental e simulado utilizando a estratégia de economia de combustível	129
6.28	Fluxo de consumo de combustível no experimento e simulação da estratégia de economia de combustível	130
6.29	Comparativo do torque aquisitados do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia de troca de marchas para economia de combustível	130

6.30	Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia de troca de marchas para economia de combustível	131
6.31	Perfil de velocidade obtido com a estratégia de troca de marchas de Máximo Ft	131
6.32	Comparativo do consumo de combustível com a estratégia de Máximo Ft . . .	132
6.33	Fluxo de consumo de combustível no experimento e simulação da estratégia de máximo Ft	133
6.34	Comparativo do torque aquisitados do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia de troca de marchas de máximo Ft .	133
6.35	Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia de troca de marchas de máximo Ft	134
6.36	Consumo de combustível durante experimentos referentes ao ciclo NBR6601 conforme a estratégia de troca de marchas utilizada	135
D.1	Coefficiente de escorregamento e em função da força de tração F_t para solo rígido. Adaptado de Leal <i>et al.</i> , 2008	155
D.2	Mapas de consumo específico e volumétrico considerando r_{dyn} e e	156
A.1	Torquímetro de flange HBM™ T40B. Adaptado de HBM, 2016	165
B.1	Sensor ótico (OMRON, 2016)	166
C.1	Sensor vazão de combustível Flomec™ OM004A511.222 (Flomec, 2016) . . .	167
D.1	Controlador de Potência Monofásico SPC1-50 (Autonics, 2016)	168
E.1	Módulos de aquisição e saída analógica de dados utilizados (National Instruments; National Instruments, 2016; 2015)	169

Lista de Tabelas

2.1	Parâmetros do ciclo NBR6601 (BARLOW <i>et al.</i> , 2009)	48
3.1	Inércias pneus 175/65 R14 e 195/60 R15.	52
3.2	Parâmetros do veículo (Jazar; FIAT; Haim; Carrosnaweb, 2008; 2008; 2011; 2016)	52
3.3	Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o 1º grupo de experimentos	56
3.4	Média dos valores para cada experimento de aceleração da bancada	56
3.5	Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o experimento realizado com o sistema de frenagem da bancada desacoplado	57
3.6	Média dos valores para cada experimento de aceleração da bancada	59
3.7	Resistência à rolagem da bancada/veículo em função da velocidade	61
3.8	Resistência à rolagem dos sistemas de frenagem e motorização elétrica	65
3.9	Comparativo simulações e experimentos de desaceleração do veículo na ban- cada	67
3.10	Mapa de torque do sistema de frenagem da bancada	74
5.1	Resultados obtidos pela estratégia de troca de marchas padrão	90
5.2	Cromossomos das estratégias de troca de marchas selecionadas	94
5.3	Resultados obtidos pela estratégia de troca de marchas padrão	95
5.4	Cromossomos das estratégias de troca de marchas selecionadas	95
6.1	Comparativo de desempenho entre as estratégias padrão e de mínimo $1 - R$. . .	125
6.2	Comparativo de desempenho entre as estratégias padrão e de mínimo consumo .	129
6.3	Comparativo de desempenho entre as estratégias padrão e de máximo Ft	132
6.4	Resultados obtidos pelas diferentes estratégias de troca de marchas	134
6.5	Resultados obtidos pelas diferentes estratégias de troca de marchas utilizando um regime de aceleração moderado	135
A.1	Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o 2º grupo de experimentos	150
A.2	Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o 3º grupo de experimentos	150
B.1	Matriz consumo específico de combustível do MCI	151
B.2	Matriz consumo volumétrico de combustível do MCI	151
D.1	Coeficientes corretivos kv para calculo do perímetro dinâmico do pneu em fun- ção da velocidade do veículo (Reimpell <i>et al.</i> , 2001)	154
D.2	Matriz consumo específico de combustível do MCI (modificada)	156
D.3	Matriz consumo volumétrico de combustível do MCI (modificada)	157
D.4	Resultados obtidos pelas diferentes estratégias de troca de marchas	157
A.1	Características do Torquímetro T40-B (3000 Nm) (HBM, 2016)	165
A.2	Características do Torquímetro T40-B (500 Nm) (HBM, 2016)	165
B.1	Características do sensor ótico OMRON™ EE-SG3 (OMRON, 2016)	166
C.1	Características do sensor de vazão Flomec™ OM004A511.222 (Flomec, 2016)	167
D.1	Características do controlador de potência monofásico (Autonics, 2016)	168

E.1	Características dos módulos de aquisição e geração de sinais (National Instruments; National Instruments, 2016; 2015)	169
-----	---	-----

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras Latinas

\bar{V}_c	Valor médio da velocidade do ciclo	[km/h]
\bar{V}	Valor médio da velocidade do veículo simulado	[km/h]
\bar{x}	Média dos valores analisados na amostra	
A	Área frontal do veículo	[m ²]
A_R	Aspecto de razão	[%]
a_x	Aceleração do veículo	[m/s ²]
a_{req}	Aceleração requerida do veículo	[m/s ²]
a_{xd}	Aceleração do veículo com um passo de simulação de atraso	[m/s ²]
a_{xl}	Aceleração do veículo durante o processo iterativo	[m/s ²]
C	Restrições de otimização	
c	Distância longitudinal entre o centro de gravidade e o eixo traseiro	[m]
C_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico	
C_e	Consumo específico de combustível	[g/kWh]
C_l	Consumo volumétrico de combustível	[l/h]
C_m	Consumo de combustível do motor a combustão	[l]
$C_m(t)$	Consumo de combustível do motor a combustão em função do tempo	[l/s]
C_R	Perímetro do pneu em velocidades abaixo de 60 km/h	[mm]
$C_{\Delta t}$	Consumo de combustível no período de estabilidade dos parâmetros	[l]
C_{M1}	Contador de parâmetros provenientes do cromossomo M_1	

C_{M2}	Contador de parâmetros provenientes do cromossomo M_2	
$Conv$	Limite para convergência (manutenção inalterada da fronteira de Pareto)	
Cr	Operador de combinação	
D_A	Arrasto aerodinâmico	[N]
D_r	Diâmetro da roda	[polegadas]
D_s	Velocidade subtraída da velocidade de ampliação V_u	[km/h]
dt	Intervalo de tempo de simulação	[s]
e	Coeficiente de escorregamento dos pneus	
f	Critério de otimização	
F_b	Fator corretivo da largura do pneu	
F_n	Força aplicada pela mola da embreagem	[N]
F_p	Fator corretivo das paredes do pneu	
f_r	Coeficiente de resistência ao rolamento	
F_x	Força de tração nas rodas do veículo	[N]
$F_{(F+R)}$	Força de resistência do sistema de frenagem	[N]
$F_{(M+P)}$	Força de resistência do sistema de motorização elétrica	[N]
F_{IB}	Força resultante da aceleração da inércia da bancada (experimental)	[N]
F_{max}	Força máxima de tração do pneu	[N]
F_{SF}	Força efetiva do sistema de frenagem (eliminando perdas e inércia)	[N]
F_{xE}	Força de tração nas rodas do veículo (experimental)	[N]
Ft	Função objetivo	
g	Gravidade	[m/s ²]
h	Altura do centro de gravidade do veículo	[m]
I	Inércia	[kgm ²]

i	Pontos discretizados para análise do coeficiente de correlação	
I_B	Inércia rotacional equivalente da bancada	[kgm ²]
I_d	Inércia do diferencial	[kgm ²]
I_e	Inércia do MCI	[kgm ²]
I_O	Inércia rotacional equivalente ao deslocamento da massa do veículo	[kgm ²]
I_p	Inércia do pneu	[kgm ²]
I_r	Inércia da roda do veículo	[kgm ²]
I_t	Inércia da caixa de marchas	[kgm ²]
I_w	Inércia das rodas e pneus	[kgm ²]
I_{comp}	Diferença entre a inércia equivalente referente a massa do veículo e a inércia da bancada	[kgm ²]
I_{eq4}	Inércia equivalente referente aos 4 rolos da bancada	[kgm ²]
I_{eqE}	Inércia equivalente do sistema elétrico da bancada	[kgm ²]
I_{eqF}	Inércia equivalente do sistema de frenagem	[kgm ²]
I_{eq}	Inércia equivalente da bancada	[kgm ²]
I_{ME}	Inércia tabelada do motor elétrico	[kgm ²]
I_{weq}	Inércia rotacional equivalente das rodas traseiras	[kgm ²]
K	Constante em função do tipo de pneu	
k	Parâmetro otimizável	
L	Distância entre eixos do veículo	[m]
L_p	Largura do pneu	[m]
L_{p1}	Largura do pneu base	[m]
L_{p2}	Largura do pneu a ser corrigido	[m]
M	Massa do veículo	[kg]

M_1	Primeiro membro selecionado da população	
M_2	Segundo membro selecionado da população	
M_{eq}	Massa equivalente do dinamômetro	[kg]
M_{mut}	Contador de parâmetros que sofreram mutação	
Mt	Operador de mutação	
N	Relações de transmissão	
n	Número de discos da embreagem	
N_d	Relações de transmissão do diferencial	
N_P	Relação de transmissão do redutor planetário P	
N_t	Relações de transmissão da caixa de marchas	
NP	Número de soluções presentes na população	
P	Ponto amostral para aplicação do critério de Chauvenet	
p	Pressão de inflação dos pneus	[Pa]
P_b	Porcentagem de abertura da válvula borboleta do MCI	[%]
P_e	Tensão resultante da abertura da válvula borboleta do MCI	[W]
P_p	Peso em função da classificação de Pareto	
P_{lim}	Limite de membros da população	
Pr	Classificação de Pareto	
R	Coeficiente de correlação	
r	Raio do pneu	[m]
R_1	Raio externo do pneu base	[m]
r_1	Raio da roda do pneu base	[m]
R_2	Raio externo do pneu a ser corrigido	[m]
r_2	Raio da roda do pneu a ser corrigido	[m]

r_c	Raio do rolo da bancada	[m]
r_e	Raio estático do pneu	[m]
R_i	Raio interno dos discos da embreagem	[m]
R_o	Raio externo dos discos da embreagem	[m]
R_x	Força de resistência à rolagem dos pneus	[N]
r_{dyn}	Raio dinâmico do pneu	[m]
R_{inf}	Limite inferior do intervalo de rotação do MCI	[rpm]
R_{max}	Máximo valor de $(1 - R)$ admissível (desempenho mínimo)	
R_{sup}	Limite superior do intervalo de rotação do MCI	[rpm]
R_{xb}	Força de resistência à rolagem da bancada + veículo	[N]
S	Tamanho da amostra analisada para aplicação do critério de Chauvenet	
S_j	Seções nas quais foi dividido o ciclo de condução NBR6601	
S_P	Probabilidade seleção na seleção por roleta	
S_x	Desvio padrão dos valores analisados na amostra	
T	Torque	[Nm]
t	Intervalo de tempo de integração	[s]
T_e	Torque do MCI	[Nm]
t_f	Tempo final do período de estabilidade dos parâmetros para mapeamento do consumo de combustível do MCI	[s]
T_I	Torque para compensar a diferença entre a inércia equivalente do veículo e da bancada	[Nm]
t_i	Tempo inicial do período de estabilidade dos parâmetros para mapeamento do consumo de combustível do MCI	[s]
T_p	Torque referente as perdas da bancada	[Nm]
T_t	Torque de entrada na caixa de marchas	[Nm]

$T_{(F+R)}$	Torque de resistência do sistema de frenagem	[Nm]
$T_{(M+P)}$	Torque de resistência do sistema de motorização elétrica	[Nm]
T_{aqF}	Torque adquirido no sistema de frenagem da bancada	[Nm]
T_{aq}	Torque adquirido	[Nm]
T_{cl}	Torque transmissível pela embreagem	[Nm]
T_{DA}	Torque equivalente ao arrasto aerodinâmico	[Nm]
T_{EF}	Torque necessário para correção da condição de carregamento da bancada	[Nm]
T_{inf}	Limite inferior do intervalo de torque do MCI	[Nm]
T_{max}	Torque máximo do MCI	[Nm]
T_{MCI}	Torque de saída do MCI (processo inicial de simulação)	[Nm]
T_{min}	Torque mínimo do MCI	[Nm]
T_{obj}	Torque objetivo (valor esperado no torquímetro) do sistema de frenagem	[Nm]
T_{pE}	Torque referente as perdas do sistema elétrico da bancada	[Nm]
T_{rb}	Torque de resistência à rolagem da bancada + veículo	[Nm]
T_{req}	Torque requerido do MCI	[Nm]
T_{Rx}	Torque para compensar a resistência à rolagem dos pneus do veículo	[Nm]
T_{sup}	Limite superior do intervalo de torque do MCI	[Nm]
V	Velocidade do veículo	[m/s]
V_b	Tensão resultante da abertura da válvula borboleta do MCI	[V]
V_c	Velocidade objetivo do ciclo	[m/s]
V_d	Velocidade limite para redução da marcha	[km/h]
V_i	Velocidade do veículo simulado no ponto i	[km/h]
V_t	Velocidade tangencial do pneu	[m/s]
V_u	Velocidade limite para ampliação da marcha	[km/h]

$V_{b(max)}$	Tensão resultante da abertura máxima da válvula borboleta do MCI	[V]
$V_{b(min)}$	Tensão resultante do total fechamento da válvula borboleta do MCI	[V]
V_{ci}	Velocidade do ciclo no ponto i	[km/h]
V_{km}	Velocidade do veículo	[km/h]
W	Peso do veículo	[N]
X	Cromossomo	
x_i	Valor numérico do ponto analisado	
X_{Cr}	Cromossomo resultante do processo de combinação	
X_{M1}	Cromossomo da solução M_1	
X_{M2}	Cromossomo da solução M_2	
X_{Mt}	Cromossomo resultante do processo de mutação	
z_0	Parâmetro utilizado para definir dados espúrios	
A	Massa rotativa (rolo) da bancada	
AB	Conjunto formado pelo acoplamento dos rolos A e B	
B	Massa rotativa (rolo) da bancada	
C	Massa rotativa (rolo) da bancada	
CD	Conjunto formado pelo acoplamento dos rolos C e D	
D	Massa rotativa (rolo) da bancada	
P	Redutor planetário do sistema de motorização elétrica da bancada	
R	Redutor do sistema de frenagem eletromagnética da bancada	

Letras Gregas

α	Aceleração angular dos rolos	[rad/s ²]
Δ_ω	Varição de rotação dos rolos	[rad/s]

Δ_t	Intervalo de tempo	[s]
η	Eficiência mecânica	
μ	Coeficiente de atrito entre pneu e pista	
μ_{cl}	Coeficiente de atrito da embreagem	
ω_c	Rotação do rolo da bancada	[rad/s]
ω_d	Rotação do motor a combustão após redução de marcha	[rpm]
ω_e	Rotação do motor a combustão	[rpm]
ω_u	Rotação do motor a combustão após ampliação de marcha	[rpm]
ω_{dyn}	Rotação corrigida do MCI (considerando escorregamento dos pneus)	[rpm]
ω_{lim}	Rotação limite do motor a combustão para troca de marcha	[rpm]
ω_{max}	Rotação máxima do motor a combustão	[rpm]
ω_{min}	Rotação mínima do motor a combustão	[rpm]
ρ	Densidade do ar	[kg/m ³]
ρ_c	Massa específica do combustível	[kg/m ³]
θ	Ângulo de inclinação da pista	[rad]

Sobrescritos

max Máximo

min Mínimo

Subscritos

aq Aquisitado

cl Embreagem

d Diferencial

<i>E</i>	Sistema elétrico
<i>e</i>	Motor de combustão interna
<i>eq</i>	Equivalente
<i>i</i>	Interno
<i>inf</i>	Limite inferior
<i>k</i>	Critério de otimização
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>n</i>	Índice para velocidade limite de troca de marchas $1 \leq n \leq 4$
<i>o</i>	Externo
<i>p</i>	Perdas
<i>sup</i>	Limite superior
<i>t</i>	Caixa de marchas
<i>td</i>	Trem de potência
<i>w</i>	Rodas e pneus
<i>x</i>	Direção longitudinal
<i>y</i>	Direção lateral
<i>z</i>	Direção vertical
$(F + R)$	Sistema de frenagem
$(M + P)$	Sistema de motorização elétrica

Abreviações

Dist.	Distância
Ext.	Externo

Int.	Interno
Res.	Resistência

Siglas

AG	Algoritmo Genético
AGPAI	Algoritmo Genético com Pesos Adaptativos Interativos
AMT	<i>Automated Manual Transmission</i>
AWGA	<i>Adaptive-Weight Genetic Algorithm</i>
CG	Centro de Gravidade
DOE	Planejamento de experimentos (<i>Design Of Experiments</i>)
FE	Freio Eletromagnético
FTP	<i>Federal Test Procedure</i>
i-AWGA	<i>Interactive Adaptive-Weight Genetic Algorithm</i>
IPI	Imposto sobre Produtos Industrializados
JN1015	<i>Japan 1015 driving cycle</i>
MCI	Motor de Combustão Interna
ME	Motor Elétrico
MIDC	<i>Modified Indian Driving Cycle</i>
NBR	Norma Brasileira
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i>
ODE	<i>Ordinary Differential Equations</i>
PWM	<i>Pulse-Width Modulation</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>

Sumário

Lista de Abreviaturas e Siglas	xvi
1 INTRODUÇÃO	29
1.1 Trabalhos relevantes	30
1.2 Motivação e objetivos	31
1.2.1 Necessidade da validação experimental	33
1.3 Bancadas dinamométricas	33
1.4 Determinação de parâmetros do veículo	34
1.5 Modificações na bancada dinamométrica	35
1.6 Contribuições do trabalho	37
2 DINÂMICA VEICULAR	39
2.1 Dinâmica veicular longitudinal	39
2.2 Arrasto aerodinâmico	40
2.3 Resistência à rolagem dos pneus	41
2.4 Influência do ângulo de inclinação da pista	42
2.5 Força de tração disponível	42
2.6 Força de tração transmissível	45
2.7 Aceleração do veículo	45
2.8 Consumo de combustível	46
2.9 Pneus	47
2.10 Ciclos de condução	48
3 PARÂMETROS DA BANCADA E VEÍCULO	49
3.1 Parâmetros do veículo	50
3.2 Inércia equivalente da bancada	53
3.3 Avaliação da inércia do dinamômetro	53
3.3.1 Inércia equivalente do sistema de frenagem	56
3.3.2 Inércia equivalente do sistema de motorização elétrica	58
3.4 Resistência à rolagem do veículo no dinamômetro	59
3.4.1 Perdas do sistema de motorização elétrica	64
3.4.2 Validação das curvas de resistência à rolagem	66
3.5 Mapa de consumo de combustível	68
3.5.1 Instrumentação e pontos de operação do MCI	68
3.5.2 Processamento dos pontos mapeados	70
3.5.3 Consumo em marcha lenta	72
3.6 Curva de torque máximo do MCI	72
3.7 Mapeamento e controle do sistema de frenagem	73

4	MODELO DE OTIMIZAÇÃO	75
4.1	Algoritmos de otimização evolucionários	75
4.1.1	Otimização multiobjetivo por meio de algoritmo genético	75
4.1.2	Fronteira de Pareto	77
4.2	Modelo de simulação	78
4.2.1	Limitação da força de tração	80
4.2.2	Solução numérica	80
4.3	Otimização da estratégia de troca de marchas	81
4.3.1	Parâmetros para trocas de marchas	81
4.3.2	Formulação do problema	83
4.3.3	População inicial	84
4.3.4	Seleção	85
4.3.5	Cruzamento	86
4.3.6	Mutação	88
4.3.7	Limites de população e critério de convergência	89
5	RESULTADOS SIMULADOS	90
5.1	Resultados da estratégia de troca de marchas padrão	90
5.2	Área de maior concentração dos pontos de operação do MCI	92
5.3	Resultados do algoritmo de otimização	94
5.3.1	Estratégia para melhor desempenho (mínimo $1 - R$)	96
5.3.2	Estratégia para economia de combustível	98
5.3.3	Estratégia comprometida economia x desempenho (Máximo Ft)	99
5.3.4	Comparativo dos pontos de operação do MCI	101
6	VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	106
6.1	Interface da bancada com o motorista e aquisição de dados	106
6.2	Equacionamento das correções dos atuadores da bancada	108
6.2.1	Emulação do arrasto aerodinâmico	108
6.2.2	Compensação da inércia equivalente	108
6.2.3	Compensação da resistência à rolagem dos pneus	109
6.2.4	Emulação das forças de resistência ao movimento	109
6.3	Estimativa dos torques necessários para os atuadores da bancada	109
6.4	Regimes de operação do MCI	110
6.5	Configuração utilizada para validação experimental	112
6.6	Controle do sistema de frenagem	113
6.7	Comparativo experimental das estratégias de troca de marchas	117
6.7.1	Estratégia padrão	118
6.7.2	Estratégia de melhor desempenho (mínimo $1 - R$)	123
6.7.3	Estratégia para economia de combustível	127

6.7.4	Estratégia comprometida economia x desempenho (Máximo Ft)	131
6.7.5	Comparativo de resultados	134
6.7.6	Experimentos complementares	135
6.7.7	Modelo simulado modificado considerando o escorregamento dos pneus	136
7	CONCLUSÃO	137
7.1	Trabalhos futuros	140
	Referências Bibliográficas	141
	APÊNDICES	150
A	– Resultados complementares a determinação da inércia equivalente da bancada	150
B	– Matrizes dos mapas de consumo	151
C	– Procedimento de preparação experimental	152
D	– Modelagem do raio dinâmico e escorregamento dos pneus	154
D.1	Raio dinâmico do pneu	154
D.2	Escorregamento do pneu	155
D.3	Modificações do mapa de consumo de combustível	156
D.4	Resultados do modelo modificado	157
E	– Artigos publicados	159
E.1	Periódicos	159
E.1.1	SAE International	160
E.2	Capítulo de livro	161
E.3	Congressos	161
F	– Premiações	164
	ANEXOS	165
A	– Dados referentes aos torquímetros	165
B	– Sensor ótico	166
C	– Sensor de vazão de combustível	167
D	– Controlador do sistema de frenagem	168
E	– Módulos de aquisição e saída de dados utilizados	169

1 INTRODUÇÃO

Veículos automotores, movidos por motores de combustão interna (MCI), são o principal meio de transporte utilizado nos dias de hoje. Segundo Delkhosh *et al.*, 2014 estes são provavelmente os maiores consumidores de combustíveis fósseis no mundo, cujo aumento da frota tem ocasionado sérios efeitos para o meio ambiente, devido à poluição gerada pelas emissões de gases em proporções cada vez mais elevadas (Carvalho, 2016). No Brasil foram produzidos cerca de 1.778.464 veículos de passageiros em 2016, acrescidos de 185.795 veículos importados no mesmo período (ANFAVEA, 2017).

Para minimizar os danos ambientais causados pelo crescente número de veículos em circulação foram criadas leis e normas regulamentadoras para a redução do consumo de combustível e emissões, como o decreto brasileiro INOVAR-AUTO de 2012 que tem como objetivos melhorar a eficiência global e atenuar as emissões de novos veículos comercializados a partir de 2017. O INOVAR-AUTO propõe uma redução no imposto sobre produtos industrializados (IPI), buscando incentivar a diminuição do consumo de combustível nos veículos produzidos por um determinado fabricante. Veículos que apresentarem redução no consumo de combustível de 15,46%, comparado com dados referentes ao ano de 2011, obterão um desconto de 1% do IPI. Caso determinado veículo apresente redução de consumo de combustível superior a 18,84%, o mesmo passará a receber um desconto de 2% no valor do IPI (INOVAR-AUTO, 2012).

A definição de pontos adequados para efetuar a troca de marchas do trem de potência do veículo surge como uma alternativa imediata para melhorar a eficiência energética do sistema. A qualidade da troca de marchas representa um fator crucial em todos os segmentos da indústria automotiva (Meng *et al.*, 2015). O uso de diferentes estratégias na troca de marcha pode alterar o ponto de operação do MCI para uma região de melhor eficiência, reduzindo assim o consumo de combustível (Mashadi *et al.*, 2014). Porém, a eficiência e a qualidade na troca de marchas do veículo são determinadas pela escolha do momento exato para a mudança da relação de transmissão do trem de potência (Kahlbau e Bestle, 2013) devido aos efeitos significativos que a mesma proporciona no desempenho do veículo em aceleração (Ahmed *et al.*, 2012).

A literatura usualmente propõe três diferentes estratégias para otimizar o desempenho e o consumo de combustível do veículo: trocas da relação de transmissão no ponto de máximo torque do MCI para melhor desempenho em aceleração, trocas no ponto de máxima potência do MCI para obter altas velocidades e estratégia para economia de combustível (Ehsani *et al.*, 2009). Entretanto, é difícil determinar a melhor condição para executar a mudança na relação de transmissão do trem de potência, principalmente quando se adota uma estratégia de economia de combustível, devido à variedade de fatores que influenciam a dinâmica do veículo e o pouco conhecimento que o usuário possui sobre os pontos de operação do MCI/trem de potência (Kang *et al.*, 2012).

1.1 Trabalhos relevantes

A estratégia de troca de marchas é foco de diversos estudos, na maioria dos casos com objetivo de reduzir o consumo de combustível de um determinado veículo submetido a um, ou vários ciclos de condução padronizados. Abaixo são citados alguns trabalhos relevantes.

Ahmed *et al.*, 2012 apresenta um algoritmo de otimização da estratégia de troca de marchas para redução do consumo de combustível para um caminhão pesado com transmissão manual. O estudo se baseia em determinar a velocidade para a troca de marchas em seis diferentes ciclos de condução e três condições de carregamento do caminhão. Os resultados são obtidos por meio de algoritmo genético combinado com planejamento experimental (DOE), sendo obtido até 6,5% de economia de combustível conforme o ciclo e a condição de carga simulados.

No artigo apresentado por Chen *et al.*, 2016, o consumo de combustível de um veículo de passageiros, equipado com motor 2.2L e transmissão automatizada de seis marchas, é otimizado para o ciclo de condução da norma Europeia NEDC e um ciclo baseado na cidade de Wuhan (China). O desempenho em aceleração também foi considerado na estratégia de troca de marchas que é definida por curvas em função da velocidade do veículo e da porcentagem de uso do pedal de aceleração. Para o ciclo da cidade de Wuhan foi obtida uma redução de 9,1% no consumo de combustível e para o ciclo NEDC a redução foi de apenas 4,6%.

Mensing *et al.*, 2013 otimiza a estratégia de condução para economia de combustível (*eco-driving*) considerando variáveis relacionadas com a condição de tráfego no trajeto. O estudo conclui ser possível obter 34% de economia de combustível para o veículo convencional de passageiros Renault™ Clio 1.5L diesel com 5 relações de transmissão. Porém devido às condições de contorno impostas pelas condições de trânsito, o perfil de velocidades obtido é expressivamente diferente quando comparado com o ciclo objetivo. Este tipo de estratégia de condução consiste em executar acelerações moderadas, ampliando a marcha entre 2000 rpm e 2500 rpm do MCI (dependendo da configuração do veículo), sendo obtidos ganhos de até 26% em redução de consumo de combustível (Thijssen *et al.*, 2014).

Esta técnica de economia de combustível foi comprovada experimentalmente por Orfila *et al.*, 2012 que avaliou a variação no comportamento de 21 motoristas antes e depois de serem instruídos com técnicas de direção para economia de combustível.

Ngo *et al.*, 2013 apresenta um algoritmo de programação dinâmica para otimizar a estratégia de troca de marchas para redução do consumo de combustível e dirigibilidade de um veículo convencional de passageiros. Neste contexto, a dirigibilidade do veículo é representada pela satisfação da demanda de potência requerida pelo condutor, ou seja, representa o mesmo conceito de desempenho/*performance* como apresentado neste trabalho. A otimização leva em conta seis ciclos de condução de diferentes padrões como urbano, rodoviário e alto desempenho das normas americana (FTP) e europeia (NEDC), e compara três métodos para otimização do desempenho do veículo. A estratégia de troca de marchas otimizada apresenta ganhos de 14,2%

para os ciclos NEDC e 25,4% para os ciclos FTP.

Em um trabalho mais recente Ngo *et al.*, 2014 desenvolve mapas para a troca de marchas para veículos convencionais usando modelo similar ao apresentado em Ngo *et al.*, 2013. Os mapas de trocas de marchas foram desenvolvidos com os resultados obtidos pelas otimizações dos ciclos NEDC e JN1015 (norma Japonesa), em função da velocidade do veículo e do torque do MCI. Os mapas de troca de marcha apresentam economia de combustível em simulação de 7,3% para os ciclos NEDC e 9,9% para os ciclos JN1015 utilizando uma estratégia de troca de marchas focada somente em economia de combustível. Uma segunda estratégia que combina economia de combustível, mantendo um desempenho mínimo aceitável, obteve 4,3% de redução em consumo para os ciclos NEDC e 3,7% para o ciclo JN1015. As estratégias propostas foram validadas experimentalmente em dinamômetro de chassis para um Mitsubishi™ Colt, apresentando 7,4% de economia para o ciclo NEDC e 8,7% para o JN1015 com a estratégia de economia de combustível. Para a estratégia de desempenho mínimo, as reduções apresentadas foram de 4,8% e 3,9% respectivamente.

Na tese de Ngo, 2012 são apresentadas otimizações da estratégia de troca de marchas para veículos convencionais e híbridos para controle de transmissão manual automatizada (AMT) de 6 marchas. O processo de otimização adotado visa encontrar pontos de operação do MCI que apresentem a melhor combinação entre consumo de combustível e desempenho do veículo. Para obter um sistema de controle de troca de marchas no qual o trajeto não é conhecido, Ngo, 2012, adotou o sistema de mapas de troca de marchas, os quais indicam quando a troca deve ocorrer em função da condição de operação do veículo, sendo estes resultados mencionados nos comentários referentes aos artigos (Ngo *et al.*; Ngo *et al.*, 2013; 2014).

Subramanian *et al.*, 2013 avaliou as emissões de poluentes para um MCI propelido com biogás enriquecido no ciclo Indiano modificado de condução (MIDC) em um dinamômetro AVL™ zollener de 2 rolos. O dinamômetro de chassis também foi utilizado por Li *et al.*, 2013 para avaliar a emissão de particulado fino de um veículo Wuling™ 6376A3, com 1.15L MCI movido a gasolina. Neste caso, foi utilizado um sistema de rolo único.

1.2 Motivação e objetivos

A maior parte dos recentes trabalhos, referentes as estratégias de troca de marchas, utilizam técnicas de otimização para maximizar ganhos em relação ao desempenho do veículo e consumo de combustível. Desta forma, se destaca a importância destas ferramentas para obter estratégias de trocas de marchas diferentes das básicas propostas na literatura, as quais têm aplicabilidade somente em condições de condução simplificadas tais como obter a máxima aceleração do veículo até atingir uma determinada velocidade.

Os processos de otimização são usualmente baseados em uma modelagem matemática do problema real a ser estudado. Durante o processo de otimização são modificados os parâmetros nos quais se tem interesse em avaliar, de acordo com suas respectivas limitações que podem ser

definidas em função de uma determinada regra ou restrições físicas do modelo. Entretanto, a qualidade dos resultados obtidos pelo algoritmo de otimização está diretamente ligada a precisão do equacionamento e dos dados utilizados na modelagem matemática do problema.

Para o estudo de otimização referente as estratégia de troca de marchas, o modelo de simulação da dinâmica veicular é baseado em equacionamentos propostos pela literatura, os quais estimam as forças atuantes no sistema, bem como o desempenho e o consumo de combustível resultantes. Este modelo de simulação é dependente da validade de diversos parâmetros do veículo, tais como inércias, coeficientes aerodinâmicos e de rolagem dos pneus, bem como os mapas de consumo de combustível do MCI.

Portanto, este trabalho se divide em três objetivos principais, com intuito de determinar a melhor estratégia de troca de marchas de um veículo submetido ao regime de condução urbano. Primeiramente foi desenvolvida/adaptada uma bancada dinamométrica (dinamômetro de rolo) para possibilitar a obtenção dos parâmetros necessários para modelagem numérica do veículo testado. Com esta bancada torna-se possível a reprodução de uma série de condições de operação, por meio de dois sistemas de atuação que retiram ou inserem potência no conjunto veículo/bancada.

Como segundo objetivo, foi proposto um problema de otimização, para determinar velocidades adequadas para efetuar as transições entre as relações de transmissão disponíveis no trem de potência do veículo. Este algoritmo de otimização foi implementado na interface Matlab™, e tem como base o modelo de simulação da dinâmica longitudinal do veículo desenvolvido conforme equacionamento proposto por Gillespie, 1992, juntamente com os parâmetros experimentais obtidos previamente na bancada. Desta forma, as estratégias de troca de marchas foram otimizadas para melhorar o desempenho do veículo em relação a um perfil de velocidades objetivo, minimizando o consumo de combustível do MCI.

O terceiro objetivo deste trabalho foi, utilizando a bancada dinamométrica, reproduzir uma determinada condição de operação do veículo, com base no equacionamento utilizado no modelo matemático de simulação. Ou seja, nesta etapa, o sistema de controle dos atuadores inseridos na bancada emulou condições de carregamento, tais como o arrasto aerodinâmico e a resistência à rolagem dos pneus, de forma semelhante a condição simulada, porém aplicados no veículo real, possibilitando assim a validação das estratégias de troca de marchas otimizadas obtidas numericamente.

É importante destacar que correções no modelo tornam-se necessárias, pois no processo experimental em bancada (sem correções) a real demanda de potência do veículo pode vir a ser diferente das estimativas iniciais propostas pela literatura, gerando variações nos pontos de operação do MCI. Este fator é limitante para a validação dos resultados obtidos pelo algoritmo de otimização proposto em comparação com os obtidos experimentalmente, pois estas diferenças nos pontos de operação do MCI impactam diretamente o desempenho em aceleração e o consumo de combustível. Maiores detalhes sobre as modificações efetuadas na bancada, e trabalhos previamente desenvolvidos com o equipamento serão apresentados a seguir.

1.2.1 Necessidade da validação experimental

Como proposto anteriormente, este trabalho tem como objetivo a determinação de estratégias de troca de marchas otimizadas, para redução do consumo de combustível e melhoria do desempenho do veículo. Porém, o processo de otimização é baseado em simulações, nas quais o comportamento do motorista é estimado por um ciclo de condução padrão que fornece um perfil de velocidade objetivo.

Na simulação, a demanda de potência do veículo para uma determinada condição de operação é estimada em função de um determinado equacionamento proposto pela literatura, sendo a dinâmica do veículo calculada em passos discretizados, nos quais a potência de saída do MCI é sempre semelhante ao exato valor necessário para manter o veículo na velocidade desejada (com exceção de casos em que o desempenho é limitado pela potência disponível do MCI ou pela capacidade de tração máxima dos pneus), conforme será abordado no Capítulo 2.

Na condição experimental, o motorista tem como objetivo (visual) seguir o mesmo perfil de velocidades, porém com limitações referentes ao controle da demanda de potência do MCI, a qual é feita por meio do pedal de aceleração do veículo e da troca da relação de transmissão do trem de potência, sendo ambos os processos executados manualmente, o que os torna dependentes do tempo de reação e sensibilidade do motorista. Portanto, não é possível manter a uniformidade entre a potência necessária para obter a velocidade desejada e a potência de saída do MCI como na condição simulada. Ou seja, na condição experimental o veículo oscila entre situações em que permanece abaixo da velocidade objetivo (potência de saída do MCI insuficiente) ou condições nas quais a velocidade do veículo está acima do objetivo (potência de saída do MCI excedente), gerando assim variações tanto no desempenho quanto no consumo de combustível.

Portanto, a validação experimental das estratégias de troca de marchas otimizadas obtidas pelo modelo computacional torna-se essencial, uma vez que os resultados de desempenho e consumo de combustível simulados podem não ser reproduzidos experimentalmente devido as limitações do motorista. Por exemplo, estratégias com muitas trocas de marchas em um curto intervalo de tempo podem ser de difícil execução em uma condição real de operação do veículo, gerando redução excessiva de desempenho em comparação com o modelo simulado.

1.3 Bancadas dinamométricas

Testes automotivos de validação costumam ser realizados em equipamentos denominados bancadas dinamométricas. Estes dispositivos absorvem e medem a potência resultante do movimento de um sistema propulsor (Figliola e Beasley, 2010). Na maioria dos casos, a avaliação de potência para motorização veicular é feita com o veículo completo (dinamômetro de chassi), no qual a potência é medida na roda do sistema de tração.

Existem várias configurações para medição da potência de saída nas rodas de tração do

veículo e as mais comuns são: rolos de inércia, sistemas de frenagem por água, sistemas eletromagnéticos (corrente de Foucault) ou sistemas por atrito, bombas hidráulicas, motores e geradores elétricos (Figliola e Beasley, 2010).

Dependendo da configuração desejada, mais de um sistema de medição de potência pode ser utilizado para avaliação do veículo. Usualmente, os rolos de inércia são associados a um sistema extra, o qual permite variar a carga possibilitando avaliar regimes transientes causados pelo arrasto aerodinâmico ou reproduzir uma possível condição de teste que englobe subidas e descidas.

1.4 Determinação de parâmetros do veículo

Como mencionado previamente uma série de parâmetros do veículo estudado necessitam ser conhecidos para garantir a confiabilidade dos resultados de simulação, para uma futura validação experimental. Alguns destes parâmetros, relacionados à geometria do mesmo e as relações de transmissão do trem de potência foram obtidos do manual de usuário do veículo (FIAT, 2008). Valores de inércia do veículo foram extraídos do trabalho apresentado por Haim, 2011, o qual contém valores das inércias do MCI e do trem de potência de um veículo similar ao estudado no presente trabalho. No entanto, outros parâmetros do veículo como os mapas de consumo de combustível, e curvas de resistência à rolagem dos pneus nos rolos da bancada não são divulgados e necessitam ser obtidos experimentalmente.

O mapa de consumo de combustível, e a curva de torque máximo do MCI seguem o procedimento experimental descrito em Costa, 2014, no qual foi utilizado um sensor de vazão na linha de combustível (Figura 1.1a) para o mapeamento dos pontos de operação do MCI e seu respectivo consumo de combustível. Para a realização deste experimento, Costa, 2014 utilizou a bancada dinamométrica (Figura 1.1b).



(a) Sensor de vazão de combustível

(b) Bancada dinamométrica original

Figura 1.1: Bancada dinamométrica e sensor de vazão utilizados por Costa, 2014

O mapa de torque do MCI foi obtido em função da porcentagem de abertura da borboleta

(aquisição direta do sinal resultante em função da posição), do torque resultante do carregamento imposto nos rolos da bancada (aquisição por torquímetro) e da rotação do MCI (obtida por meio da velocidade do veículo e relação de transmissão do trem de potência utilizada durante o experimento). O mapa de consumo de combustível foi definido em função dos mesmos parâmetros utilizados no mapeamento de torque do MCI, porém em diversas condições de operação, sendo definido como ponto de operação estável, a condição na qual os valores de torque, rotação e abertura de borboleta do MCI eram mantidos constantes (dentro de limites máximos e mínimos aceitáveis) por um intervalo de tempo superior a cinco segundos. Para um determinado ponto de operação, o consumo de combustível é definido em função da vazão medida no sensor (Figura 1.1a) durante o intervalo de tempo no qual os parâmetros medidos eram considerados constantes, gerando assim um conjunto de pontos, os quais deram origem aos mapas de consumo específico e volumétrico de combustível.

Estes mapas de consumo de combustível, e torque do MCI, correspondem aos principais parâmetros no processo de otimização da estratégia de troca de marchas do veículo, pois definem o consumo de combustível em função do ponto de operação do MCI, bem como os limites de desempenho do veículo que estão diretamente relacionados ao torque máximo disponível para cada rotação do MCI e as rotações máxima e mínima de trabalho.

1.5 Modificações na bancada dinamométrica

Para tornar possível a reprodução experimental de um determinado equacionamento de cálculo da demanda de potência, os sistemas de frenagem e motorização elétrica da bancada foram modificados, permitindo assim a obtenção de parâmetros tais como inércia do sistema e resistência à rolagem no contato pneu/rolos, bem como a correção da demanda de potência para uma determinada condição de operação do veículo.

Os experimentos realizados por Costa, 2014 constataram limitações do sistema original da bancada dinamométrica. A bancada é originalmente composta por oito massas rotativas (Figura 1.1b), sendo quatro destas propelidas pelas rodas dianteiras, e as outras quatro remanescentes pelas rodas traseiras (quando aplicável), representando configuração 4x4 do equipamento. Entretanto a ligação dos sistemas era originalmente feita por um sistema de polias e correias, que demandava um longo tempo de aquecimento até estabilização da carga resultante da eficiência global do equipamento (aproximadamente 40 Nm nas massas rotativas independente da rotação do equipamento). Esta carga extra associada com a alta inércia resultante da soma de todas as massas rotativas geravam uma inércia equivalente muito superior à de um veículo de pequeno porte com massa de aproximadamente 1000 kg.

A bancada está equipada com motor elétrico (ME) (30 CV 3600 rpm) instrumentado com torquímetro com capacidade de 500 Nm, com intuito de adicionar potência ao sistema, e um freio eletromagnético (FE) com capacidade máxima de 250 Nm instrumentado com torquímetro com capacidade de 3000 Nm para adicionar torque resistivo ao sistema. Originalmente

ambos os sistemas estavam conectados diretamente as massas rotativas da bancada por meio dos respectivos torquímetros de flange.

Esta configuração mostrou-se inadequada devido ao fato do motor elétrico operar sempre em condição de partida (velocidade de 100 km/h do veículo corresponde a aproximadamente 1326 rpm no ME) e o torque resultante do ME ser somente suficiente para suprir a demanda de potência gerada pela bancada devido às perdas do sistema de transmissão (correias que ligam os conjuntos dianteiro e traseiro). No caso do FE, o mesmo não gerava torque suficiente para limitar a velocidade do veículo utilizando a primeira e a segunda relações de transmissão da caixa de marchas, impossibilitando o mapeamento de algumas condições de operação do veículo. Portanto, modificações na configuração do equipamento se fizeram necessárias para a realização dos experimentos propostos no presente trabalho.

Primeiramente, como este estudo relaciona-se somente com veículos de tração dianteira, as massas rotativas traseiras foram desacopladas do sistema, eliminando assim a carga proveniente do sistema de transmissão por correias e o excesso de inércia do equipamento.

O motor elétrico (ME) e o freio eletromagnético (FE) foram acoplados às massas rotativas por meio de redutores com intuito de aumentar o torque final disponível e proporcionar melhores regimes de operação para ambos os sistemas. A Figura 1.2 mostra o esquema de montagem atual do dinamômetro.

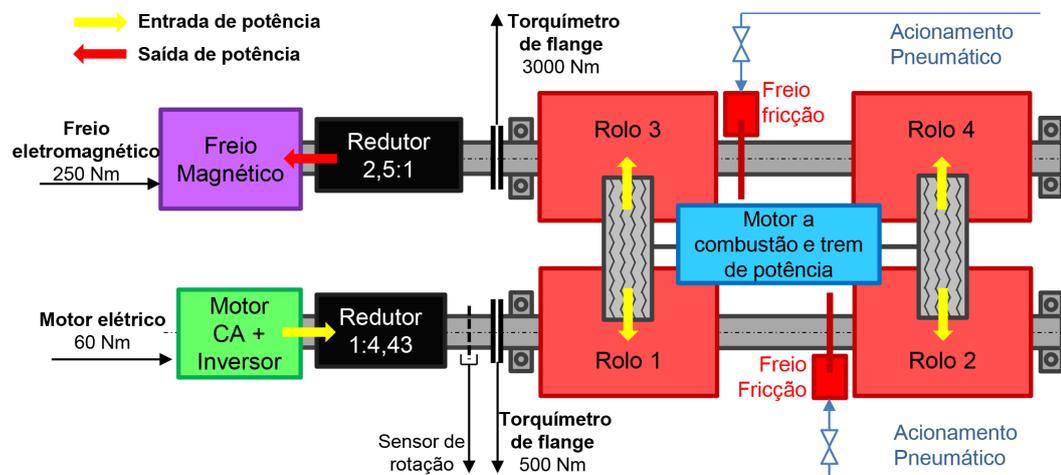


Figura 1.2: Esquema de montagem do dinamômetro

A rotação dos rolos da bancada é medida por meio de um sensor ótico e um disco com 60 divisões. Cada conjunto de rolos conta com um sistema de freios a disco acionados por um sistema pneumático, que são utilizados somente em caso de parada emergencial ou para remoção do veículo do dinamômetro.

Após as modificações realizadas no sistema, a inércia equivalente da nova configuração foi definida experimentalmente. Da mesma forma, as curvas referentes às perdas por atrito dos componentes da bancada e a resistência à rolagem (pneus + transmissão) do veículo foram avaliadas, sendo estas utilizadas como valores de entrada na determinação do torque de operação do MCI, na definição dos mapas de consumo e torque.

Estes torques referentes a resistência à rolagem do equipamento/veículo também foram utilizados no sistema de controle desenvolvido para reproduzir determinadas condições de operação na bancada. Este sistema tem como objetivo reproduzir a demanda de potência do veículo, submetido a uma condição padrão de condução (ciclos normatizados), conforme o equacionamento proposto em literatura, o qual determina a resistência à rolagem dos pneus, arrasto aerodinâmico e forças resultantes da aceleração da massa e trem de potência do veículo.

Porém a resistência à rolagem dos pneus na bancada é amplificada devido ao duplo contato com os rolos, bem como a inércia equivalente das massas rotativas necessita ser compensada em função da massa do veículo testado, somado a demanda de torque equivalente ao arrasto aerodinâmico do veículo.

O sistema de controle dos acionamentos do dinamômetro (ME e FE), avalia a demanda de torque para uma determinada condição de operação do veículo, conforme o equacionamento proposto pela literatura (discutido no Item 2.1), e a atual demanda de torque do equipamento (baseado nos parâmetros experimentais), realizando uma compensação, na forma de torque positivos (sistema de motorização elétrica) ou resistivos (sistema de frenagem), para emular a condição de carregamento a qual o veículo está submetido conforme o equacionamento proposto na literatura, permitindo assim reproduzir a demanda de potência de uma condição simulada em função do equacionamento adotado. Detalhes referentes à montagem, procedimentos de calibração do equipamento, junto aos parâmetros utilizados para dimensionamento da bancada são abordados com maiores detalhes no Capítulo 3.

1.6 Contribuições do trabalho

A principal contribuição deste trabalho refere-se ao desenvolvimento/adequação de uma bancada de testes automotivos com capacidade de reproduzir diferentes condições de operação do veículo. Este sistema possibilita a implementação das diversas abordagens propostas pela literatura para determinação da demanda de potência para um determinado cenário de condução do veículo, permitindo assim a validação de resultados obtidos por simulações de um determinado equacionamento em comparação com um veículo real submetido aos mesmos carregamentos nos quais foi simulado.

Durante o processo de adaptação da bancada, foram desenvolvidas métodos para determinar a inércia equivalente do sistema, juntamente com suas respectivas curvas de perdas. Estes procedimentos também foram utilizados para estabelecer um equacionamento das curvas de resistência à rolagem dos pneus do veículo quando submetidos a um duplo ponto de contato, quando o veículo está acoplado aos rolos da bancada.

Com a determinação de parâmetros mais precisos da bancada, foi possível aprimorar a metodologia de obtenção dos mapas de consumo de combustível, previamente desenvolvida e publicada no mestrado de Costa, 2014. O procedimento atualizado resultou em uma expressiva redução da quantidade de experimentos necessários para obtenção dos mapas, além de aumentar

a quantidade de pontos experimentais aquisitados, o que representa uma maior confiabilidade dos mapas gerados.

As modificações na bancada também podem vir a ser utilizadas para reprodução de ciclos de condução reais, os quais apresentam informações referentes ao relevo do trajeto (fator considerado nulo em ciclos de condução padronizados), fator que representa uma parcela significativa na demanda de potência do veículo.

Na segunda parte do trabalho é apresentado um estudo referente à influência de diferentes estratégias de troca de marchas no desempenho e consumo de combustível do veículo utilizado nos experimentos de calibração da bancada. Nesta etapa foi desenvolvido um modelo de simulação da dinâmica longitudinal do veículo, com base no equacionamento proposto por Gillespie, 1992. O equacionamento base foi complementado pela adição do modelo de simulação do comportamento da embreagem e da modelagem da força transmissível no contato pneu/pista conforme proposto por Jazar, 2008. As equações juntamente com os parâmetros do veículo foram inseridas na interface Simulink/Matlab™, a qual possibilitou o cálculo da demanda de potência necessária para o veículo executar um determinado perfil de velocidades (neste caso o perfil na norma NBR6601), permitindo assim estimar o consumo de combustível de acordo com os diferentes pontos de operação do MCI, os quais variam em função da estratégia de troca de marchas adotada.

Uma vez definido o modelo de simulação, um algoritmo de otimização foi desenvolvido com base no método (AGPAI) Algoritmo genético com pesos adaptativos iterativos (*i-AWGA Interactive adaptive-weight genetic algorithm*) (Gen *et al.*, 2008). O problema de otimização multiobjetivo do tipo bi-critério foi formulado em interface Matlab™, com objetivo de definir velocidades adequadas para a troca de marchas do veículo estudado, a fim de melhorar o desempenho em aceleração e minimizar o consumo de combustível do MCI. Estas velocidades limites para troca de marchas são utilizadas como orientação ao motorista, para que este efetue manualmente a mudança da relação de transmissão do trem de potência para quando o veículo atingir a velocidade de mudança de marcha indicada pela estratégia utilizada. A formulação do problema de otimização, juntamente com os fluxogramas do algoritmo desenvolvido são apresentados no Capítulo 4.

Entre os resultados obtidos pelo algoritmo de otimização, são selecionadas as estratégias de troca de marchas que apresentaram o melhor desempenho, o menor consumo de combustível e a estratégia com a melhor relação de compromisso entre desempenho e consumo. No Capítulo 5, os resultados destas estratégias são discutidos e comparados com a estratégia de troca de marchas padrão proposta no manual de operação do veículo (FIAT, 2008).

As soluções otimizadas, juntamente com a estratégia padrão analisadas no Capítulo 5 são validadas experimentalmente conforme procedimento descrito no Capítulo 6 que mostra os resultados obtidos experimentalmente comparados com suas respectivas simulações, as quais buscam avaliar a influência do padrão de condução do motorista real em relação ao modelo simulado de operação do veículo.

2 DINÂMICA VEICULAR

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

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

A Figura 2.1 ilustra o sistema de coordenadas proposto pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) para o cálculo da dinâmica veicular.

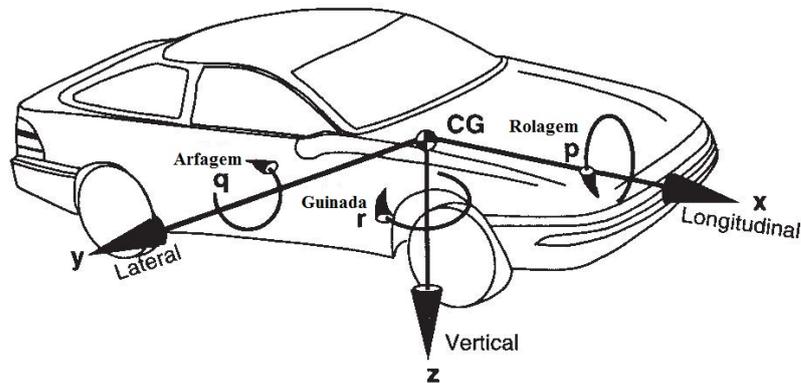


Figura 2.1: Sistemas de coordenadas do veículo conforme SAE. Adaptado de Gillespie, 1992

2.1 Dinâmica veicular longitudinal

No presente estudo somente a dinâmica longitudinal do veículo será abordada. O equacionamento proposto é responsável pelo cálculo da demanda de potência requerida pelo veículo para que este possa cumprir um determinado trajeto, estimando por meio de equações as forças que atuam no sistema tal como o arrasto aerodinâmico e a resistência à rolagem dos pneus, bem como fatores referentes ao ângulo de inclinação da pista e comportamento do motorista.

O modelo básico se baseia nas equações proposta por Gillespie, 1992, porém são adicionadas equações extras de outras literaturas para complementar o equacionamento. A Figura 2.2 mostra as forças atuantes no sistema para um veículo de tração dianteira.

O veículo foco deste trabalho é propulso por motor a combustão acoplado por meio de uma embreagem ao sistema de redução com caixa de marchas com 5 relações de transmissão associado ao diferencial o qual apresenta mais uma redução antes do acoplamento com as rodas dianteiras do veículo, responsáveis por transmitir a força de tração no contato pneu pista. A

demanda de torque do MCI é definida em função das forças de resistência ao movimento, e da aceleração requerida pelo condutor do veículo.

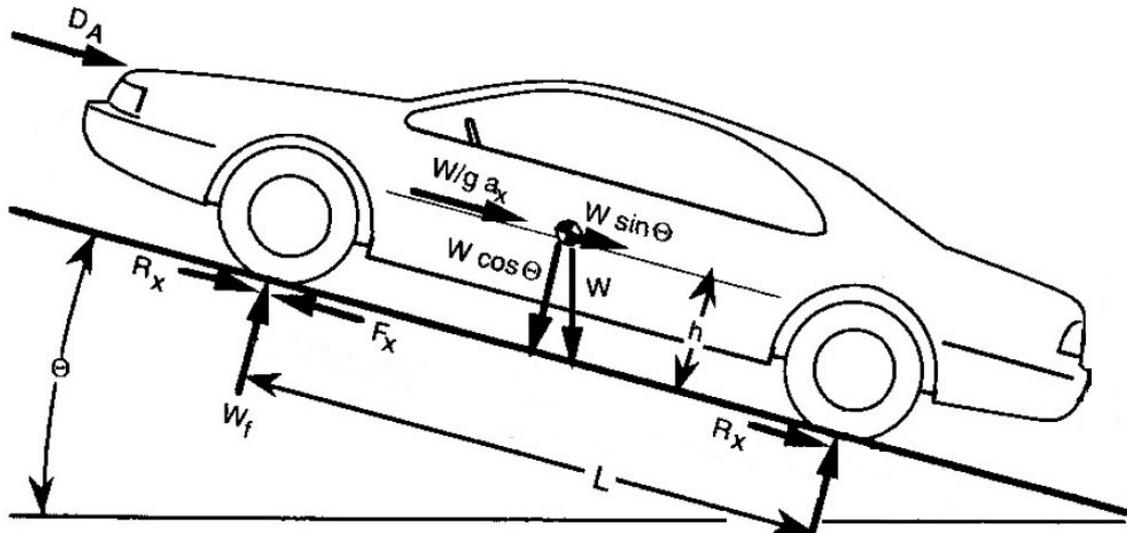


Figura 2.2: Forças atuantes no veículo de tração dianteira. Adaptado de Gillespie, 1992

2.2 Arrasto aerodinâmico

O arrasto aerodinâmico D_A [N] é causado pela resistência imposta pelo ar à passagem do veículo. O ar em contato com a superfície se move a uma velocidade quase idêntica a do veículo, enquanto o ar mais afastado permanece parado. No escoamento intermediário, as moléculas se movem a uma ampla gama de velocidades, gerando uma diferença de velocidade entre as moléculas de ar produzindo um atrito que resulta em uma parcela do arrasto aerodinâmico (Ehsani *et al.*, 2009).

O restante do carregamento aerodinâmico é gerado devido às zonas de alta e baixa pressão geradas pelo deslocamento do veículo como mostrado na Figura 2.3. A zona de alta pressão gerada em frente à direção de movimento atua gerando uma força que empurra o veículo na direção contrária ao movimento, enquanto na zona de baixa pressão puxa o veículo na direção oposta ao movimento (Ehsani *et al.*, 2009).

Devido à complexidade do escoamento o arrasto aerodinâmico é aproximado pela Equação (2.1) em função da velocidade do veículo V [m/s], e parâmetros relacionados a geometria do veículo.

$$D_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A \quad (2.1)$$

Sendo a densidade do ar $\rho = 1,2258 \text{ kg/m}^3$, A [m²] a projeção da área frontal do veículo como mostra a Figura 2.4a e C_D equivale ao coeficiente de arrasto aerodinâmico (Figura 2.4b), determinado experimentalmente em testes realizados em túneis de vento.

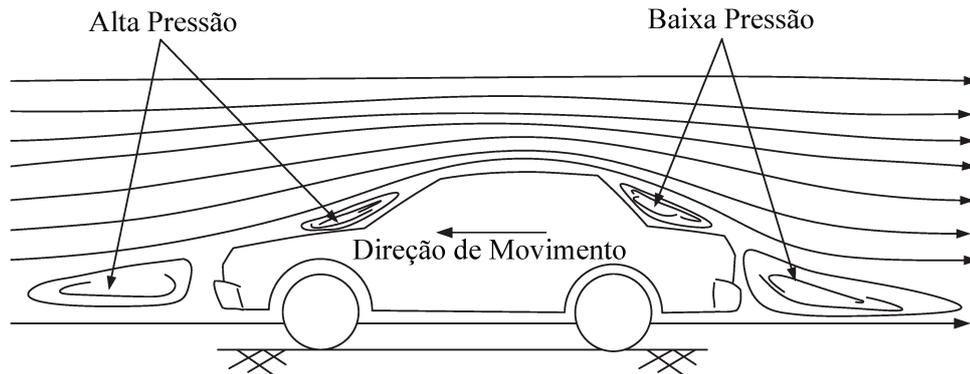


Figura 2.3: Pressões atuantes no veículo. Adaptado de Ehsani *et al.*, 2009

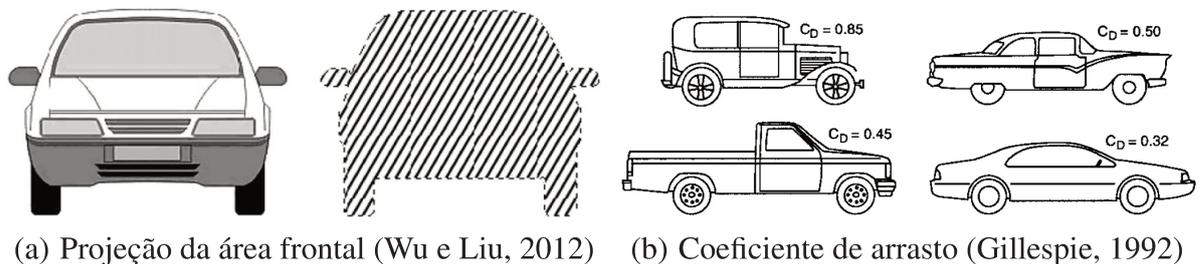


Figura 2.4: Parâmetros para cálculo do arrasto aerodinâmico

Segundo proposto por Wong, 2001, a área frontal para veículos de passageiros pode ser estimada em função da massa do veículo M [kg] por meio da Equação (2.2) que é válida para $800 \leq M \leq 2000$ kg.

$$A = 1,6 + 0,00056(M - 765) \quad (2.2)$$

2.3 Resistência à rolagem dos pneus

A resistência à rolagem dos pneus R_x [N] é responsável pela maior parte da demanda de potência do veículo em baixas velocidades e considerando pavimento rígido (Gillespie, 1992). A força de resistência ao rolamento é causada basicamente pela deformação dos pneus e pelo fenômeno de adesão no contato pneu pista. A energia resultante da deformação dos pneus é dissipada em forma de calor. A resistência ao rolamento dos pneus é estimada pela Equação (2.3) em função do peso do veículo W [N] e de um termo adimensional denominado coeficiente de resistência ao rolamento f_r .

$$R_x = Mgf_r = Wf_r \quad (2.3)$$

O coeficiente de resistência ao rolamento f_r é estimado de várias formas, variando de constantes como proposto em Genta; Wong; Ehsani *et al.*, 1997; 2001; 2009,

ou equações em função da velocidade V [m/s], obtidas por meio de experimentos como a Equação (2.4) (Gillespie, 1992), a Equação (2.5) (Wong, 2001), a Equação (2.6) (Ehsani *et al.*, 2009) e a Equação (2.7) proposta por Jazar, 2008.

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{2,24V}{100} \right) \quad (2.4)$$

$$f_r = 0,0136 + 1,44 \times 10^{-7} V^2 \quad (2.5)$$

$$f_r = 0,01 \left(1 + \frac{V}{576} \right) \quad (2.6)$$

$$f_r = 0,015 + 7 \times 10^{-6} V^2 \quad (2.7)$$

Existem equações mais complexas para determinar coeficiente de rolagem f_r , como a Equação (2.8) proposta por Genta; Jazar, 1997; 2008 que considera a variação da pressão de inflação dos pneus p [Pa], e uma constante K em função do tipo de pneu ($K = 0,8$ para pneus radiais e $K = 1$ para pneus não radiais).

$$f_r = \frac{K}{1000} \left(5,1 + \frac{5,5 \times 10^5 + 90Mg}{p} + \frac{1100 + 0,0388Mg}{p} V^2 \right) \quad (2.8)$$

2.4 Influência do ângulo de inclinação da pista

Este termo se refere a decomposição da força peso resultante do ângulo de inclinação da pista θ [rad]. Em uma subida, a componente da força peso atua retardando o movimento do veículo, já em uma situação de descida a força peso auxilia o movimento. A Equação (2.9) demonstra a resistência à inclinação da pista R_θ [N].

$$R_\theta = Mg \sen(\theta) = W \sen(\theta) \quad (2.9)$$

O presente trabalho será baseado no ciclo padrão de condução NBR6601, o qual não apresenta dados referentes a altimetria do percurso, sendo, portanto, o termo R_θ considerado nulo no equacionamento proposto.

2.5 Força de tração disponível

Uma vez determinadas as forças de resistência ao movimento, é possível estimar o torque requerido pelo MCI T_{req} [Nm], em função da aceleração requerida pelo motorista a_{req} [m/s²], e

das inércias e relações de transmissão do sistema como mostrado pela Equação (2.10).

$$T_{req} = \frac{(Ma_{req} + R_x + D_A)r + ((I_e + I_t)(N_t N_d)^2 + I_d N_d^2 + I_w) \frac{a_{req}}{r}}{N_t N_d \eta_{td}} \quad (2.10)$$

Sendo N_t e I_t [kgm^2] referentes a relação de transmissão e a inércia da caixa de marchas, N_d e I_d [kgm^2] a relação de transmissão e a inércia do diferencial, η_{td} a eficiência mecânica do trem de potência, r [m] o raio do pneu, I_e [kgm^2] se refere a inércia do MCI e I_w [kgm^2] representa a inércia das rodas e pneus do veículo.

O torque requerido ao MCI (T_{req}) é então comparado com o torque disponível, em função da rotação do MCI e da curva de torque máximo (100% de aceleração) como a mostrada na Figura 2.5.

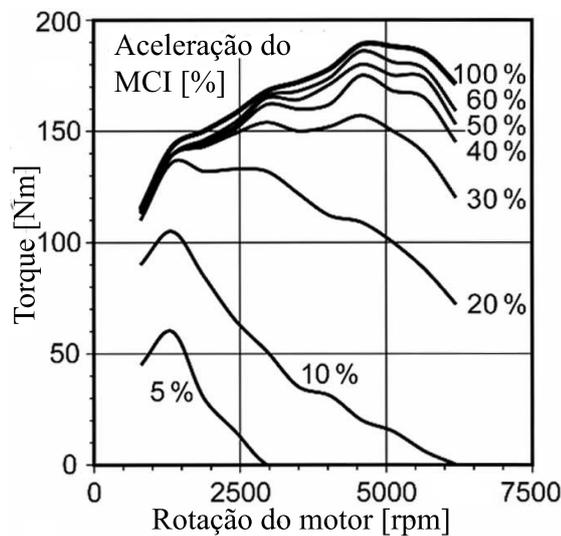


Figura 2.5: Curva de torque do MCI. Adaptado de Naunheimer *et al.*, 2010

Caso o torque requerido T_{req} for superior ao torque disponível, o desempenho do veículo será limitado pela potência do MCI (Gillespie, 1992). Portanto o torque de saída do MCI T_e [Nm] será o valor da curva de 100% aceleração.

O torque de saída do MCI T_e é transmitido a caixa de marchas por meio da embreagem, que permite o desacoplamento do sistema durante as trocas de marchas. Basicamente a embreagem é composta de dois componentes chamados placa e volante, que quando acoplados transmitem o torque por meio de atrito, sendo a interação entre placa e volante controlado por meio do pedal de embreagem. Quando pressionado o pedal da embreagem reduz a força normal entre a placa e o volante, consequentemente, reduzindo a força de atrito e portanto diminuindo o torque transmissível (Rill, 2011). Por outro lado, quando o pedal de embreagem é liberado, uma mola aplica uma força na placa de embreagem contra o volante, aumentando assim o torque transmissível (Rill, 2011).

O torque transmissível pela embreagem T_{cl} é modelado conforme a Equação (2.11) proposta por Kulkarni *et al.*, 2007, em função da força normal F_n [N] aplicada pela mola no contato entre a placa e o volante da embreagem, o coeficiente de atrito entre os discos μ_{cl} , número de

discos n , e os raios interno R_i [m] e externo R_o [m] dos discos da embreagem.

$$T_{cl} = \frac{2}{3} \mu_{cl} F_n n \frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \quad (2.11)$$

Durante o desacoplamento e reacoplamento da embreagem durante a troca de marchas, ocorre deslizamento entre o volante e a placa da embreagem (Wong, 2001). Este regime transiente da embreagem é modelado pelo método gráfico proposto por Haim, 2011, o qual fornece a força da mola F_n em função da posição do pedal de embreagem como mostra a Figura 2.6.

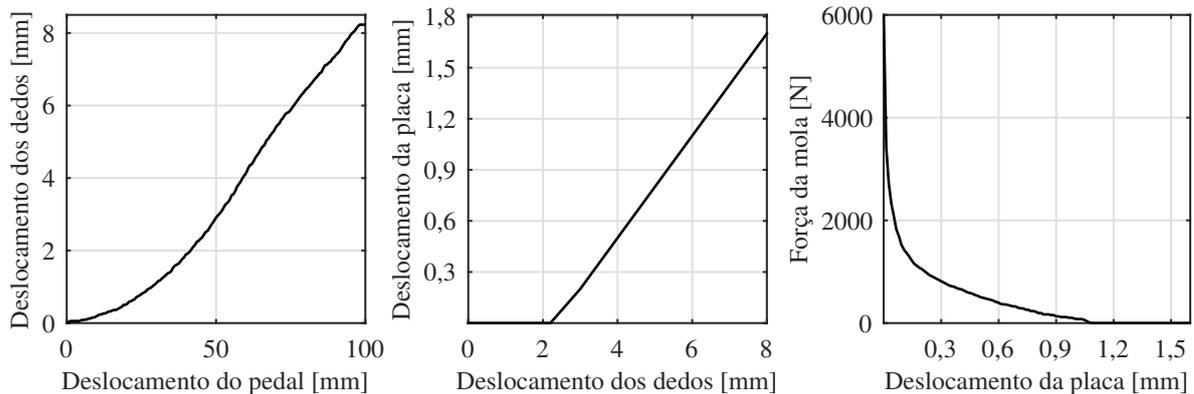


Figura 2.6: Força da mola da embreagem em função da posição do pedal (Haim, 2011)

O tempo necessário para executar a troca de marchas é limitado a 1 segundo conforme proposto por Yin *et al.*, 2007. O desacoplamento ocorre nos primeiros 0,3 segundos da mudança de marcha, nos quais ocorre o total deslocamento do pedal de embreagem (0 a 100 mm). Uma vez desacoplado o MCI da caixa de marchas, a mudança na relação de transmissão é efetuada em 0,2 segundos, nos quais o pedal de embreagem permanece no deslocamento máximo (100 mm). Após a mudança de marcha, o sistema é gradualmente reacoplado nos 0,5 segundos restantes, nos quais o pedal de embreagem retorna do deslocamento máximo para a posição de repouso (na qual a mola exerce força máxima acoplando totalmente o sistema), sincronizando a rotação e torque do MCI com restante do trem de potência (Zhao *et al.*, 2014).

O torque de entrada da caixa de marchas T_t [Nm] é definido pelo menor valor entre o torque de saída do MCI T_e e o torque transmissível pela embreagem T_{cl} . Usualmente o máximo torque transmissível pela embreagem (embreagem fechada acionada somente pela força da mola) corresponde de 10% a 20%, acima do torque máximo do MCI (Genta, 1997). Portanto, o torque de entrada da caixa de marchas somente será limitado pela embreagem durante as trocas de marchas. A força de tração nas rodas do veículo F_x [N] é definida pela Equação (2.12).

$$F_x = \frac{T_t N_t N_d \eta_{td}}{r} - ((I_e + I_t)(N_t N_d)^2 + I_d N_d^2 + I_w) \frac{a_x}{r^2} \quad (2.12)$$

Sendo a_x [m/s²] referente a aceleração real do veículo, que pode ser inferior a aceleração requerida a_{req} caso o desempenho do veículo seja limitado pelo torque máximo disponível

do MCI T_e , torque transmissível da embreagem T_{cl} , ou pela força máxima transmissível no contato pneu pista.

2.6 Força de tração transmissível

O desempenho em aceleração do veículo é limitado pela potência disponível, ou pela força máxima de tração no contato pneu pista (Gillespie; Spanos *et al.*, 1992; 2012). Normalmente a potência disponível do MCI limita o desempenho do veículo em alta velocidade, e o limite de tração do pneu apresenta maior influência em baixas velocidades e altas acelerações.

Quando o veículo está acelerando ou freando em um terreno plano, ocorre uma transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro (Milliken e Milliken, 1995). No caso de um veículo de tração dianteira, a aceleração resulta em uma transferência de carga para o eixo traseiro, reduzindo a força máxima transmissível do pneu F_{max} [N], conforme mostra a Equação (2.13) proposta por Jazar, 2008 em função do coeficiente de atrito entre pneu e pista μ e da geometria do veículo.

$$F_{max} = \mu \left(\frac{Mg c}{2L} - \frac{Mh a_x}{2L} \right) \quad (2.13)$$

Sendo L [m] referente a distância entre eixos, h [m] corresponde a altura do centro de gravidade (CG) do veículo, e c [m] equivale a distância longitudinal entre o centro de gravidade e o eixo traseiro.

2.7 Aceleração do veículo

A aceleração do veículo a_x [m/s²] é determinada pela Equação (2.14) em função da massa do veículo M , das forças de resistência ao movimento R_x e D_A , e da força de tração F_t [N], que corresponde ao menor valor entre a força de tração disponível F_x definida pela Equação (2.12) e a força máxima transmissível pelo pneu F_{max} conforme calculado pela Equação (2.13).

$$a_x = \frac{F_t - R_x - D_A}{M} \quad (2.14)$$

A aceleração a_x calculada pela Equação (2.14) é utilizada na determinação do valor da força de tração, seja esta definida pela Equação (2.12) $F_t = F_x$ ou pela Equação (2.13) $F_t = F_{max}$. Caso o resultado da Equação (2.14) seja inferior a aceleração requerida a_{req} se faz necessário um processo iterativo para determinação da aceleração do veículo a_x , sendo recalculados a força da tração disponível F_x e limite de tração do pneu F_{max} até a convergência que corresponde a real aceleração do veículo para uma determinada condição.

Este processo iterativo tem maior relevância quando o desempenho do veículo está limitado pela força transmissível pelo pneu, devido ao fato que acelerações elevadas reduzem a força normal aplicada no eixo dianteiro, consequentemente diminuindo a força transmissível no

contato pneu pista Quando o valor da aceleração a_x calculado pela Equação (2.14) é inferior a aceleração requerida a_{req} , o novo limite de tração do pneu F_{max} tende a aumentar gerando um valor de aceleração recalculado maior que o apresentado na estimativa inicial.

O torque do ICE T_e [Nm] também precisa ser recalculado pela Equação (2.15) quando o desempenho do veículo é limitado pela força transmissível do pneu.

$$T_e = \frac{F_t r}{N_t N_d \eta_{td}} + ((I_e + I_t)(N_t N_d)^2 + I_d N_d^2 + I_w) \frac{a_x}{r} \quad (2.15)$$

2.8 Consumo de combustível

O consumo de combustível do MCI é calculado com base em mapas de consumo de combustível em função do torque T_e [Nm] e rotação ω_e [rpm] do MCI. Cada ponto de operação (T_e e ω_e) está associado com um ponto na matriz de consumo de combustível (Costa, 2014). Esta matriz é representada pelos mapas de consumo específico de combustível C_e [g/kWh] conforme mostra a (Figura 2.7a) que representa a massa de combustível consumida em função da potência gerada e do tempo de operação em uma determinada condição.

A rotação do MCI ω_e [rpm] é calculada pela Equação (2.16) em função da velocidade do veículo V [m/s], raio do pneu r [m] e das relações de transmissão do diferencial N_d e da caixa de marchas N_t .

$$\omega_e = \frac{30V N_d N_t}{\pi r} \quad (2.16)$$

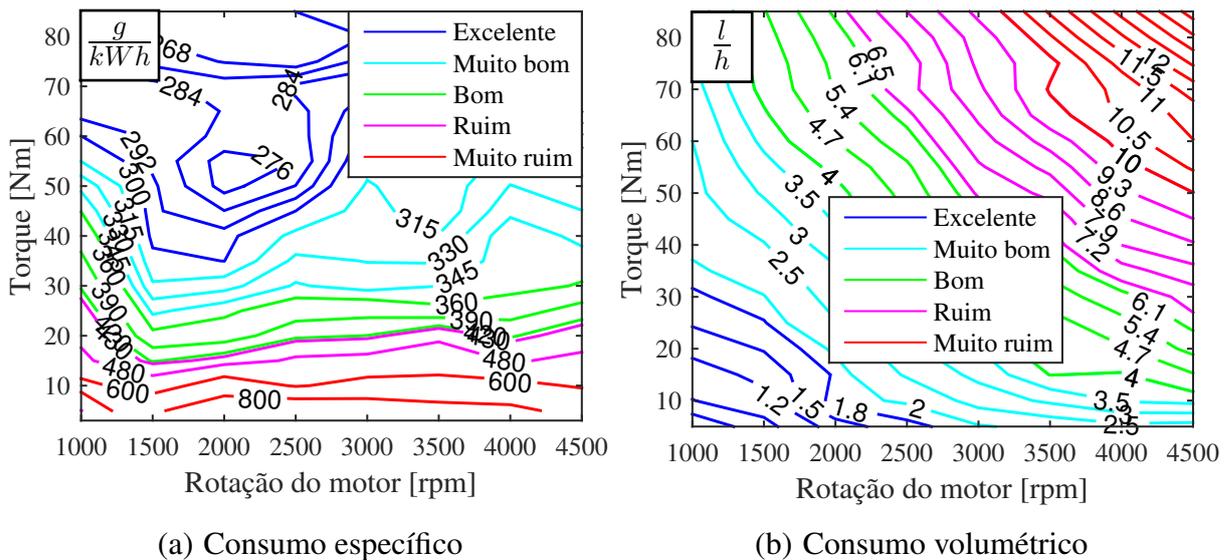


Figura 2.7: Mapas de consumo específico e volumétrico do MCI (Costa, 2014)

Desvinculando a potência gerada da matriz de consumo de combustível, devido a esta já ser considerada nos valores de entrada do mapa (torque e rotação do MCI) é possível ob-

ter o mapa de consumo volumétrico de combustível C_l [l/h] (Figura 2.7b), como mostra a Equação (2.17), em função da massa específica do combustível ρ_c [kg/m³].

$$C_l = \frac{C_e T_e \omega_e}{\rho_c} \quad (2.17)$$

2.9 Pneus

Os pneus são responsáveis por transferir a força de tração do veículo para a pista (Jazar, 2008). A geometria do pneu apresenta influência significativa no comportamento dinâmico do veículo, no caso das análises realizadas pela dinâmica longitudinal, o parâmetro mais importante é o raio do pneu utilizado no cálculo do torque e rotação do MCI. O raio r [m] é calculado pela Equação (2.18) em função das informações do código gravado na lateral do pneu, no qual estão descritos parâmetros sobre a geometria, especificações construtivas e de limites de resistência e velocidade do pneu conforme mostra a Figura 2.8.

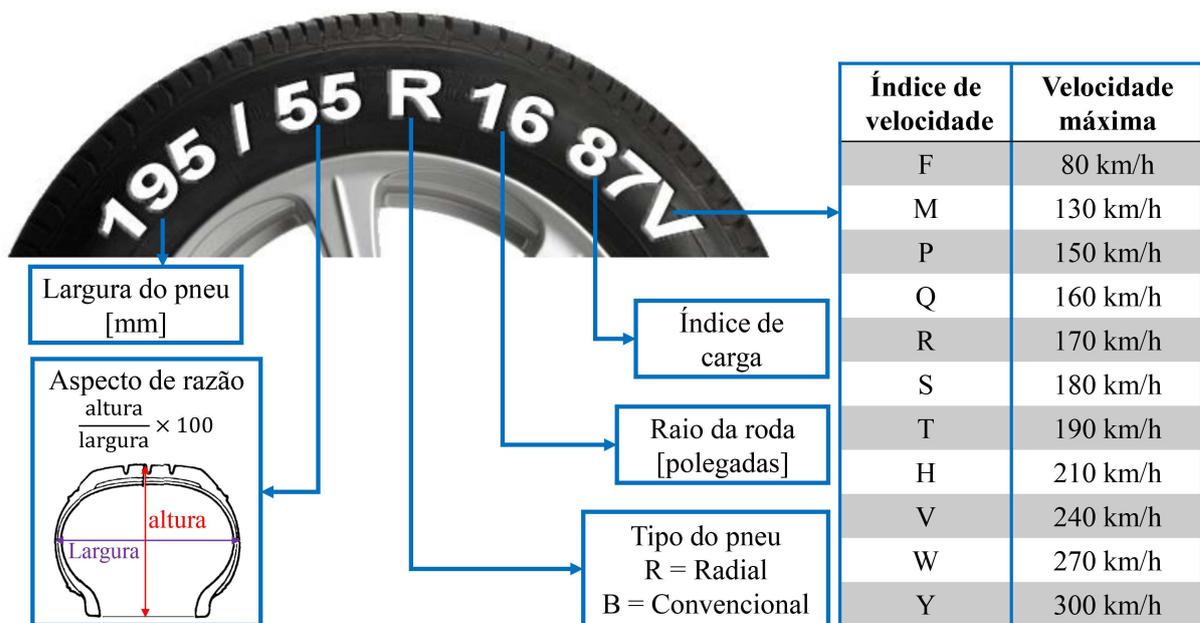


Figura 2.8: Características do pneu. Baseado nos dados de Reimpell *et al.*, 2001
Imagem adaptada de www.changemytyre.com, 2014

$$r = \frac{L_p A_R}{100} + \frac{0,0254 D_r}{2} \quad (2.18)$$

Sendo L_p [m] referente a largura do pneu, A_R [%] equivale ao aspecto de razão (Série) do pneu (Figura 2.8) e D_r é o diâmetro da roda em polegadas.

2.10 Ciclos de condução

Ciclos de condução são utilizados para analisar o desempenho do veículo para uma determinada área ou cidade (Mashadi *et al.*, 2014). O consumo de combustível também é afetado em função do ciclo de condução a qual o veículo é submetido (Doucette e McCulloch, 2011).

Neste trabalho será focado no perfil urbano de condução, o qual é caracterizado por frequentes paradas, baixas velocidades e conseqüentemente baixa demanda de potência do MCI (Lopes *et al.*, 2014). Como base para determinação da aceleração requerida nas simulações é utilizado o ciclo urbano brasileiro de condução NBR6601 (Figura 2.9). A aceleração requerida a_{req} [m/s²] é calculada em função da velocidade do ciclo V_c [m/s] a ser atingida no final no passo de simulação com intervalo de tempo Δ_t [s] e da velocidade atual do veículo V [m/s] como mostra a Equação (2.19). Dados referentes ao ciclo são mostrados na Tabela 2.1.

$$a_{req} = \frac{V_c - V}{\Delta_t} \quad (2.19)$$

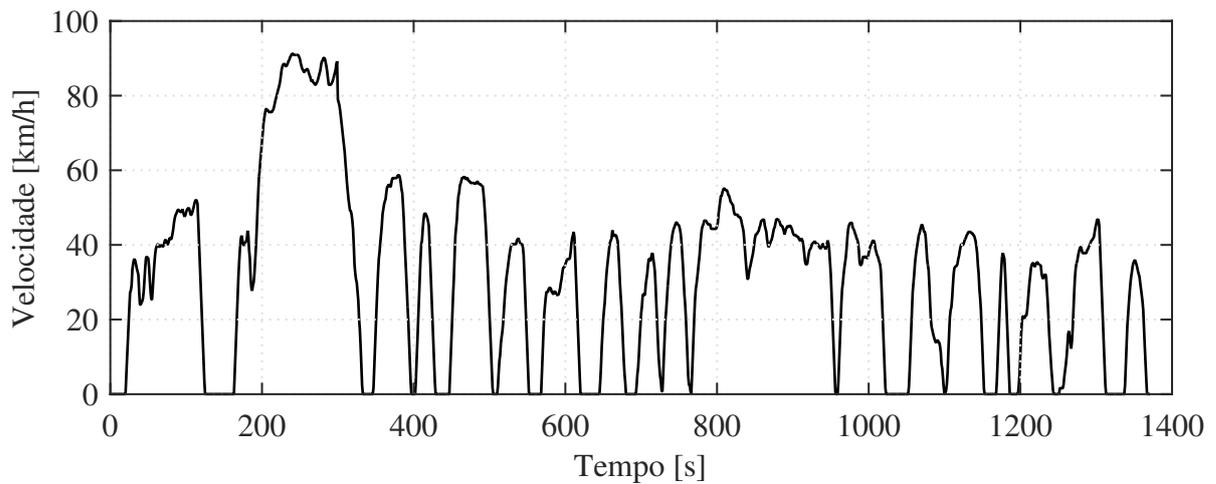


Figura 2.9: Ciclo urbano brasileiro de condução NBR6601, 2012

Tabela 2.1: Parâmetros do ciclo NBR6601 (BARLOW *et al.*, 2009)

Distância total	11996,85 [m]	Velocidade média	31,6 km/h
Tempo total	1369 [s]	Velocidade média (sem paradas)	36,6 km/h
Acelerações por km	4/km	Velocidade máxima	91,15 km/h
Paradas por km	1,17/km	Número de paradas	14
Tempo em aceleração	506 s	% tempo em aceleração	36,96 %
Tempo em desaceleração	427 s	% tempo em desaceleração	31,19 %
Tempo em frenagem	271 s	% tempo em frenagem	19,80 %
Tempo parado	189 s	% tempo parado	13,81 %
Tempo médio de parada	13,5 s	Distância média entre paradas	856,92 m

3 PARÂMETROS DA BANCADA E VEÍCULO

Para os experimentos realizados neste trabalho, foi desenvolvida uma bancada dinamo-métrica, com base no modelo original (Figura 1.1a), a qual apresentava limitações conforme os resultados apresentados por Costa, 2014.

Neste trabalho a bancada será utilizada somente para veículos de tração dianteira, sendo os rolos traseiros desacoplados do sistema. O conjunto dianteiro no qual são posicionadas as rodas frontais do veículo é composto por um conjunto de quatro massas rotativas conforme mostrado na Figura 3.1a. Os rolos A e B são rigidamente acoplados, da mesma forma que os rolos C e D. No conjunto AB está acoplado o sistema de frenagem composto do freio eletromagnético com capacidade de 250 Nm acompanhado do redutor R com relação de redução de 2,5 vezes, sendo este acoplado ao rolo A por um torquímetro de flange de 3000 Nm de capacidade (Figura 3.1b). No conjunto CD está acoplado a motorização elétrica da bancada composta de um motor elétrico (ME) com potência de 30 CV (60 Nm, 3600 rpm) controlado por inversor de frequência, e acoplado a um redutor planetário P com relação de transmissão de 4,43 vezes acoplado ao rolo C por um torquímetro de flange com 500 Nm de capacidade.

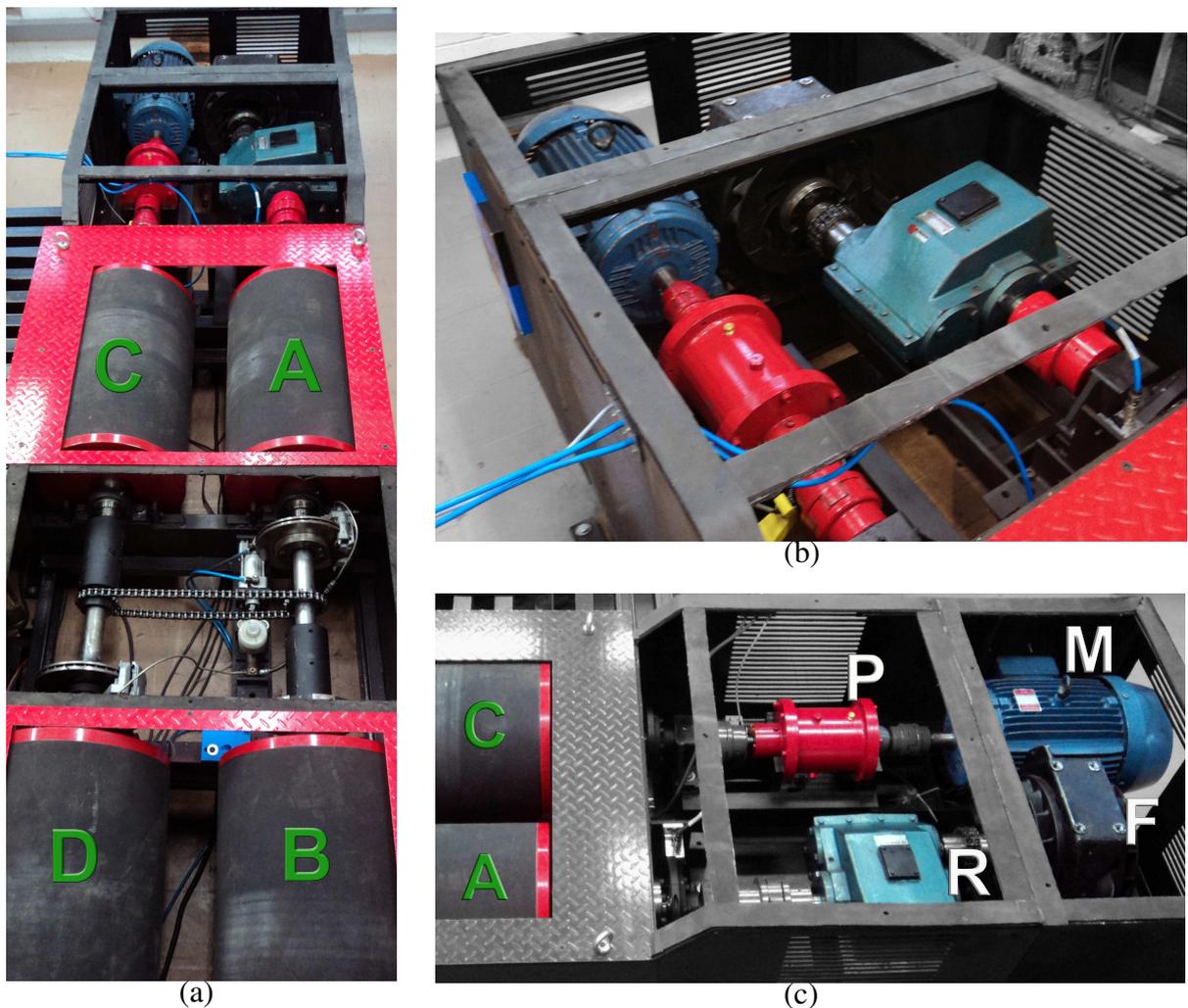


Figura 3.1: Bancada dinamo-métrica modificada

A instrumentação da bancada consiste dos torquímetros de flange (Anexo A) acoplados entre os conjuntos de rolos (Figura 3.2a) e seus respectivos atuadores (sistema de freio e motorização elétrica). A rotação dos rolos é adquirida pelo sensor ótico (Anexo B) mostrado na Figura 3.2b, que conta as divisões do disco (60 pulsos/volta) ligado na saída do redutor planetário P que apresenta rotação semelhante à dos rolos.

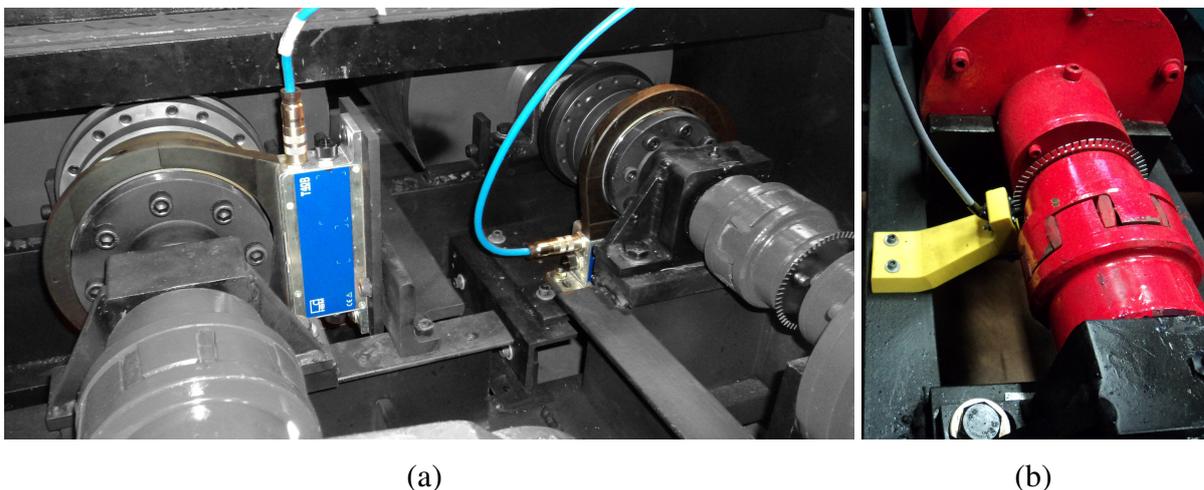


Figura 3.2: Instrumentação da bancada dinamométrica

Inicialmente os conjuntos AB e CD estão conectados por meio de uma corrente (Figura 3.1a), que permite o acionamento de ambos os conjuntos com o uso do ME. Esta montagem é utilizada somente durante a calibração da bancada, sendo a corrente removida quando o veículo é inserido no sistema, devido ao acoplamento entre os rolos AB e CD ser realizados pelos pneus do veículo. Os freios a disco posicionamos entre os rolos AB e CD (Figura 3.1a) são somente para travamento do sistema em caso de remoção do veículo, e frenagem emergencial, não sendo utilizados durante os experimentos realizados.

3.1 Parâmetros do veículo

Para calibração da bancada dinamométrica são necessárias informações referentes ao veículo a ser usado nos experimentos. Neste trabalho será utilizado o veículo FIAT™ Punto 2008 com motor 1.4L (Figura 3.3).

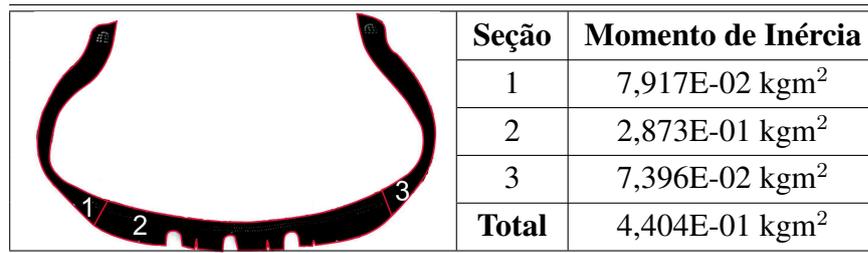


Figura 3.3: FIAT™ Punto 2008 1.4L. Adaptado de Carrosnaweb, 2016

O manual de uso do veículo (FIAT, 2008), disponibiliza os valores das relações de transmissão do câmbio (N_t) e do diferencial (N_d), bem como a massa do veículo (M), a distância entre eixos (L), e as especificações dos pneus. Os valores das inércias do trem de potência são baseados no trabalho de Haim, 2011 o qual apresenta valores de inércias do MCI e trem de potência para um FIAT™ Palio Weekend Adventure 1.8L.

Os veículos Punto e Palio Weekend Adventure apresentam as relações de transmissão da 1ª e 2ª marchas semelhantes, sendo neste caso mantido os valores de inércias (I_t) propostos por Haim, 2011. Para as demais relações de transmissão (3ª 4ª e 5ª), os valores de inércia são interpolados em função da relações de transmissão entre as caixas de câmbio. A inércia do MCI I_e é interpolada entre os valores propostos por Haim, 2011 para o FIAT™ Palio Weekend Adventure 1.8L, e os valores apresentados em Millo *et al.*, 2003 para um FIAT™ Punto 1242 16V. A inércia do diferencial I_d é interpolada com os valores de propostos por Duque, 2006.

No caso da inércia dos pneus e rodas (I_w), os valores são aproximados conforme o método proposto por Haim, 2011, tendo como base os valores de inércia de um pneu 175/65 R14 dividido em 3 seções como mostra a Figura 3.4.



Seção	Momento de Inércia
1	7,917E-02 kgm ²
2	2,873E-01 kgm ²
3	7,396E-02 kgm ²
Total	4,404E-01 kgm²

Figura 3.4: Inércias Pneu 175/65 R14 (Haim, 2011)

O valor de inércia para o pneu do veículo testado 195/60R15 é definido por um coeficiente corretivo para as paredes do pneu F_p conforme mostra a Equação (3.1) em função dos raios externo R_1 [m] (definido pela Equação (2.18)), da roda r_1 [m] e do pneu base 175/65R14, e os raios externos R_2 [m] da roda e r_2 [m] referente ao pneu 195/60R15.

$$F_p = \frac{R_2^4 - r_2^4}{R_1^4 - r_1^4} = \frac{0,3075^4 - 0,1905^4}{0,2916^4 - 0,1778^4} = 1,226 \quad (3.1)$$

O fator corretivo para a largura do pneu F_b é calculado em função da largura do pneu base L_{p1} e da largura do pneu a ser corrigido L_{p2} , como mostra a Equação (3.2). A Tabela 3.1 mostra os valores de inércia corrigidos para o pneu 195/60R15.

$$F_b = \frac{L_{p2}}{L_{p1}} = \frac{195}{175} = 1,114 \quad (3.2)$$

A fim de determinar a inércia resultante dos pneus e rodas do veículo, o resultado obtido na Tabela 3.1 para inércia do pneu (I_p) é somado a inércia da roda ($I_r = 0,2129 \text{ kgm}^2$) dado por Haim, 2011 e multiplicado pelo número de rodas do veículo conforme mostra a Equação (3.3).

Tabela 3.1: Inércias pneus 175/65 R14 e 195/60 R15.

Seção	PNEUS		
	175/65 R14	195/60 R15	
	Inércia Seção	Fator Corretivo	Inércia Seção
1	7,917E-02 kgm ²	1,226	9,706E-02 kgm ²
2	2,873E-01 kgm ²	1,114	3,2E-01 kgm ²
3	7,396E-02 kgm ²	1,226	9,067E-02 kgm ²
Inércia do pneu I_p	0,441 kgm ²	0,508 kgm ²	

$$I_w = 4(I_p + I_r) = 4(0,508 + 0,2129) = 2,88 \text{ kgm}^2 \quad (3.3)$$

Os coeficientes aerodinâmicos foram obtidos de Carrosnaweb; Arsie *et al.*, 2016; 2014, para a versão do veículo estudado e uma versão diesel. Demais parâmetros referentes a localização do CG do veículo foram obtidos proporcionalmente em função das dimensões apresentadas por Genta, 1997 no apêndice referente ao veículo de mesma categoria do estudado neste trabalho. A Tabela 3.2 resume os parâmetros utilizados nas simulações do veículo.

Tabela 3.2: Parâmetros do veículo (Jazar; FIAT; Haim; Carrosnaweb, 2008; 2008; 2011; 2016)

Componentes	Unidades	Relação de transmissão				
		1 ^a	2 ^a	3 ^a	4 ^a	5 ^a
Inércia do MCI (I_e)	kgm ²	0,138				
Inércia Transmissão (I_t)	kgm ²	0,0017	0,0024	0,0037	0,0058	0,0073
Relação de Transmissão (N_t)	- - -	4,273	2,238	1,444	1,029	0,838
Inércia do diferencial (I_d)	kgm ²	$1,519 \times 10^{-4}$				
Redução do diferencial (N_d)	- - -	4,4				
Inércia Rodas+Pneus (I_w)	kgm ²	2,88				
Massa do veículo (M)	kg	1090				
Raio pneu 195/60 R15 (r)	m	0,3075				
Área frontal (A)	m ²	2,16				
Coeficiente de arrasto (C_d)	- - -	0,34				
Distância entre eixos (L)	m	2,510				
Altura do CG (h)	m	0,53				
Dist. eixo traseiro-CG (c)	m	1,5				
Faces da embreagem (n)	- - -	2				
Raio int. embreagem (R_i)	mm	67				
Raio ext. embreagem (R_o)	mm	95				
Atrito embreagem (μ_{cl})	- - -	0,27				
Atrito pneu pista (μ)	- - -	0,9				

3.2 Inércia equivalente da bancada

A inércia total da bancada dinamométrica deve corresponder à inércia do deslocamento longitudinal da massa do veículo somada a inércia equivalente das rodas traseiras do veículo, pois as mesmas não se movimentarem durante os experimentos.

Para determinar a inércia rotacional equivalente ao deslocamento da massa do veículo I_O [kgm²] é necessário igualar a energia cinética da translação da massa do veículo em função da velocidade V [m/s], com a energia cinética de rotação dos componentes do dinamômetro em função da rotação dos rolos ω_c [rad/s].

$$\frac{1}{2}MV^2 = \frac{1}{2}I_O\omega_c^2 \quad (3.4)$$

A rotação do rolo da bancada ω_c pode ser relacionada com a velocidade do veículo V por meio da Equação (3.5) em função do raio do rolo r_c [m].

$$\omega_c = \frac{V}{r_c} \quad (3.5)$$

Unindo a Equação (3.4) e a Equação (3.5) é possível determinar I_O em função da massa do veículo, como mostra a Equação (3.6).

$$MV^2 = I_O \left(\frac{V}{r_c} \right)^2 \therefore I_O = Mr_c^2 \quad (3.6)$$

A inércia equivalente das rodas traseiras do veículo I_{weq} [kgm²], é definida pela Equação (3.7) em função da inércia das quatro rodas do veículo I_w e dos raios do pneu r e do rolo da bancada r_c .

$$I_{weq} = \frac{I_w}{2} \left(\frac{r_c}{r} \right)^2 \quad (3.7)$$

Para o caso do veículo Punto a massa do veículo corresponde a 1090 kg, e sabendo que o raio dos rolos do dinamômetro é de 0,2 m, a inércia equivalente da bancada I_B [kgm²] é calculada pela Equação (3.8).

$$I_B = I_O + I_{weq} = Mr_c^2 + \frac{I_w}{2} \left(\frac{r_c}{r} \right)^2 = 1090 \times 0,2^2 + \frac{2,88}{2} \left(\frac{0,2}{0,3075} \right)^2 = 44,21 \text{ kgm}^2 \quad (3.8)$$

3.3 Avaliação da inércia do dinamômetro

Uma vez determinada a inércia equivalente necessária para reproduzir o comportamento dinâmico do veículo, é necessário avaliar experimentalmente a inércia total do sistema da ban-

cada, o qual é composto pelas quatro massas rotativas, sistemas de frenagem eletromagnética e motorização elétrica, com suas respectivas transmissões, além de componentes extras como acoplamentos e discos de freio acoplados no sistema.

O processo consiste em executar acelerações das massas rotativas da bancada (sem o veículo) por meio do motor elétrico partindo do repouso até atingir a rotação máxima do motor elétrico (3600 rpm). A Figura 3.5 ilustra a configuração do dinamômetro para o experimento, onde pode se observar que os rolos dianteiros e traseiros são acoplados por uma conjunto de rodas dentadas e corrente com relação de transmissão unitária.

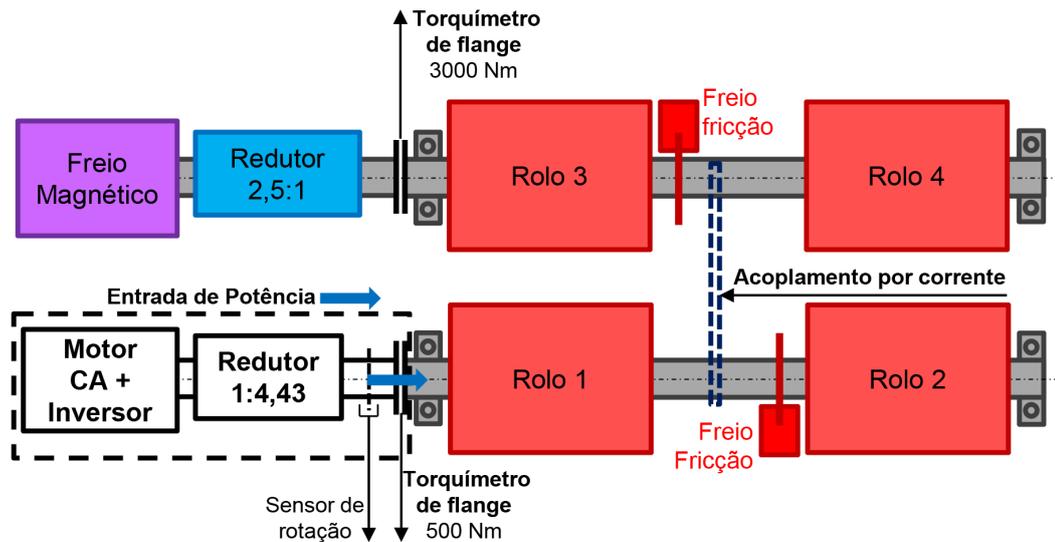


Figura 3.5: Esquema do dinamômetro para avaliação da inércia equivalente dos rolos, discos de freio, acoplamentos e sistema de frenagem eletromagnética

Este processo avalia a inércia e perdas dos sistemas localizados após o torquímetro do sistema de motorização elétrica, responsável pela entrada de potência neste experimento. Portanto, os valores de inércia e perdas referentes ao sistema de motorização elétrica (Motor + redutor) são avaliados separadamente em outro experimento.

O valor de torque aqisitado no torquímetro de 500 Nm T_{aq} [Nm], que liga a entrada de potência (sistema de motorização elétrica) aos componentes que se deseja avaliar é composto pelas perdas da bancada T_p [Nm] (atritos mancais, engrenagens dos redutores) e o torque necessário para aceleração das massas dos 4 rolos e do sistema de frenagem (freio eletromagnético com seu respectivo redutor) I_{eq} [kgm²], além de componentes adicionais tais como os discos do sistema de frenagem por fricção e acoplamentos. A Equação (3.9) determina a divisão do valor de torque aqisitado T_{aq} em função da aceleração angular das massas rotativas α [rad/s²].

$$T_{aq} = I_{eq}\alpha + T_p \quad (3.9)$$

Para determinar o valor da inércia equivalente do sistema I_{eq} , o controlador (inversor de frequência) do motor elétrico foi programado para executar rampas de aceleração constante com diferentes intervalos de tempo para atingir a rotação máxima do motor elétrico. Os dados

referentes ao pico de torque inicial da partida do ME são eliminados, e a aceleração angular α é determinada, pelo ganho de rotação $\Delta\omega$ [rad/s] no intervalo de tempo Δt [s] da fase estabilizada da rampa de aceleração, como pode ser observado na Figura 3.6, que detalha as fases de um dos experimentos realizados.

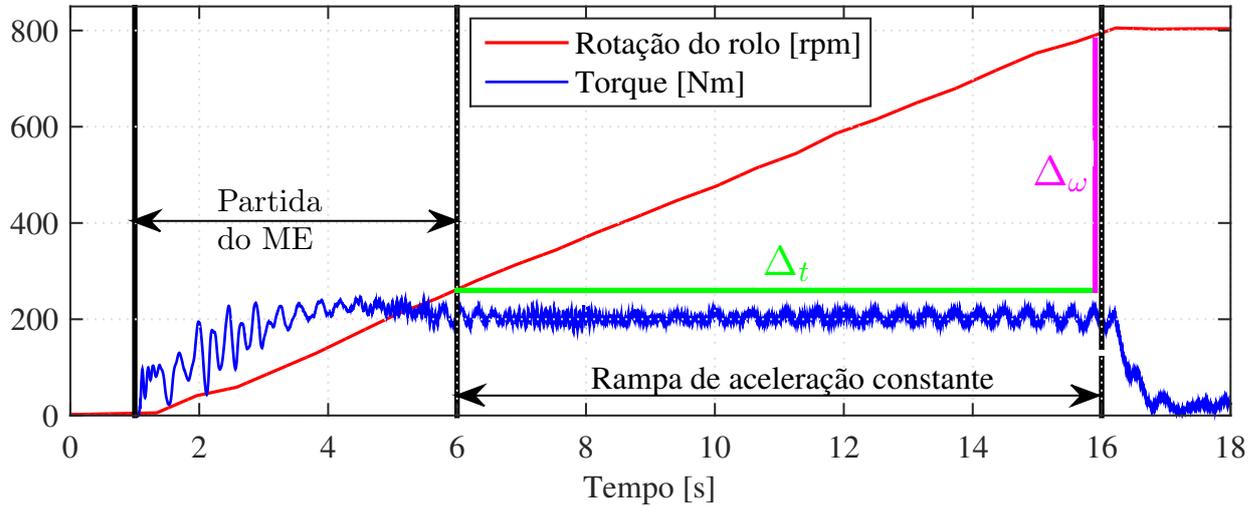


Figura 3.6: Rampas de aceleração

Sendo α definido pela Equação (3.10), e considerando o valor médio do torque T_{aq} durante a rampa de aceleração constante, a Equação (3.9) pode ser portanto convertida em um sistema linear, utilizando os resultados de dois experimentos (com diferentes rampas de aceleração) para determinar as incógnitas I_{eq} e \bar{T}_p , conforme mostra a Equação (3.11)

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (3.10)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 & 1 \\ \alpha_2 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} I_{eq} \\ \bar{T}_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{T}_{aq1} \\ \bar{T}_{aq2} \end{Bmatrix} \quad (3.11)$$

O valor do torque referente as perdas do sistema T_p encontrado pelo sistema de linear proposto na Equação (3.11) é considerado como valor médio \bar{T}_p , devido ao fato destas perdas apresentarem variação em função da velocidade de rotação do sistema, sendo este fator discutido detalhadamente na seção 3.4.

Antes dos experimentos de aceleração, a bancada foi mantida acionada pelo sistema de motorização elétrica em rotação constante (3000 rpm), para aquecimento do conjunto. Neste caso o torque medido no torquímetro do sistema de motorização elétrica (T_{aq}) representa somente as perdas do conjunto, as quais variam com a temperatura, principalmente devido a redução de viscosidade do lubrificante dos redutores com o aquecimento, sendo monitorado o valor de torque até estabilização do sistema.

Após o aquecimento do sistema, foram realizados 3 grupos de experimentos, com 10 rampas de aceleração diferentes, nos quais foi ajustado o tempo de aceleração do mo-

tor elétrico (0 a 3600 rpm). A Tabela 3.3 demonstra os resultados obtidos pela solução da Equação (3.11), combinando os resultados do primeiro grupo de experimentos realizados. Os resultados obtidos pelos demais experimentos encontram-se no Apêndice A.

Tabela 3.3: Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o 1º grupo de experimentos

Tempos de aceleração da bancada [s]										
	10 s	15 s	20 s	25 s	30 s	45 s	60 s	90 s	120 s	180 s
10 s		11,30	14,58	16,82	14,89	13,91	15,58	15,70	15,53	15,25
15 s	33,65		17,52	19,25	15,95	14,30	16,00	15,96	15,71	15,36
20 s	33,24	32,55		20,90	15,18	13,66	15,81	15,85	15,62	15,29
25 s	32,97	32,25	31,76		9,16	11,77	15,06	15,45	15,33	15,11
30 s	33,20	32,83	33,10	35,22		12,63	16,02	15,96	15,67	15,30
45 s	33,32	33,12	33,46	34,45	34,00		19,34	17,06	16,27	15,60
60 s	33,12	32,82	32,95	33,48	32,80	30,46		15,91	15,49	15,12
90 s	33,10	32,83	32,94	33,37	32,83	31,66	32,89		15,07	14,86
120 s	33,12	32,87	33,00	33,41	32,93	32,08	33,18	33,77		14,75
180 s	33,16	32,93	33,07	33,47	33,06	32,43	33,44	34,00	34,23	
Inércias equivalentes do sistema (I_{eq}) [kgm^2]										

Perdas médias (T_p) [Nm]

A Tabela 3.4 define os valores médios de cada experimento realizado, sendo a inércia final do sistema a média dos 3 experimentos realizados.

Tabela 3.4: Média dos valores para cada experimento de aceleração da bancada

	Inercia média [kgm^2]	Perdas médias [Nm]
Experimento 1 (Tabela 3.3)	33,08	15,40
Experimento 2 (Tabela A.1)	33,66	13,57
Experimento 3 (Tabela A.2)	33,64	14,07
Média geral	33,46	14,35

3.3.1 Inércia equivalente do sistema de frenagem

Para determinação da inércia equivalente do sistema de frenagem I_{eqF} [kgm^2], o procedimento de aceleração da bancada pelo sistema de motorização elétrica foi refeito, porém com o sistema de frenagem eletromagnética desacoplado conforme mostra a Figura 3.7, desta forma avaliando somente a inércia dos quatro rolos, discos de freio e acoplamentos. Os resultados obtidos pelos experimentos são apresentados na Tabela 3.5.

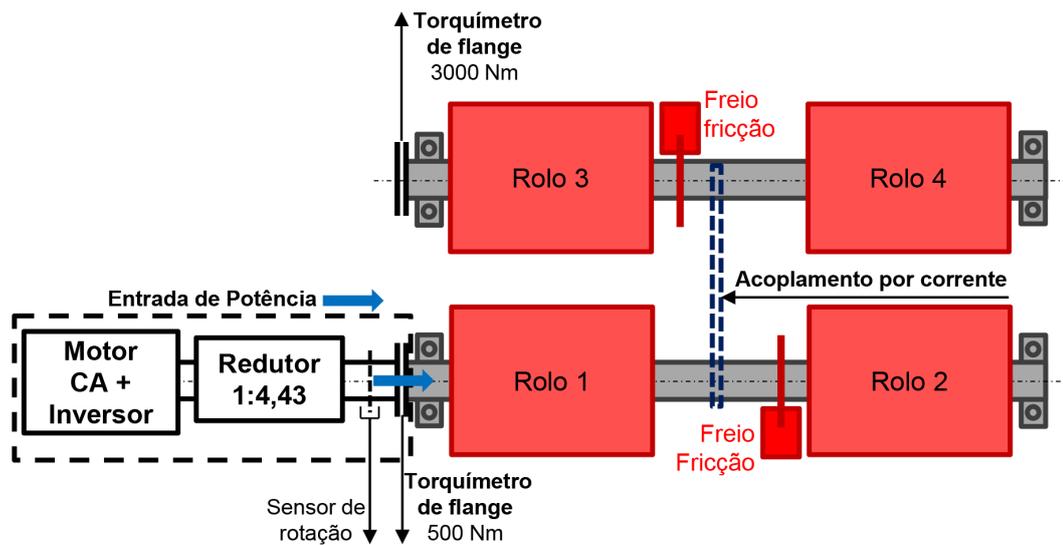


Figura 3.7: Esquema do dinamômetro para avaliação da inércia equivalente dos rolos, discos de freio e acoplamentos, sem o sistema de frenagem eletromagnética

Tabela 3.5: Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o experimento realizado com o sistema de frenagem da bancada desacoplado

Tempos de aceleração da bancada [s]											
	10 s	15 s	20 s	25 s	30 s	45 s	60 s	90 s	120 s	180 s	Perdas médias (T_p) [Nm]
10 s		18,72	13,64	11,26	10,33	10,17	9,52	8,97	9,70	10,06	
15 s	26,74		8,36	7,29	7,38	8,67	8,44	8,29	9,24	9,79	
20 s	27,33	28,58		6,17	6,88	8,74	8,45	8,28	9,29	9,83	
25 s	27,60	28,77	29,10		7,56	9,36	8,76	8,44	9,45	9,95	
30 s	27,71	28,75	28,93	28,69		9,96	8,97	8,51	9,55	10,03	
45 s	27,73	28,52	28,49	28,16	27,84		7,97	8,03	9,47	10,03	
60 s	27,80	28,56	28,56	28,34	28,19	28,90		8,06	9,85	10,29	
90 s	27,86	28,59	28,60	28,43	28,35	28,86	28,83		11,65	11,04	
120 s	27,78	28,42	28,36	28,13	27,98	28,10	27,57	25,02		10,73	
180 s	28,74	28,33	28,23	27,99	27,82	27,80	27,25	25,67	26,32		
Inércias equivalentes somente dos 4 rolos (I_{eq4}) [kgm ²]											

O valor de I_{eqF} é definido pela Equação (3.12) em função da diferença entre a inércia equivalente I_{eq} (4 rolos mais sistema de frenagem conforme Tabela 3.4) e a inércia equivalente somente dos quatro rolos do dinamômetro I_{eq4} [kgm²] (Tabela 3.5).

$$I_{eqF} = I_{eq} - I_{eq4} = 33,46 - 28,03 = 5,43 \text{ kgm}^2 \quad (3.12)$$

3.3.2 Inércia equivalente do sistema de motorização elétrica

O valor de inércia mostrado na Tabela 3.4 somente representa a inércia dos rolos ABCD e o sistema de frenagem RF (conforme Figuras (3.1) e (3.5), sendo necessário estimar a inércia equivalente do sistema de motorização elétrica alocado antes do ponto no qual foram efetuadas as medições de torque utilizadas para obter os resultados apresentados nas Tabelas 3.3, A.1 e A.2.

Neste caso a bancada foi acionada pelo veículo conforme esquema mostrado na Figura 3.8, na qual se observa a entrada de potência por meio do contato dos pneus do veículo com os rolos. O torque adquirido no torquímetro de 500 Nm de capacidade T_{aq} [Nm] é referente a aceleração da inércia equivalente do sistema elétrico I_{eqE} [kgm²], e suas respectivas perdas T_{pE} [Nm]. A Tabela 3.6 mostra os resultados obtidos para sete valores de aceleração, seguindo o procedimento descrito anteriormente para determinação da inércia do restante da bancada.

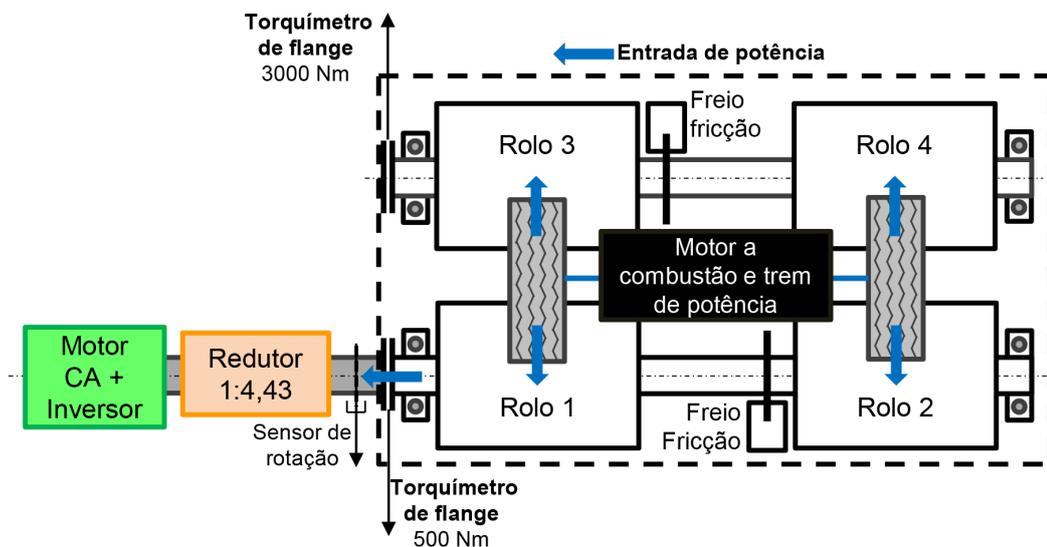


Figura 3.8: Esquema do dinamômetro para avaliação da inércia equivalente do sistema de motorização elétrica

Com os resultados mostrados na Tabela 3.6 é possível estimar a inércia equivalente do sistema elétrico com o valor médio dos resultados apresentados $I_{eqE}^- = 1,38 \text{ kgm}^2$, sendo este valor condizente com valores de inércia tabelados pelo fabricante para versões atualizadas (porém com configuração similar) do motor elétrico utilizado. A Equação (3.13) demonstra o cálculo da inércia equivalente do sistema elétrico, utilizando o valor tabelado de inércia do motor elétrico I_{ME} [kgm²], e a relação de transmissão do redutor planetário N_P . Podendo-se observar convergência entre os resultados experimentais e o valor tabelado.

$$I_{eqE} = I_{ME} N_P^2 = 0,07 \times 4,43^2 = 1,37 \text{ kgm}^2 \quad (3.13)$$

Tabela 3.6: Média dos valores para cada experimento de aceleração da bancada

Aceleração do sistema de motorização elétrica [rad/s ²]								
	9,00	7,32	5,23	3,96	3,35	2,04	1,72	
9,00		10,12	9,03	9,40	9,95	10,60	10,56	Perdas médias (T_{pE}^-) [Nm]
7,32	1,49		8,52	9,24	9,93	10,63	10,58	
5,23	1,61	1,71		9,88	10,65	11,02	10,87	
3,96	1,57	1,61	1,45		11,66	11,31	11,06	
3,35	1,51	1,52	1,30	1,00		11,23	10,96	
2,04	1,44	1,42	1,23	1,09	1,13		10,41	
1,72	1,44	1,43	1,26	1,15	1,21	1,53		
Inércias equivalentes do sistema elétrico (I_{eqE}) [kgm ²]								

3.4 Resistência à rolagem do veículo no dinamômetro

Esta etapa tem por objetivo obter a curva de resistência à rolagem do veículo (em função da velocidade) quando acoplado a bancada (Figura 3.9), sendo esta a resistência à rolagem total do sistema, englobando a energia dissipada nos mancais e transmissões (veículo e bancada) e principalmente entre os pneus e os rolos devido ao duplo ponto de contato.



Figura 3.9: Veículo acoplado ao dinamômetro

Os experimentos são realizados em velocidades constantes V_{km} [km/h] para eliminar os fatores de inércia do sistema, o veículo posicionado na bancada, com os pneus calibrados na pressão recomendada (28 psi), e com a caixa de marchas na posição neutra (MCI desacoplado), é então acionado pelo sistema de motorização elétrica da bancada conforme a Figura 3.10.

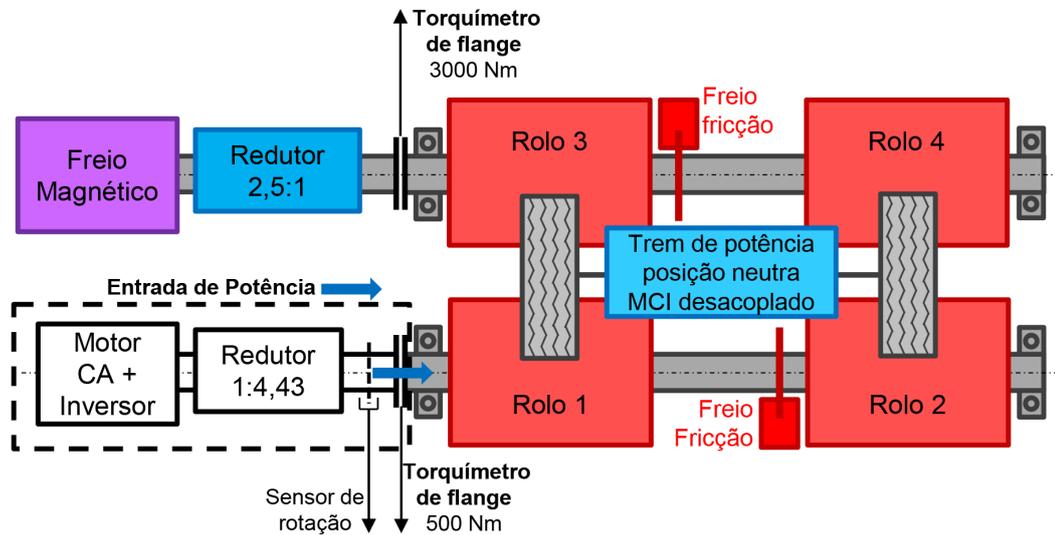


Figura 3.10: Esquema do dinamômetro para avaliação da resistência à rolagem do sistema com MCI desacoplado e desconsiderando o sistema de motorização elétrica

Semelhantemente aos experimentos anteriores, o sistema foi previamente aquecido até a estabilização do torque inserido pelo sistema de motorização elétrica para suprir a resistência à rolagem do sistema a 3000 rpm (rotação do ME). A Figura 3.11 demonstra a influência do tempo de aquecimento na resistência à rolagem do sistema, a qual estabiliza-se após aproximadamente 2 horas (7200 s) de operação no regime proposto.

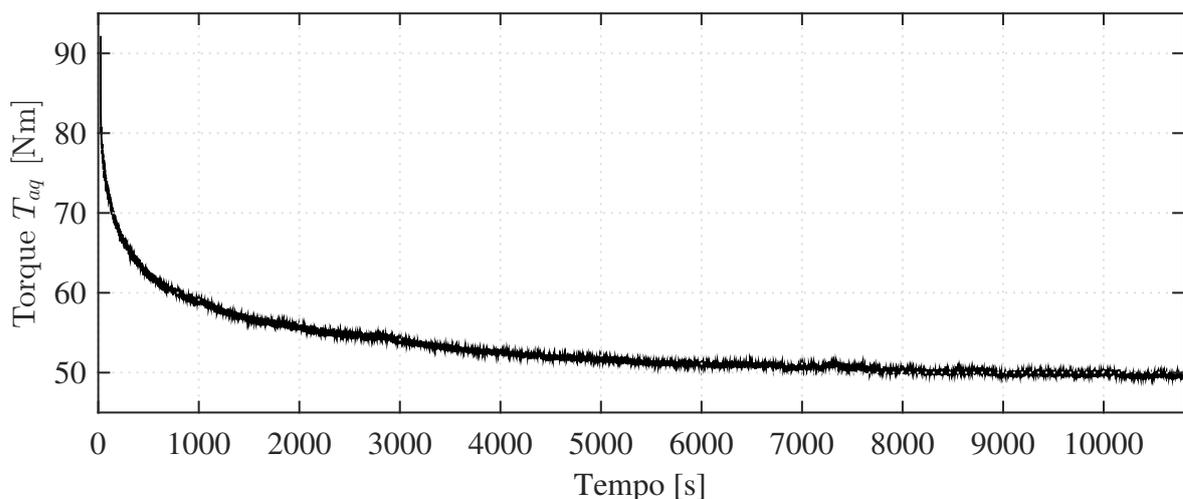


Figura 3.11: Influência do aquecimento do sistema na resistência à rolagem

Uma vez estabilizadas as perdas pelo aquecimento do sistema, a velocidade da bancada é setada pelo ME, até o veículo permanecer a uma velocidade constante, na qual então, uma aqui-

sição de dados do torquímetro é realizada por um intervalo de tempo de 1 min, e o torque adquirido médio \bar{T}_{aq} [Nm] do período é definido como resistência à rolagem na bancada R_{xb} para a velocidade V_{km} na qual ocorreu o experimento. A série de cinco experimentos foi realizada com intervalos de velocidade de 5 km/h até a velocidade de 60 km/h na qual o motor elétrico atinge a rotação máxima admissível. A força de resistência à rolagem na bancada R_{xb} [N] é definida conforme a Equação (3.14) em função do raio do rolo da bancada r_c [m], e do valor médio do torque dos cinco experimentos realizados para cada faixa de velocidade V_{km} , conforme mostra a Tabela 3.7.

$$R_{xb}(V_r) = \frac{\bar{T}_{aq}(V_{km})}{r_c} \quad (3.14)$$

Tabela 3.7: Resistência à rolagem da bancada/veículo em função da velocidade

Velocidade V_{km} [km/h]	Torque \bar{T}_{aq} [Nm]					Média Exp. [Nm]	Res. Rolagem $R_{xb}(V_{km})$ [N]
	Exp. 1	Exp. 2	Exp. 3	Exp. 4	Exp. 5		
05	37,45	36,80	37,19	36,35	36,89	36,94	184,68
10	39,77	39,32	39,84	38,99	39,54	39,49	197,46
15	41,91	41,51	42,04	41,33	41,85	41,73	208,64
20	44,32	44,04	44,31	43,46	44,07	44,04	220,20
25	46,20	45,91	46,05	45,15	45,90	45,84	229,21
30	47,51	47,30	47,25	46,76	46,88	47,14	235,71
35	48,46	48,41	48,33	48,00	48,00	48,24	241,22
40	49,13	48,96	49,05	48,64	48,76	48,91	244,54
45	50,22	50,29	50,43	50,32	50,22	50,30	251,48
50	50,55	50,58	50,72	50,58	50,59	50,60	253,02
55	51,48	51,39	51,54	51,53	51,03	51,39	256,97
60	52,61	52,38	52,47	52,51	52,17	52,43	262,15

Com base nos resultados obtidos da Tabela 3.7 foi possível obter as linhas de tendência das dispersões de pontos, as quais relacionam o torque de resistência à rolagem nos rolos da bancada T_{rb} [Nm] e a força de resistência à rolagem R_{xb} [N] com a velocidade do veículo V_{km} [km/h], conforme mostrado nas Equações (3.15) e (3.16). A Figura 3.12 demonstra a dispersão dos resultados experimentais obtidos e o coeficiente de correlação R^2 da linha de tendência para cada caso.

$$T_{rb} = 28,585V_{km}^{0,1464} \quad (3.15)$$

$$R_{xb} = 142,92V_{km}^{0,1464} \quad (3.16)$$

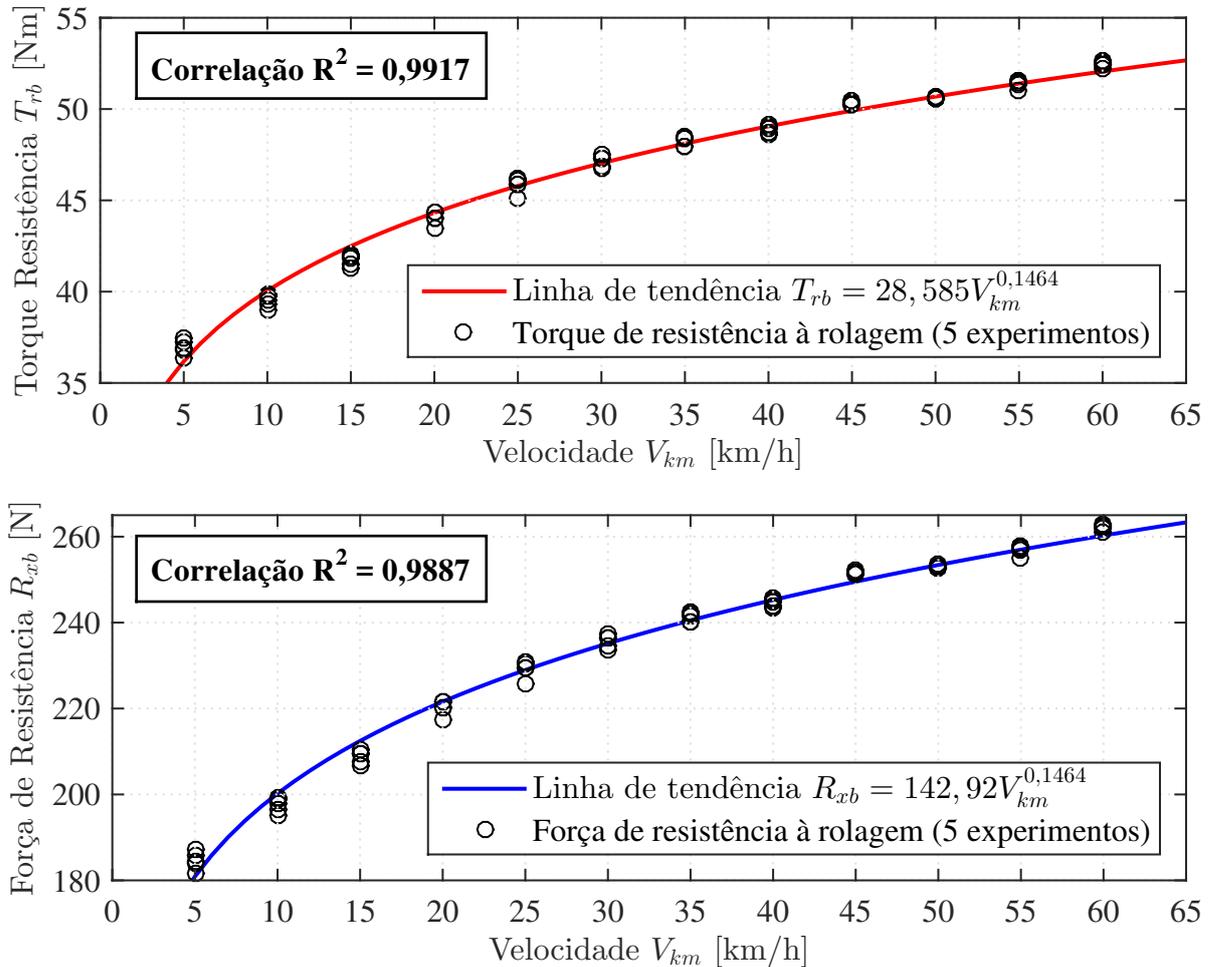


Figura 3.12: Resistência à rolagem da bancada/veículo

Os resultados da Equação (3.16) são comparados com equações propostas na literatura como as Equações 2.4, 2.5, 2.7 e 2.8. A Figura 3.13 ilustra a diferença entre a resistência à rolagem dos pneus em pista R_x , com resultados obtidos pelas Equações (2.4), (2.5), (2.7) e (2.8), comparados com a resistência à rolagem dos pneus nos rolos da bancada R_{xb} .

É possível observar que as perdas de rolagem bancada/veículo são muito superiores aos valores propostos na literatura para resistência à rolagem somente dos pneus. Portanto, é necessário corrigir esta diferença conforme o equacionamento desejado para validação. Esta correção pode ser feita por meio de atuação do sistema de motorização elétrica, o qual insere a diferença de torque no sistema, ou pela redução deste torque (bancada menos literatura) de uma possível carga atuante no sistema de frenagem, como arrasto aerodinâmico e/ou compensação da inércia do veículo em aceleração (uma vez que a inércia equivalente da bancada é inferior a necessária para o veículo testado).

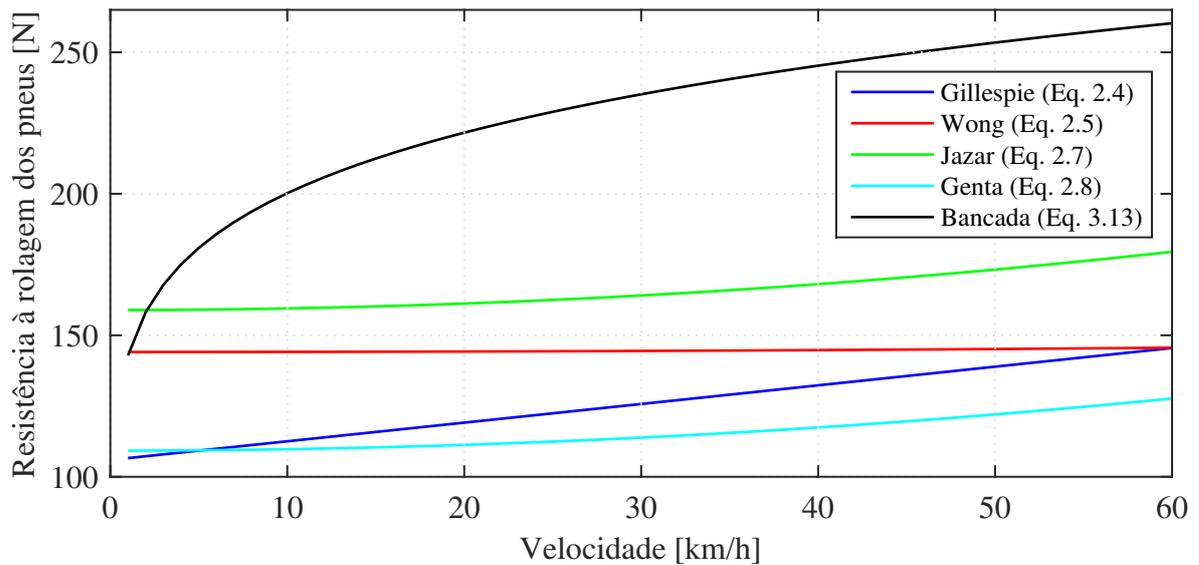


Figura 3.13: Comparativo resistência à rolagem dos pneus nos rolos e em pista

Um método corretivo usual para aproximar a resistência à rolagem nos rolos R_{xb} aos valores semelhantes ao comportamento dos pneus em pista se dá por meio do aumento da pressão de inflação dos pneus. A norma NBR6601, 2012 indica o aumento de pressão dos pneus para 310 ± 20 kPa (aproximadamente 45 ± 3 PSI) para realização de experimentos relacionados à emissões automotivas em dinamômetro de contato duplo.

Porém experimentos realizados com pneus calibrados com 36 PSI e 44 PSI (pressão máxima recomendada pelo fabricante) demonstram que a redução na resistência à rolagem não é suficiente para uma compensação de acordo com os valores propostos pela literatura (Figura 3.13). A Figura 3.14 apresenta um comparativo entre as curvas de resistência à rolagem encontradas para cada pressão de inflação dos pneus.

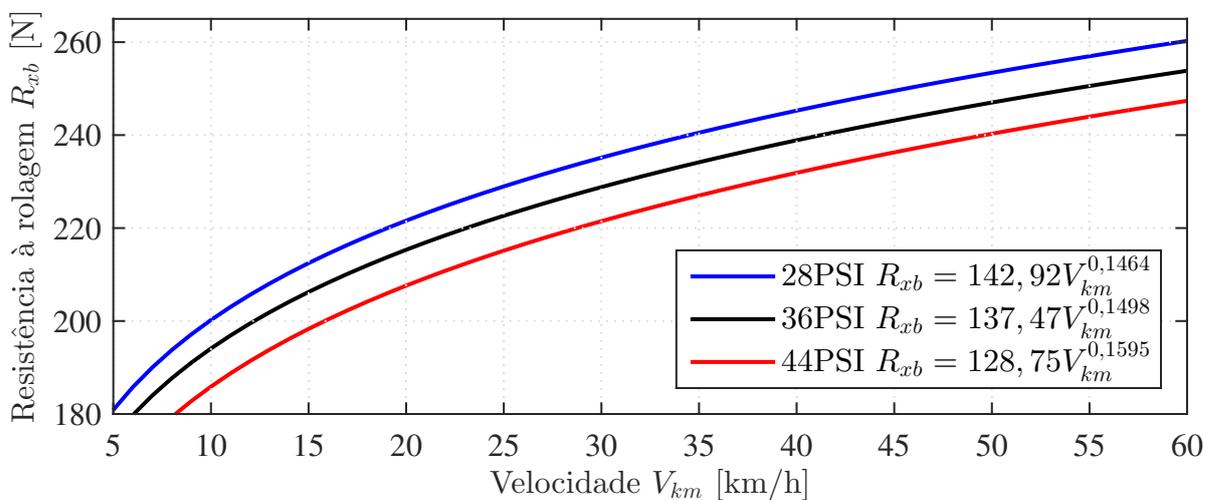


Figura 3.14: Resistência à rolagem bancada/veículo em função da pressão dos pneus

3.4.1 Perdas do sistema de motorização elétrica

O sistema de redução planetário P, acoplado ao motor elétrico, também apresenta perdas as quais não estão inclusas na Equação (3.16), devido ao sistema de motorização elétrica se localizar antes do torquímetro no qual os dados foram aquisitados (ver Figuras 3.1 e 3.2). Portanto, a resistência ao movimento do sistema de motorização elétrica foi obtida acionando a bancada pelos rolos, por meio do MCI do veículo (Figura 3.15), sendo assim possível obter o torque de resistência dos sistemas localizados após os torquímetros M+P e F+R (Figura 3.1).

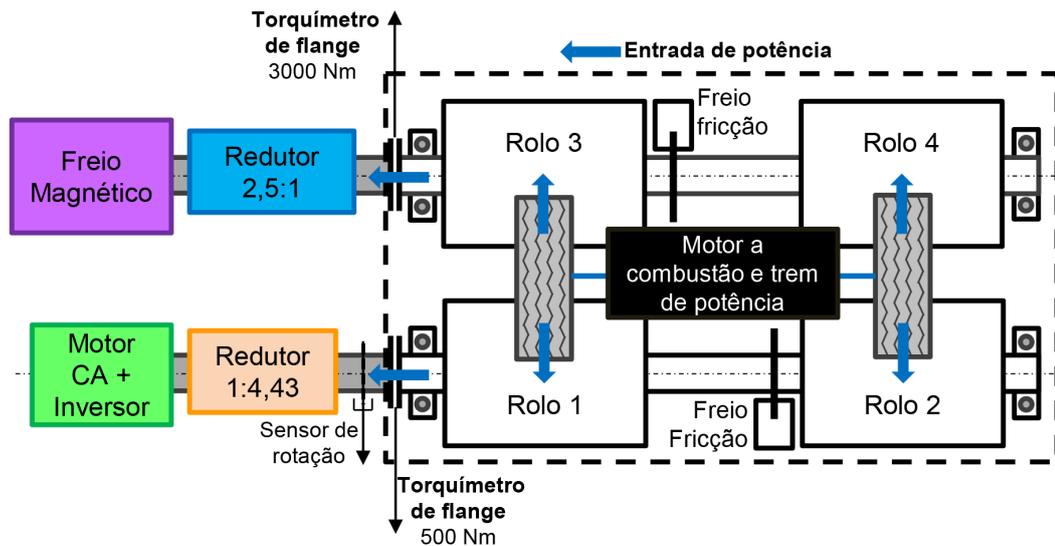


Figura 3.15: Esquema do dinamômetro para avaliação da resistência à rolagem dos sistemas de frenagem e motorização elétrica

As perdas do sistema de frenagem (F+R) já estão inclusas na resistência à rolagem total do sistema (Equação (3.16)). Porém do ponto de vista do controle de frenagem, é necessário o conhecimento deste torque de resistência, uma vez que o valor medido pelo torquímetro deve ser a soma das perdas do sistema (F+R) e do carregamento desejado pelo controle. Por exemplo quando o freio eletromagnético for utilizado para emular o arrasto aerodinâmico do veículo, para uma determinada velocidade o torque medido deve ser a soma do torque correspondente a Equação (2.1) e o valor referente as perdas do conjunto de frenagem.

A Tabela 3.8 demonstra os resultados experimentais referentes as perdas dos sistemas de frenagem e motorização elétrica da bancada, tanto do ponto de vista do torque aplicado ao rolo do dinamômetro, como da força de tração resultante no contato pneu rolo obtida pela Equação (3.14). A Figura 3.16 demonstra as linhas de tendência em função dos pontos medidos, tanto para torque dos sistemas de frenagem $T_{(F+R)}$ [Nm] (Equação (3.17)) e de motorização elétrica $T_{(M+P)}$ [Nm] (Equação (3.18)) e suas respectivas forças resultantes $F_{(F+R)}$ [N] (Equação (3.19)) e $F_{(M+P)}$ [N] (Equação (3.20)).

Tabela 3.8: Resistência à rolagem dos sistemas de frenagem e motorização elétrica

Velocidade V_{km} [km/h]	Torque \bar{T}_{aq} [Nm]		Força tração \bar{F}_x [Nm]	
	Freio (F+R)	ME (M+P)	Freio (F+R)	ME (M+P)
5,41	3,90	4,14	19,48	20,70
11,17	4,83	4,72	24,16	23,62
15,10	5,71	5,39	28,55	26,95
18,03	6,16	5,45	30,81	27,27
18,68	6,27	5,91	31,34	29,57
19,54	6,45	6,34	32,25	31,72
27,49	7,58	6,38	37,92	31,88
28,38	7,83	6,67	39,13	33,35
28,64	7,80	6,77	39,01	33,87
36,73	8,82	7,31	44,09	36,53
37,01	8,90	7,57	44,50	37,83
37,59	8,95	7,26	44,77	36,29
45,20	9,45	7,94	47,24	39,68
45,38	9,52	8,32	47,62	41,59
46,64	9,76	8,75	48,81	43,75
54,87	10,84	9,03	54,20	45,13
54,89	10,77	9,39	53,84	46,93
55,12	10,73	9,57	53,64	47,84
63,74	12,01	10,02	60,07	50,11
64,90	12,26	10,71	61,28	53,56
72,23	13,67	11,98	68,37	59,88
72,92	13,58	11,16	67,89	55,82

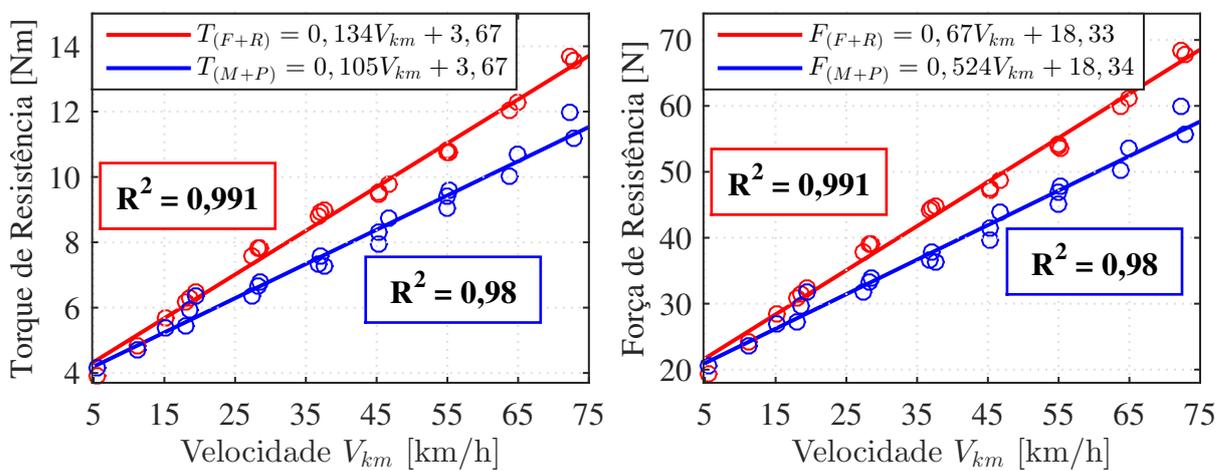


Figura 3.16: Resistência à rolagem da bancada/veículo

$$T_{(F+R)} = 0,134V_{km} + 3,67 \quad (3.17)$$

$$T_{(M+P)} = 0,105V_{km} + 3,67 \quad (3.18)$$

$$F_{(F+R)} = 0,67V_{km} + 18,33 \quad (3.19)$$

$$F_{(M+P)} = 0,524V_{km} + 18,34 \quad (3.20)$$

3.4.2 Validação das curvas de resistência à rolagem

Para validação das curvas de resistência à rolagem obtidas, foi executado o teste de desaceleração livre do veículo (*Coast Down*). A norma NBR10312, 2014 define procedimentos para adequação do dinamômetro, em função de dados obtidos pela desaceleração do veículo em pista plana e retilínea. Neste caso o veículo deve ser acelerado até velocidade igual ou superior a 100 km/h e desacelerado com a caixa de marchas na posição neutra e embreagem não acionada. O procedimento é repetido no dinamômetro, sendo possível adequar o tempo de desaceleração conforme equacionamento proposto pela norma NBR10312, 2014.

Para a validação das curvas de resistência à rolagem obtidas, um procedimento de *Coast Down* simplificado foi utilizado. Somente o experimento de desaceleração do dinamômetro foi executado, sendo este comparado, com um modelo de simulação do veículo, no qual foram implementadas as equações referentes à resistência ao movimento obtidas (Equação (3.16) e Equação (3.20)), desconsiderando o arrasto aerodinâmico neste caso.

A aceleração do veículo a_x [m/s²] é obtida conforme mostra a Equação (3.21), utilizando o valor da massa M_{eq} [kg] equivalente ao valor de inércia do dinamômetro $I_{eq} = 33,46 + 1,37$ [kgm²], determinada anteriormente no item 3.3. Devido a aceleração do veículo ser utilizada para determinar a parcela de carga referente à transmissão do veículo, é utilizado um valor de a_x com um passo de simulação de atraso a_{xd} [m/s²].

$$a_x = \frac{-R_{xb} - F_{(M+P)} - (I_d N_d^2 + \frac{I_w}{2}) \frac{a_{xd}}{r^2}}{M_{eq}} \quad (3.21)$$

A Equação (3.22) mostra o cálculo da massa equivalente do dinamômetro, baseado na solução da Equação (3.6).

$$M_{eq} = \frac{I_{eq} + I_{eqE}}{r_c^2} = \frac{33,46 + 1,37}{0,2^2} = 870,75 \text{ kg} \quad (3.22)$$

Na simulação o veículo parte da velocidade inicial (na qual foi realizada o experimento),

tendo como aceleração inicial nula. A aceleração obtida pela Equação (3.21) é então integrada numericamente para obtenção da velocidade do veículo, utilizada para determinar as forças de resistência R_{xb} e $F_{(M+P)}$, realimentando o sistema até a completa parada do veículo.

Com intuito de validar as curvas de resistência à rolagem primeiramente foi executada uma desaceleração do veículo partindo da velocidade de 60 km/h, desta forma simulando somente dados interpolados da faixa velocidades na qual foram obtidas as curvas de resistência à rolagem (0 a 60 km/h devido a limitação de rotação do motor elétrico da bancada). Num segundo experimento o veículo foi desacelerado partindo de velocidade de 100 km/h conforme recomendado pela norma NBR10312, 2014, para validação das equações de resistência ao movimento obtidas, quando extrapoladas da faixa de velocidades nas quais foram obtidas.

Os resultados obtidos por 3 experimentos para cada velocidade inicial do veículo (Tabela 3.9 e Figura 3.17) demonstram que tanto os resultados obtidos nos testes de 60 km/h quanto nos de 100 km/h apresentam convergência aceitável (valores de correlação muito próximos de 1) com os resultados experimentais, sendo assim válido o uso das equações de resistência à rolagem do veículo na bancada em faixas maiores de velocidade mesmo extrapolando a faixa experimental das equações obtidas.

Tabela 3.9: Comparativo simulações e experimentos de desaceleração do veículo na bancada

<i>Coast Down</i>	Resultados	Simulação	Experimental		
			1	2	3
60 km/h	Tempo [s]	57,4	55,35	55,50	55,80
	Correlação R^2	- - -	0,99997	0,99995	0,99995
100 km/h	Tempo [s]	86,90	86,10	83,50	86,00
	Correlação R^2	- - -	0,99956	0,99949	0,99959

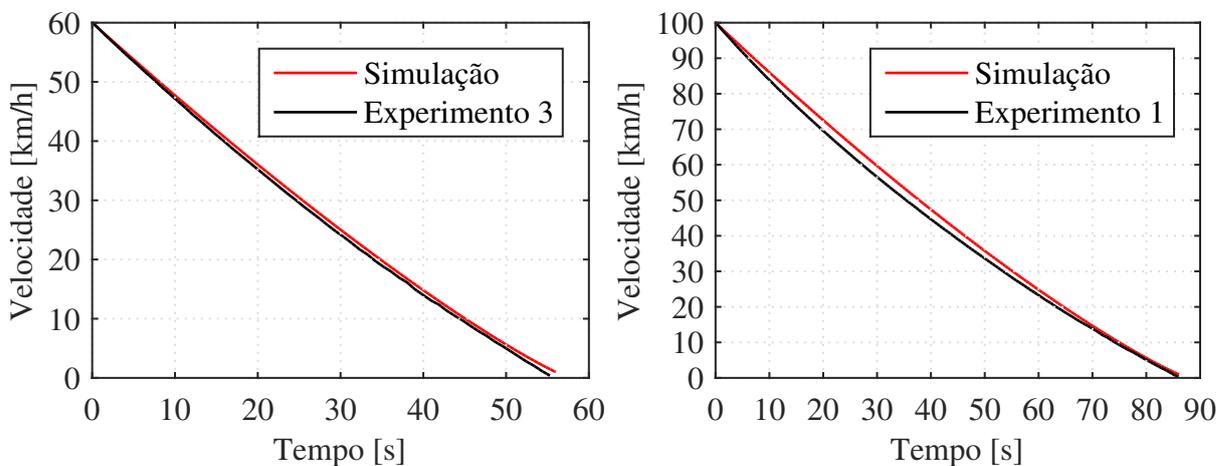


Figura 3.17: Comparativo da desaceleração do veículo

3.5 Mapa de consumo de combustível

Entre os parâmetros experimentais necessários para a otimização das estratégias de troca de marchas, o mapa de consumo do MCI é o mais importante, devido a este tornar possível estimar as variações causadas no consumo de combustível em uma determinada demanda de potência, pela variação do ponto de operação (torque e rotação) do MCI causado por uma troca de marcha.

3.5.1 Instrumentação e pontos de operação do MCI

O levantamento experimental do consumo de combustível do MCI foi baseado na manutenção de uma condição de operação constante do MCI por 5 segundos, conforme proposto por Costa, 2014. Os experimentos foram realizados em velocidades constantes $V_{km} \pm 1$ [km/h], sendo monitorado a porcentagem de abertura da válvula borboleta do MCI $P_b \pm 1$ [%], e o torque referente à carga aplicada pelo sistema de frenagem da bancada $T_{aqF} \pm 5$ [Nm]. A Figura 3.18 ilustra o processo de determinação dos pontos estáveis de operação do MCI de acordo com os 3 critérios definidos.

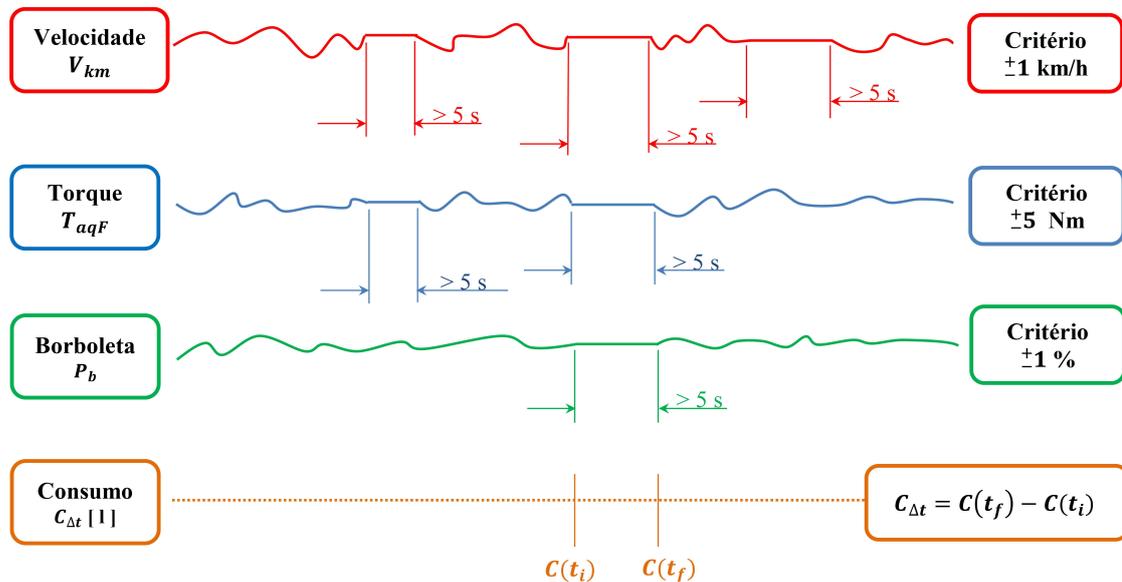


Figura 3.18: Processo e determinação do ponto de operação estável do MCI. Adaptado de Costa, 2014

Caso os 3 parâmetros listados se mantenham entre os limites estabelecidos por um tempo superior a 5 segundos ($t_f - t_i > 5$), o consumo de combustível medido pelo sensor de vazão inserido na linha de combustível (Figura 3.19a) no período de estabilidade $C_{\Delta t}$ [l] é determinado pela diferença entre o consumo medido no tempo final t_f [s] e inicial t_i [s] conforme mostra a Equação (3.23).

$$C_{\Delta t} = C(t_f) - C(t_i) \quad (3.23)$$

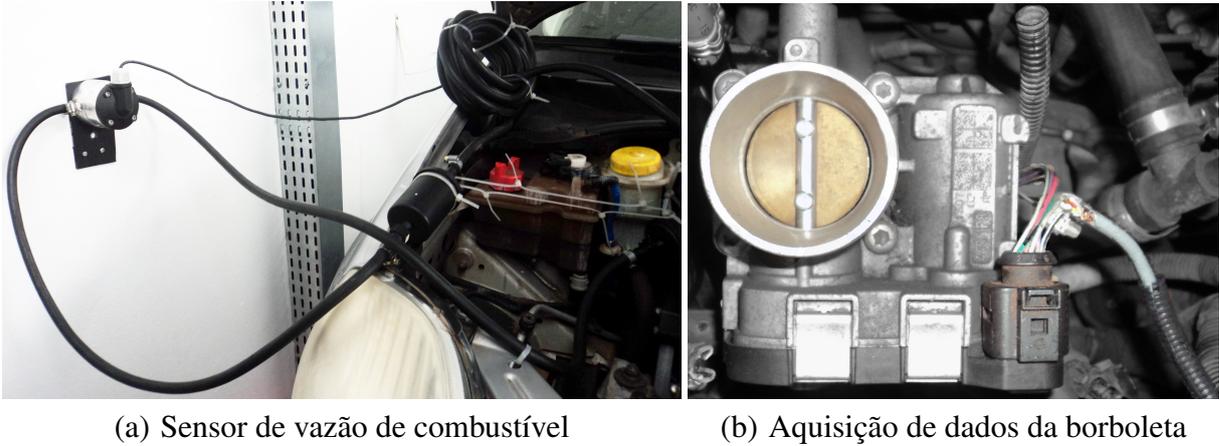


Figura 3.19: Sensor de vazão inserido na linha de combustível do veículo

A válvula borboleta do MCI é instrumentada conforme mostra a Figura 3.19b, interceptando os cabos referentes a tensão V_b [V] resultante a uma determinada posição do componente. Os valores de tensão resultantes das posições totalmente aberta $V_{b(max)}$ e totalmente fechada $V_{b(min)}$ da válvula borboleta foram obtidos posicionando o componente manualmente nos respectivos finais de curso, sendo portando a porcentagem de abertura da válvula borboleta do MCI P_b [%] calculada pela Equação (3.24).

$$P_b = 100 \frac{V_b - V_{b(min)}}{V_{b(max)} - V_{b(min)}} \quad (3.24)$$

O torque do MCI T_e [Nm] é definido pela Equação (3.25), em função do torque aqusitado no sistema de frenagem da bancada T_{aqF} , sendo o valor médio deste torque somado às perdas da bancada, pneus e transmissão do veículo T_{rb} (Equação (3.15)) e as perdas do sistema de motorização elétrica $T_{(M+P)}$ (Equação (3.18)). O torque referente as perdas do sistema de frenagem $T_{(F+R)}$ (Equação (3.17)) é reduzido no somatório de torques devido a este já estar contido no torque total de perdas da bancada T_{rb} , e no torque medido na bancada T_{aqF} , evitando assim a duplicação desta carga no equacionamento.

$$T_e = \frac{T_{aqF}^- + T_{rb} + T_{(M+P)} - T_{(F+R)}}{\frac{r}{r_c} N_t N_d} \quad (3.25)$$

Sendo r_c [m] e r [m] referentes os raios do rolo da bancada e do pneu do veículo respectivamente e $N_t N_d$ a relação de transmissão definida pela marcha utilizada no experimento.

Após a definição do ponto de operação do MCI e seu respectivo consumo de combustível, os pontos a serem inseridos no mapa de consumo volumétrico C_l [l/h] e específico C_e [g/kWh] são calculados pelas Equações (3.26) e (3.27) respectivamente.

$$C_l = \frac{3600C_{\Delta t}}{t_f - t_i} \quad (3.26)$$

$$C_e = \frac{3600000C_{\Delta t}\rho_c}{P_e(t_f - t_i)} \quad (3.27)$$

Sendo ρ_c [kg/m³] a densidade do combustível utilizado, neste caso, gasolina comum E27 (27% de etanol diluído na mistura $\rho_c = 755$ kg/m³). A potência do MCI P_e [W] no ponto de operação é definida pela Equação (3.28), em função do torque do MCI T_e [Nm] calculado pela Equação (3.25), o raio do pneu r [m], a velocidade V_{km} [km/h] e a relação de transmissão ($N_t N_d$) na marcha em que foi obtido o ponto de operação calculado.

$$P_e = T_e \frac{V_{km} N_t N_d}{3,6r} \quad (3.28)$$

A Figura 3.20 demonstra os pontos de consumo de combustível obtidos pelas Equações (3.27) e (3.26) respectivamente.

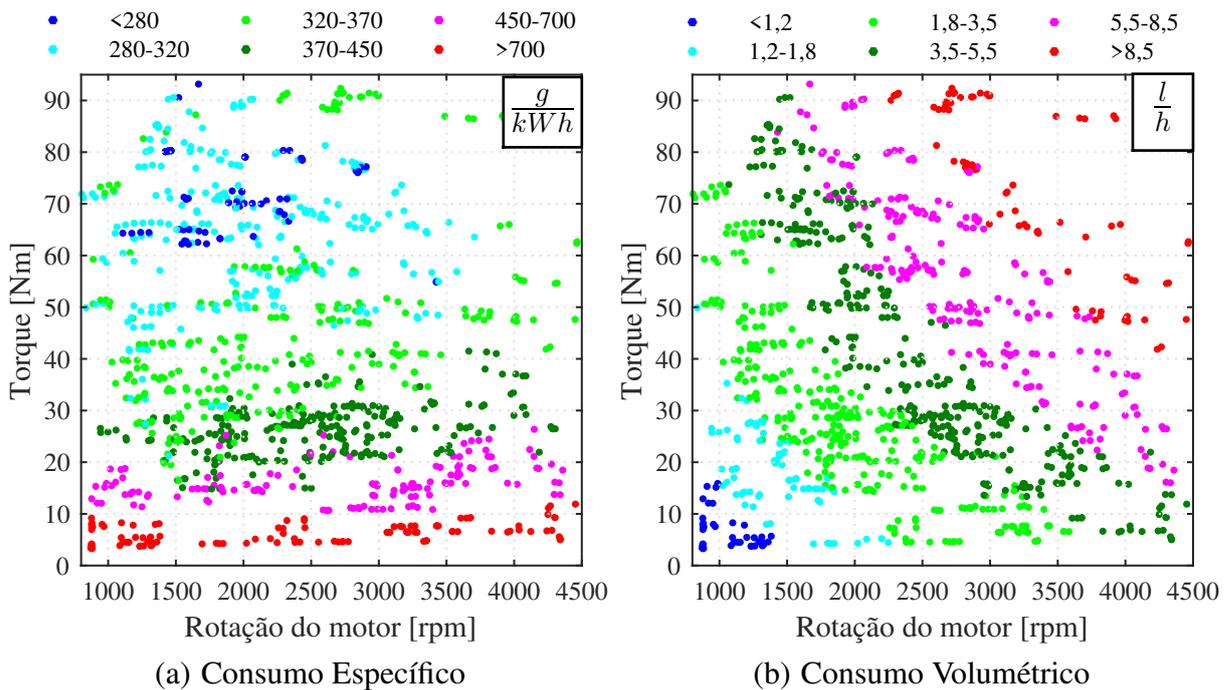


Figura 3.20: Pontos de consumo de combustível obtidos

3.5.2 Processamento dos pontos mapeados

Os pontos experimentalmente obtidos foram avaliados pelo critério de Chauvenet para detecção de pontos espúrios, decorrentes de erros de medição, ou informação da marcha utilizada (parâmetro inserido manualmente) diferente da condição de experimento nas

Equações (3.25) ou (3.28).

Conforme descrito por Figliola e Beasley, 2010, o critério de Chauvenet define pontos P com probabilidade de ocorrência menor que $\frac{1}{2S}$ como espúrios conforme mostra a Equação (3.29) em função do número de pontos analisados na amostra S .

$$(1 - 2P(z_0)) < \frac{1}{2S} \quad (3.29)$$

Sendo z_0 definido para cada ponto P pela Equação (3.30), em função do valor do ponto analisado x_i , do desvio padrão S_x e média \bar{x} da amostra.

$$z_0 = \left| \frac{x_i - \bar{x}}{S_x} \right| \quad (3.30)$$

Devido à variabilidade de valores encontrados nos pontos experimentais em função da área do mapa analisada, o critério de Chauvenet foi aplicado para cada ponto de consumo específico apresentado na Figura 3.20a, sendo a amostra analisada contida no intervalo de torque $T_e(P) \pm 5$ [Nm] e rotação $\omega_e(P) \pm 200$ [rpm] em função do ponto de operação P analisado.

Após a eliminação dos pontos espúrios foi aplicada a função *gridfit* do Matlab™, a qual converte nuvens de pontos em matrizes discretizadas por meio de interpolações/extrapolações entre os valores fornecidos. A Figura 3.21 mostra os mapas obtidos com os dados das matrizes provenientes da função *gridfit*. Uma versão simplificada (discretização grosseira) das matrizes obtidas estão localizadas no Apêndice B.

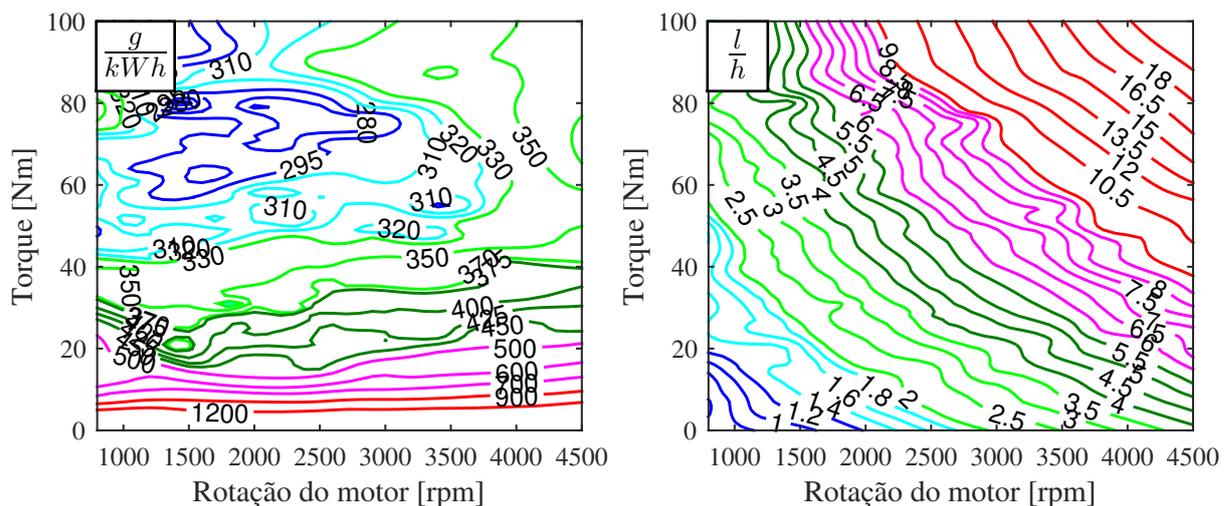


Figura 3.21: Mapas de consumo específico e volumétrico obtidos

3.5.3 Consumo em marcha lenta

Para determinar o consumo do MCI em marcha lenta (MCI desacoplado da transmissão) foi executada uma medição do consumo de combustível, com o veículo parado e transmissão posicionada na posição neutra por 15 min (900 s). A Figura 3.22 mostra os resultados obtidos considerando o MCI inicialmente em temperatura ambiente e após aquecimento por um longo período de operação

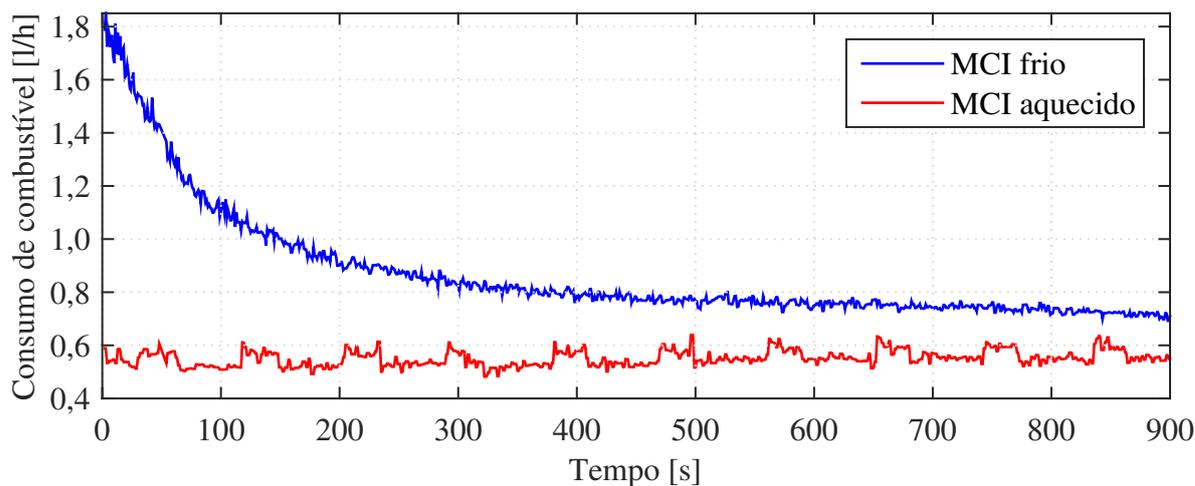


Figura 3.22: Consumo em marcha lenta do MCI

Devido a todo processo experimental ser executado com o veículo/MCI e bancada aquecidos, para as simulações será utilizado a valor médio do consumo de combustível da curva de regime aquecido do MCI (Figura 3.22), resultando em um consumo de combustível de 0,5546 l/h para gasolina E27.

3.6 Curva de torque máximo do MCI

A curva de torque máximo do MCI foi definida pela fronteira superior de pontos de operação obtidos durante a determinação dos mapas de consumo de combustível. Estes pontos com exceção dos pontos a rotações abaixo de 1500 rpm (abertura da válvula borboleta limitada pela unidade de controle) apresentam abertura da válvula borboleta do MCI superior a 97%, o que indica torque máximo para o regime de rotação na qual o ponto foi obtido.

A curva de torque máximo mostrada na Figura 3.23 foi obtida por medições de torque realizadas nos rolos da bancada, os seja existem perdas na transmissão do veículo, as quais não estão contabilizadas na curva de torque apresentada. Para fins de simulação do veículo, será utilizada a curva obtida como sendo o torque máximo disponível no MCI, e o fator de eficiência da transmissão será considerado como $\eta_{td} = 1$ no equacionamento proposto no Item 2.1, devido as estas perdas na transmissão de potência já estarem contabilizadas na curva de torque do MCI.

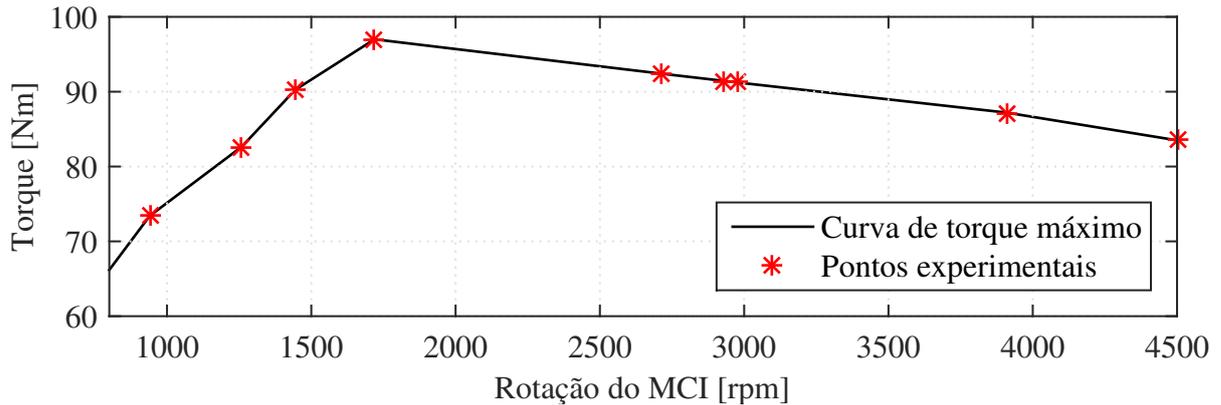


Figura 3.23: Curva de torque máximo do MCI

3.7 Mapeamento e controle do sistema de frenagem

Como descrito anteriormente, o sistema de frenagem da bancada é composto por um freio eletromagnético associado a um redutor com redução de 2,5 vezes. Este sistema de frenagem é acionado por um controlador de potência monofásico (Anexo D) que define a potência elétrica aplicada no freio a fim de gerar o torque de resistência proporcional ao valor do sinal de entrada definido pelo usuário ou sistema de controle do equipamento.

Na bancada, o controlador potência atua no modo de controle de fase, no qual um sinal de entrada externo de 1 V a 5 V (torque nulo e máximo respectivamente) define a potência dissipada pelo sistema de frenagem. Porém, o torque resultante em função do sinal de entrada não apresenta comportamento linear, além do fato de apresentar variação em função da rotação do freio eletromagnético e da temperatura de operação do mesmo.

Para auxiliar no desenvolvimento do sistema de controle do freio eletromagnético, foi obtido o mapa de torque do mesmo em função da rotação e do sinal de entrada utilizado para controlar o sistema. Os pontos de torque foram obtidos por um procedimento semelhante ao utilizado para obter aos valores referentes as curvas de resistência à rolagem da bancada, ou seja com o dinamômetro e freio aquecidos.

A bancada sem o veículo foi acionada pelo sistema de motorização elétrica em uma determinada rotação constante, sendo aplicado um sinal também constante no controle do freio. O torque resultante no torquímetro do sistema de frenagem (3000 Nm) foi aquisitado por um minuto (após estabilização da rotação). Sendo o valor médio deste intervalo de tempo, utilizado na estimativa de torque do mapa, após a subtração do torque referente as perdas do sistema de frenagem (Equação (3.17)) previamente obtido com o freio desligado.

A Figura 3.24 ilustra o esquema utilizado durante o experimento, onde pode-se observar que existe uma saída de potência em função da tensão de acionamento do sistema de frenagem. O sistema de motorização elétrico por sua vez adapta a potência de entrada em função do torque necessário para manter a velocidade constante para a qual foi programado.

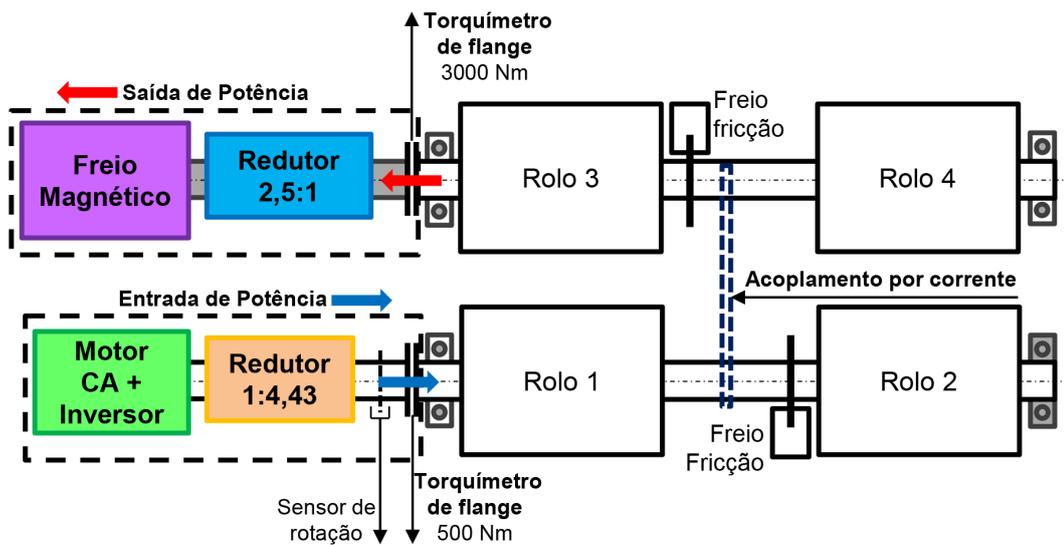


Figura 3.24: Esquema do dinamômetro para obter o mapa de operação do sistema de frenagem

O mapa resultante varia entre 250 rpm a 2000 rpm (no freio) o que equivale a 100 rpm a 800 rpm no rolo da bancada. Os valores de entrada do sistema de controle foram variados de 1,1 V a 2,2 V devido ao limite de torque do sistema de motorização elétrica, porém esta faixa de torque/rotação mapeada corresponde as condições de operação na qual a bancada será utilizada.

Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 3.10.

Tabela 3.10: Mapa de torque do sistema de frenagem da bancada

		Rotação do rolo da bancada [rpm]							
		100	200	300	400	500	600	700	800
Entrada controle do freio [V]	2,2	135,26	168,29	172,06	160,90	160,39	151,74	149,95	143,28
	2,1	113,85	132,07	131,75	127,78	126,35	118,36	117,65	113,81
	2,0	86,89	98,30	98,54	97,76	95,22	89,52	88,51	87,99
	1,9	63,54	72,01	73,60	72,09	70,20	67,37	66,43	67,11
	1,8	43,74	50,68	52,92	52,82	52,09	49,81	49,24	50,24
	1,7	28,21	33,46	36,01	36,48	35,99	34,36	34,44	36,54
	1,6	14,27	19,66	20,75	21,78	21,93	21,09	23,25	23,57
	1,5	6,97	9,72	12,52	13,63	13,83	13,56	14,56	15,78
	1,4	3,08	4,79	7,19	8,56	9,36	9,21	10,17	11,43
	1,3	0,75	1,96	3,87	5,24	6,23	6,20	7,15	8,64
	1,2	0,07	1,16	2,91	4,23	5,22	5,28	6,16	7,68
	1,1	0,00	0,90	2,65	3,99	5,03	5,07	5,99	7,44
		Torque resultante nos rolos [Nm]							

4 MODELO DE OTIMIZAÇÃO

Neste capítulo serão abordados conceitos referentes ao processo de otimização, bem como o modelo de simulação e o algoritmo de otimização utilizados neste trabalho tendo como base nos parâmetros experimentais obtidos no Capítulo 3.

4.1 Algoritmos de otimização evolucionários

No ano de 2001, Keane afirmou que as técnicas evolucionárias computacionais estavam começando a serem utilizadas nos projetos de engenharia (Keane, 2001). Atualmente, graças a evolução da capacidade de processamento dos computadores e melhorias nos algoritmos de otimização (Bosch e Trick, 2014), o uso de algoritmos de busca e otimização tem auxiliado o desenvolvimento de tecnologias apoiando à tomada de decisão em uma grande variedade de aplicações em toda a indústria, comércio, ciência e governo (Burke e Kendall, 2014).

Existem inúmeras técnicas de otimização, desde os métodos clássicos como derivação e limitação, programação dinâmica e fluxo em rede, que foram desenvolvidas durante a II guerra mundial (Hillier e Lieberman; Dowsland, 2010; 2014), a técnicas de otimizações multiobjetivas como Colônias de formigas, Enxame de partículas e Algoritmos genéticos.

No contexto deste trabalho, os algoritmos de otimização representam uma forma de determinar estratégias alternativas para troca de marchas, sendo esse processo baseado em um modelo de simulação do veículo utilizado para os testes, com seus respectivos parâmetros e restrições. A definição das estratégias de troca de marchas otimizadas foi baseada em um algoritmo de otimização multiobjetivo que visa minimizar o consumo de combustível do MCI e aumentar o desempenho em aceleração do veículo submetido ao ciclo urbano brasileiro de condução proposto pela norma NBR6601.

4.1.1 Otimização multiobjetivo por meio de algoritmo genético

Otimizações do tipo multiobjetivos apresentam uma enorme importância prática, uma vez que quase todos os problemas de otimização reais apresentam objetivos distintos, usualmente conflitantes (Kaji e Kita; Deb, 2007; 2014).

Entre as técnicas de Otimização multiobjetivos apresentadas na literatura, o algoritmo genético (AG) foi selecionado para otimização bi-critério da estratégia da troca de marchas em um veículo, visando melhorar o desempenho e reduzir o consumo de combustível.

A técnica de AG foi escolhida devido a ser um algoritmo poderoso e amplamente aplicável para busca estocástica e otimização, apresentando resultados funcionais para muitos problemas que são difíceis de resolver por meio de técnicas convencionais (Gen *et al.*, 2008).

Algoritmos genéticos são baseados nos princípios da genética e da seleção natural (Cantú-Paz, 2001). O princípio consiste em codificar as variáveis otimizáveis de um

problema em vetores de tamanho finito denominados cromossomos (Sastry *et al.*, 2014). Cada cromossomo está relacionado com uma solução específica resultante dos parâmetros nele contidos. Os parâmetros contidos em cada cromossomo são simulados e os resultados obtidos são armazenados em um banco de dados denominado população. Normalmente, a população inicial é composta por resultados obtidos com parâmetros aleatórios ou soluções conhecidas para o problema proposto.

Utilizando princípios de seleção natural, cada membro da população apresenta uma potencial solução para o problema que é avaliada conforme os critérios de otimização definidos para separar as boas das más soluções (Sastry *et al.*, 2014). Usualmente, os membros da população são classificados por uma função objetivo (*Fitness*), que pode ser determinada por diversos métodos: classificação de Pareto, somatório de pesos, método da distância (Gen e Cheng, 2000), entre outros. Conforme os resultados da função objetivo de cada membro, a população é reorganizada.

Os melhores resultados têm sua probabilidade de seleção aumentada para guiar a evolução das soluções (Sastry *et al.*, 2014); enquanto as piores soluções (piores resultados da função objetivo) são eliminadas da população. Em alguns casos a função objetivo somente é utilizada para classificar as soluções e/ou estabelecer critérios de eliminação, não sendo atribuído influência na probabilidade de seleção.

Entre os cromossomos presentes na população, alguns são selecionados para serem combinados e gerar novas possíveis soluções. O processo de seleção dos membros da população pode ser feito por diversas técnicas: seleção por roleta (*roulette-wheel*), por classificação, por torneio, entre outras.

Uma vez selecionados os membros da população, o processo combinatório (ou de cruzamento) combina os parâmetros presentes nos cromossomos gerando novos cromossomos, os quais são simulados e os resultados obtidos adicionados à população.

Para adicionar parâmetros com valores diferentes dos contidos nos cromossomos presentes na população, um processo denominado mutação é realizado. Esse processo consiste em alterar valores de alguns dos parâmetros de um determinado cromossomo, gerando um conjunto de parâmetros modificados, porém respeitando as restrições impostas previamente para cada parâmetro, criando assim um novo cromossomo. Similarmente ao processo combinatório, o cromossomo resultante de mutação é simulado e seu resultado adicionado à população.

As novas soluções obtidas pelos operadores de combinação e mutação são denominadas soluções descendentes, pois provém das informações dos membros previamente presentes na população. Após a adição dos novos resultados/cromossomos (soluções descendentes), a população é reorganizada em função dos critérios de otimização, e novos cromossomos são selecionados. O processo é repetido até serem obtidos resultados que atendam um critério de convergência pré-estipulado, normalmente caracterizado pela estagnação do processo evolutivo após um número elevado de gerações. O conjunto de soluções que não são dominadas por todos os critérios de otimização são consideradas soluções ótimas comprometidas entre os critérios.

4.1.2 Fronteira de Pareto

Um dos maiores problemas na solução de otimizações com múltiplos objetivos é a determinação adequada da função objetivo (Gen e Cheng, 2000), para que esta atenda todos os critérios de otimização de forma satisfatória. Normalmente, otimizações com multiobjetivos tendem a gerar uma série de ótimas soluções comprometidas com os critérios de otimização aplicados (Deb, 2014). O conjunto de soluções não dominadas por outras soluções, cujos critérios de otimização formam um conjunto de soluções ótimas, define a fronteira de soluções comprometidas entre os objetivos conflitantes (Weise, 2009). A mesma é denominada fronteira de Pareto.

O conceito de dominação de soluções consiste no fato de haver uma determinada solução presente na população que supere a solução analisada em todos os critérios de otimização. Caso a solução analisada não seja dominada por todos os critérios, esta recebe classificação de Pareto 1, que indica o conjunto de soluções não dominadas que formam a fronteira de Pareto. O conjunto de soluções que são somente dominadas pelos resultados presentes na fronteira recebe classificação 2, e assim sucessivamente até que todos os membros da população sejam classificados. A Figura 4.1 apresenta o conceito de classificação de Pareto para um problema de minimização para os critérios f_1 e f_2 .

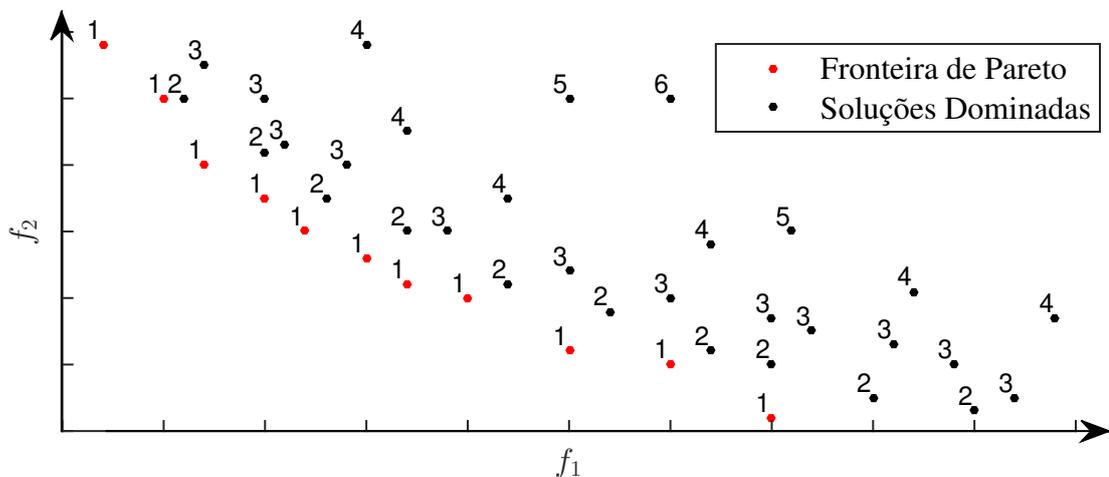


Figura 4.1: Classificação de Pareto para problema de minimização de f_1 e f_2

O conceito de soluções não dominadas (classificação de Pareto) pode ser usado como função objetivo no processo de seleção dos membros da população, agilizando a evolução do algoritmo por priorizar as melhores soluções. Em caso de funções objetivo com pesos diferenciados para cada critério de otimização, a classificação de Pareto é usualmente combinada com a função referente aos pesos atribuídos, para aumentar a probabilidade de seleção das soluções que apresentam os melhores valores da função objetivo (obtida pelos pesos atribuídos), e que se encontram na fronteira de Pareto (soluções não dominadas).

4.2 Modelo de simulação

As simulações são executadas pela interface Simulink/Matlab™, com base nas equações da dinâmica longitudinal do veículo conforme proposto no Capítulo 2. A Figura 4.2 ilustra o fluxograma de simulação utilizado.

O comportamento do motorista é representado pelo ciclo urbano Brasileiro de condução NBR6601, o qual apresenta um perfil de velocidades que serve como objetivo no cálculo da aceleração requerida do veículo.

A simulação inicia com o comparativo da velocidade atual do veículo V [m/s], com a velocidade objetivo do ciclo V_c (sempre a um passo Δ_t a frente do tempo de simulação atual). Uma vez definida a aceleração requerida a_{req} , o modelo define as forças de resistência ao movimento em função da velocidade V , sendo estas o arrasto aerodinâmico (Equação (2.1)) e a resistência à rolagem dos pneus (neste caso utiliza-se a Equação (2.7) por apresentar comportamento mais próximo a resistência à rolagem do veículo na bancada conforme mostrado na Figura 3.13).

A estratégia de troca de marchas pré definida seleciona a relação de transmissão do trem de potência de acordo com velocidade V do veículo. Com isso é possível determinar o torque requerido ao MCI T_{req} [Nm] para a condição simulada, resolvendo a Equação (2.10). O valor de torque requerido T_{req} é então comparado com o torque máximo disponível T_{max} [Nm] para a atual rotação do MCI. Caso o valor de T_{req} seja maior que o de T_{max} , o torque de saída do MCI passa a ser limitado curva de potência máxima $T_{MCI} = T_{max}$, caso contrário o torque é similar ao valor requerido $T_{MCI} = T_{req}$.

A segunda limitação do torque do MCI se dá pelo torque transmissível pela embreagem T_{Cl} [Nm] (Equação (2.11)). Durante as trocas de marchas definidas pela estratégia utilizada, ocorre o desacoplamento dos discos da embreagem, os quais somente transmitem uma parcela do torque em função da força aplicada no contato entre os discos. Caso o valor do torque do MCI T_{MCI} [Nm] seja superior ao transmissível T_{CL} , o torque de entrada na transmissão do veículo será somente o torque transmitido pela embreagem $T_t = T_{CL}$. Em situações de baixa demanda de potência (baixo torque do MCI) e/ou quando o contato entre os discos da embreagem está próximo do regime de embreagem fechada, o torque do MCI pode ser transmitido para o trem de potência do veículo $T_t = T_{MCI}$ caso $T_{MCI} < T_{CL}$.

Quando a embreagem esta fechada (operação sem troca de marchas), o torque transmissível T_{CL} é superior ao torque máximo do MCI T_{MCI} caracterizando o regime de $T_t = T_{MCI}$.

O equacionamento descrito até o presente momento se dá por solução direta das equações propostas, sendo representado pelo fluxograma em preto na parte superior da Figura 4.2.

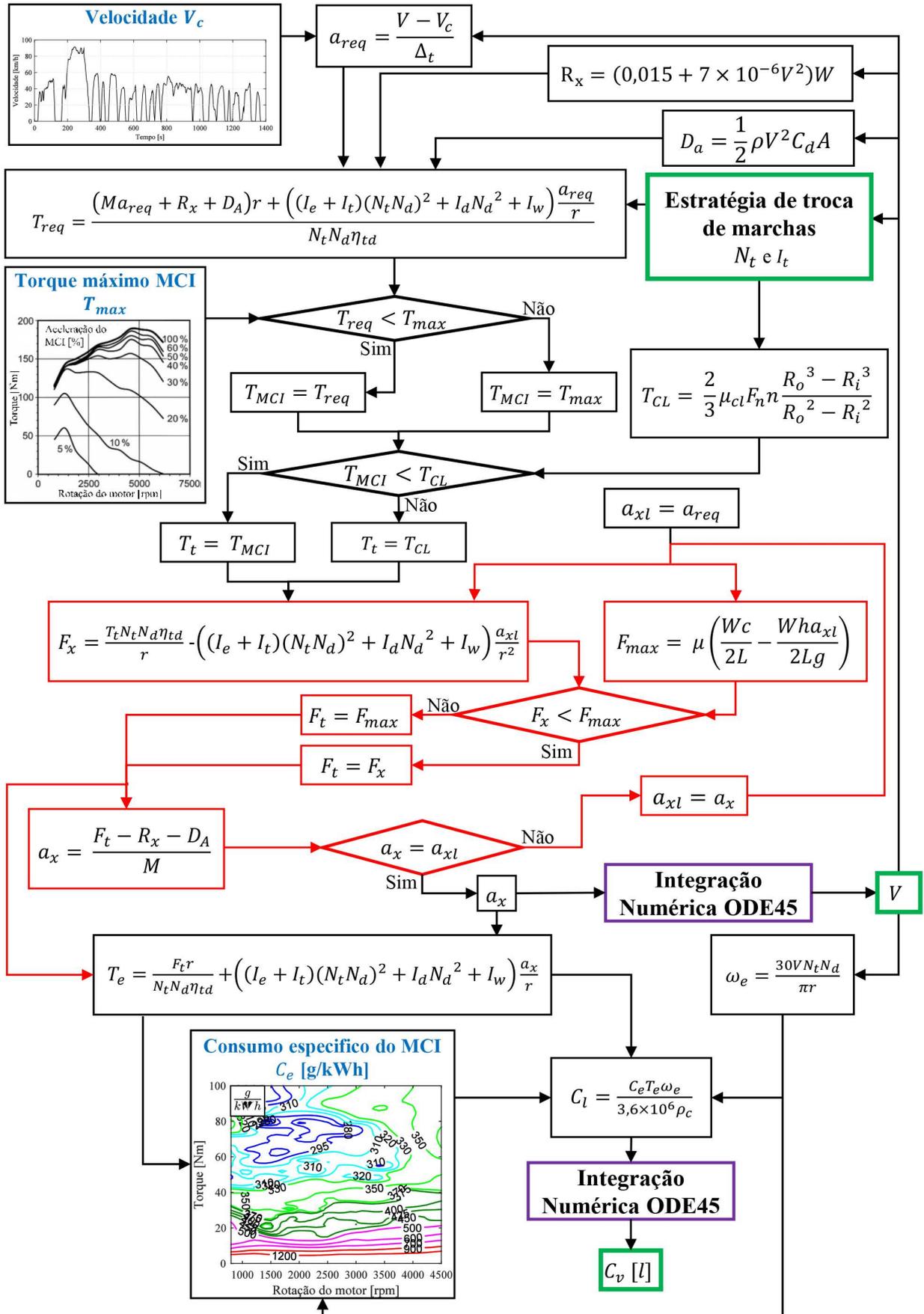


Figura 4.2: Fluxograma do modelo de simulação do veículo

4.2.1 Limitação da força de tração

A aceleração do veículo a_x [m/s²] é limitada pela força de tração disponível F_x [N] (Equação (2.12)) e pela força transmissível pelo pneu no contato com a pista F_{max} [N] (Equação (2.13)). Porém ambas as forças de tração na roda do veículo são calculadas em função da aceleração do veículo a_x , gerando assim um processo iterativo mostrado pelo fluxograma em vermelho da Figura 4.2.

Durante o processo iterativo, a aceleração do veículo é denominada a_{xl} [m/s²]. Para a primeira iteração é utilizado o valor da aceleração requerida como estimativa inicial ($a_{xl} = a_{req}$). O algoritmo então define os valores das forças de tração disponível F_x e transmissível F_{max} , sendo a força de tração F_t [N] sempre a menor força atuante, ou seja:

- $F_t = F_x$ caso $F_x < F_{max}$;
- $F_t = F_{max}$ caso $F_x \geq F_{max}$.

Após determinação do princípio limitador da força de tração F_t , a aceleração do veículo a_x é calculada pela Equação (2.14). Em caso de convergência direta quando $a_x = a_{xl} = a_{req}$ (usualmente situações de baixa aceleração, nas quais nenhum dos critérios de limitação é acionado), o algoritmo prossegue com a resolução determinado numericamente o valor da velocidade V do veículo conforme será abordado no próximo tópico.

Em caso de divergência entre os valores de a_x e a_{xl} , o algoritmo define $a_{xl} = a_x$ e reinicia o cálculo das forças limites F_x e F_{max} , gerando assim um novo valor da aceleração a_x até que haja convergência, ou seja, a condição de aceleração que permita o uso da maior parcela da força de tração disponível F_x , sem exceder o limite de tração do pneu F_{max} .

4.2.2 Solução numérica

A aceleração a_x [m/s²] determinada pelo método iterativo é então integrada pelo operador ODE45 (Dormand–Prince) presente na biblioteca do Simulink™ para obter a velocidade do veículo, a qual é comparada com o perfil de velocidades da norma NBR6601 para cálculo da aceleração requerida para o próximo passo de simulação.

Com a convergência do valor da força de tração F_t , são calculados o real torque do MCI T_e (Equação (2.15)), e sua respectiva rotação ω_e [rpm] (Equação (2.16)), que são usados como entradas para determinação do ponto de operação do MCI.

O consumo de combustível é definido pelo mapa de consumo específico determinado experimentalmente conforme discutido previamente no Capítulo 3 (Figura 3.21). O valor de consumo específico de combustível C_e [g/kWh] é convertido para consumo volumétrico C_l [l/s] em função da densidade do combustível utilizado ρ_c e potência resultante do ponto de operação do MCI. Este consumo C_l é, por fim, integrado pelo ODE45 gerando o consumo de combustível total acumulado C_v [l]. Para o caso do MCI operando em marcha lenta (embreagem desacoplada ou transmissão na posição neutra) o consumo de combustível é simulado com valor de

0,5546 l/h, conforme avaliado experimentalmente no item 3.5.3.

O laço de simulação finaliza com o envio da velocidade V resultante para a determinação da nova aceleração requerida a_{req} . Como resultado final da simulação é obtido o perfil de velocidades (o qual é comparado ao ciclo padrão para avaliação do desempenho do veículo) combinado ao respectivo consumo de combustível, ambos em função da estratégia de troca de marchas simulada.

4.3 Otimização da estratégia de troca de marchas

Uma vez definido o modelo de simulação, a otimização da estratégia de trocas de marchas é executada com objetivo de minimizar consumo de combustível do MCI e melhorar o desempenho em aceleração do veículo estudado.

O processo de otimização foi feito conforme proposto por Gen *et al.*, 2008, para (AGPAI) Algoritmo genético com pesos adaptativos iterativos (*i-AWGA Interactive adaptive-weight genetic algorithm*), o qual é baseado no AWGA (*Adaptive-weight genetic algorithm*) proposto por Gen e Cheng, 2000, com a adição de um fator de penalidade para as soluções dominadas presentes na população.

Esta técnica foi escolhida pois elimina a dependência de definição de pesos adequados para os parâmetros otimizados, os quais são difíceis de determinar, especialmente em problemas com múltiplos critérios de otimização (Li *et al.*, 2014), além do fato de pesos inadequados direcionarem as soluções para convergência com resultados não necessariamente otimizados.

4.3.1 Parâmetros para trocas de marchas

As estratégias de troca de marchas a serem otimizadas são compostas por velocidades limites para o uso de uma determinada relação de transmissão do trem de potência do veículo. O algoritmo de otimização define 4 velocidades para a mudança (ampliação) da relação de transmissão do veículo V_{un} [km/h], no qual n representa as transições entre as relações de transmissões disponíveis ($V = V_{un} \therefore N_{tn} \longrightarrow N_{t(n+1)}$).

Quando o veículo atinge uma destas velocidades limites o modelo de simulação executa a troca de marchas. Entretanto, durante a troca de relação de transmissão a embreagem desacopla o MCI do restante do trem de potência, gerando uma redução na força de tração na roda do veículo e conseqüentemente uma redução na velocidade, a qual pode ficar abaixo da velocidade de troca, gerando instabilidade no sistema.

Conforme proposto por Xi *et al.*, 2009, a velocidade para redução da marcha deve ser inferior a velocidade determinada para ampliação para evitar a instabilidade causada pela redução do torque transmissível no contato dos discos da embreagem durante a troca de marchas. As velocidades limites para redução de marcha V_{dn} [km/h], são definidas pela Equação (4.1) em função de uma velocidade D_s [km/h] subtraída da velocidade de ampliação V_{un} , sendo portanto

a redução de marchas executada conforme $V = V_{dn} \therefore N_{t(n+1)} \longrightarrow N_{tn}$

$$V_{dn} = V_{un} - D_s \quad (4.1)$$

A Figura 4.3 ilustra o sistema de velocidades limites (V_{un} e V_{dn}) para trocas das cinco relações de transmissão $1 \leq N_t \leq 5$ disponíveis no câmbio do veículo estudado.

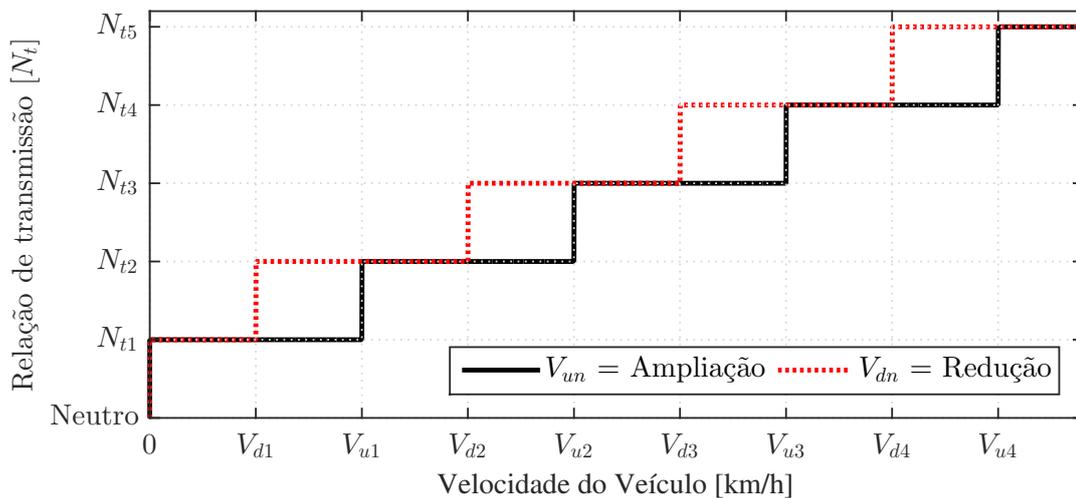


Figura 4.3: Velocidades limites para trocas de marcha

O algoritmo de otimização define as velocidades de ampliação de marcha V_{un} , e a diferença de velocidade D_s utilizada para o cálculo das velocidades de redução de marcha V_{dn} , e combina estes valores em um vetor X denominado cromossomo, o qual é utilizado com entrada no modelo de simulação do veículo. O cromossomo X contendo os parâmetros de otimização é mostrado pela Equação (4.2).

$$X = [V_{u1} \ V_{u2} \ V_{u3} \ V_{u4} \ D_s] \quad (4.2)$$

As velocidades de troca V_{un} e V_{dn} definidas pelo algoritmo de otimização devem respeitar a faixa de operação do MCI, ou seja, a rotação do motor ω_e [rpm] não devem ultrapassar a rotação máxima estipulada de $\omega_{max} = 4500$ rpm, ao mesmo tempo que a rotação mínima na qual o MCI consegue operar deve ser respeitada, sendo que a rotação mínima deve ser a de marcha lenta do MCI $\omega_{min} = 850$ rpm (FIAT, 2008).

As rotações do MCI para ampliação $\omega_u(n)$ [rpm] e redução $\omega_d(n)$ [rpm] das marchas em função das velocidades limites de troca V_{un} e V_{ud} , das relações de transmissão da caixa de marchas N_t e do diferencial N_d e do raio do pneu r são definidas pelas Equações (4.3) e (4.4).

$$\omega_u(n) = \frac{30V_{un}N_dN_{t(n+1)}}{3,6\pi r} \quad (4.3)$$

$$\omega_d(n) = \frac{30V_{dn}N_dN_{t(n)}}{3,6\pi r} \quad (4.4)$$

4.3.2 Formulação do problema

O desempenho do veículo é avaliado em comparação com o perfil de velocidades proposto pela norma NBR6601. A semelhança entre a velocidade do veículo simulado e o perfil de velocidade objetivo é definida pelo coeficiente de correlação R calculado pela Equação (4.5), de forma discretizada com intervalos i de 10 pontos/segundo.

$$R = \sqrt{\frac{(\sum (V_{ci} - \bar{V}_c) (V_i - \bar{V}))^2}{\sum (V_{ci} - \bar{V}_c)^2 \sum (V_i - \bar{V})^2}} \quad (4.5)$$

Sendo V_{ci} a velocidade do ciclo NBR6601, V_i é a velocidade simulada do veículo e \bar{V}_c e \bar{V} são os valores médios das velocidades do ciclo e do perfil de velocidades simulado.

O coeficiente de correlação R define a relação linear entre as variáveis entre um conjunto de pontos, podendo em princípio ser calculado para qualquer conjunto de pontos (Navidi, 2008).

A coincidência perfeita entre as duas curvas analisadas resulta em $R = 1$, portanto o primeiro critério de otimização consiste em melhorar o desempenho do veículo, pela minimização $(1 - R)$ da diferença entre o coeficiente de correlação R e o valor ideal de correlação 1 que indica que o veículo simulado cumpriu o perfil de velocidades objetivo em todos os segmentos.

O segundo critério de otimização é a minimização do consumo de combustível do MCI C_m [l], o qual é obtido pela integração em função do tempo do valor de saída do mapa de consumo volumétrico C_l [l/h] definido pela Equação (2.17), com base no mapa de consumo específico de combustível obtido experimentalmente. A Equação (4.6) define o consumo volumétrico de combustível $C_m(t)$ [l/s] para integração em função do intervalo de tempo t de cada passo de simulação.

$$C_m(t) = \frac{C_l(t)}{3600} \quad (4.6)$$

Os critérios de otimização são:

$$\min f_1(X) = 1 - R(X) \quad (4.7)$$

$$\min f_2(X) = C_m(X) \quad (4.8)$$

sujeito as restrições C definidas na Equação (4.9).

$$C = \begin{cases} V_{u1} < V_{u2} < V_{u3} < V_{u4} \\ V_{d1} < V_{d2} < V_{d3} < V_{d4} \\ \omega_{min} \leq \omega_u \leq \omega_{max} \\ \omega_{min} \leq \omega_d \leq \omega_{max} \\ 1 \leq D_s \leq 10 \\ (1 - R) \leq R_{max} \end{cases} \quad (4.9)$$

Conforme afirmado por Ngo *et al.*; Chen *et al.*, 2013; 2016, estratégias de troca de marchas voltadas para economia de combustível tendem a antecipar e executar com mais frequência as ampliações de marcha, operando o MCI em baixa rotação e alto torque. Entretanto, em caso de aumento da demanda de potência, este regime de operação do MCI impossibilita um aumento significativo no torque de saída do motor sem redução da marcha, podendo gerar desempenho em aceleração do veículo insatisfatório.

Para evitar a geração de resultados com baixo desempenho, em função da minimização do consumo de combustível, um valor máximo admissível para o critério de otimização f_1 é estabelecido, conforme mostrado nas restrições C . O valor é definido com o desempenho $1 - R$ resultante da estratégia de troca de marchas recomendada no manual do veículo simulado FIAT, 2008, combinada com o valor da diferença de velocidade D_s de 5 km/h de acordo com o proposto em Xi *et al.*, 2009. O cromossomo com a estratégia de troca de marchas recomendada $X(std)$ é mostrado na Equação (4.10).

$$X(std) = [25 \ 40 \ 65 \ 72 \ 5] \quad (4.10)$$

A estratégia de troca de marchas proposta por FIAT, 2008 foi simulada utilizando como base o limite mínimo aceitável do perfil de velocidades do ciclo urbano NBR6601, que se caracteriza por uma velocidade 3,2 km/h abaixo da velocidade padrão do ciclo, desconsiderando a redução de velocidade durante o processo de troca de marchas conforme proposto na norma NBR6601. Tendo este perfil de velocidade reduzido como objetivo a simulação do veículo utilizando a estratégia de troca de marchas contida no cromossomo da Equação (4.10), obteve desempenho $1 - R = 0,0012$ (comparado com o perfil de velocidades normal da NBR6601), sendo portanto definido o valor máximo aceitável $R_{max} = 0,0012$ como limite de desempenho para o processo de otimização.

4.3.3 População inicial

Os cromossomos X e seus respectivos resultados de simulação são armazenados em um banco de dados denominado população. Conforme proposto por Girgis *et al.*, 2013 a população inicial deve ser composta de resultados obtidos com parâmetros aleatórios.

A população inicial é composta por 50 soluções obtidas por cromossomos gerados em função de uma rotação limite. Cada vez que o MCI atinge a rotação limite ω_{lim} [rpm], ocorre a ampliação da marcha, sendo as velocidades de ampliação de marchas V_{un} definidas pela Equação (4.11), em função de rotações limites definidas aleatoriamente, respeitando os limites de operação do MCI ($\omega_{min} \leq \omega_{lim} \leq \omega_{max}$).

$$V_{un} = \frac{\pi \omega_{lim} r}{30 N_d N_{tn}} \quad (4.11)$$

Para a população inicial o valor de D_S também é definido como 5 [km/h] conforme proposto por Xi *et al.*, 2009. Caso o cromossomo criado atenda as restrições C impostas pela Equação (4.9), o cromossomo X é simulado e adicionado à população acompanhado de seu respectivo resultado obtido.

4.3.4 Seleção

Após a formação de uma população inicial, inicia-se o processo de seleção de dois membros da população, e os parâmetros contidos em seus cromossomos são combinados, gerando assim um novo cromossomo. A probabilidade de seleção de um determinado membro da população é definida pela técnica dos pesos adaptativos iterativo proposta por Gen *et al.*, 2008, a qual combina o conceito de soluções não dominadas (fronteira de Pareto), com a função de aproximação por somatório de pesos.

A fronteira de Pareto é definida pelas soluções não dominadas em todos os critérios de otimização aplicados (Gen e Cheng, 2000). Este tipo de classificação é usualmente aplicado na maioria das otimizações multiobjetivas com intuito de orientar as soluções para um melhor compromisso entre os critérios de otimização (Banos *et al.*, 2011). As soluções presentes na população são ordenadas conforme a classificação de Pareto Pr , o qual atribui $Pr = 1$ para as soluções não dominadas, ao mesmo tempo que as soluções dominadas somente pela fronteira de Pareto compõem a segunda fronteira não dominada e recebem classificação $Pr = 2$, e assim por diante (Deb, 2014).

O somatório de pesos combina diferentes objetivos, em um objetivo único, atribuindo pesos para cada critério de otimização, os quais são somados gerando um valor que representa o compromisso de uma determinada solução com as funções objetivos propostas (Gen e Cheng, 2000).

Para o caso da técnica de somatório de pesos adaptativos iterativo, os pesos para cada critério de otimização f_k ($1 \leq k \leq 2$) são definidos com base nos valores máximos f_k^{max} e mínimos f_k^{min} presentes na população, sendo estes comparados com o valor apresentado para cada solução $f_k(X)$. Para problemas de minimização, como o proposto, valores de $f_k(X)$ próximos do valor mínimo f_k^{min} recebem peso próximo de 1, enquanto resultados $f_k(X)$ próximos do valor máximo f_k^{max} tem peso praticamente nulo.

Um terceiro peso é atribuído, em função da classificação de Pareto, para as soluções não dominadas ($Pr = 1$), é atribuído peso $P_p = 1$, para as demais soluções, o peso atribuído é nulo ($P_p = 0$). A função objetivo para cada cromossomo $Ft(X)$ é definida pela Equação (4.12).

$$Ft(X) = \sum_{k=1}^2 = \frac{f_k^{max} - f_k(X)}{f_k^{max} - f_k^{min}} + P_p(X) \quad (4.12)$$

Uma vez definidos os valores da função objetivo, a população é reordenada em função dos valores de $Ft(X)$, e o processo de seleção de dois membros da população denominados (M_1 e M_2) é efetuado pela técnica de seleção aleatória por roleta como proposto por Sastry *et al.*, 2014. Para cada solução X presente na população é atribuído um valor proporcional ao seu valor de $Ft(X)$ na roleta, ou seja, soluções com maiores valores de $Ft(X)$ tem maior probabilidade de serem selecionadas. A Figura 4.4 exemplifica a diferença da seleção aleatória por roleta, considerando probabilidades iguais de seleção (a), e com os valores proporcionais ao valor de $Ft(X)$ para cada membro da população (b).

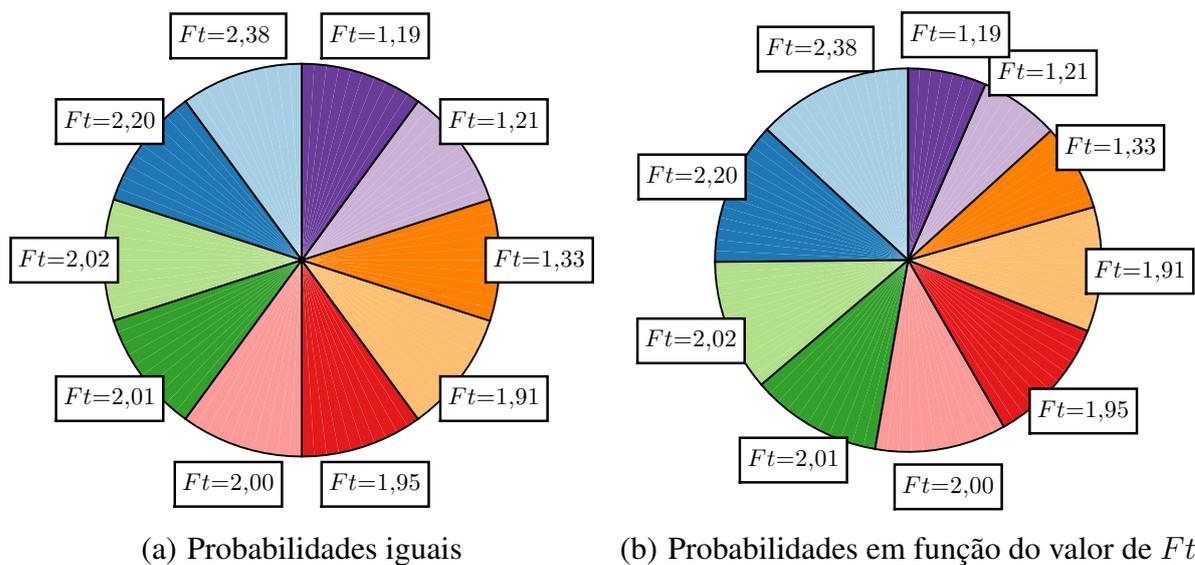


Figura 4.4: Probabilidade de seleção pela técnica da roleta

A probabilidade de seleção $S_P(X)$ é definida pela Equação (4.13), em função da soma dos valores da função objetivo de todos os membros da população ($1 \leq X \leq NP$).

$$S_P(X) = \frac{Ft(X)}{\sum_{X=1}^{NP} Ft(X)} \quad (4.13)$$

4.3.5 Cruzamento

O processo de recombinação ou cruzamento, permite transferir parâmetros dos cromossomos presentes na população gerando novos cromossomos com características combinadas dos cromossomos originais utilizados no processo (Kallel *et al.*, 2001). A maior probabilidade de seleção atribuída aos membros da população com melhores resultados, se deve à tendência da combinação de dois bons cromossomos gerar um resultado ainda melhor que os resultados dos cromossomos base (Kallel *et al.*, 2001).

O processo de recombinação dos parâmetros otimizáveis, é feito com base nos dois cromossomos resultantes do processo de seleção X_{M1} e X_{M2} . A combinação de cada parâmetro ($1 \leq k \leq 5$), é feita aleatoriamente pela função *rand* do Matlab™, que define um

valor para o operador de combinação $0 \leq Cr \leq 1$. Caso $Cr < 0,5$ o parâmetro atribuído para o novo cromossomo $X_{Cr}(k)$ tem como base o valor de $X_{M1}(k)$. Em caso de $Cr \geq 0,5$ o parâmetro $X_{Cr}(k)$ é proveniente de $X_{M2}(k)$.

O processo é repetido para os cinco parâmetros otimizáveis presentes no cromossomo X_{Cr} . Para evitar a geração de um clone ($X_{Cr} = X_{M1}$ ou $X_{Cr} = X_{M2}$), o cromossomo de X_{Cr} precisa ao menos conter um dos parâmetros k proveniente de cada um dos membros M_1 ($C_{M1} > 0$) e M_2 ($C_{M2} > 0$), para ser apto à simulação. O segundo critério de avaliação do cromossomo de X_{Cr} são às restrições C apresentadas na Equação (4.9). Caso X_{Cr} não atenda as restrições impostas, um novo processo combinatório é realizado até que as restrições sejam satisfeitas.

Caso X_{Cr} atenda às restrições impostas, os parâmetros contidos no cromossomo são utilizados em uma nova simulação. Os resultados obtidos são avaliados, e caso o cromossomo X_{Cr} atenda ao critério de desempenho mínimo ($1 - R \leq R_{max}$), X_{Cr} e os resultados obtidos são adicionados à população. O fluxograma da Figura 4.5 ilustra o processo de combinação dos cromossomos.

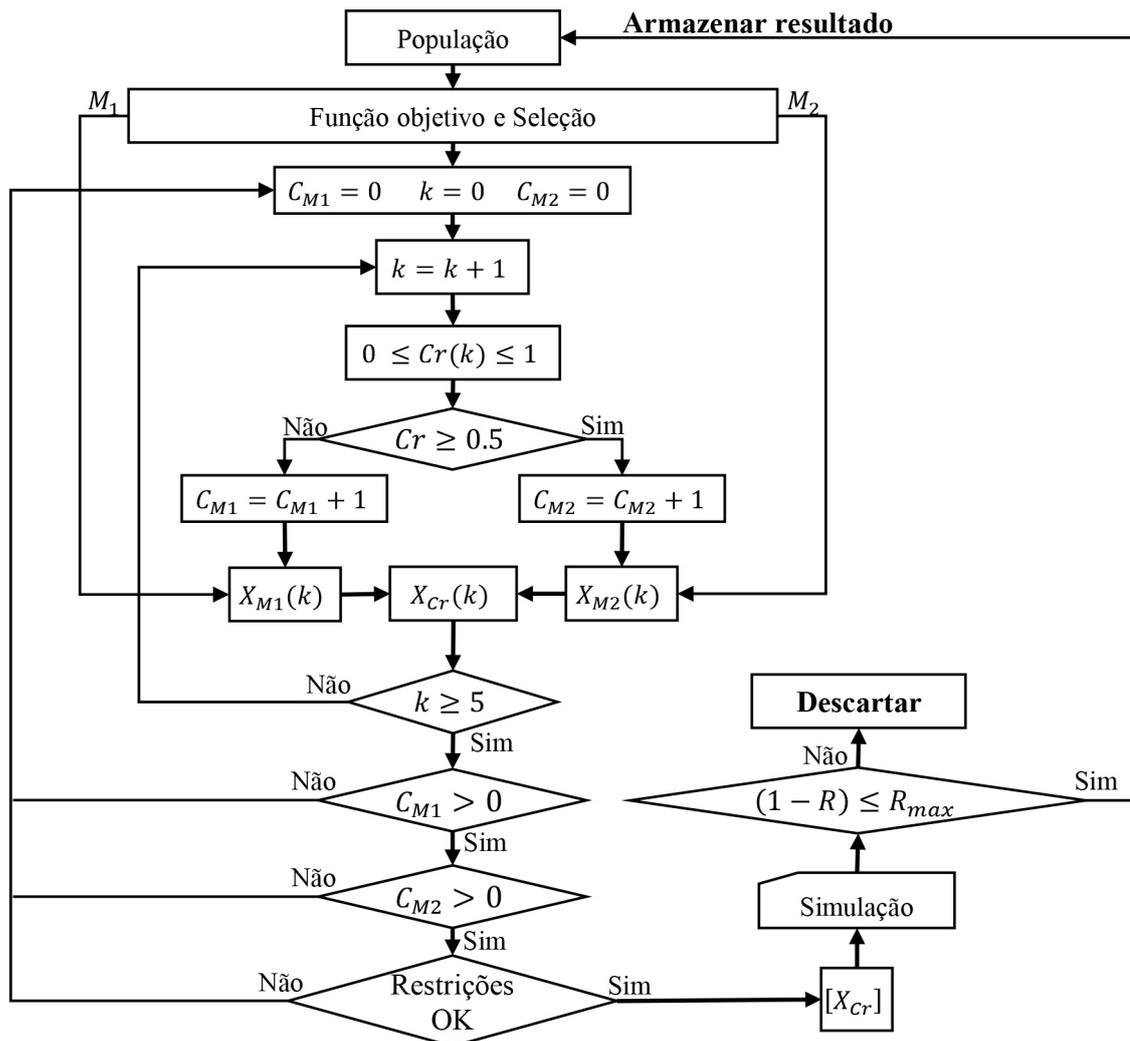


Figura 4.5: Fluxograma algoritmo de combinação de cromossomos

4.3.6 Mutação

O processo de mutação introduz novos valores no sistema, modificando aleatoriamente os valores dos parâmetros otimizáveis contidos nos cromossomos provenientes do processo combinatório (Hsu *et al.*, 2014). O cromossomo resultante do processo de combinação X_{Cr} é alterado pelo operador de mutação Mt o qual semelhantemente ao operador de combinação Cr é definido pela função $rand$ $0 \leq Mt \leq 1$. Caso $Mt < 0,5$ o valor do parâmetro de otimização do cromossomo permanece inalterado ($X_{Mt}(k) = X_{Cr}(k)$). Por outro lado, $Mt \geq 0,5$ indica que o parâmetro k sofrerá uma mutação definida aleatoriamente pela função $rand$, o qual gera um valor Mut de acordo com os limites de mutação de ± 1 km/h (válido para todas as velocidades V_{un} e D_s), sendo este valor $-1 \leq Mut \leq 1$ adicionado ao parâmetro alterado pela mutação ($X_{Mt}(k) = X_{Cr}(k) + Mut(k)$). A Figura 4.6 mostra o fluxograma de mutação.

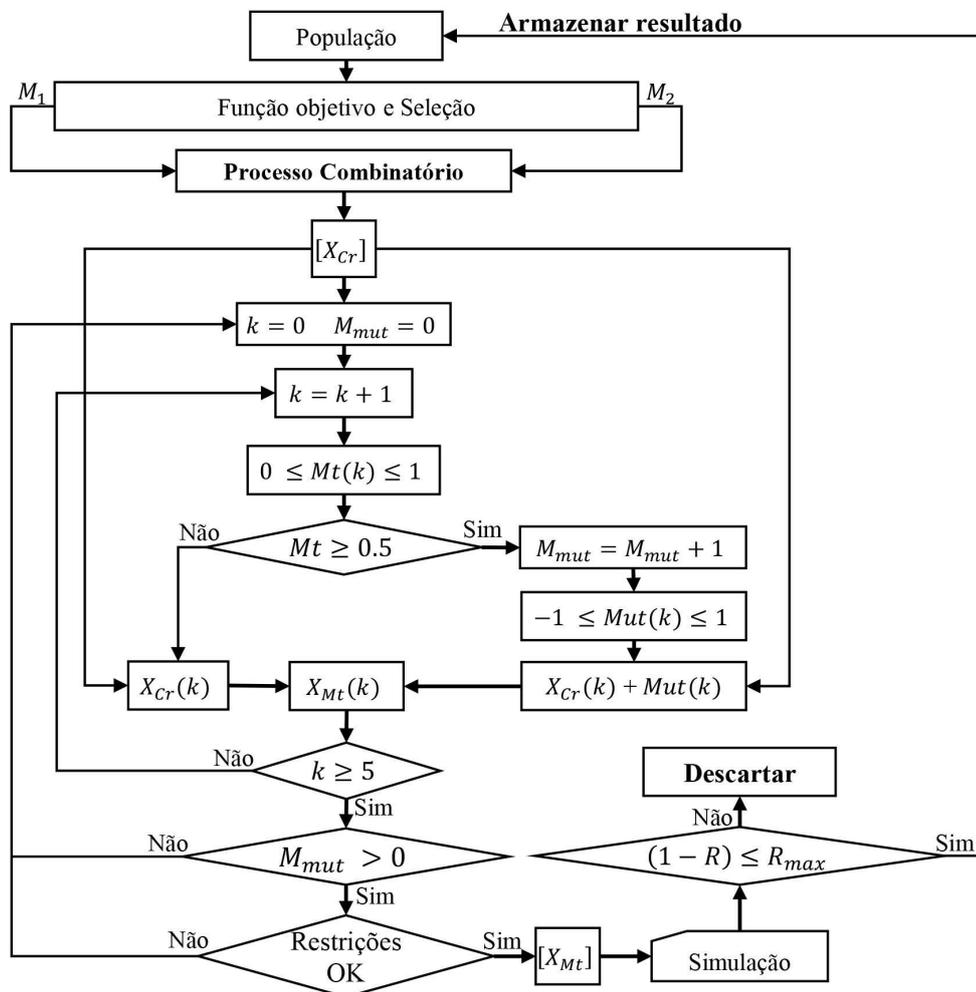


Figura 4.6: Fluxograma de mutação

Para evitar que o cromossomo mutado seja semelhante ao resultado do processo de cruzamento ($X_{Mt} = X_{Cr}$), o mesmo somente será validado para simulação caso pelo menos um dos parâmetros k tenha sido alterado pelo operador de mutação Mt ($M_{mut} > 0$) e esteja de acordo

com as restrições C impostas. Caso contrário, o cromossomo é descartado e um novo processo de mutação é realizado até que sejam atendidos os critérios impostos. De forma semelhante ao processo combinatório, o cromossomo mutado gerado X_{Mt} é simulado, e o resultado obtido adicionado à população se este atender a restrição de desempenho ($1 - R \leq R_{max}$).

4.3.7 Limites de população e critério de convergência

Os resultados gerados pelos processos combinatório e de mutação aumentam o tamanho da população, que é limitada inicialmente à 100 membros ($P_{lim} = 100$). Quando a população atinge o limite estabelecido ($N = P_{lim}$), as soluções X referentes ao último nível da classificação de Pareto $\max(Pr)$ são eliminadas.

Devido ao critério de eliminação do $\max(Pr)$, eventualmente a população será composta somente por soluções não dominadas $\max(Pr) = 1$, e quando atingir o limite máximo, este é aumentado em 50 soluções $P_{lim} = P_{lim} + 50$, para evitar a eliminação total da população.

O critério de convergência estabelecido é a manutenção da fronteira de Pareto (soluções não dominadas) inalterada por 50 gerações (Combinação/Mutação) consecutivas $Conv \geq 50$. O fluxograma total do algoritmo é mostrado na Figura 4.7, considerando os fluxogramas detalhados para os operadores de combinação (Figura 4.5) e mutação (Figura 4.6) previamente mencionados.

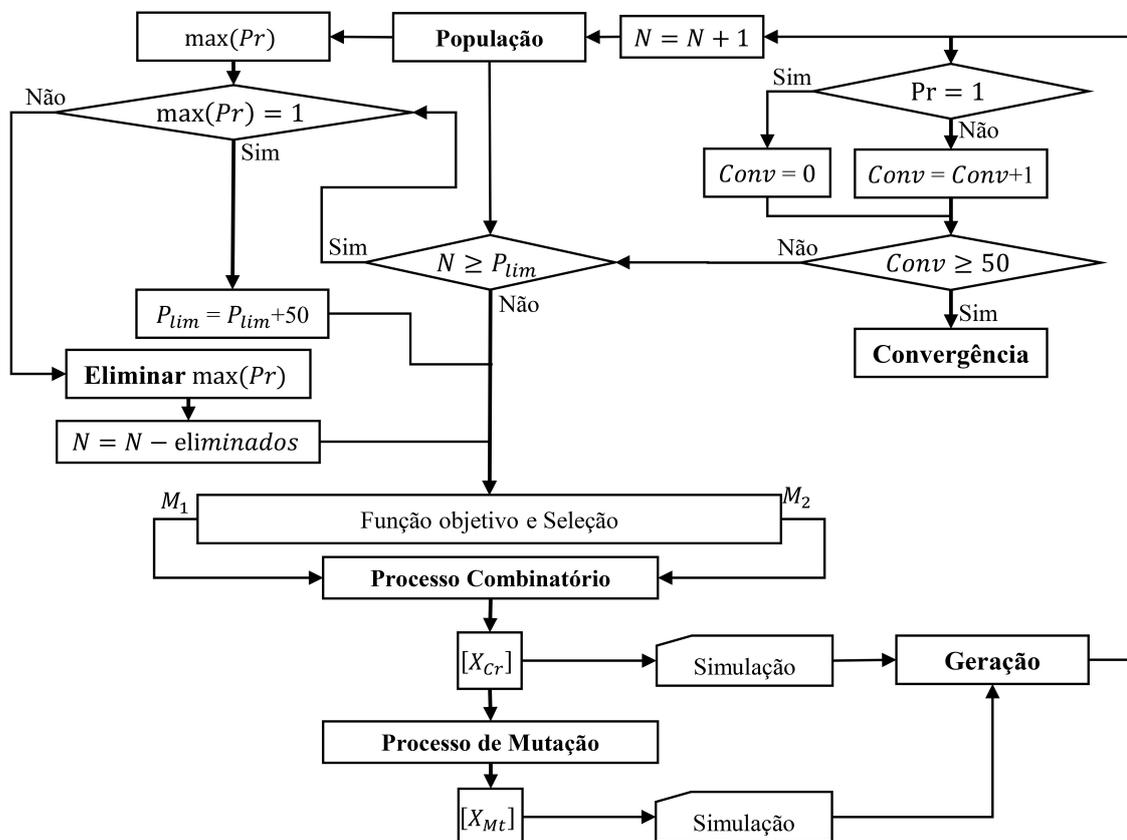


Figura 4.7: Fluxograma do algoritmo de otimização

5 RESULTADOS SIMULADOS

Neste capítulo são discutidos os resultados obtidos pelo modelo de simulação do veículo, bem como as estratégias de troca de marchas obtidas por meio do algoritmo de otimização proposto, e sua influência no desempenho em aceleração e consumo de combustível.

5.1 Resultados da estratégia de troca de marchas padrão

O primeiro tópico analisado refere-se aos resultados obtidos pela estratégia de troca de marchas padrão descrita na Equação (4.10) conforme consta no manual de operação do veículo (FIAT, 2008). A Tabela 5.1 contém os resultados da simulação tendo como objetivo o ciclo brasileiro de condução urbana NBR6601, e um perfil de velocidade mínimo aceitável (para testes experimentais) com velocidades até 3,2 km/h abaixo da velocidade padrão do ciclo, podendo este limite mínimo ser desconsiderado durante o processo de troca de marchas conforme proposto na norma NBR6601, 2012.

Tabela 5.1: Resultados obtidos pela estratégia de troca de marchas padrão

Resultados Simulados	Unidades	NBR6601	
		Normal	Velocidades mínimas
Desempenho ($f_1(X)$)	- - -	0,00035	0,0012
Consumo de combustível ($f_2(X)$)	[ml]	822,84	769,49
Distância percorrida	[km]	11,9449	10,9807
Média de consumo	[km/l]	14,5167	14,2701

Os resultados obtidos pela estratégia de troca de marchas padrão são satisfatórios em termos de desempenho, uma vez que esta estratégia apresenta distância final percorrida de 11,9449 km, resultado próximo da trajetória padrão do ciclo de 12 km. A Figura 5.1 contém os resultados obtidos.

Como pode ser observado na Tabela 5.1, a simulação do perfil de velocidade mínimo apresentou uma redução na distância percorrida, sendo o valor de desempenho $1 - R = 0,0012$ definido como limite aceitável de desempenho para utilização de uma determinada estratégia de troca de marchas. Neste caso, o veículo permanece em velocidades mais baixas (Figura 5.1), o que gera uma economia de combustível quando comparado com os resultados da simulação que seguem o perfil padrão de velocidades. No entanto, essa simulação apresenta média de consumo inferior à simulação do ciclo padrão devido à menor distância percorrida associada a um regime de condução não muito diferente ao simulado no ciclo padrão.

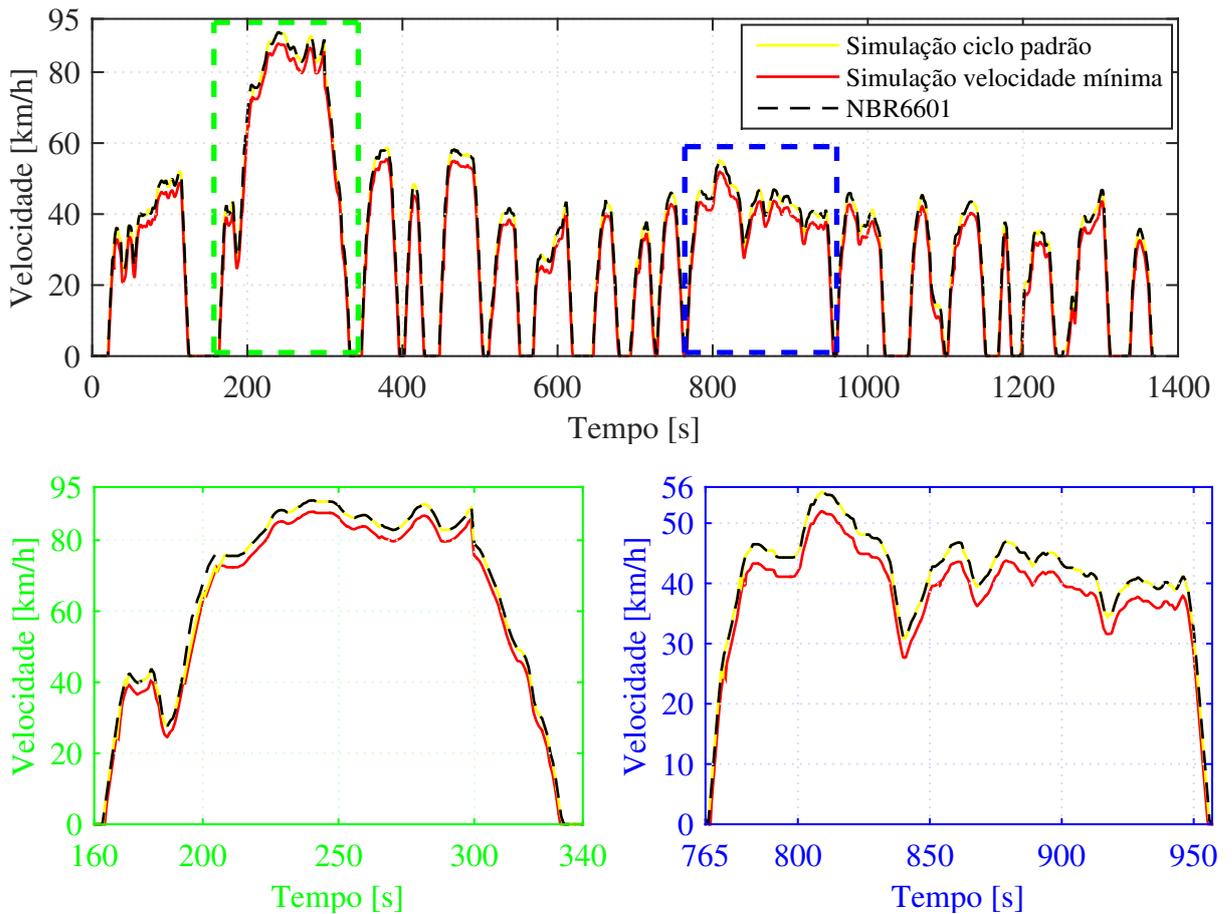


Figura 5.1: Comparativo entre resultados obtidos e ciclo NBR6601

A Figura 5.2 mostra os pontos de operação do MCI utilizando a estratégia de troca de marchas padrão (Equação (4.10)) durante o ciclo padrão NBR6601.

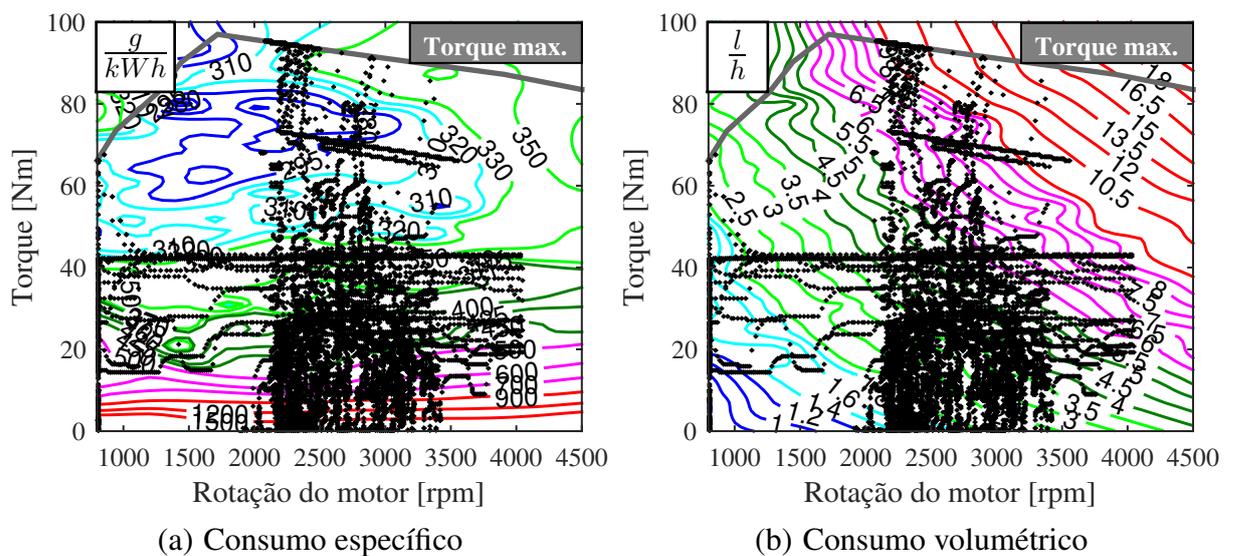


Figura 5.2: Pontos de operação do MCI utilizando a estratégia de troca de marchas padrão

Na Figura 5.2 observa-se que a maioria dos pontos de operação se localiza em uma re-

gião de baixa/média eficiência do MCI (alto consumo específico), característica do padrão de condução urbana devido à baixa demanda de potência requerida ao MCI.

Do ponto de vista do consumo volumétrico de combustível (l/h), o MCI opera predominantemente entre 2000 rpm e 3500 rpm, o que representa uma região de consumo entre 2 l/h a 6 l/h, apresentando alguns pontos em regiões de maior consumo próximo aos 4000 rpm, sendo estes pontos originados do uso da primeira marcha, a qual é utilizada até a velocidade de 25 km/h (4055 rpm no MCI).

Com a antecipação da ampliação da marcha utilizada é possível mover os pontos de operação do MCI para uma região de menor rotação e maior torque, o que representa uma região de menor consumo volumétrico, e ao mesmo tempo melhor consumo específico de combustível, entretanto este procedimento reduz o desempenho em aceleração do veículo, sendo necessário a determinação das velocidades de troca adequadas para não comprometer o desempenho do veículo, e ao mesmo tempo operar o MCI em regiões de baixo consumo.

5.2 Área de maior concentração dos pontos de operação do MCI

Como pode ser observado na Figura 5.2, durante o ciclo o MCI opera em diferentes regiões. Porém, devido ao grande número de pontos, dos quais muitos estão sobrepostos, tornando assim difícil a identificação visual das regiões em que o MCI atua por mais tempo no ciclo.

Para facilitar o comparativo entre os resultados obtidos por diferentes estratégias de troca de marcha, foi desenvolvido um algoritmo que identifica um retângulo formado por um intervalo de torque (T_{sup} e T_{inf}) e rotação (R_{sup} e R_{inf}) do MCI, no qual estejam contidos no mínimo 75% dos pontos de operação obtidos durante o ciclo, na menor área possível.

A área do retângulo é calculada considerando pesos idênticos para os intervalos de torque e rotação do MCI, ou seja, atribuindo valores unitários para a faixa de operação do MCI tanto para torque ($T_{max} - T_{min}$) quanto para rotação ($\omega_{max} - \omega_{min}$). O peso das faixas de torque ($T_{sup} - T_{inf}$) e rotação ($R_{sup} - R_{inf}$) analisadas são definidas pelas Equações (5.1) e (5.2), considerando $T_{max} = 100$ [Nm], $T_{min} = 0$ [Nm], $\omega_{max} = 4500$ [rpm] e $\omega_{min} = 850$ [rpm].

$$\Delta_{Te} = \frac{T_{sup} - T_{inf}}{T_{max} - T_{min}} \quad (5.1)$$

$$\Delta_{Re} = \frac{R_{sup} - R_{inf}}{\omega_{max} - \omega_{min}} \quad (5.2)$$

O algoritmo inicia com um retângulo que abrange toda a faixa de operação do MCI, contendo 100% dos pontos de operação ($T_{sup} = T_{max}$, $T_{inf} = T_{min}$, $R_{sup} = \omega_{max}$ e $R_{inf} = \omega_{min}$). Este retângulo inicial é modificado aleatoriamente, (processo similar ao de mutação descrito no Capítulo 4) sendo alterados os valores dos intervalos de torque e rotação analisados num processo iterativo. Para cada iteração o algoritmo conta quantos pontos de operação estão contidos no retângulo gerado, e calcula a área AR definida pela Equação (5.3).

$$AR = \Delta_{Te} \Delta_{Re} \quad (5.3)$$

Caso o retângulo atenda o critério de conter ao mínimo 75% dos pontos de operação do MCI, e apresentar área AR menor comparada com o retângulo inicial, o algoritmo salva os parâmetros deste retângulo, a sua respectiva área AR passa a ser o critério de comparação para as futuras iterações. O processo é repetido por n iterações e a última configuração salva é adotada como a região que contém a maior parcela dos pontos de operação do MCI. A Figura 5.3 mostra o processo evolutivo do algoritmo para os resultados obtidos com a estratégia padrão de troca de marchas.

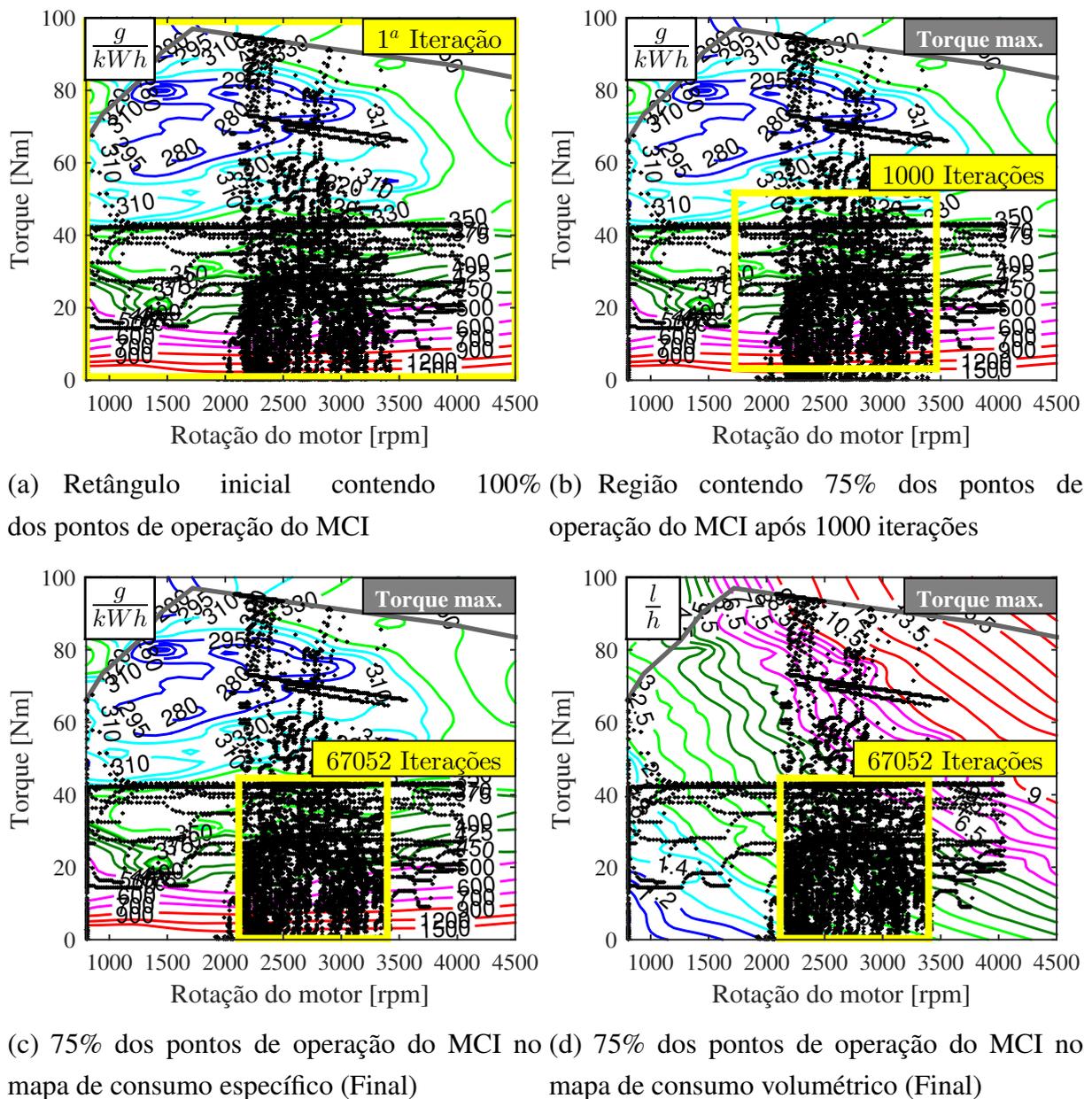


Figura 5.3: Identificação da região com a maioria dos pontos de operação do MCI

5.3 Resultados do algoritmo de otimização

Após a convergência do algoritmo de otimização, foram obtidos os resultados mostrados na Figura 5.4, a qual mostra as fronteiras de soluções não dominadas das populações inicial e final do processo evolutivo.

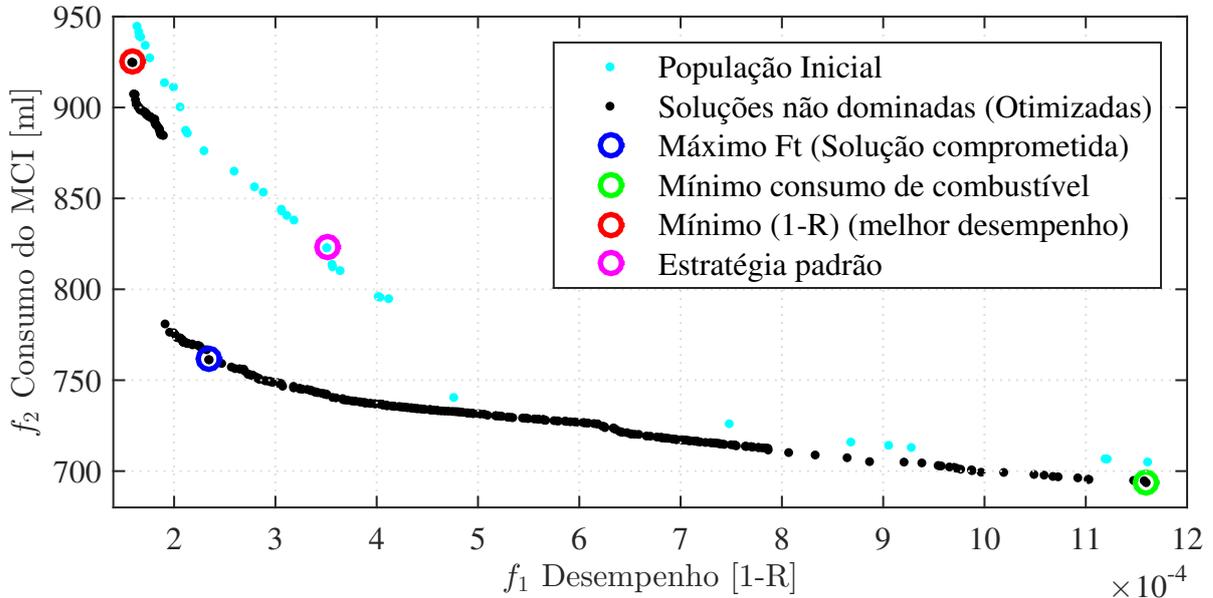


Figura 5.4: Fronteiras de Pareto das soluções não dominadas iniciais e finais do algoritmo

Entre os resultados otimizados presentes na fronteira de Pareto (Pontos pretos da Figura 5.4), foram selecionadas 3 soluções para análise, sendo estas as estratégias de menor consumo de combustível ($\min f_2(X)$), melhor desempenho ($\min f_1(X)$) e a melhor solução comprometida com os dois critérios de otimização ($\max Ft(X)$). Como comparativo, o resultado obtido pela estratégia padrão de troca de marchas proposta por FIAT, 2008 será analisado. A Tabela 5.2 mostra os cromossomos referentes às soluções selecionadas.

Tabela 5.2: Cromossomos das estratégias de troca de marchas selecionadas

Cromossomo (X)	V_{u1}	V_{u2}	V_{u3}	V_{u4}	D_s
	km/h				
Estratégia padrão	25,00	40,00	65,00	72,00	5,00
Mínimo consumo de combustível ($\min f_2(X)$)	14,73	28,33	41,70	74,33	7,32
Melhor desempenho ($\min f_1(X)$)	26,81	52,97	72,97	75,77	5,74
Solução comprometida ($\max Ft(X)$)	19,95	33,91	57,38	75,49	7,40

Os resultados obtidos pela simulação das estratégias selecionadas (Tabela 5.2) estão contidos na Tabela 5.3.

Tabela 5.3: Resultados obtidos pela estratégia de troca de marchas padrão

Resultados	Desempenho [1-R]	Consumo [ml]	Distância [km]	Média de consumo [km/l]
Estratégia padrão	0,00035	822,84	11,9449	14,52
Mínimo consumo	0,00116	693,60	11,8778	17,12
Melhor desempenho	0,00022	891,84	11,9616	13,41
Solução comprometida	0,00023	761,36	11,9512	15,70

Observando os resultados apresentados, conclui-se que estratégias focadas no desempenho em aceleração do veículo têm por princípio operar o MCI em rotações mais elevadas, conforme mostra a Tabela 5.4 que converte as velocidades limites para troca de marchas V_{un} na sua respectiva rotação limite do MCI $\omega_{e(n)}$ pela aplicação da Equação (4.4). Estendendo o uso do MCI até altas rotações, o número de trocas de marchas é reduzido (considerando uma aceleração partindo do repouso até uma certa velocidade), reduzindo o número de desacoplamentos da embreagem e conseqüente redução/interrupção da força de tração disponível.

Tabela 5.4: Cromossomos das estratégias de troca de marchas selecionadas

Rotações limites do MCI	ω_{e1}	ω_{e2}	ω_{e3}	ω_{e4}
	rpm			
Estratégia padrão	4055	3398	3563	2812
Mínimo consumo de combustível ($\min f_2(X)$)	2389	2406	2285	2903
Melhor desempenho ($\min f_1(X)$)	4348	4500	3999	2959
Solução comprometida ($\max Ft(X)$)	3236	2880	3145	2948

A Figura 5.5 mostra um comparativo de desempenho das quatro estratégias selecionadas, no trecho de maior velocidade do ciclo NBR6601 (160 s a 220 s).

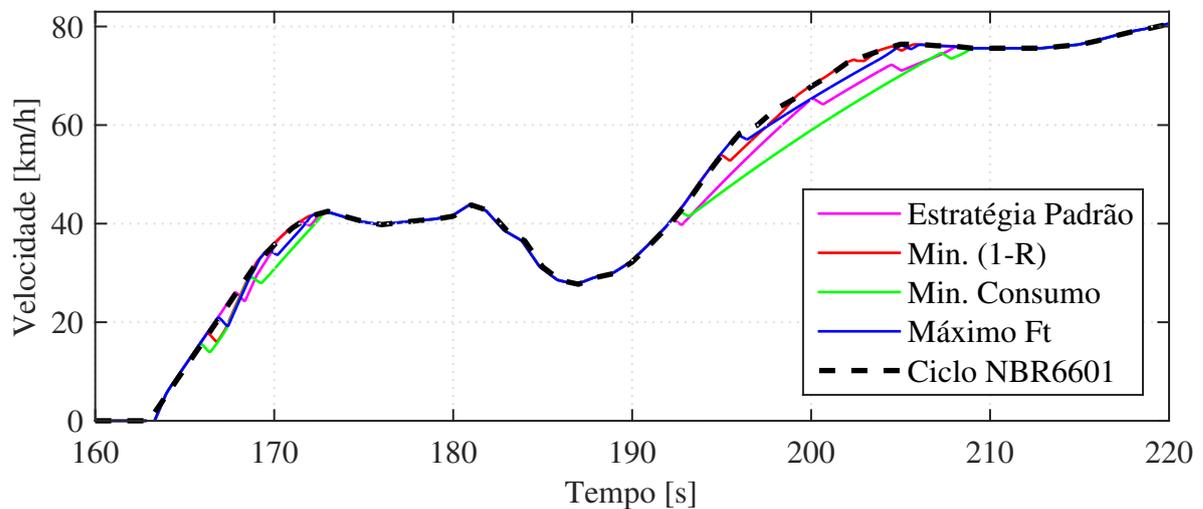


Figura 5.5: Comparativo das estratégias de troca de marchas no ciclo NBR6601

A Figura 5.6 demonstra as marchas utilizadas pelas estratégias otimizadas e a estratégia de troca de marchas padrão, podendo-se observar os diferentes comportamentos em função do enfoque de cada estratégia de troca de marchas.

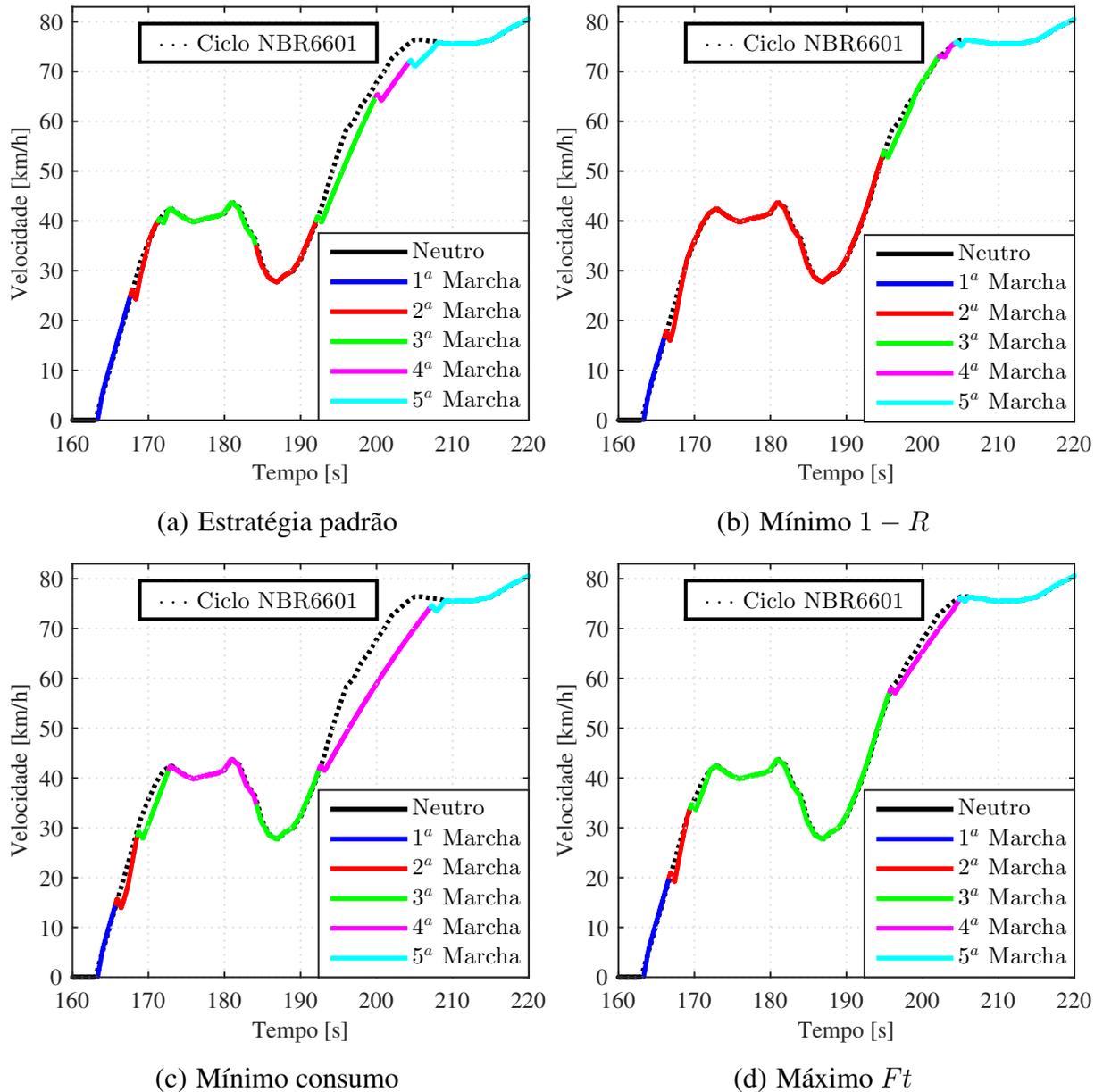


Figura 5.6: Comparativo das estratégias de troca de marchas em um trecho do ciclo NBR6601

5.3.1 Estratégia para melhor desempenho (mínimo $1 - R$)

A estratégia de mínimo $1 - R$ (Figura 5.6b) estende o uso da 2ª marcha, até a rotação limite do MCI de 4500 rpm (limite imposto como restrição ao algoritmo) como mostrado na Tabela 5.4, reduzindo o número de desacoplamentos da embreagem, os quais reduzem o desempenho em comparação ao ciclo, devido a redução/interrupção do torque disponível nas rodas do veículo durante o processo de troca de marchas. À medida que a velocidade aumenta, esta es-

tratégia executa a troca da 2ª para a 3ª relação de transmissão, e após um pequeno intervalo de velocidade a ampliação para a 5ª marcha. O ponto de transição para 5ª marcha coincide com a redução da aceleração requerida do veículo, sendo este otimizado somente para esta condição pelo fato de ser o único trecho de uso da 5ª marcha no ciclo simulado. A Figura 5.7 mostra o uso das marchas durante todo o ciclo utilizando a estratégia analisada, e os pontos de operação do MCI são mostrados na Figura 5.8.

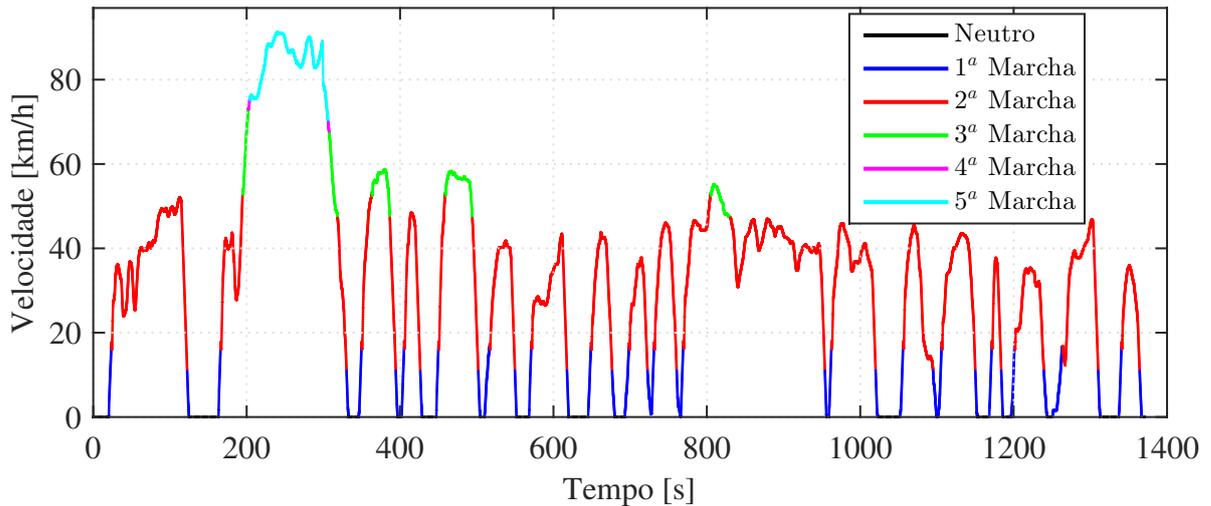
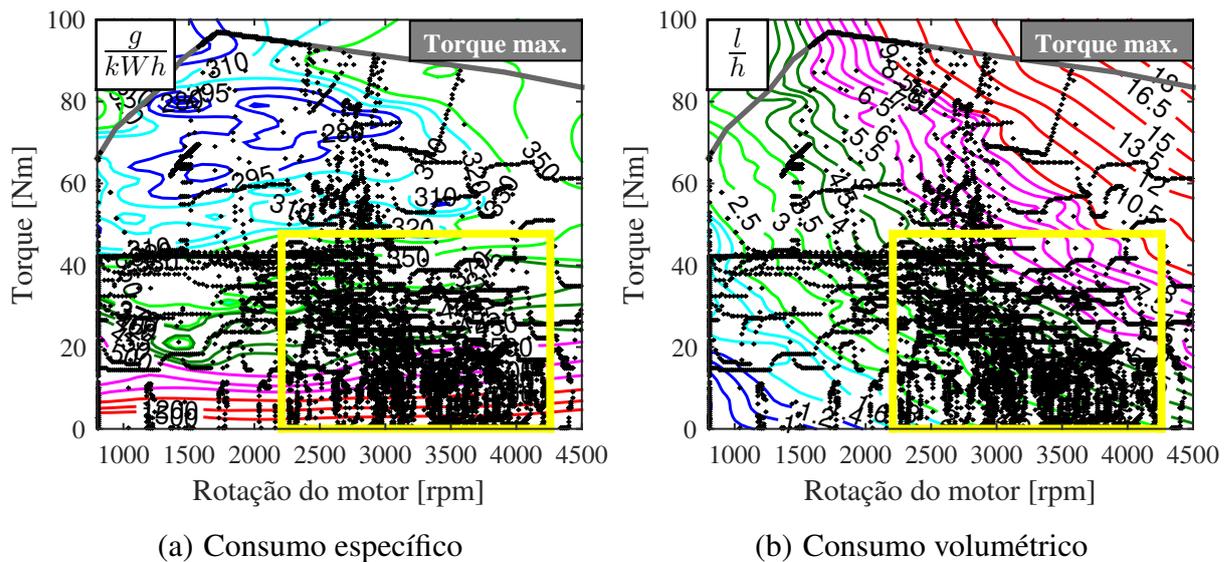


Figura 5.7: Perfil de marchas utilizadas pela estratégia de mínimo 1 – R

A extensão do uso da 2ª marcha até a rotação máxima do MCI elimina grande parte das trocas de marchas do ciclo, como mostra a Figura 5.7, porém desloca os pontos de operação do MCI para uma região de alto consumo específico e volumétrico como mostra a Figura 5.8.



(a) Consumo específico

(b) Consumo volumétrico

Figura 5.8: Pontos de operação do MCI na estratégia de mínimo 1 – R

Comparando a dispersão dos pontos de operação da estratégia padrão (Figura 5.3cd) com os resultados da estratégia de mínimo 1 – R (Figura 5.8ab), verifica-se uma redução visível dos

pontos de operação do MCI em alto torque, devido ao maior tempo de uso da 1ª e 2ª marchas, as quais apresentam relações de transmissão mais reduzidas, o que consequentemente desloca a maioria dos pontos de operação (retângulo em amarelo) para a faixa de maior rotação o que representa maiores consumos volumétrico e específico de combustível, gerando assim um aumento de 8,38% no consumo comparado com a estratégia de troca de marchas padrão, porém com um ganho de 37,14% em desempenho, conforme os resultados mostrados na Tabela 5.3 para o veículo submetido ao ciclo urbano brasileiro de condução NBR6601.

5.3.2 Estratégia para economia de combustível

A estratégia focada em economia de combustível do veículo, antecipa a ampliação da marcha, de modo a operar o MCI em uma região de menor consumo volumétrico (Figura 5.9b) movendo os pontos de operação do MCI para uma região de baixa rotação e maior torque. Este comportamento também resulta em pontos de operação do MCI em regiões de melhor consumo específico, ou seja, uma melhor eficiência da conversão da massa de gasolina queimada em potência mecânica do MCI, o que resulta em uma economia de combustível de 15,71% comparada com a estratégia padrão.

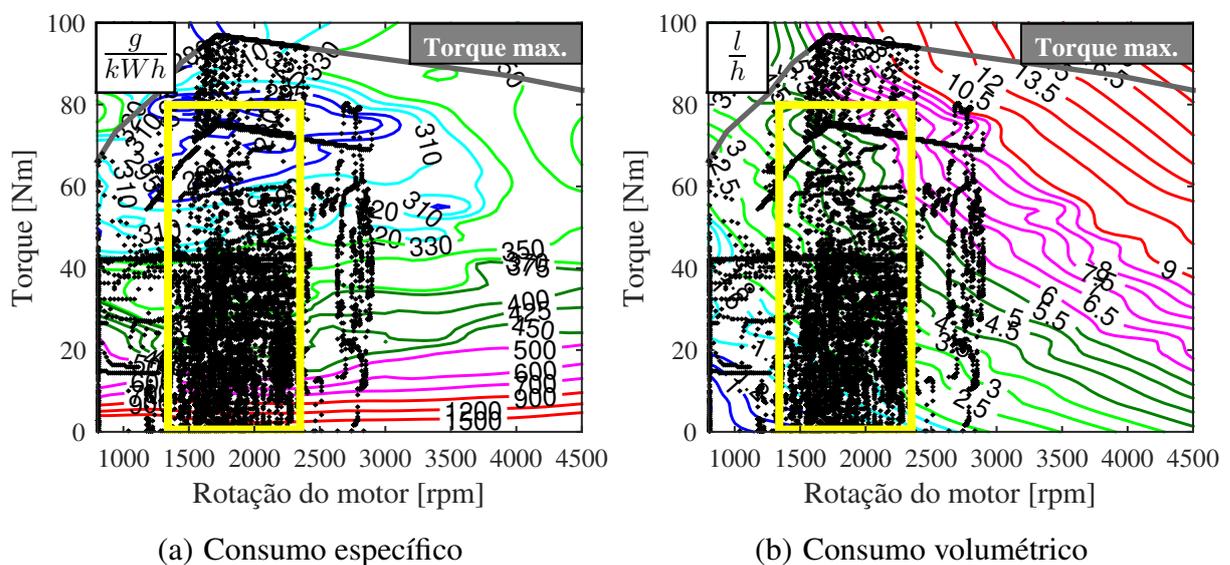


Figura 5.9: Pontos de operação do MCI na estratégia de economia de combustível

As mais frequentes trocas de marcha, associadas ao uso das relações de transmissão menos reduzidas impactam no desempenho do veículo, o qual apresenta uma redução de 231% quando comparada com a estratégia padrão. Como pode ser observado na Figura 5.5, o veículo fica abaixo da velocidade requerida pelo ciclo em alguns trechos por não possuir torque disponível para executar a aceleração após as trocas de marcha, como pode ser visto na Figura 5.6c, a qual mostra que após a transição da 3ª para a 4ª marcha, durante um trecho de aceleração em alta velocidade (alta carga aerodinâmica) o veículo permanece abaixo da velocidade do ciclo

até a redução da aceleração requerida pelo ciclo, ponto no qual ocorre a troca para a 5ª marcha.

O perfil de marchas utilizado pela estratégia de economia de combustível é mostrada na Figura 5.10, na qual se observa o maior uso da 3ª e 4ª marchas quando comparado com a estratégia focada em desempenho (Figura 5.7).

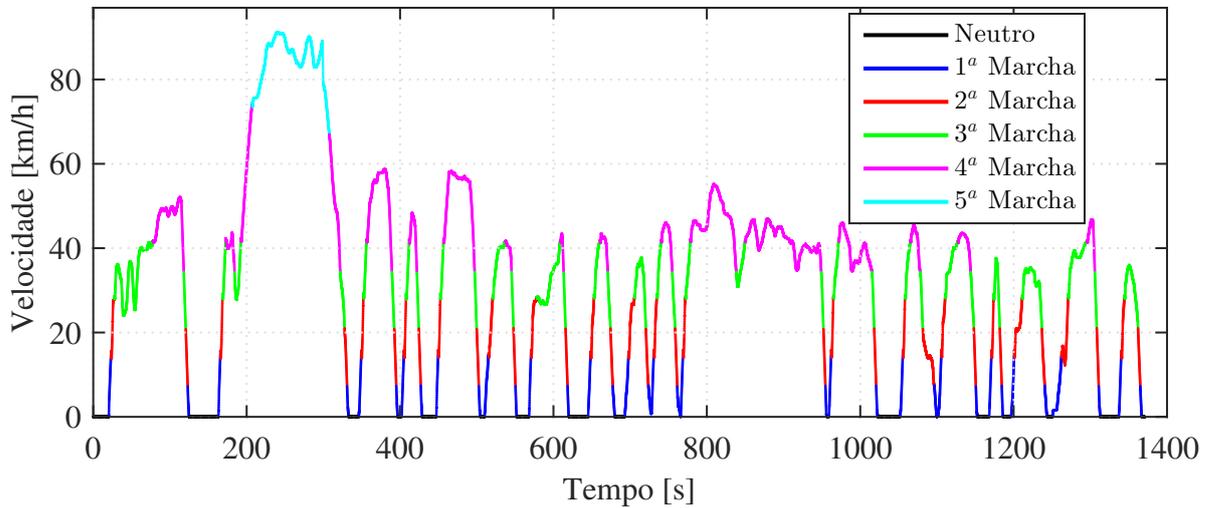
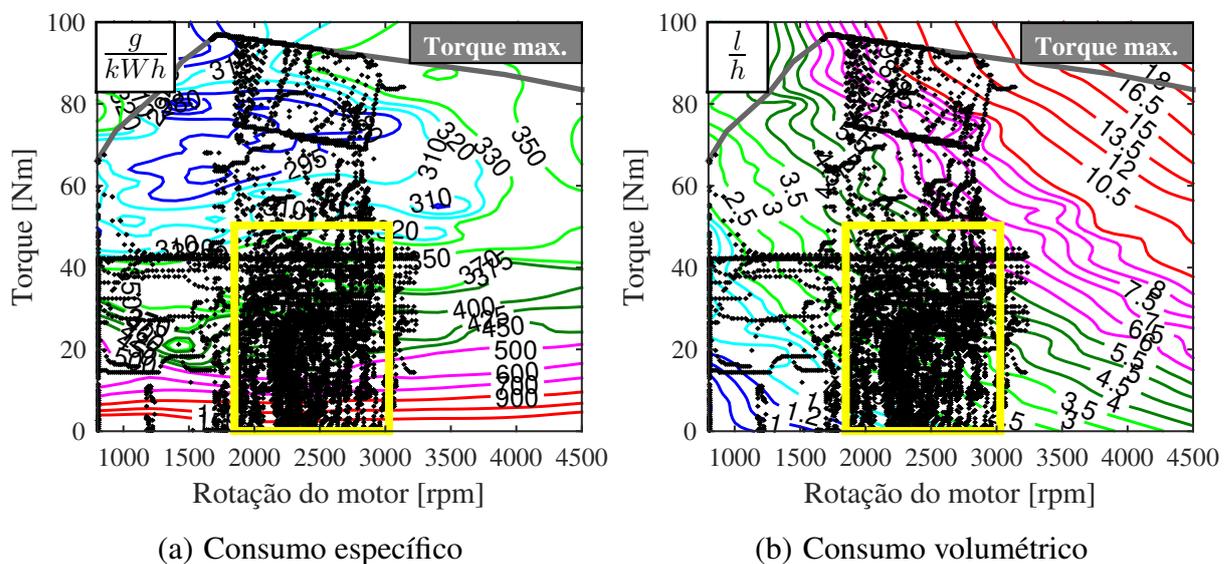


Figura 5.10: Perfil de marchas utilizadas pela estratégia de economia de combustível

5.3.3 Estratégia comprometida economia x desempenho (Máximo Ft)

Entre os resultados encontrados pelo processo de otimização, a estratégia com maior valor da função objetivo apresenta o melhor resultado do ponto de vista de manter um desempenho do veículo 34,28% melhor e com 7,47% de economia de combustível comparada com a estratégia padrão. A Figura 5.11 mostra a dispersão dos pontos de operação obtidos pela estratégia de máximo Ft .



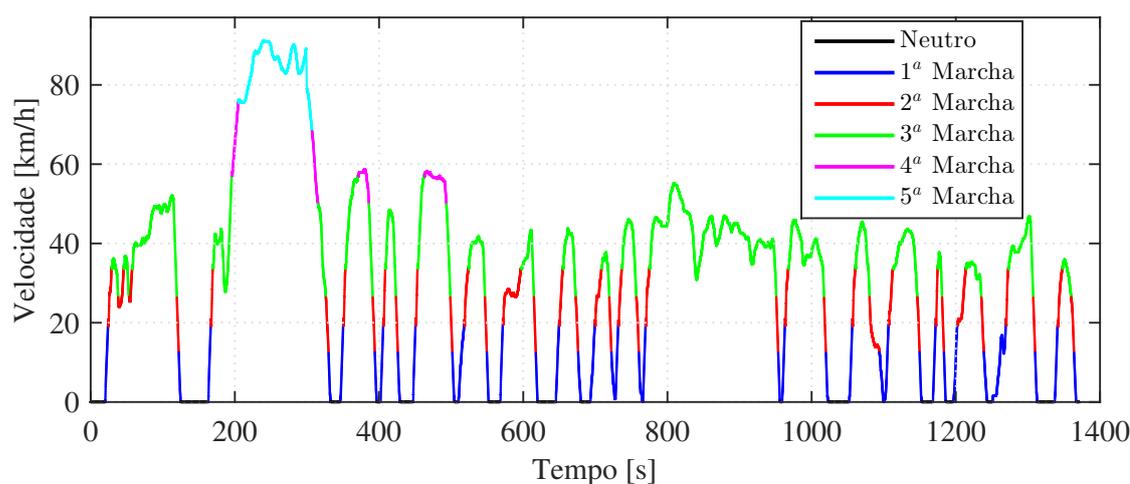
(a) Consumo específico

(b) Consumo volumétrico

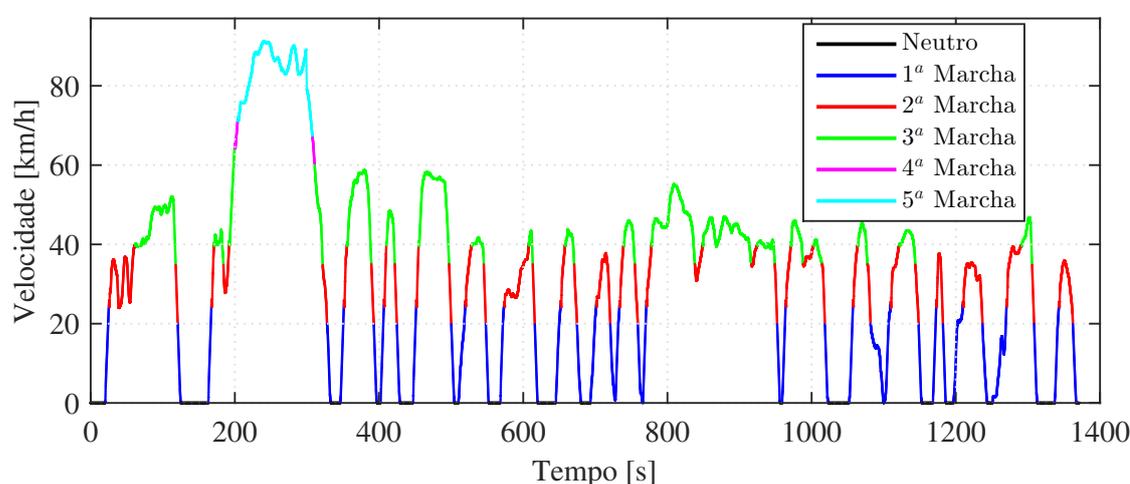
Figura 5.11: Pontos de operação do MCI na estratégia de máximo Ft

Grande parte da economia de combustível em comparação à estratégia de troca de marchas padrão se deve a esta estratégia executar a troca da 1ª para a 2ª marcha em 4055 rpm (Tabela 5.4) região de operação de alto consumo (aproximadamente 9 l/h), enquanto a estratégia de máximo Ft executa a passagem para a 2ª marcha em 3236 rpm, o que representa um consumo máximo de 7 l/h.

A Figura 5.12 compara os perfis de troca de marchas da estratégia de máximo Ft com a estratégia padrão. Como mostrado na Tabela 5.2, a estratégia de máximo Ft antecipa a ampliação da 1ª, 2ª e 3ª marchas, reduzindo assim o consumo de combustível.



(a) Estratégias comprometidas economia x desempenho (Máximo Ft)



(b) Estratégias padrão

Figura 5.12: Perfil de marchas utilizados conforme a estratégia de troca de marchas adotada

O ganho em desempenho da estratégia de máximo Ft se deve principalmente à combinação da antecipação da troca da 2ª para 3ª marcha e do parâmetro D_s que define a velocidade para redução das marchas do veículo quando este está em desaceleração. A estratégia de máximo Ft apresenta $D_s = 7,4$ km/h, ou seja, após a ampliação da marcha, esta somente retorna a marcha anterior em uma velocidade 7,4 km/h inferior à velocidade na qual ocorreu a ampliação.

O efeito da velocidade de troca da 2^a para 3^a marcha combinado ao parâmetro D_s pode ser vista na Figura 5.6a/d, e na Figura 5.12 na qual se observa que a estratégia padrão apresenta diversas trocas de marcha nas oscilações de velocidade na faixa de 30 km/h a 40 km/h do ciclo NBR6601, enquanto a estratégia de máximo Ft executa estas oscilações em 3^a marcha sem executar mudança da relação de transmissão.

Entretanto ao se analisar o começo do ciclo (20 s a 90 s), o efeito da antecipação do uso da 3^a marcha é inverso, gerando mais transições de marcha na estratégia de máximo Ft , enquanto a estratégia padrão executa esta parte do ciclo somente utilizando a 2^a marcha. Porém, isto ocorre somente no intervalo de tempo analisado por 2 ocasiões, enquanto que as oscilações de velocidade entre 30 km/h a 40 km/h ocorrem diversas vezes durante o ciclo NBR6601.

A estratégia de máximo Ft também antecipa o uso da 4^a marcha, possibilitando seu uso em 2 trechos do ciclo (além do segmento de alta velocidade), sendo a passagem da 3^a para a 4^a marcha executada em trechos de baixa aceleração requerida, nos quais a perda de desempenho devido ao desacoplamento do MCI é minimizada.

5.3.4 Comparativo dos pontos de operação do MCI

A Figura 5.13 mostra um comparativo das regiões de maior incidência dos pontos de operação do MCI em função da estratégia de troca de marchas adotada. Nesta figura pode-se ver mais claramente a mudança de região de operação do MCI causada pelas diferentes velocidades limites de troca de marchas.

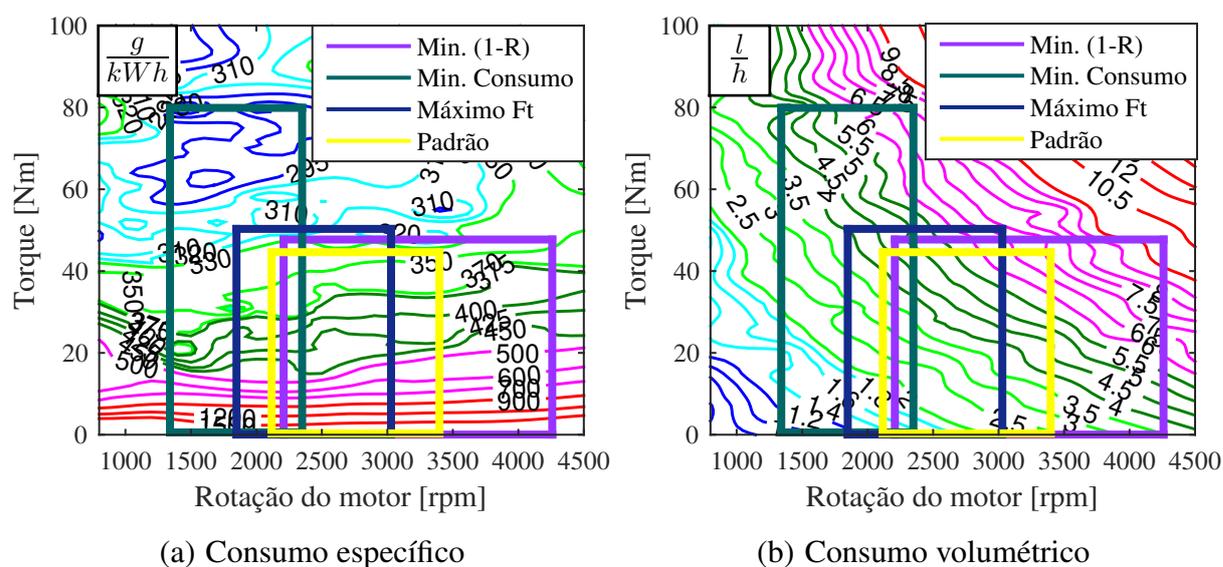


Figura 5.13: Pontos de operação do MCI na estratégia de máximo Ft

O somatório dos intervalos de tempo nos quais o MCI opera em um determinado ponto, permite determinar precisamente quais os pontos que o MCI é mais utilizado em função das diferentes estratégias de troca de marchas.

Conforme mostra a Figura 5.14, o veículo utilizando a estratégia de troca de marchas padrão, concentra sua operação no ponto [2400 rpm 10 Nm] por aproximadamente 30 s. Utilizando esta estratégia, o MCI também opera por períodos consideráveis (entre 15 s e 25 s) nas regiões próximas ao ponto de maior incidência [2200 rpm a 2600 rpm, 5 Nm a 15 Nm] e como mencionado anteriormente, devido à extensão do uso da primeira marcha esta estratégia apresenta pontos de operação concentrados em [3000 rpm 10 Nm] e [3200 rpm 15 Nm].

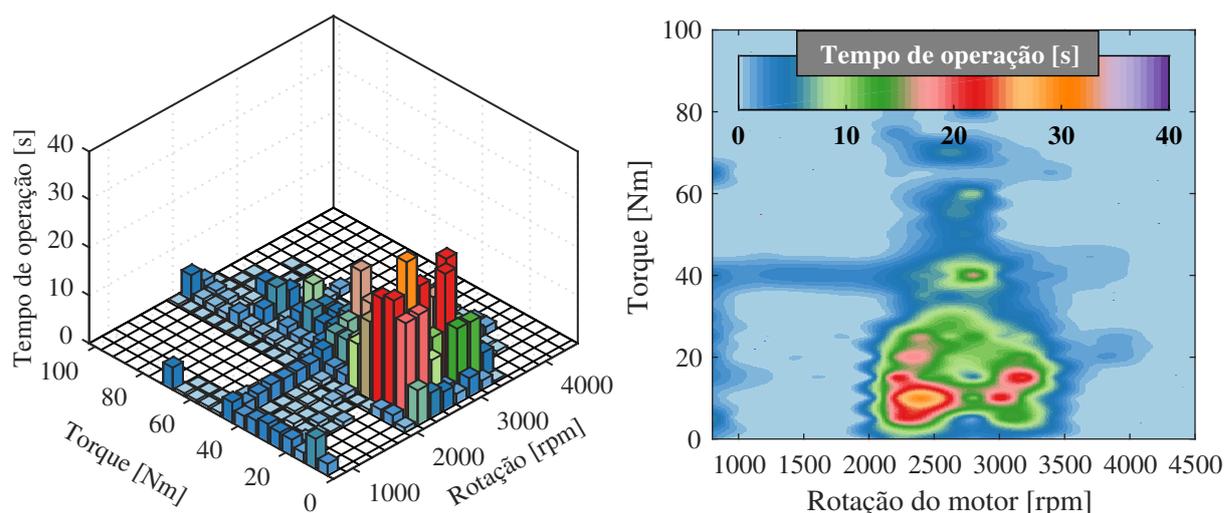


Figura 5.14: Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia padrão

A Figura 5.15 apresenta a incidência dos pontos de operação utilizando a estratégia de mínimo $1 - R$. Quando comparada com a troca de marchas padrão, esta estratégia apresenta uma maior distribuição dos pontos de operação. Isto se deve a extensão do uso da 1ª e 2ª marchas, o que permite um aumento mais rápido da rotação do MCI em função da variação de velocidade do veículo conforme mostra a Figura 5.16, reduzindo assim o tempo de operação em um determinado ponto.

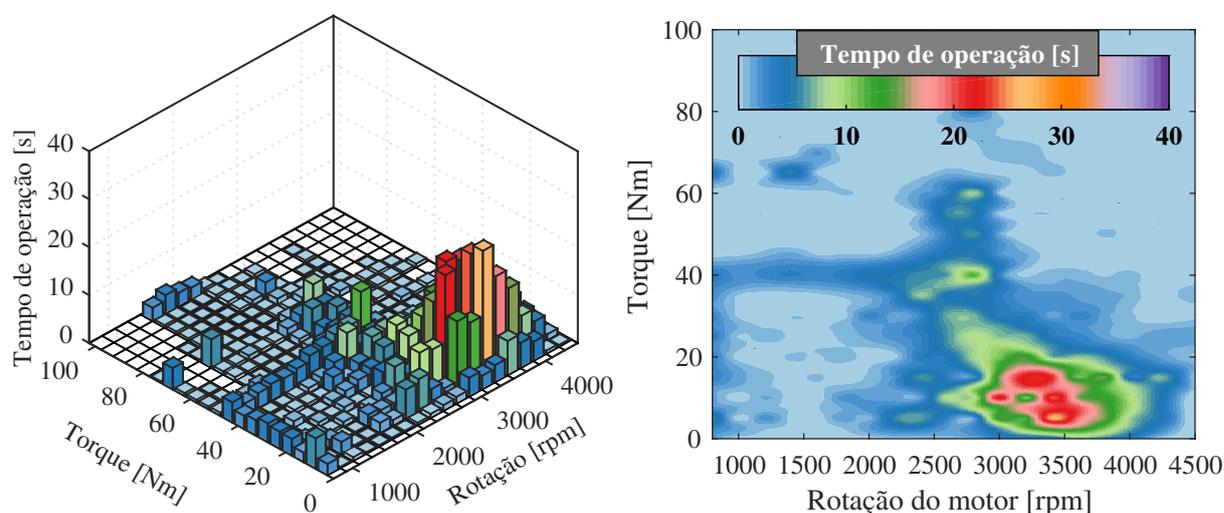
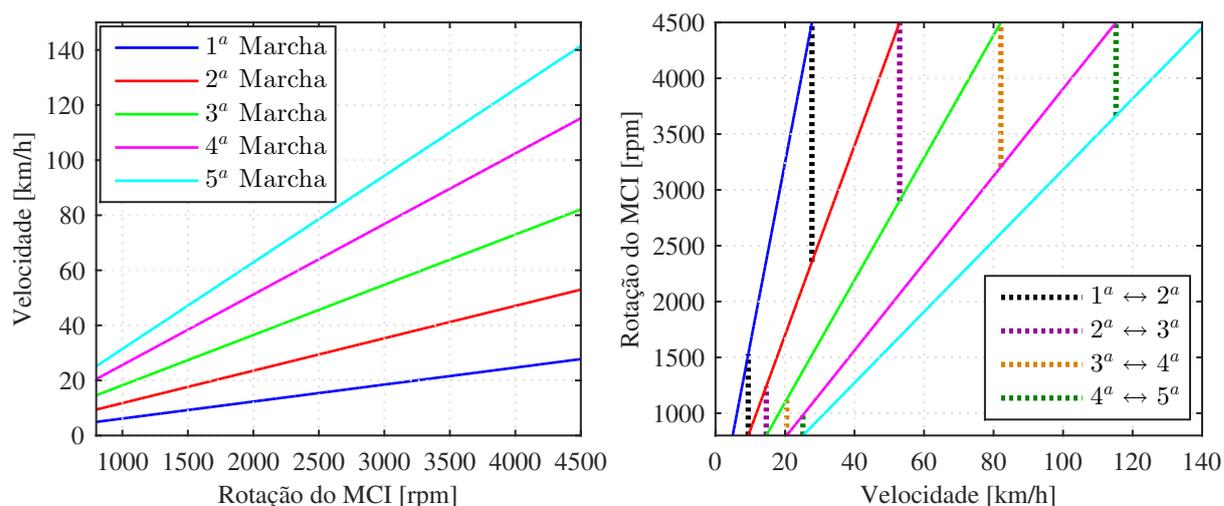


Figura 5.15: Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia de mínimo $1 - R$



(a) Velocidade do veículo em função da rotação do MCI e marcha utilizada (b) Velocidades limites/rotações máximas e mínimas para troca de marcha

Figura 5.16: Faixa de uso das marchas do veículo em função da rotação do MCI

Portanto a estratégia de mínimo $1-R$ tende a concentrar os pontos de operação em regiões de baixo torque e alta rotação [3000 rpm a 3800 rpm, 3 Nm a 17 Nm], região que caracteriza baixa eficiência e alto consumo de combustível. Fator agravado pelo ponto de maior incidência [3450 rpm 5,5 Nm] na qual o MCI permanece operando por mais de 30 s dos 1371 s do ciclo.

Do tempo total do ciclo NBR6601 analisado (1371 s), o MCI somente atua em aproximadamente 790 s. Durante 189 s o veículo permanece parado apresentando o consumo de combustível constante da operação de marcha lenta do MCI (regime de operação independente da estratégia de troca de marchas utilizada), sendo portanto estes 189 s desconsiderados do tempo de atuação do MCI. Os 392 s restantes são referentes às condições em que o pedal acelerador não está acionado, condições nas quais a injeção do combustível do MCI é interrompida, sendo estes pontos também desconsiderados.

A Figura 5.17 mostra o tempo de uso do MCI em uma determinada condição de operação quando utilizada a estratégia de troca de marchas focada em economia de combustível. Esta estratégia elimina os pontos de operação do MCI em rotações acima de 2903 rpm (Tabela 5.4), concentrando o funcionamento do MCI entre [1600 rpm a 2300 rpm, 10 Nm a 22 Nm] com ponto de maior incidência (superior a 35 s durante o ciclo) de [1800 rpm 16 Nm]. Apesar desta região de operação apresentar baixa eficiência do ponto de vista do consumo específico de combustível, também apresenta um baixo valor de consumo volumétrico o que garante a economia de combustível, enfoque principal desta estratégia de troca de marchas.

Devido à antecipação da ampliação das marchas, o MCI opera em alto torque, principalmente na aceleração pós troca de marchas para compensar a redução de velocidade devido ao desacoplamento do MCI pela embreagem (ver Figura 5.6c).

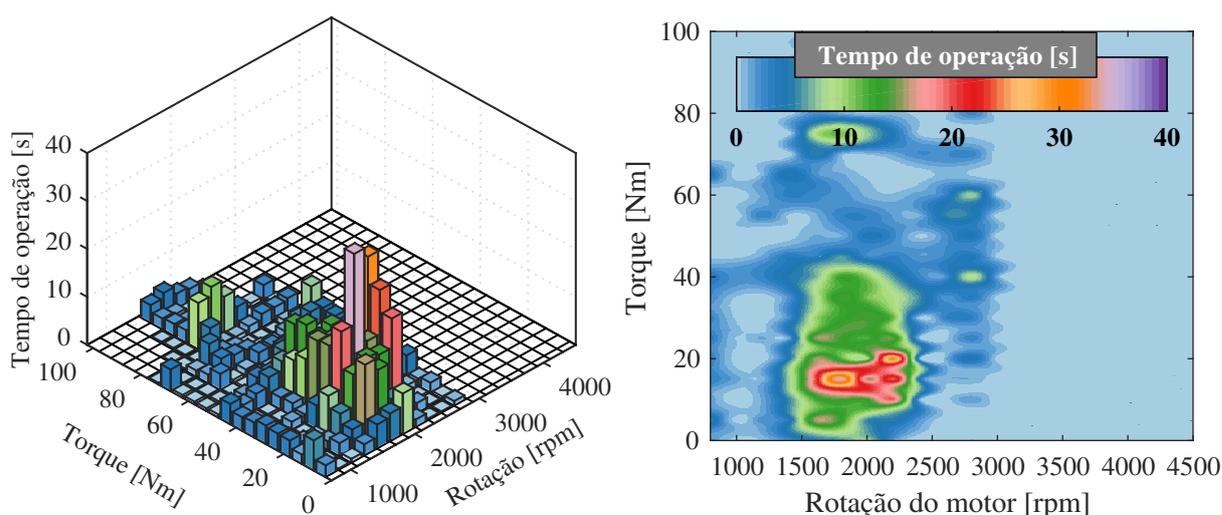


Figura 5.17: Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia de economia de combustível

Os resultados referentes à estratégia de máximo Ft são mostrados na Figura 5.18, na qual se pode observar que esta estratégia concentra grande parte dos pontos de operação em torno do ponto [2215 rpm 20 Nm], sendo o MCI atuante somente neste ponto por 40 s o que representa 5,06% do tempo de operação do MCI durante o ciclo (790 s). A maioria dos pontos de operação se encontra na faixa [2000 rpm a 2600 rpm, 5 Nm a 26 Nm].

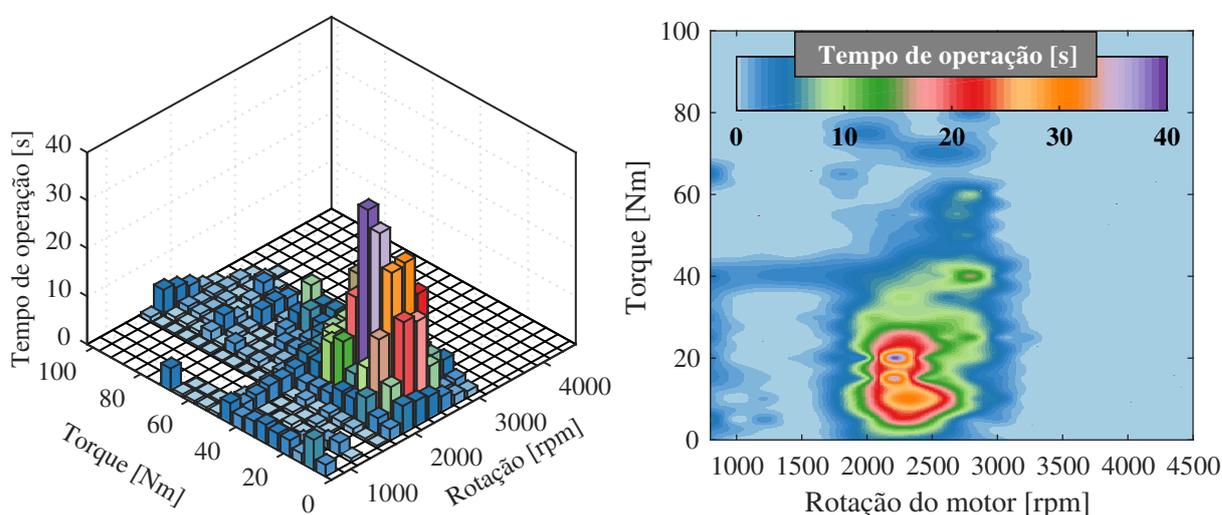


Figura 5.18: Tempo de uso dos pontos de operação do MCI para a estratégia de máximo Ft

Devido à esta estratégia de troca de marchas representar o melhor compromisso entre o desempenho e consumo de combustível do veículo, seu comportamento se assemelha a estratégia de economia de combustível, pela concentração dos pontos de operação nas regiões de baixo consumo volumétrico. Porém, diferentemente da estratégia de economia de combustível, a estratégia de máximo Ft minimiza o uso do alto torque do MCI, o qual representa alto consumo de combustível (ver Figura 5.11b).

Do ponto de vista de desempenho, a estratégia de troca de máximo Ft obtém os ganhos de desempenho em aceleração do veículo pela execução das trocas de marchas em velocidades, nas quais sejam evitados o desacoplamento do MCI em trechos de alta aceleração do ciclo. Esta estratégia também evita repetidas ampliações e reduções da entre as mesmas marchas devido à oscilações de velocidade do ciclo.

Entretanto, este ganho está diretamente ligado ao perfil de velocidades do ciclo NBR6601, diferentemente da estratégia de mínimo $1 - R$ que melhora o desempenho em aceleração do veículo por postergar a ampliação da troca de marchas, evitando assim a interrupção da força de tração causada durante a troca de marchas. Portanto, o ganho de desempenho desta estratégia se torna menos dependente do perfil de velocidades na qual o veículo é conduzido, porém com alto consumo de combustível comparado às demais estratégias abordadas.

6 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são avaliadas experimentalmente as estratégias de troca de marchas otimizadas, que foram discutidas no capítulo anterior, bem como a estratégia padrão recomendada no manual de operação do veículo. Os experimentos foram realizados na mesma bancada dinâmométrica utilizada para obtenção dos parâmetros adotados nas simulações do veículo.

6.1 Interface da bancada com o motorista e aquisição de dados

Para reproduzir na bancada um determinado padrão de condução, o motorista necessita do auxílio de uma interface visual que contenha informações do percurso a ser executado (ciclo de condução neste caso). Neste trabalho, o motorista foi orientado pelo perfil de velocidade contido na norma NBR6601 e um indicador da marcha a ser utilizada, de acordo com a estratégia de troca avaliada no experimento. A Figura 6.1 mostra a tela utilizada como referência pelo motorista durante os experimentos. Todos os experimentos realizados seguem os procedimentos de preparação da bancada e veículo descritos no Apêndice C.

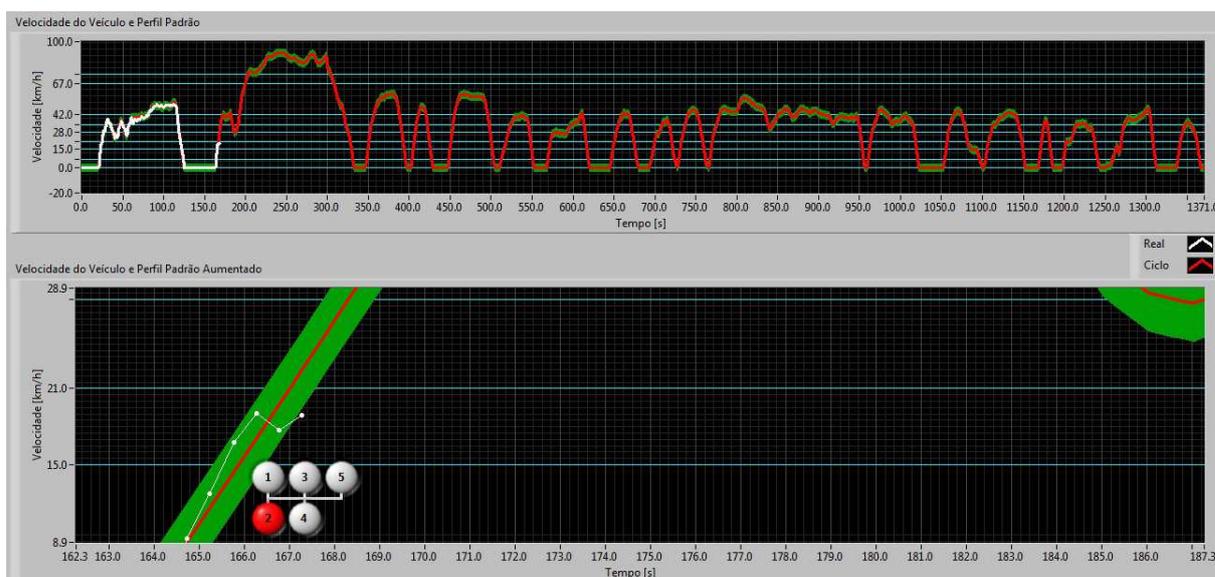


Figura 6.1: Interface de auxílio ao motorista para os experimentos

O programa auxiliar para o motorista foi desenvolvido juntamente com a aquisição de dados feita na plataforma LabVIEW™. O perfil de velocidades objetivo é inserido como variável de entrada em conjunto com as velocidades de troca de marchas das estratégias analisadas no capítulo anterior. Durante o experimento, o motorista é informado sobre a velocidade atual do veículo (linha branca) em comparação com a velocidade objetivo (linha vermelha) e com o ciclo como um todo (tela superior), e mais detalhadamente em relação ao trecho atual (tela inferior), além da margem de desvio de velocidade aceitável (segmento verde) que representa $\pm 3,2$ km/h em relação à velocidade objetivo do ciclo conforme apresentado na Figura 6.1.

Como comentado anteriormente, o indicador de marchas possui como dados de entrada as velocidades de ampliação e redução da relação de transmissão. Essas velocidades são representadas pelas linhas horizontais azuis colocadas sobre o perfil de velocidades (Figura 6.1). Para evitar instabilidade no indicador de marchas, principalmente durante/após o processo de troca das mesmas (nas quais há uma redução na velocidade do veículo), o mostrador é acionado com base na velocidade objetivo do ciclo ao invés da velocidade real do veículo.

Os demais dados referentes ao consumo de combustível, torques medidos nos dois atuadores da bancada (sistema de frenagem e motorização elétrica) e a porcentagem de abertura da válvula borboleta do MCI, são adquiridos pelo mesmo programa, porém em uma interface separada em um segundo monitor instalado do lado de fora do veículo. A Figura 6.2 mostra a interface de controle/aquisição de dados da bancada.

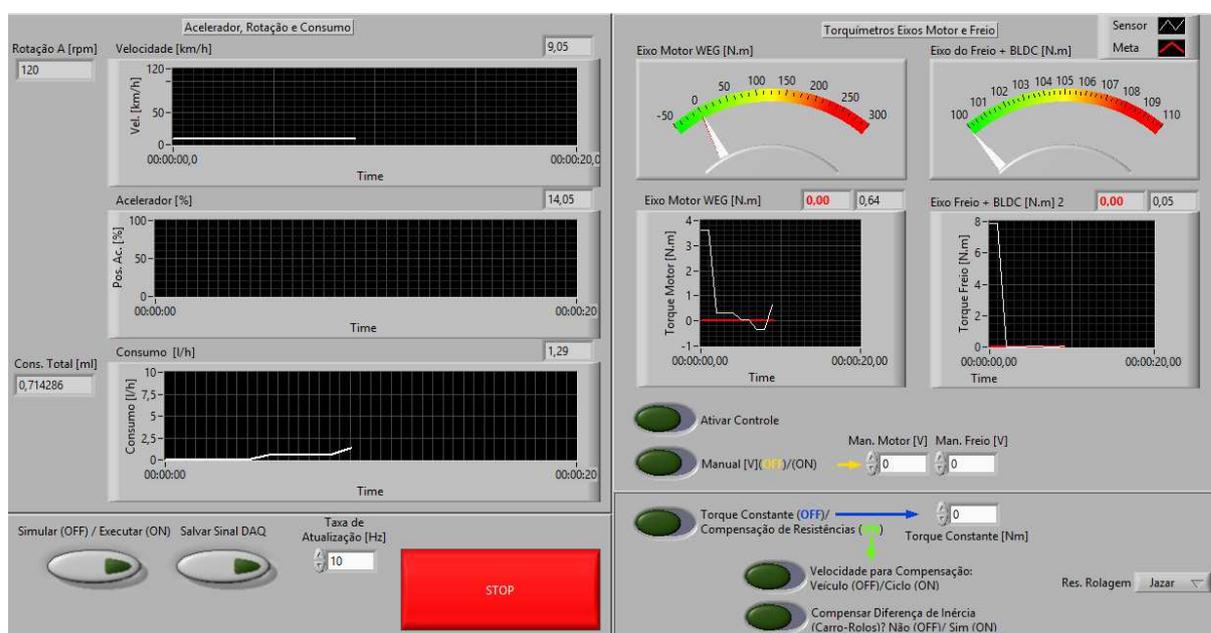


Figura 6.2: Interface de controle/aquisição de dados da bancada

Todos os sinais provenientes dos torquímetros, válvula borboleta do MCI e sensores de rotação e vazão de combustível foram adquiridos utilizando-se um módulo de entrada analógica NI 9239 (National Instruments, 2016).

O mesmo programa desenvolvido na interface LabVIEW™ é também responsável por controlar os sistemas de motorização elétrica e de frenagem da bancada, sendo os sinais analógicos de controle dos sistemas gerados pelo módulo de saída analógica NI 9263 (National Instruments, 2015). Mais parâmetros dos módulos de aquisição e saída de sinal estão descritos no Anexo E.

6.2 Equacionamento das correções dos atuadores da bancada

Neste tópicó serão abordadas as correções impostas na bancada pelos sistemas de motorização elétrica e de frenagem para adequar a condição experimental a uma determinada condição de carregamento desejada. Desta forma, o sistema de frenagem é responsável por emular o arrasto aerodinâmico e compensar a diferença entre a inércia da bancada e a inércia equivalente da massa do veículo durante as acelerações. O sistema de motorização elétrica é responsável pela compensação da diferença de inércia nas desacelerações e pela adequação da força de resistência à rolagem dos pneus na bancada conforme o equacionamento objetivo, o qual depende da curva de resistência à rolagem adotada.

6.2.1 Emulação do arrasto aerodinâmico

A força de arrasto aerodinâmico D_A [N] calculada pela Equação (2.1) em função da velocidade do veículo será inserida no sistema da bancada pelo sistema de frenagem eletromagnética na forma de um torque equivalente ao resultante na roda do veículo quando submetido a este carregamento T_{DA} [Nm]. A Equação (6.1) define o torque T_{DA} em função do raio do rolo da bancada r_c [m].

$$T_{DA} = D_A r_c \quad (6.1)$$

6.2.2 Compensação da inércia equivalente

Devido à massa do veículo utilizado nos experimentos (1090 kg) ser superior à massa equivalente referente a inércia rotacional da bancada (870,75 kg), durante as acelerações o sistema de frenagem atua inserindo um torque de resistência T_I [Nm] em função da aceleração angular dos rolos α [rad/s²]. Em caso de desaceleração, este torque torna-se positivo sendo então provido pelo sistema de motorização elétrica. A Equação (6.2) determina um torque em função do valor de inércia a ser compensado I_{comp} [kgm²].

$$T_I = I_{comp} \alpha \quad (6.2)$$

A Equação (6.3) define o valor da inércia a ser compensada pelos atuadores da bancada I_{comp} [kgm²], em função da inércia equivalente necessária para o veículo utilizado $I_B = 44,21$ [kgm²], sendo desta deduzida a inércia equivalente dos rolos da bancada incluindo os sistemas de frenagem $I_{eq} = 33,46$ [kgm²] e de motorização elétrica $I_{eqE} = 1,37$ [kgm²].

$$I_{comp} = I_B - I_{eq} - I_{eqE} = 44,21 - 33,46 - 1,37 = 9,38 \text{ kgm}^2 \quad (6.3)$$

6.2.3 Compensação da resistência à rolagem dos pneus

Como discutido no Capítulo 3, a força referente a resistência à rolagem do veículo na bancada R_{xb} [N] é superior às equações propostas na literatura (ver Figura 3.13). Neste caso, o torque de compensação executado pelo sistema de motorização elétrica T_{Rx} [Nm] é dado em função da diferença entre a força R_{xb} [N] e o valor de R_x [N] de acordo com a equação teórica de resistência à rolagem a ser emulada no experimento. A Equação (6.4) define o valor de T_{Rx} em função do raio do rolo da bancada r_c [m], também considerando a força de resistência resultante do sistema de motorização elétrica $F_{(M+P)}$ [N].

$$T_{Rx} = (R_{xb} + F_{(M+P)} - R_x) r_c \quad (6.4)$$

6.2.4 Emulação das forças de resistência ao movimento

Por fim, o sistema de controle da bancada define qual dos sistemas corretivos deve ser utilizado em função do somatório dos torques de compensação dos três fatores listados anteriormente. A Equação (6.5) define o valor do torque T_{EF} [Nm] necessário para correção da condição de carregamento da bancada conforme equacionamento a ser emulado. Em caso de $T_{EF} > 0$, a correção é feita pelo sistema de motorização elétrica. Por outro lado, quando $T_{EF} < 0$, a correção é executada pelo sistema de frenagem.

$$T_{EF} = T_{Rx} - T_{DA} - T_I \quad (6.5)$$

6.3 Estimativa dos torques necessários para os atuadores da bancada

O sistema de controle dos atuadores da bancada (sistemas de frenagem e motorização elétrica), bem como a interface de aquisição de dados foram desenvolvidos em conjunto a outro trabalho paralelo ao apresentado. Desta forma, as correções de torque apresentadas neste tópico se resumem a uma abordagem simplificada, a qual possibilita uma validação satisfatória das estratégias de troca de marchas otimizadas.

A Figura 6.3 apresenta uma estimativa dos torques necessários para compensar a condição atual da bancada em função da condição simulada do veículo durante o processo de otimização.

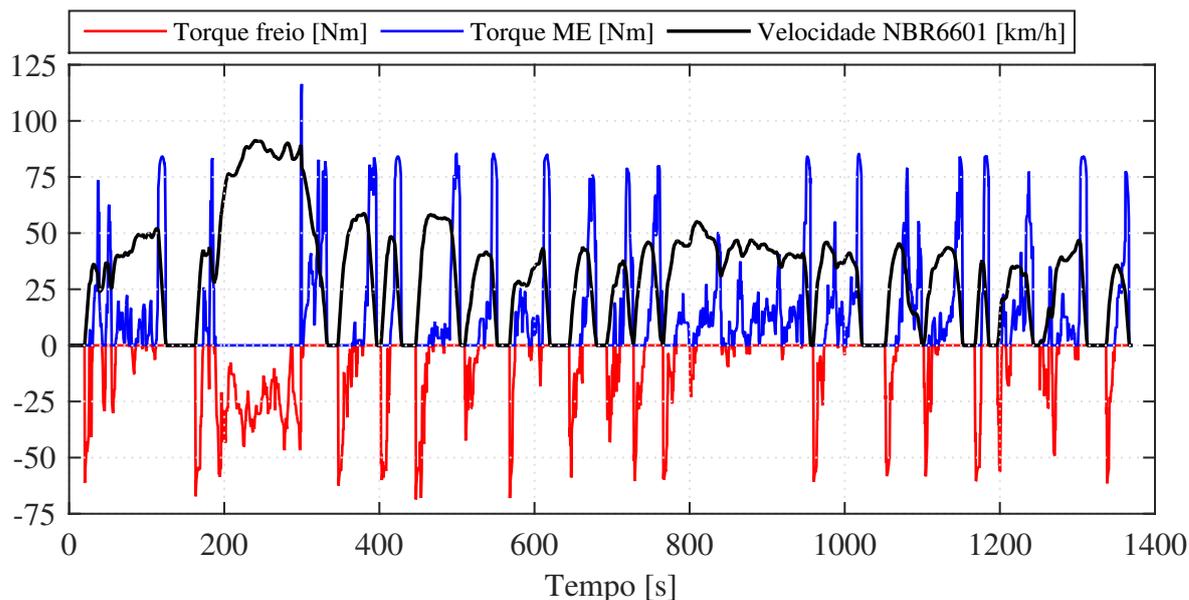


Figura 6.3: Atuação dos sistemas de frenagem e motorização elétrica da bancada (condição simulada)

Como pode ser visto na Figura 6.3, o sistema de motorização elétrica apresenta picos de torque nos trechos de frenagem do veículo durante o ciclo. Porém, nesta situação a potência inserida ao sistema de motorização elétrica da bancada seria dissipada pelo sistema de frenagem do veículo (neste caso freios a disco das rodas dianteiras), ou simplesmente pela não atuação do pedal de aceleração do veículo (perdas do MCI e trem de potência), condições nas quais o consumo de combustível do MCI é nulo, sendo, portanto, dispensáveis correções na bancada durante os períodos de frenagem do ciclo. Os regimes de operação do MCI são abordados com mais detalhes a seguir.

6.4 Regimes de operação do MCI

O regime de operação do MCI é determinado pela porcentagem de abertura da válvula borboleta que define a potência do MCI em função do sinal referente ao pedal de aceleração (intenção do motorista), recebido pela central de controle do MCI, que por sua vez controla por PWM (*Pulse-Width Modulation*) a abertura da válvula borboleta.

O menor valor de abertura da borboleta é de 7% e corresponde ao regime de marcha lenta do MCI com a transmissão desacoplada (câmbio em posição neutra); outra possibilidade para esta posição mínima ocorre no regime de *cutoff* que representa o corte da injeção de combustível com o veículo em movimento (freio motor). O regime de *cutoff* é caracterizado pelo não acionamento do acelerador do veículo com a transmissão acoplada ao MCI. Neste caso, o MCI é movido pela energia cinética do veículo, transmitida por meio do trem de potência a partir das rodas de tração do veículo. A Figura 6.4 ilustra, com base em dados experimentais, os regimes de operação do MCI durante um segmento do ciclo NBR6601.

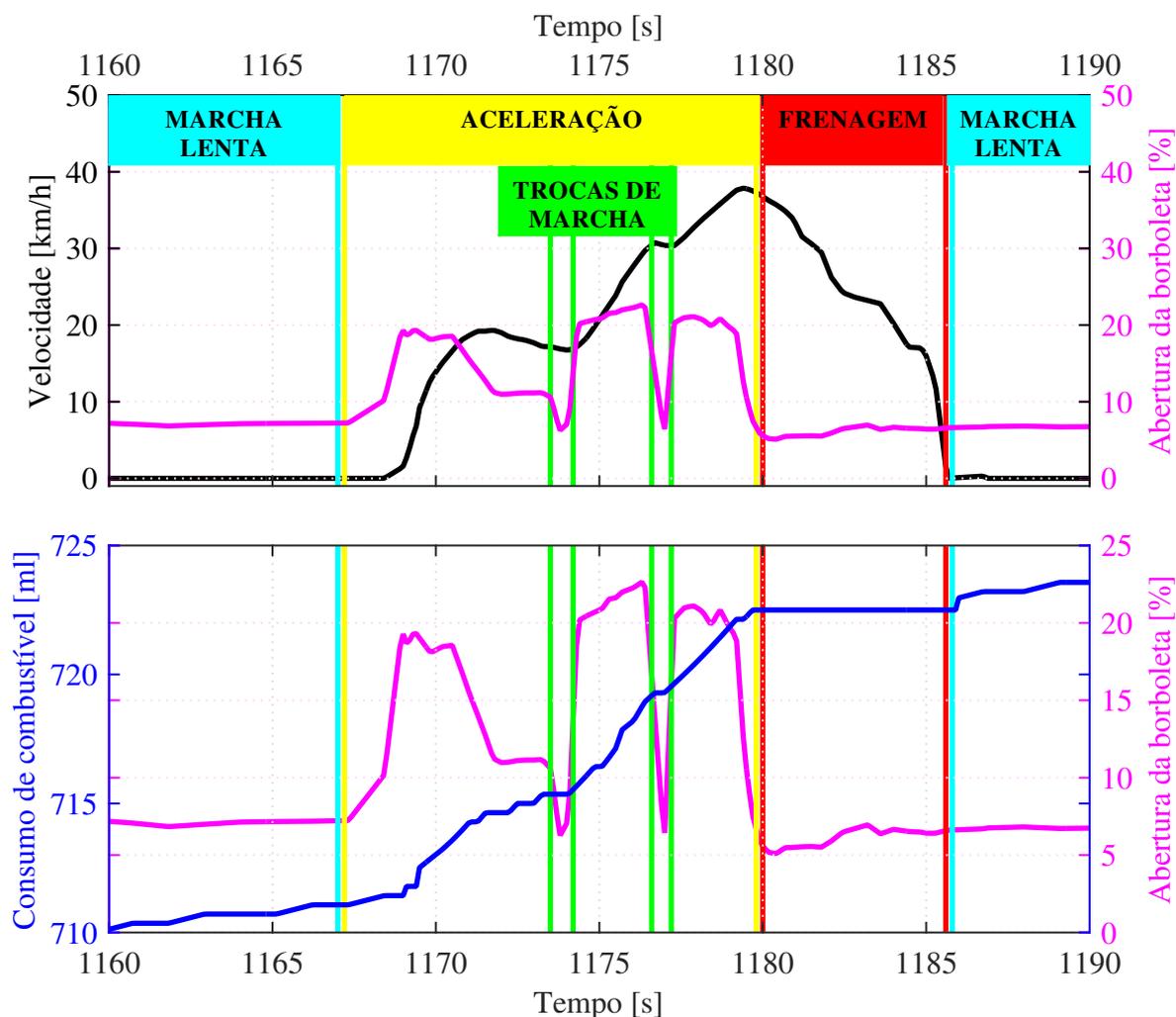


Figura 6.4: Consumo de combustível do veículo em função da condição de operação do MCI

No período inicial do segmento (1160 s até 1167 s), o veículo encontra-se parado e o MCI desacoplado do sistema pelo acionamento do pedal da embreagem. Nesta condição, a válvula borboleta encontra-se aberta a aproximadamente 7% e existe um aumento no consumo de combustível utilizado para manter o MCI em funcionamento (aproximadamente 0,5546 l/h).

Com o início do período de aceleração do veículo (1167 s até 1180 s), a abertura da válvula borboleta aumenta em função da demanda de potência para acelerar o veículo, conforme a velocidade objetivo do ciclo. Nesta situação, se observa um aumento no consumo de combustível proporcional à porcentagem de abertura da válvula borboleta.

Ainda durante o trecho de aceleração, ocorrem duas trocas de marchas: de 1ª para 2ª marcha (1174 s) e de 2ª para 3ª marcha (1177 s). Durante os processos de troca, o pedal de aceleração do veículo não é acionado e o MCI opera também em *cutoff*, podendo-se observar que não ocorre aumento no consumo de combustível.

O corte da injeção de combustível é mais claramente observado durante o trecho de frenagem (1180 s até 1186 s), quando a válvula borboleta permanece com abertura abaixo de 7% e não é registrado aumento no consumo de combustível. Após o trecho de frenagem, o veículo

atinge velocidade nula, sendo o MCI desacoplado e retornando ao regime de marcha lenta.

6.5 Configuração utilizada para validação experimental

Devido a uma limitação do sistema de motorização elétrica (ME/inversor de frequência), o qual não possibilitou a implementação de um controle de torque adequado (principalmente quando acionado em conjunto com a potência proveniente do veículo), no presente trabalho optou-se por efetuar correções de carregamento somente pelo sistema de frenagem da bancada.

Devido a esta limitação do sistema de motorização elétrica, optou-se por não corrigir a resistência à rolagem dos pneus do veículo na bancada (responsável por uma parcela significativa dos acionamentos do ME durante o ciclo conforme mostra a Figura 6.3). Portanto, os experimentos para validação das estratégias de troca de marchas foram efetuados somente com as correções referentes ao arrasto aerodinâmico e a inércia em aceleração do veículo. Para comparação de resultados, a resistência à rolagem do modelo de simulação, previamente estimada pela Equação (2.7), foi substituída pela resistência à rolagem do veículo na bancada (Equação (3.16) somada a Equação (3.20)), ou seja, considerando que o veículo simulado possui uma resistência à rolagem maior.

A Figura 6.5 apresenta a estimativa dos torques de atuação dos sistemas de motorização elétrica e de frenagem da bancada na condição na qual não é corrigida a resistência à rolagem dos pneus. Nesta situação é possível observar que o sistema de motorização elétrica somente é requerido durante os trechos de frenagem do ciclo devido à compensação de inércia, condição na qual o MCI opera em regime de *cutoff*, ou seja, corte do consumo de combustível, podendo esta compensação ser eliminada sem causar alterações significativas no consumo de combustível final do experimento, conforme discutido anteriormente.

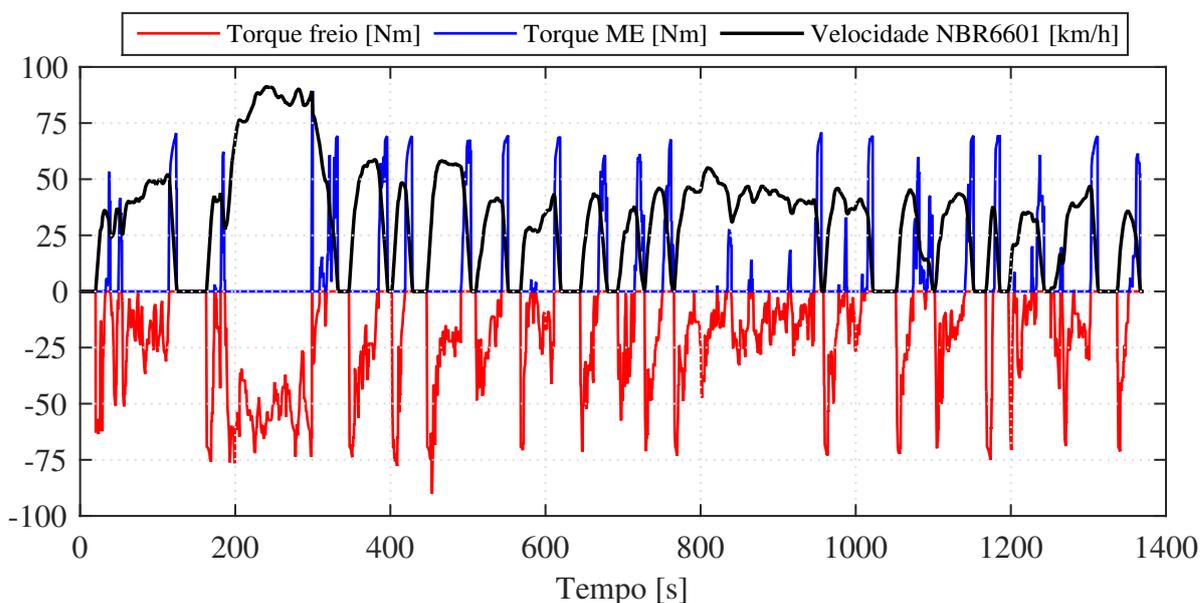


Figura 6.5: Torques de frenagem e motorização elétrica da sem correção da resistência à rolagem

No atual regime de operação da bancada (sem compensação da resistência à rolagem dos pneus), o sistema de motorização elétrica somente atuaria na condição de *cutoff* do MCI, a qual se caracteriza por torque nulo no modelo de simulação, como pode ser observado na Figura 6.6 que representa alguns trechos do ciclo de condução NBR6601.

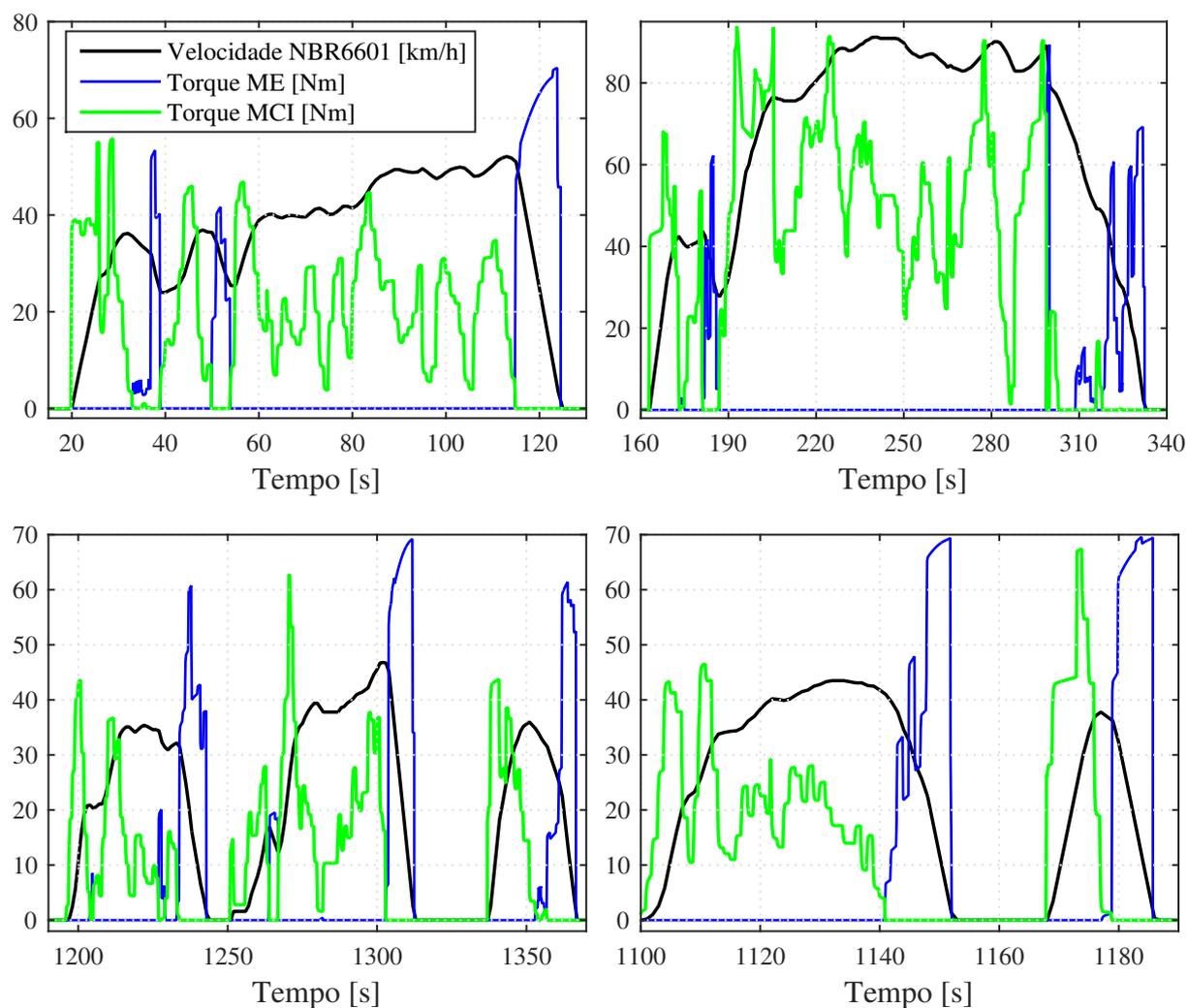


Figura 6.6: Atuação do sistema de motorização elétrica e MCI do veículo

6.6 Controle do sistema de frenagem

Uma vez definido que durante a validação experimental das estratégias de troca de marchas somente serão efetuadas compensações por meio do sistema de frenagem da bancada, foi desenvolvido um algoritmo de controle simplificado com base no mapa de operação do freio eletromagnético obtido previamente (Tabela 3.10).

Neste caso, o controlador contido no programa de aquisição de dados desenvolvido calcula o torque necessário para a compensação do sistema de frenagem pela Equação (6.5). Caso o valor do torque de compensação T_{EF} seja positivo, este se refere à correção efetuada pelo sistema de motorização elétrica, podendo, portanto, ser ignorado pelo sistema de controle.

Caso o torque T_{EF} seja negativo, este valor é utilizado como entrada na tabela de controle do freio (Tabela 3.10) juntamente com a velocidade angular dos rolos da bancada, gerando uma tensão proporcional ao torque objetivo.

Com a variável de controle definido, o programa gera um sinal por meio do módulo de saída analógica NI9263 (Anexo E), que por sua vez envia o sinal de tensão (1 V a 5 V) para o controlador de potência SPC1-50 (Anexo D), responsável por controlar a corrente elétrica aplicada ao freio eletromagnético em função do sinal de controle recebido.

Este controlador pode ser regulado com um atraso de zero a 50 segundos para a aplicação da carga no equipamento. Porém, no presente caso, em que ocorrem rápidas variações de torque em função da velocidade e acelerações do veículo, o controle foi configurado para aplicação instantânea da carga (atraso zero). Ainda assim foi constatado, experimentalmente, que o conjunto apresenta um atraso na resposta de torque conforme a Figura 6.7.

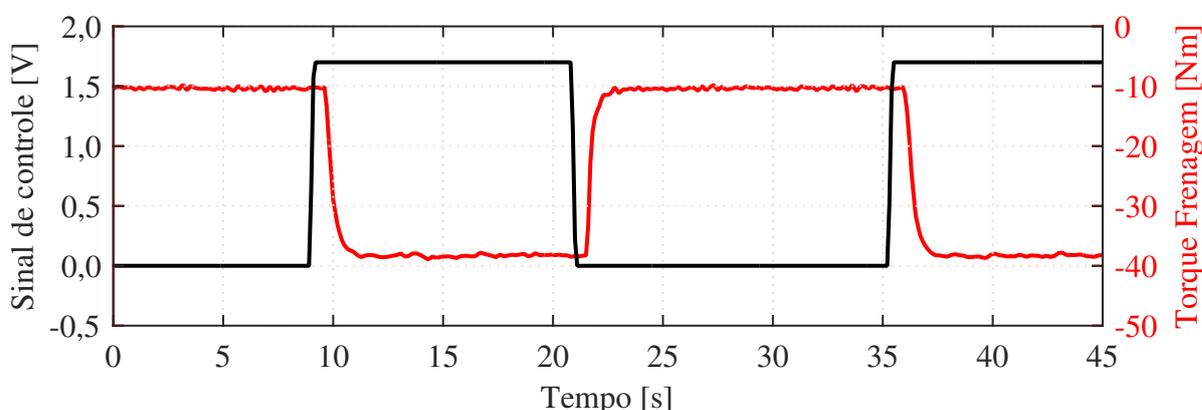


Figura 6.7: Experimento referente ao atraso da resposta do sistema de frenagem

Levando em consideração este atraso do sistema, optou-se por se compensar a inércia e o arrasto aerodinâmico utilizando a velocidade objetivo do ciclo, ao invés da velocidade atual do veículo. Desta forma, utilizando a velocidade referente a um instante de tempo a frente da condição atual do experimento para calcular o torque de compensação T_{EF} , o atraso na frenagem é eliminado. Esta diferença de tempo foi calibrada com a análise de resultados obtidos experimentalmente, comparando a resposta de torque obtida no torquímetro T_{aqF} com o valor de torque objetivo. A Figura 6.8 mostra os resultados obtidos sem correção do atraso e com a velocidade objetivo adiantada em 1 segundo, atingindo resultados satisfatórios.

Para fins comparativos, foi determinado, em pós processamento, o torque esperado na leitura do torquímetro ligado ao sistema de frenagem (torque objetivo mostrado na Figura 6.8). Este torque engloba o torque requerido ao freio eletromagnético T_{EF} , somado às perdas do sistema de frenagem $T_{(F+R)}$ definidas pela Equação (3.17) e ao valor de torque referente à aceleração da inércia equivalente do sistema de frenagem I_{eqF} [kgm²].

O torque objetivo T_{obj} [Nm] é definido pela Equação (6.6) em função da aceleração angular dos rolos da bancada α [rad/s²], a qual é calculada em função da diferença da velocidade angular aquisitada nos rolos em intervalos de 0,5 s.

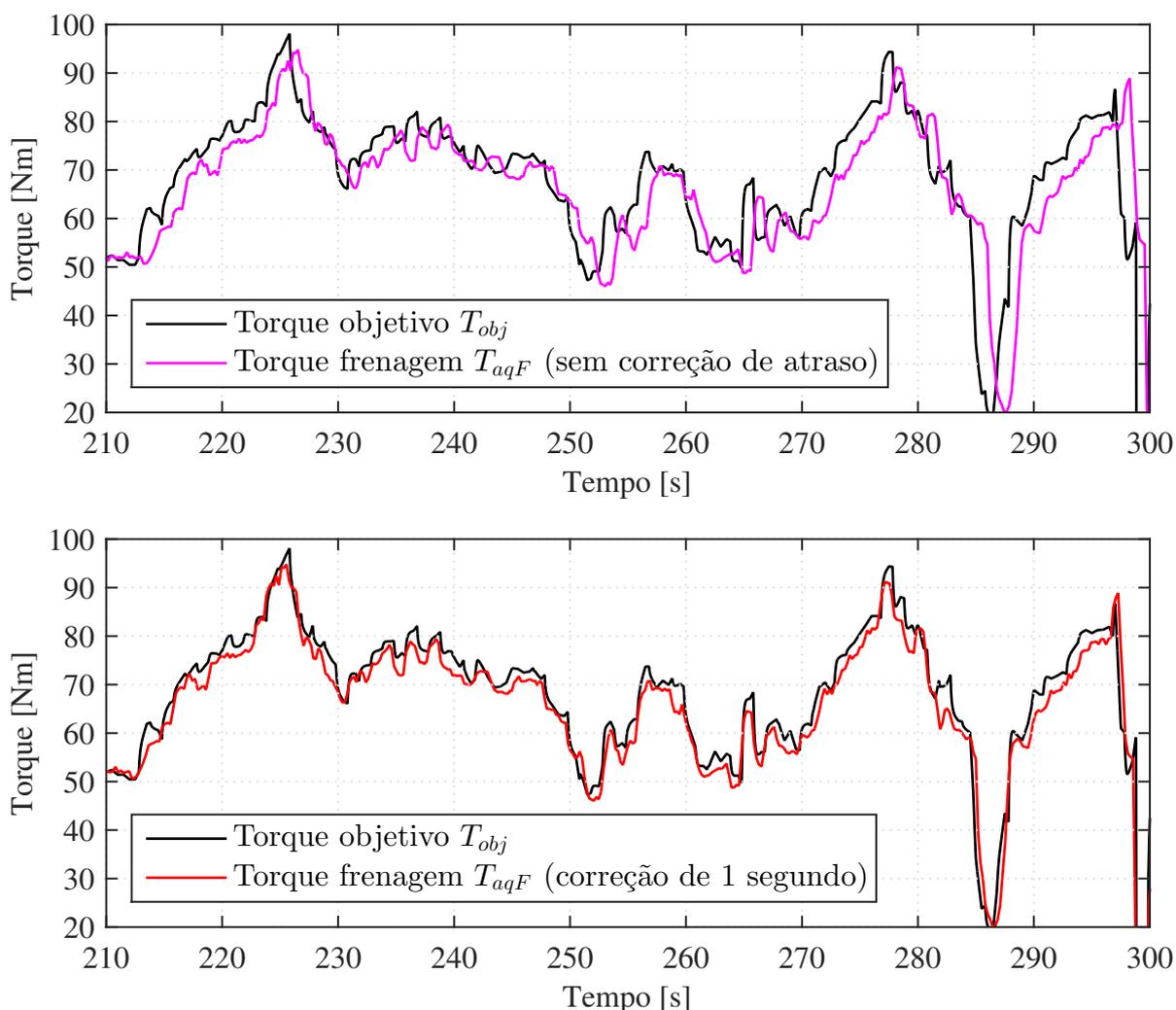


Figura 6.8: Correção do atraso no acionamento do sistema de frenagem

$$T_{obj} = T_{EF} + T_{(F+R)} + I_{eqF}\alpha \quad (6.6)$$

Desta forma é possível comparar o valor esperado de torque atuante no torquímetro T_{obj} com o torque aquisitado nos experimentos T_{aqF} , como forma de validação dos resultados. A Figura 6.9 mostra os torques atuantes na posição de medição (torquímetro do sistema de frenagem) durante um trecho do ciclo NBR6601. Na mesma é possível observar a influência de cada um dos torques que compõe o torque objetivo T_{obj} e a resposta medida experimentalmente durante o experimento T_{aqF} .

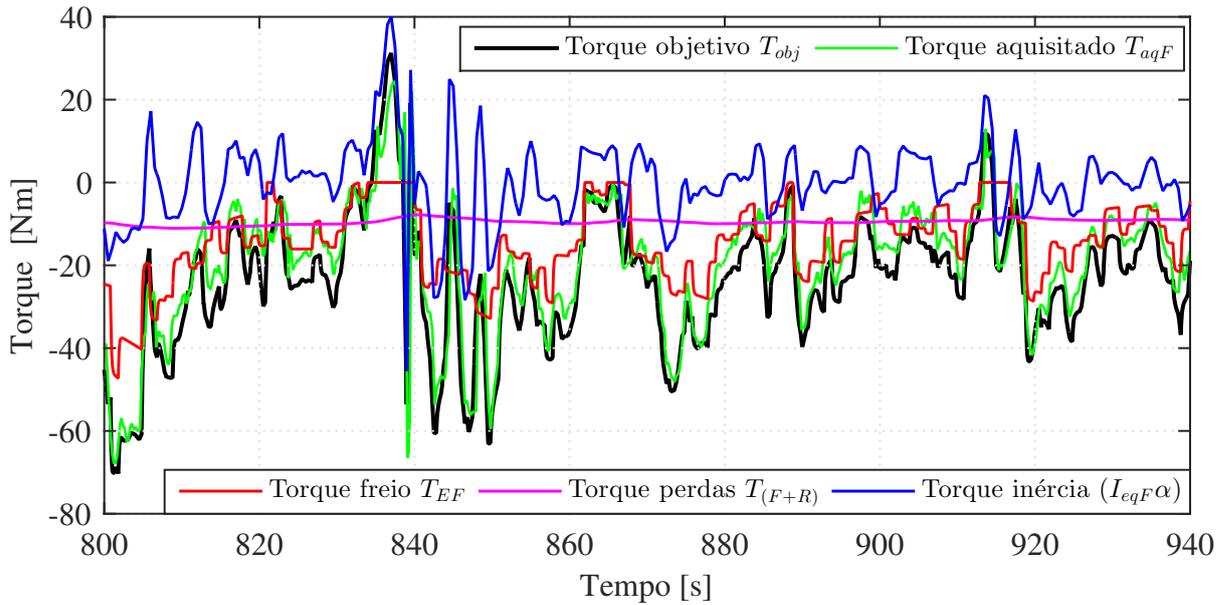


Figura 6.9: Torques atuantes no sistema de frenagem durante um trecho do ciclo NBR6601

De forma semelhante é possível determinar a força de tração atuante nos pneus do veículo durante os experimentos. Neste caso, a força de tração experimental F_{xE} [Nm] é determinada pela Equação (6.7) em função das forças de resistência à rolagem da bancada R_{xb} (Equação (3.16)) e $F_{(M+P)}$ (Equação (3.20)), somadas a força de tração responsável pela aceleração da inércia da bancada F_{IB} [N] calculada pela Equação (6.8), e a força efetiva aplicada pelo sistema de frenagem da bancada F_{SF} [N].

$$F_{xE} = R_{xb} + F_{(M+P)} + F_{IB} + F_{SF} \quad (6.7)$$

$$F_{IB} = \frac{(I_{eq} + I_{eqE})\alpha}{r_c} \quad (6.8)$$

A força de tração resultante do torque aplicado pelo sistema de frenagem F_{SF} é calculada pela Equação (6.9), subtraindo do torque adquirido durante os experimentos T_{aqF} , o torque resultante das acelerações da inércia do sistema de frenagem $I_{eqF}\alpha$ e suas respectivas perdas $T_{(F+R)}$. Estes torques são removidos na determinação de F_{SF} por estarem considerados na inércia equivalente do sistema I_{eq} e na força de resistência à rolagem do veículo na bancada R_{xb} .

$$F_{SF} = \frac{T_{aqF} - T_{(F+R)} - I_{eqF}\alpha}{r_c} \quad (6.9)$$

A força de tração nas rodas do veículo durante os experimentos F_{xE} é então comparada com a força de tração simulada F_t , determinada conforme procedimento descrito no item 4.2.1. A Figura 6.10 demonstra as forças atuantes na roda do veículo no mesmo segmento do ciclo NBR6601 analisado na Figura 6.9.

Analisando a Figura 6.10, é possível observar que a força de tração experimental F_{xE} apresenta valores menores quando comparada com a força de tração simulada F_t nas situações

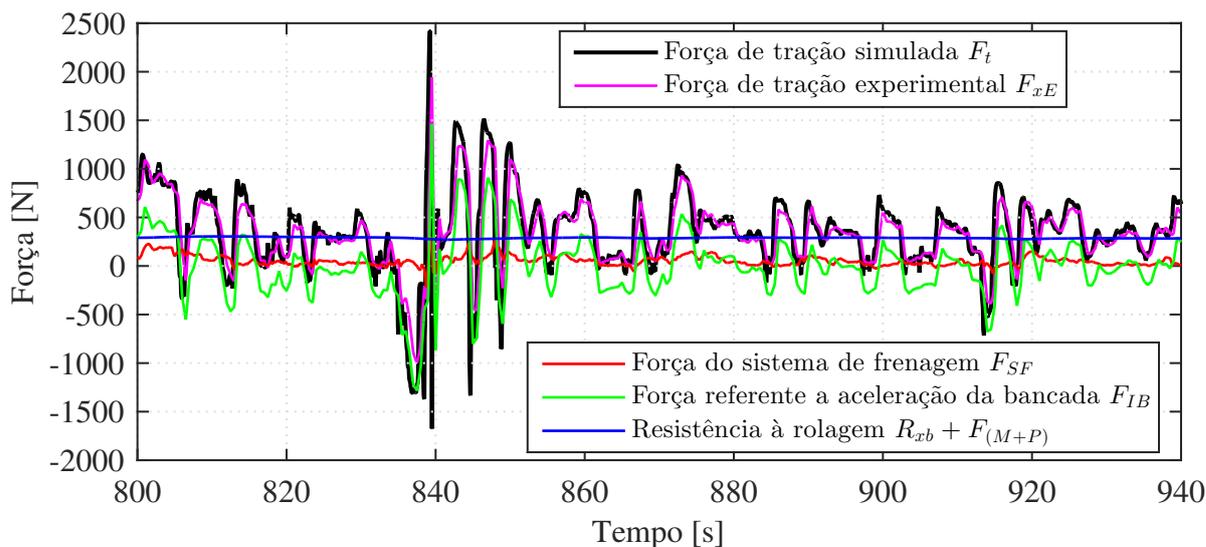


Figura 6.10: Força que compõe a força de tração durante um trecho do ciclo

que demandam altas forças de frenagem. Isso ocorre devido a não compensação da diferença das massas equivalentes da bancada em relação à massa real do veículo durante as frenagens, conforme discutido no Item 6.5.

6.7 Comparativo experimental das estratégias de troca de marchas

Uma vez definidos os parâmetros e efetuadas as calibrações do sistema de frenagem da bancada, foram realizadas as validações experimentais das estratégias de trocas de marchas otimizadas obtidas no Capítulo 5, juntamente com a estratégia padrão.

Devido a não ser efetuada a compensação da resistência à rolagem dos pneus no processo experimental, o modelo de simulação foi atualizado para a condição semelhante à encontrada nos experimentos. Ou seja, as equações referentes a resistência à rolagem do veículo, obtidas experimentalmente na bancada, foram inseridas no modelo simulado como resistência à rolagem em pista, ao invés de um equacionamento proposto pela literatura.

Para aproximar o consumo de combustível simulado ao resultado obtido experimentalmente, o perfil de velocidades objetivo da norma NBR6601 - utilizado para o cálculo da aceleração requerida a_{req} - foi substituído pelo perfil de velocidades executado nos experimentos, pelo condutor. Esse procedimento foi realizado a fim de melhor representar os pontos de operação do MCI de acordo com as acelerações efetuadas pelo motorista e, desse modo, avaliar discrepâncias entre o modelo simulado e o experimento.

Além disso, devido ao longo percurso de aproximadamente 12 km do ciclo NBR6601, a diferença entre o consumo de combustível medido experimentalmente e o obtido por simulação é cumulativa. Ou seja, uma divergência de resultados em determinada parte do ciclo é perpetuada nas partes seguintes, dificultando a identificação dos segmentos nos quais a simulação apresenta maior diferença quando comparada com os resultados experimentais. Para auxiliar na

comparação do consumo de combustível entre experimento e simulação, o ciclo NBR6601 foi dividido em sete seções (S_j com $1 \leq j \leq 7$) conforme a Figura 6.11.

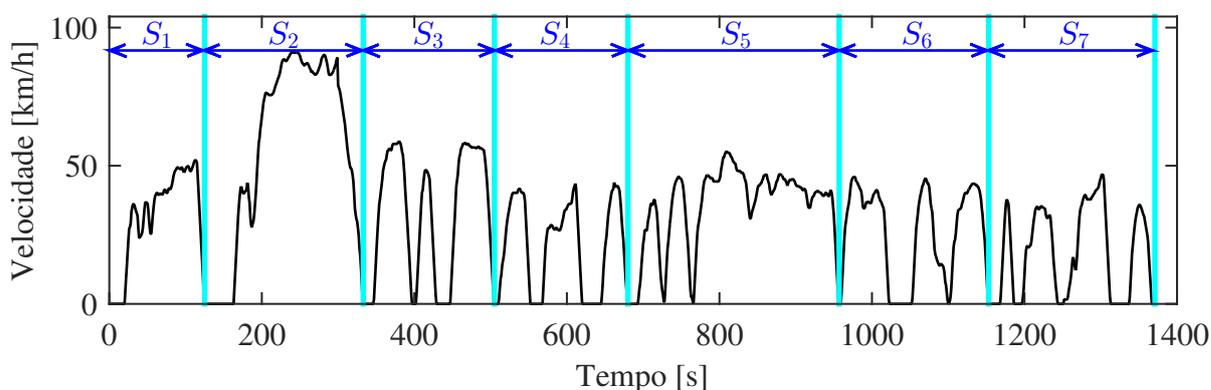


Figura 6.11: Ciclo urbano brasileiro NBR6601 dividido em sete seções S_j

Com a realização dos experimentos e respectivas simulações (na condição equivalente ao experimento) foram obtidos os resultados apresentados a seguir para as quatro diferentes estratégias de troca de marchas obtidas na etapa de otimização.

6.7.1 Estratégia padrão

A primeira estratégia de troca de marchas analisada foi a estratégia padrão proposta no manual do usuário do veículo. A Figura 6.12 mostra o perfil de velocidades obtido experimentalmente comparado com o perfil da norma NBR6601.

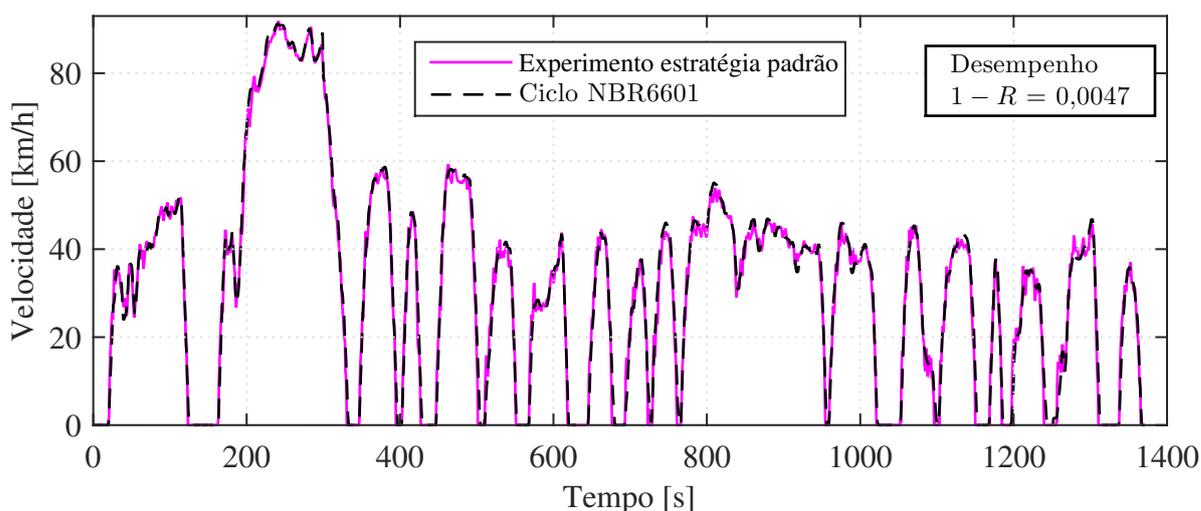


Figura 6.12: Perfil de velocidade obtido experimentalmente com a estratégia padrão de troca de marchas comparado com a norma NBR6601

Os resultados experimentais da estratégia padrão de troca de marchas apresentam desempenho $1 - R$ com valores acima dos obtidos pelas simulações apresentadas no Capítulo 5. Isto se deve às variações impostas pelo comportamento do motorista, o qual é limitado pela aná-

lise visual do ciclo via interface da bancada, efetuando manualmente a correção da velocidade (pedais de aceleração e frenagem do veículo) para obter a velocidade objetivo. Isto é, o perfil de velocidade real obtido oscila acima e abaixo da velocidade objetivo da norma, devido ao fato do motorista não ter a capacidade de estimar/aplicar exatamente a demanda de potência necessária para o veículo se manter na velocidade requerida como efetuado nas simulações, as quais utilizam passos discretizados com intervalos de tempo inferiores à 0,05 s, o que é muitas vezes inferior ao tempo de reação do motorista durante os experimentos. A Figura 6.13 demonstra a diferença entre os comportamentos do motorista e da condição simulada no primeiro trecho do ciclo NBR6601.

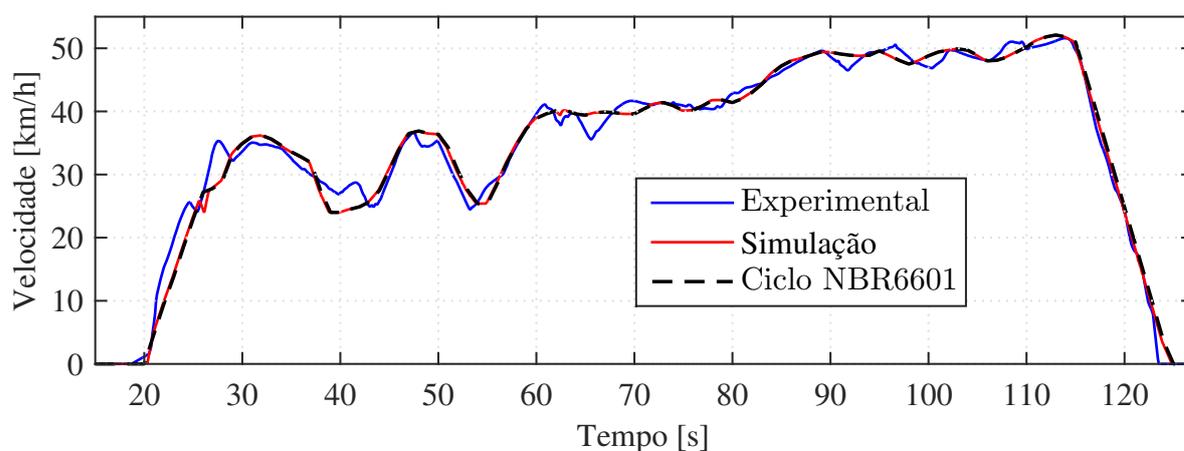


Figura 6.13: Resultados obtidos experimentalmente e por simulação comparados ao perfil de velocidades padrão da norma NBR6601

Outro fator relevante para se justificar a redução da correlação obtida durante os experimentos provém das mudanças de marchas efetuadas manualmente pelo motorista. Estas são bastante dependentes do tempo de reação do condutor com relação ao indicador presente no painel da interface, o qual mostra a marcha que o motorista deve utilizar de acordo com as estratégia de trocas selecionada (Figura 6.1). Ou seja, ao identificar a necessidade de mudança no painel, o motorista leva um certo tempo para efetuar a troca, de fato. Desta forma, a mudança de relação de transmissão do trem de potência do veículo pode não ser executada exatamente na condição ideal obtida a partir do algoritmo de otimização, provocando diferenças entre o perfil de velocidades da norma e o obtido experimentalmente e aumentando 1-R.

A Figura 6.14 mostra as correções de torque efetuadas pelo sistema de frenagem da bancada, sendo possível observar uma boa correlação entre o torque objetivo T_{obj} e o torque medido no experimento T_{aqF} . Isso indica que o sistema satisfaz a demanda de potência necessária para emular o arrasto aerodinâmico e corrigir a inércia da bancada durante as acelerações.

A força de tração resultante do experimento F_{xE} , comparada com a simulação da condição experimental que resultou na força de tração simulada F_t é apresentada na Figura 6.15. No comparativo da força de tração, ocorre uma redução no valor de correlação obtido, por não ser efetuada a compensação da inércia equivalente da bancada durante as frenagens.

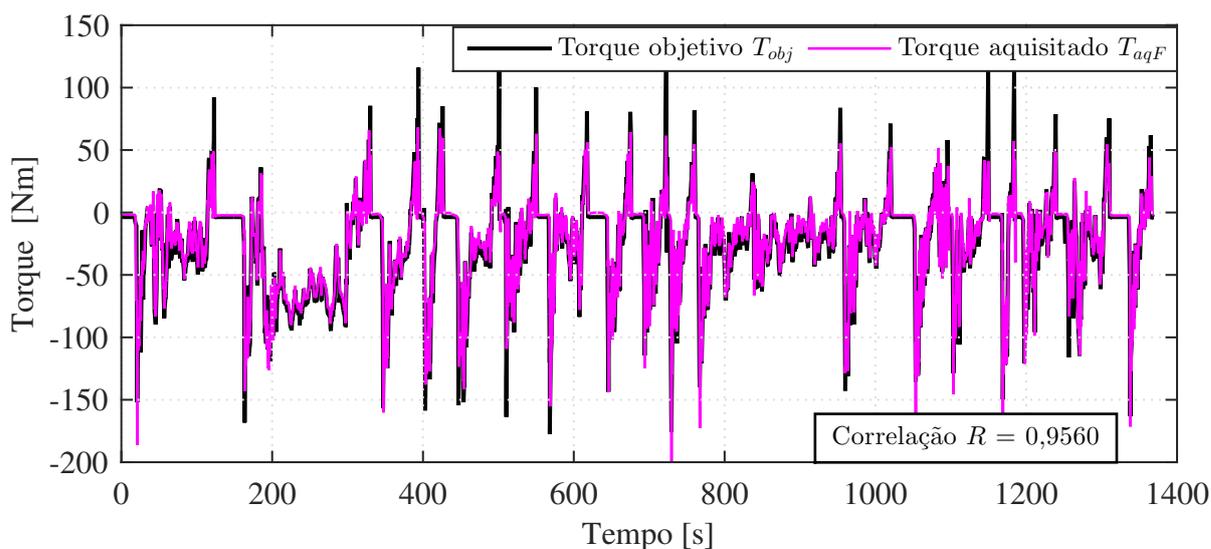


Figura 6.14: Comparativo do torque aquisitados do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia padrão de troca de marchas

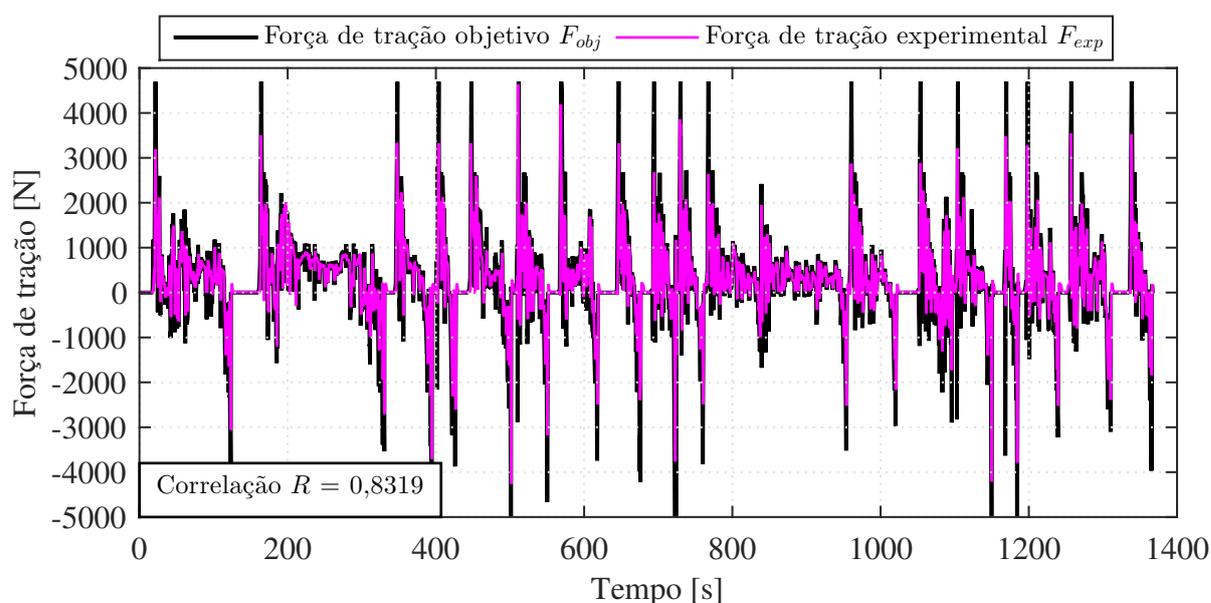


Figura 6.15: Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia padrão de troca de marchas

Outro fator que contribui para a diferença entre a força de tração simulada F_t e a condição experimental F_{xE} é a maior sensibilidade do modelo simulado à rápidas variações de velocidade do ciclo, as quais eventualmente não são acompanhadas pelo motorista durante os experimentos. A Figura 6.16 mostra a diferença entre a força de tração experimental e a simulada no primeiro trecho do ciclo NBR6601, no qual pode-se observar que o modelo simulado apresenta picos de força, os quais não são reproduzidos na condição experimental. Isto acontece devido o modelo de simulação atuar com passos discretizados inferiores a 0,05 s, o que permite gerar um alta força de tração por curtos períodos, possibilitando assim correções mais precisas da velocidade do veículo em comparação com a requerida pelo ciclo.

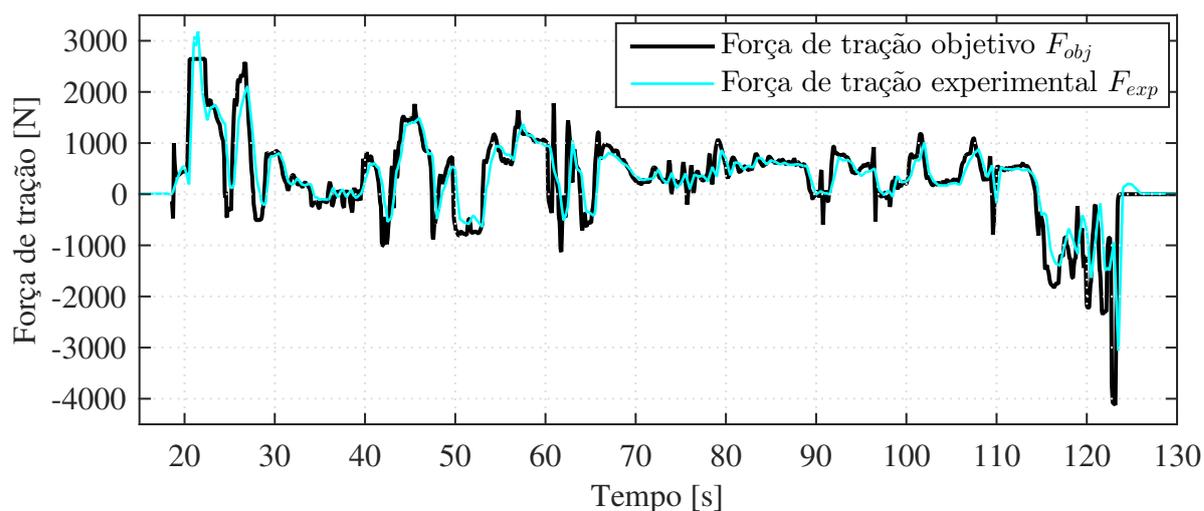


Figura 6.16: Forças de tração nas condições experimental e simulada

Como mencionado anteriormente, para obter uma condição simulada mais próxima da experimental, novas simulações foram executadas utilizando o perfil de velocidades obtido experimentalmente. Isso minimiza a diferença da resposta simulada com a experimental conforme a Figura 6.13, o que conseqüentemente altera os pontos de operação do MCI. A Figura 6.17 mostra a diferença do consumo de combustível obtido experimentalmente comparado com a reprodução do perfil de velocidades do experimento por simulação.

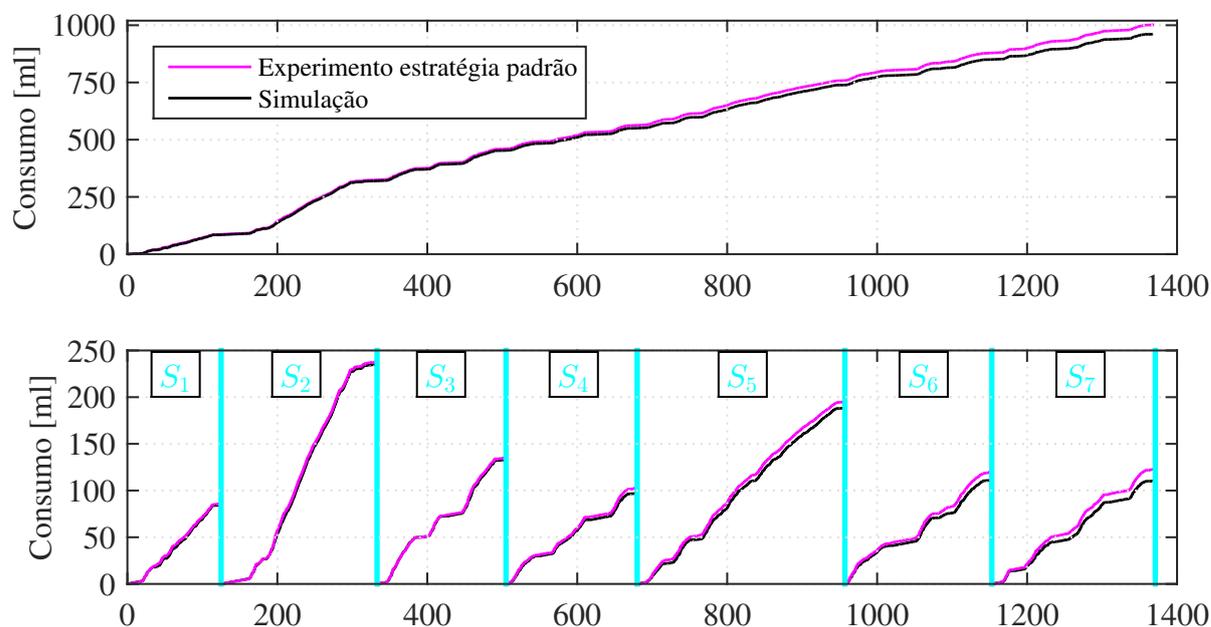


Figura 6.17: Comparativo do consumo de combustível experimental e simulado utilizando a estratégia padrão de troca de marchas

Os resultados obtidos experimentalmente apresentam maior consumo de combustível, pelos mesmos motivos apresentados para justificar os maiores valores de desempenho ($1 - R$) referentes à condição experimental. Ou seja, devido à limitação do motorista em executar o

ciclo desejado, acelerações acima das requeridas foram muitas vezes efetuadas, resultando em ultrapassagens da velocidade objetivo; ou, em um caso oposto, quando acelerações abaixo das necessárias são realizadas, uma aceleração maior é requerida, posteriormente, a fim de compensar a velocidade inferior do veículo com relação à requerida pelo ciclo. Além disso, essa flutuação da velocidade implica em um aumento dos regimes transientes do MCI, os quais não são representados pelos mapas de consumo contidos no Capítulo 3, pois os mesmos foram obtidos em condição de torque, rotação e abertura da válvula borboleta constantes (dentro de faixas aceitáveis de variação).

Os fatores citados contribuem para o aumento do consumo de combustível durante os experimentos e no caso estudado (estratégia padrão de troca de marchas) foi obtido um consumo de combustível 4,09% maior na condição experimental comparada com o resultado obtido por simulação. A Figura 6.18 compara o fluxo de combustível medido e simulado durante o ciclo NBR6601. As vazões foram obtidas em intervalos de 2,5 segundos. Com exceção dos picos de consumo isolados, o modelo de simulação apresenta uma boa representatividade do consumo de combustível do MCI com correlação R de 0,9671, o que indica boa convergência entre os resultados simulados e experimentais.

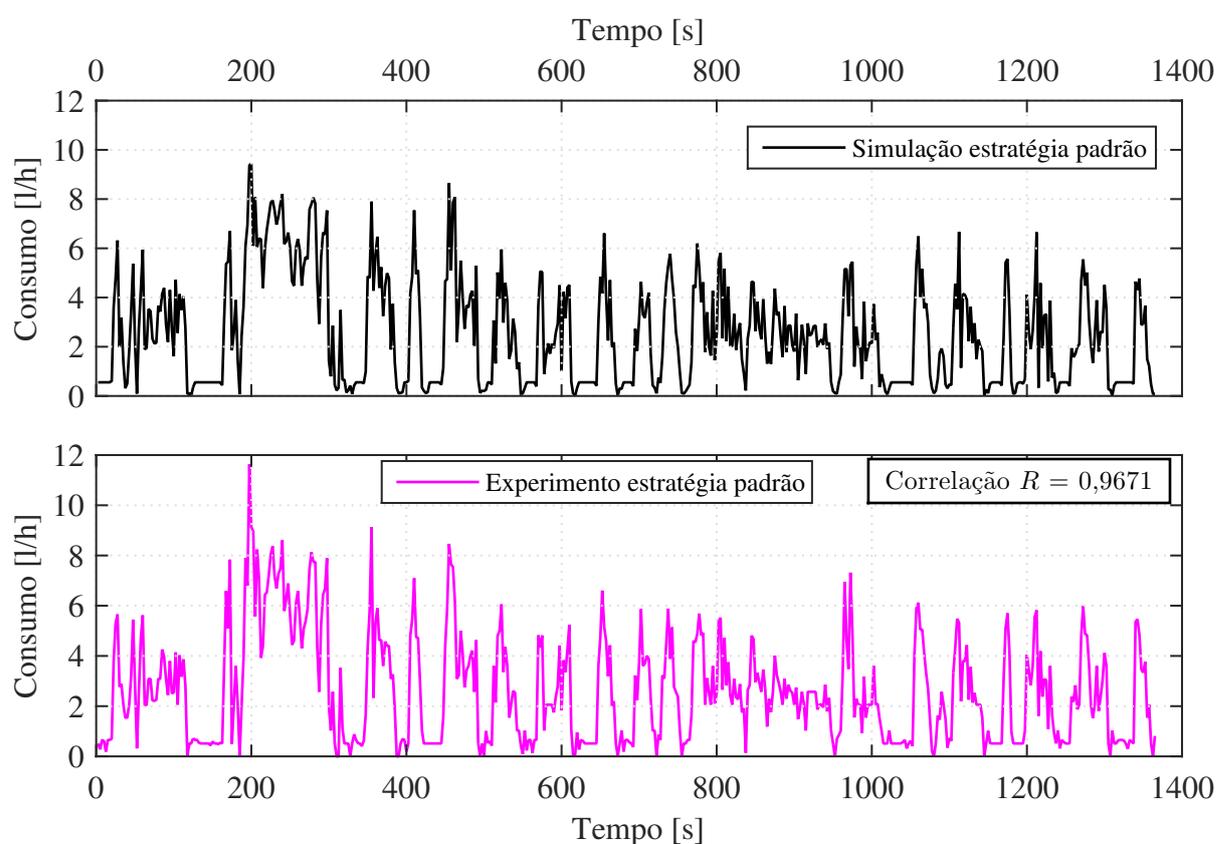


Figura 6.18: Comparativo do fluxo de consumo de combustível utilizando a estratégia padrão

6.7.2 Estratégia de melhor desempenho (mínimo $1 - R$)

Analisando os resultados obtidos com a estratégia focada no desempenho em aceleração do veículo, pode-se observar que o desempenho $1 - R$ não apresenta ganho em relação à estratégia padrão, gerando valores de $1 - R$ mais altos, diferentemente da condição simulada, na qual esta estratégia obteve ganhos significativos de desempenho em relação às demais. A Figura 6.19 compara o perfil de velocidades para a norma NBR6601.

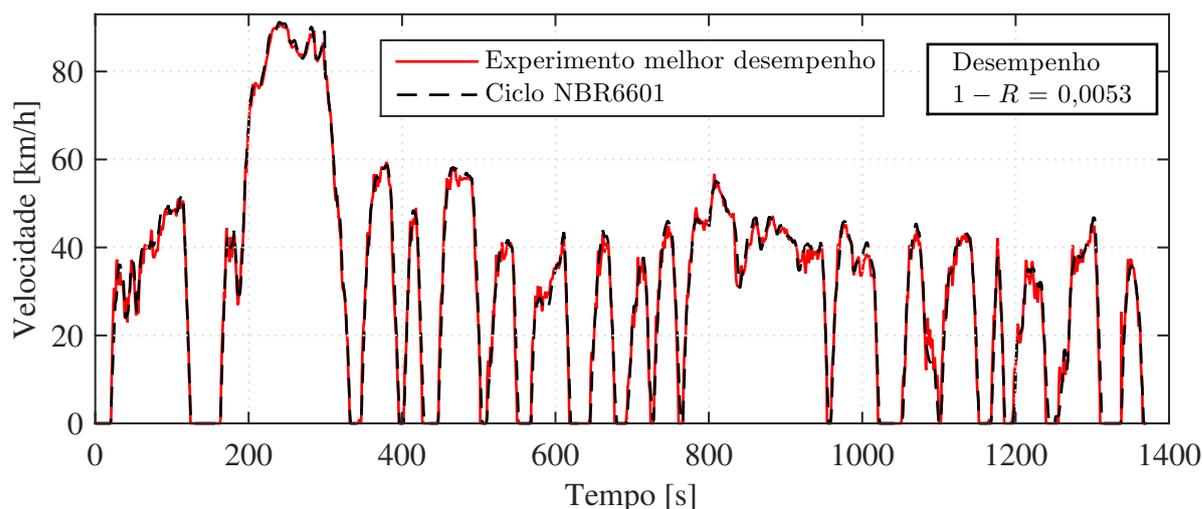


Figura 6.19: Perfil de velocidade obtido pela estratégia de melhor desempenho

A diferença entre os ganhos de desempenho apresentados na condição simulada e a validação experimental se deve ao maior ganho de velocidade por incremento de aceleração requerida do MCI, ou seja, a extensão do uso de relações de transmissão mais reduzidas (1ª e 2ª marchas) que permitem uma maior aceleração com uma menor variação do acelerador do veículo. Como comentado previamente, o modelo simulado aplica exatamente a demanda de torque requerido ao MCI como torque de saída, garantindo assim que a velocidade simulada nunca seja maior que a velocidade objetivo.

Entretanto, na condição de condução real do veículo este controle é feito pelo acionamento do pedal de aceleração, o qual possui um ganho maior na força de tração em marchas mais reduzidas, como na primeira e na segunda. Como no caso da estratégia com foco em desempenho, estas marchas têm seu uso prolongado para regiões de maior potência. Assim, o controle de velocidade em relação ao ciclo padronizado fica bastante prejudicado, principalmente em situações de baixa aceleração, o que reduz o coeficiente de correlação em trechos de baixa velocidade e aceleração. A Figura 6.20 mostra a diferença entre o desempenho das estratégias padrão e de mínimo $1 - R$ nas primeiras duas seções do ciclo.

Na primeira seção do ciclo (Figura 6.20a), a estratégia que resultou no mínimo $1 - R$ nas otimizações, apresenta mais oscilações em relação à velocidade objetivo do ciclo NBR6601, enquanto o perfil de velocidades obtido utilizando-se a estratégia de troca de marchas padrão é mais estável; principalmente para velocidades acima de 40 km/h quando a estratégia padrão

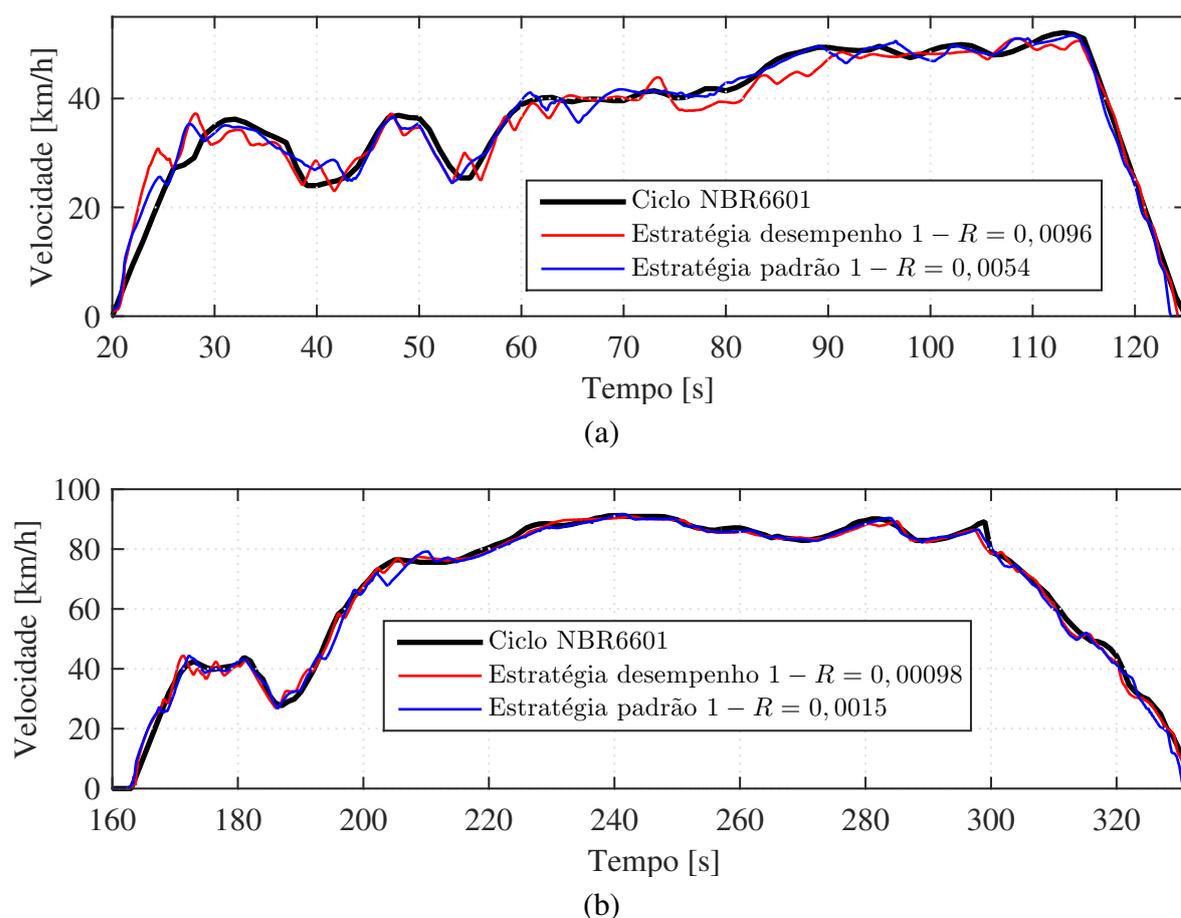


Figura 6.20: Comparativo de desempenho das estratégias de troca de marchas padrão e de mínimo $1 - R$

utiliza a 3^a marcha, e a estratégia de mínimo $1 - R$ mantém o uso da 2^a marcha. Isto resulta em um melhor desempenho da estratégia padrão nesta parte do ciclo, conforme resultados contidos na Figura 6.20a.

Porém, na segunda seção do ciclo (Figura 6.20b), quando ocorre a maior demanda de potência devido à uma alta aceleração requerida juntamente com uma velocidade elevada, a estratégia de mínimo $1 - R$ apresenta ganho de desempenho em relação à estratégia padrão. Portanto, a estratégia focada em desempenho é efetiva para altas acelerações, ou condições nas quais não há um perfil de velocidades a ser seguido, ou seja, quando o objetivo é obter a máxima aceleração do veículo em vez de uma determinada velocidade. A Tabela 6.1 mostra o comparativo de desempenho entre a estratégia de mínimo $1 - R$ e a estratégia padrão em todas as seções do ciclo.

A estratégia de mínimo $1 - R$ somente apresenta ganhos de desempenho nas seções S_2 e S_7 durante os experimentos, gerando assim um desempenho inferior ao considerar o ciclo por completo, contrariando o esperado nas simulações.

Tabela 6.1: Comparativo de desempenho entre as estratégias padrão e de mínimo $1 - R$

Estratégia	Desempenho $1 - R$ por Seção							
	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	Total
Padrão	0,0054	0,00150	0,0062	0,0123	0,0097	0,0084	0,0152	0,0047
Mínimo $1 - R$	0,0096	0,00098	0,0069	0,0139	0,0115	0,0111	0,0143	0,0053

Entretanto, esta redução de desempenho resulta do conceito de mínimo $1 - R$ aplicado no presente trabalho. Este conceito é válido nas simulações, pois o veículo nunca excede a velocidade objetivo do ciclo. Porém, durante os experimentos, quando o veículo está acima da velocidade objetivo, esta condição não representa perda de desempenho, pois o desempenho está relacionado à disponibilidade/transmissibilidade de potência na roda do veículo. Portanto, somente é considerado perda de desempenho a situação em que o veículo apresenta força de tração inferior à requerida em uma determinada condição de condução, ou seja, o veículo apresenta velocidade abaixo do objetivo, seja por limitação de potência do MCI ou capacidade de tração dos pneus no contato com a pista.

Nas análises experimentais, a variável de desempenho $1 - R$ tem como enfoque principal mensurar a capacidade de reprodução do perfil de velocidades objetivo, associando-se diretamente a precisão do motorista em executar o perfil de velocidades do ciclo.

A Figura 6.21 ilustra um comparativo do torque objetivo T_{obj} com o torque adquirido no sistema de frenagem T_{aqF} , e a Figura 6.22 apresenta as forças de tração simulada F_{obj} e experimental F_{exp} para a estratégia de troca de marchas de mínimo $1 - R$.

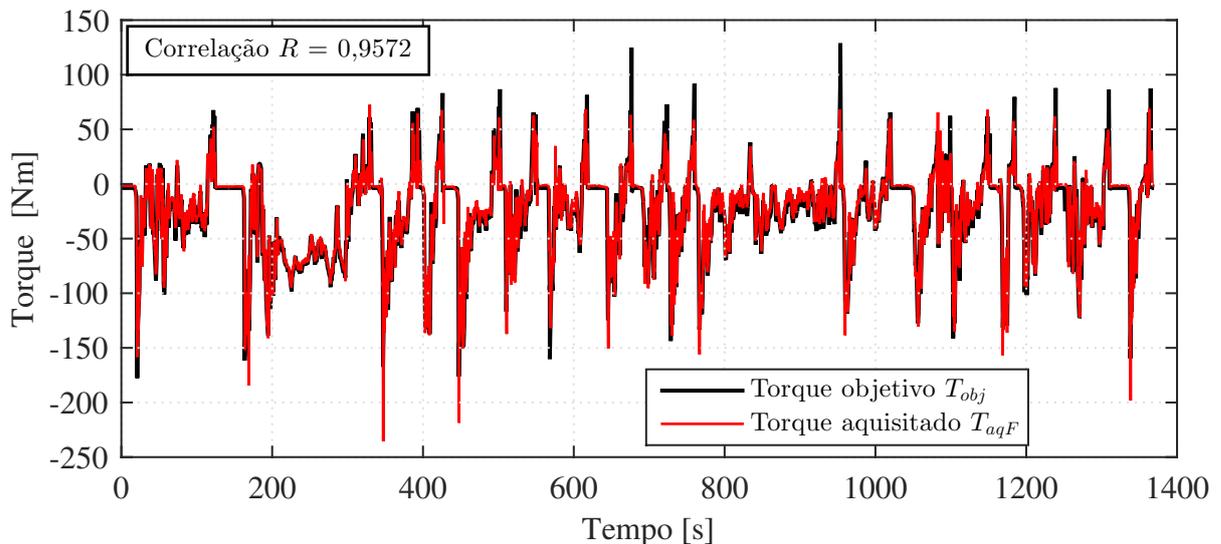


Figura 6.21: Comparativo do torque adquiridos do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia de troca de marchas de mínimo $1 - R$

Segundo a tendência resultante das simulações com a estratégia de mínimo $1 - R$, o uso desta impõe um consumo elevado de combustível em comparação com as demais, apresentando um aumento de 14,61% no consumo de combustível na condição experimental e de 12,74%

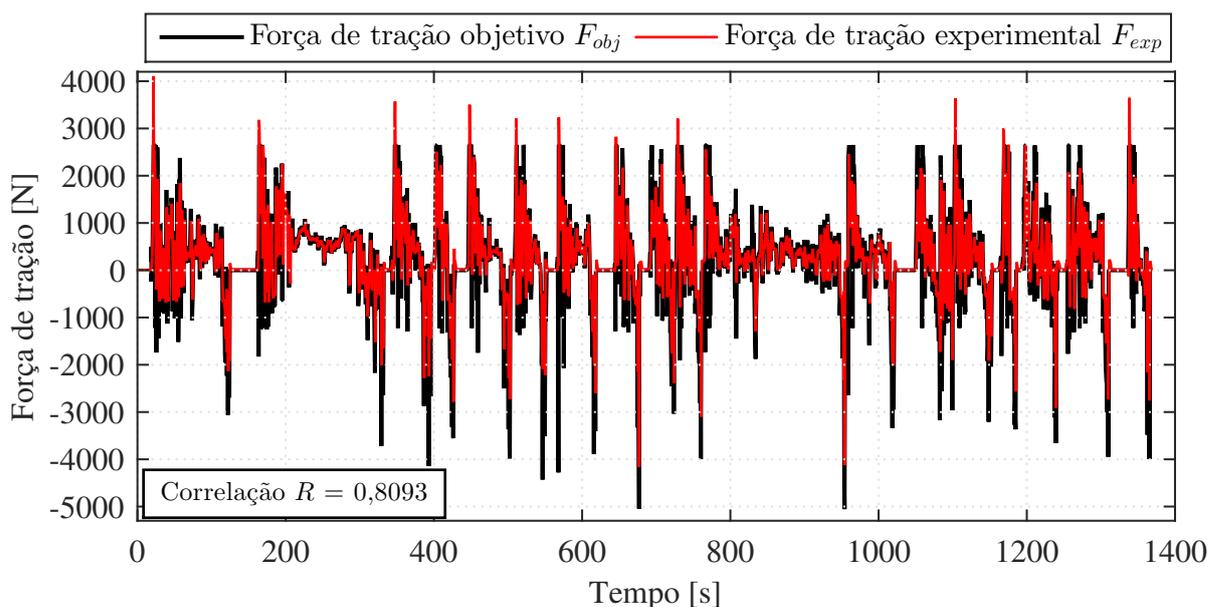


Figura 6.22: Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia de troca de marchas de mínimo 1 - R

na simulação. Além disso, quando o resultado experimental é comparado com a reprodução do perfil de velocidades obtido no experimento, a estratégia de mínimo 1 - R apresentou consumo de combustível experimental 5,29% maior do que o valor simulado. A Figura 6.23 mostra o comparativo dos consumos experimentais e simulados totais e dos segmentos do ciclo estudado. A Figura 6.24 demonstra o fluxo de combustível.

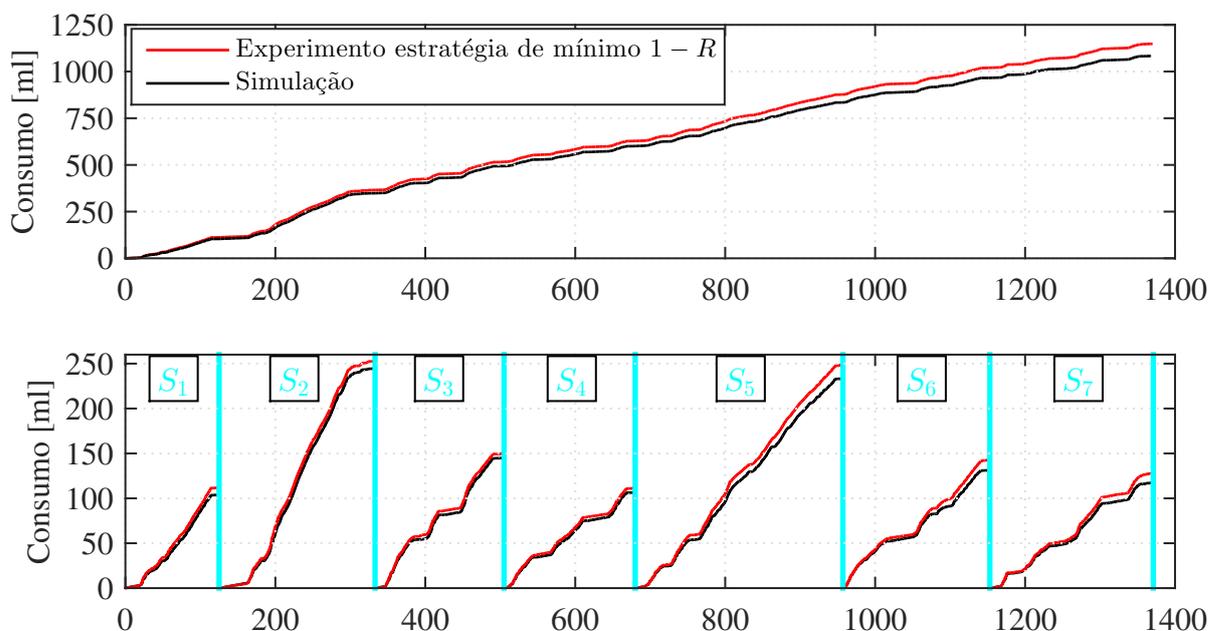


Figura 6.23: Consumo de combustível utilizando a estratégia de mínimo 1 - R

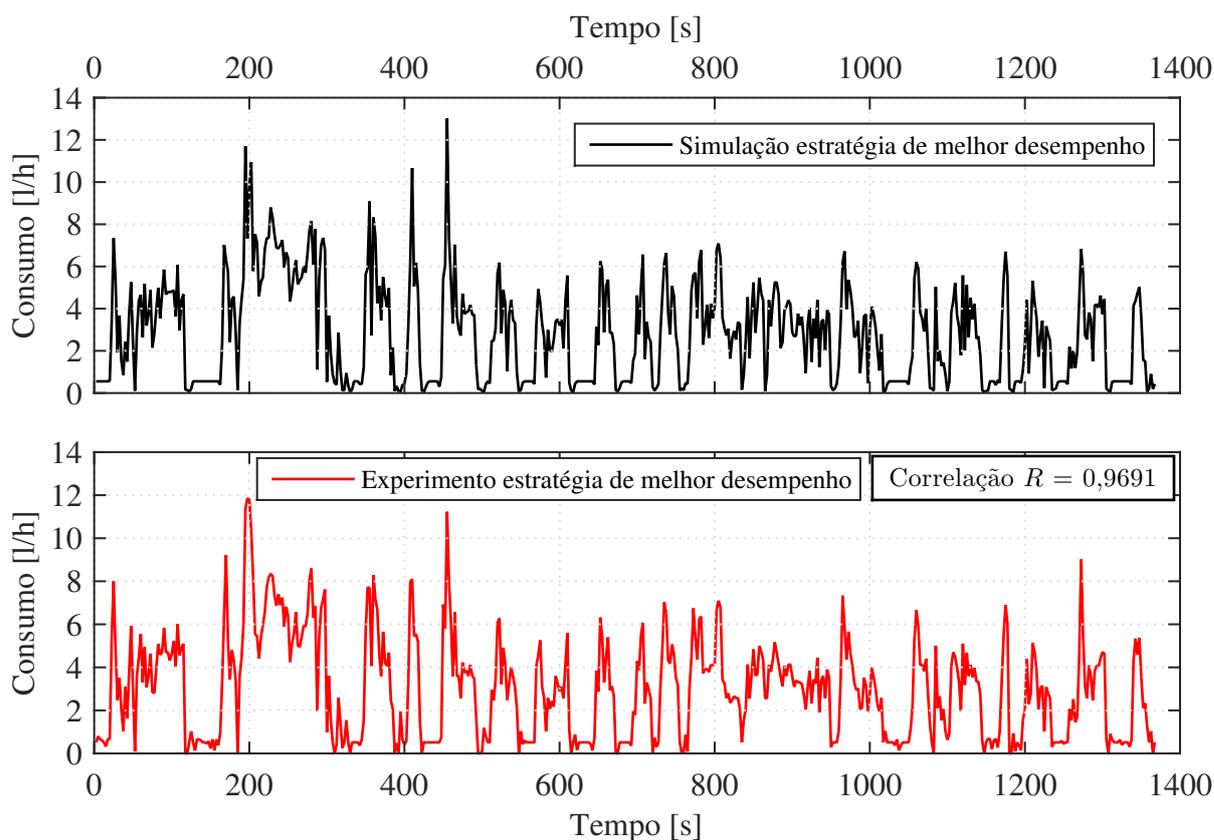


Figura 6.24: Fluxo de consumo de combustível com a estratégia de mínimo $1 - R$

6.7.3 Estratégia para economia de combustível

O experimento realizado utilizando a estratégia de troca de marchas focada em economia de combustível apresenta o perfil de velocidades mostrado na Figura 6.25. Diferentemente dos resultados obtidos no Capítulo 5, a estratégia de economia de combustível não apresentou desempenho expressivamente inferior às demais.

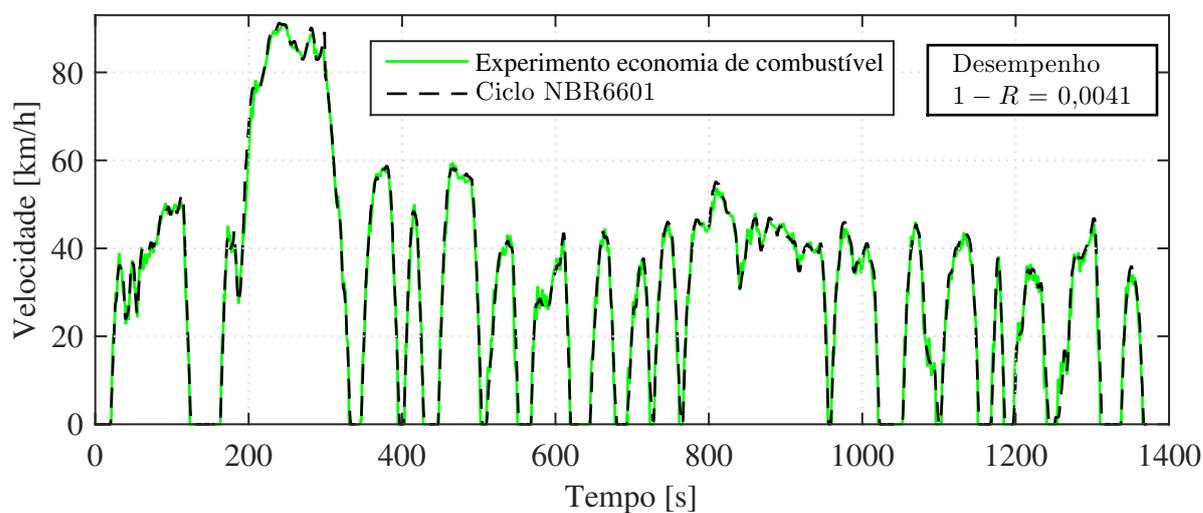


Figura 6.25: Perfil de velocidade obtido experimentalmente com a estratégia para economia de combustível comparado com a norma NBR6601

Porém, o uso da estratégia de economia de combustível manteve a redução do desempenho no trecho de alta velocidade do ciclo, conforme previsto pelas simulações do Capítulo 5 (ver Figura 5.6c). Na Figura 6.26 compara-se dentro de um pequeno trecho do ciclo, o perfil de velocidades para quatro situações distintas: primeiramente, o perfil padrão contido na NBR6601 como velocidade objetivo; a segunda curva representa o perfil de uma simulação empregando-se a velocidade da norma como meta, porém com a curva de resistência à rolagem mensurada na bancada ao invés da Equação (2.7); o terceiro perfil foi o obtido experimentalmente com um condutor real; por fim, a reprodução no modelo simulado do perfil de velocidades obtido experimentalmente. Em todos os três casos rodados, a estratégia de troca de marchas empregada foi a que maximiza a economia de combustível, advinda das otimizações.

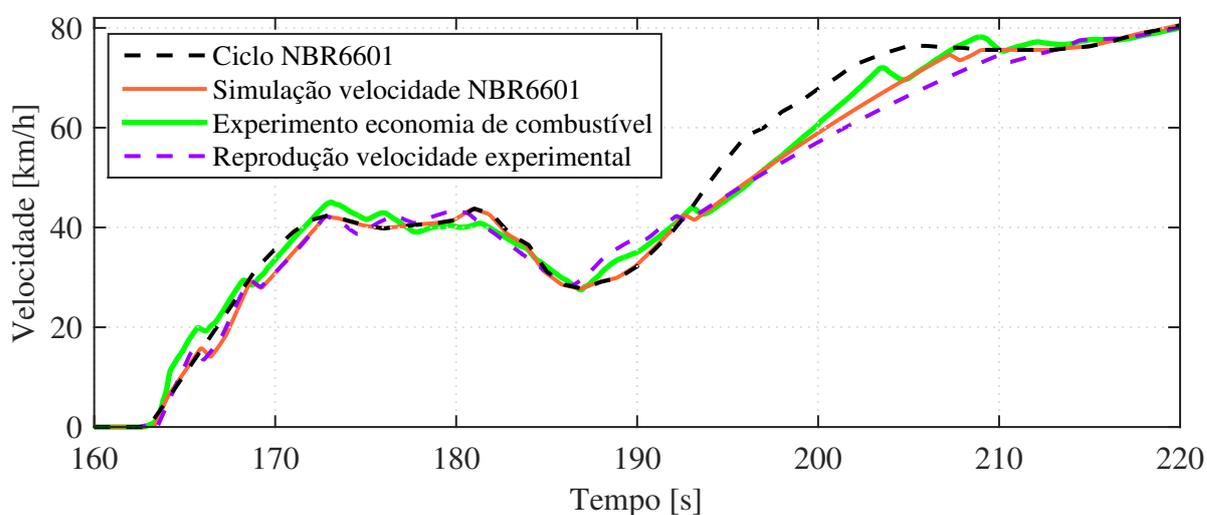


Figura 6.26: Comparativo de desempenho da estratégia de economia de combustível

Como mostrado na Figura 6.26, após a passagem da 3ª para a 4ª marcha, o veículo não apresenta potência suficiente no MCI para manter a velocidade objetivo do ciclo, gerando redução no desempenho. Entretanto, esta estratégia obteve $1 - R = 0,0041$ quando analisado o ciclo como um todo, ou seja, um desempenho melhor que as demais estratégias de troca de marchas validadas experimentalmente. Isto se deve ao fato de a estratégia focada em economia de combustível antecipar a troca de marchas, o que gera uma situação inversa à apresentada pela estratégia de mínimo $1 - R$.

Enfatizando as relações de transmissão menos reduzidas (terceira e quarta marchas), diminui-se a sensibilidade do pedal de aceleração às variações de velocidade, tornando o veículo mais facilmente controlável por um condutor real e permitindo assim executar o trecho de baixas velocidades do perfil de uma maneira mais satisfatória; sem acelerações bruscas, aumentando o coeficiente de correlação R . A Tabela 6.2 mostra um comparativo de desempenho $1 - R$ entre as estratégias padrão e de mínimo consumo.

A estratégia de economia de combustível somente apresenta perda de desempenho durante a segunda seção do ciclo (Figura 6.26), demonstrando desempenho melhor ou semelhante à estratégia padrão ao longo dos outros. Porém, este bom desempenho obtido nos experimentos

Tabela 6.2: Comparativo de desempenho entre as estratégias padrão e de mínimo consumo

Estratégia	Desempenho 1 – R por Seção							
	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	Total
Padrão	0,0054	0,0015	0,0062	0,0123	0,0097	0,0084	0,0152	0,0047
Econômica	0,0046	0,0019	0,0037	0,0123	0,0075	0,0068	0,0126	0,0041

está diretamente ligado à reprodução de um perfil de velocidade específico. Em caso de uso desta estratégia em uma situação em que somente haja uma velocidade objetivo (aceleração de zero a 100 km/h, por exemplo), a mesma apresentará perdas de desempenho em comparação com as demais, porém mantendo a economia de combustível característica dos pontos de operação de baixa rotação e alto torque do MCI.

No resultado experimental, a estratégia de troca de marchas para economia de combustível apresenta uma redução de 11,93% no consumo quando comparada à estratégia padrão. Na simulação com o perfil de velocidades da norma NBR6601 como objetivo, a redução de consumo com relação à estratégia padrão foi de 13,02%. A Figura 6.27 mostra o comparativo entre o resultado experimental e sua reprodução no modelo de simulação utilizando a estratégia de mínimo consumo e neste caso a diferença entre o resultado experimental e o simulado foi de 5,29%.

Também para estes dois casos, o fluxo de combustível é mostrado na Figura 6.27, sendo obtida a correlação $R = 0,9616$, o que indica boa reprodutibilidade da condição experimental pelo modelo simulado. A maior diferença ocorre no trecho de alta velocidade (S_2), no qual o MCI apresenta um pico de consumo durante a validação experimental.

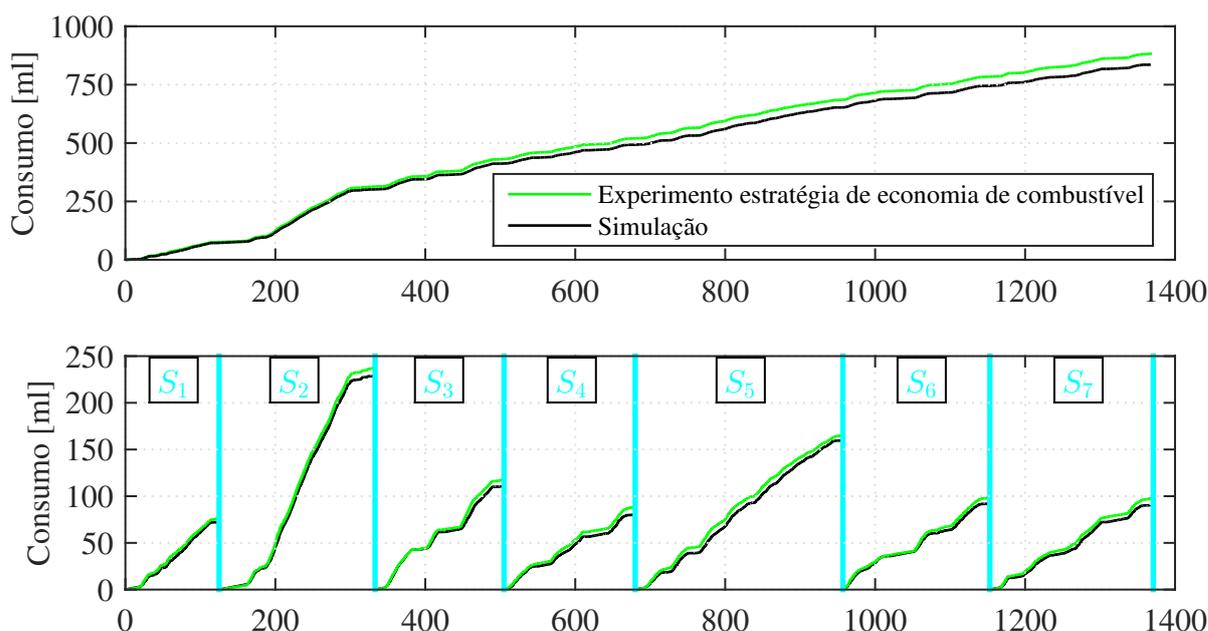


Figura 6.27: Comparativo do consumo de combustível experimental e simulado utilizando a estratégia de economia de combustível

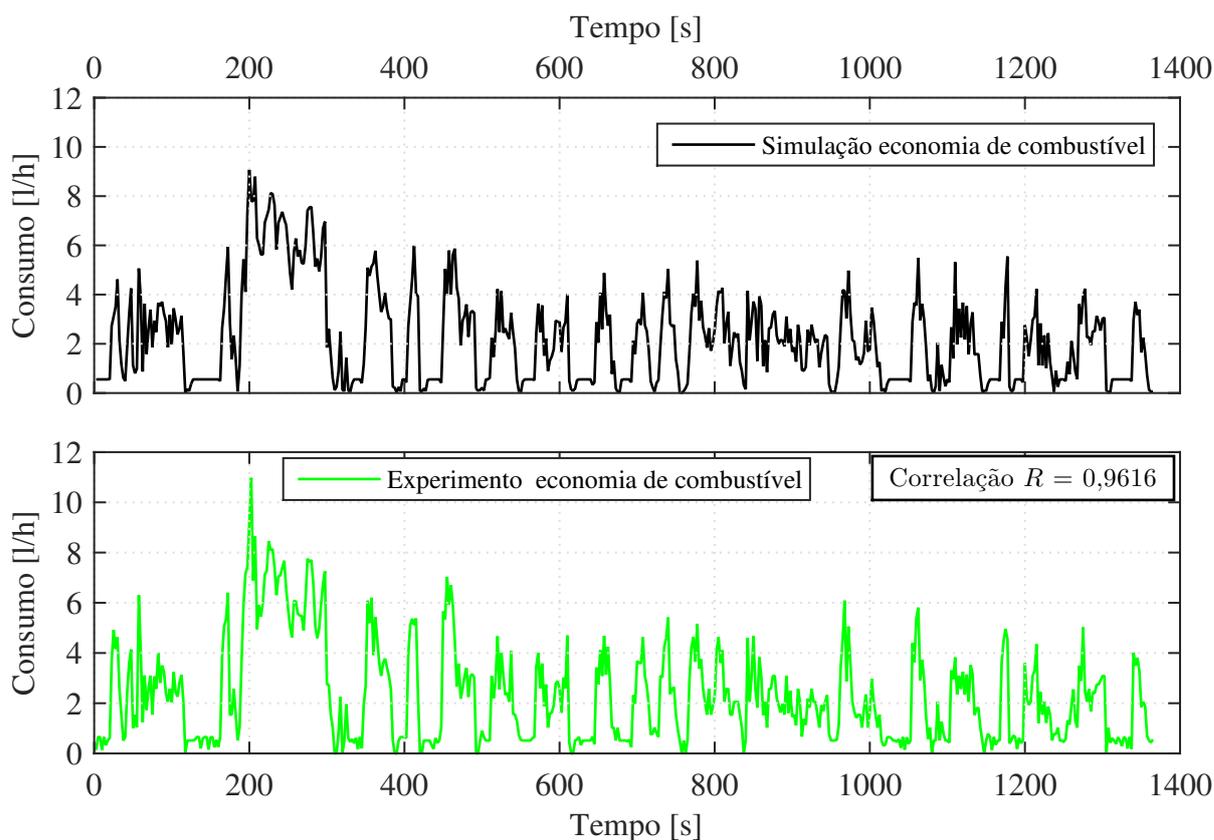


Figura 6.28: Fluxo de consumo de combustível no experimento e simulação da estratégia de economia de combustível

Os valores de torque e força de tração durante os experimentos são mostrados nas Figuras 6.29 e 6.30, respectivamente. Os valores de correlação em ambos os casos são con-
dizentes com os resultados apresentados nas validações experimentais das demais estratégias de trocas de marchas analisadas.

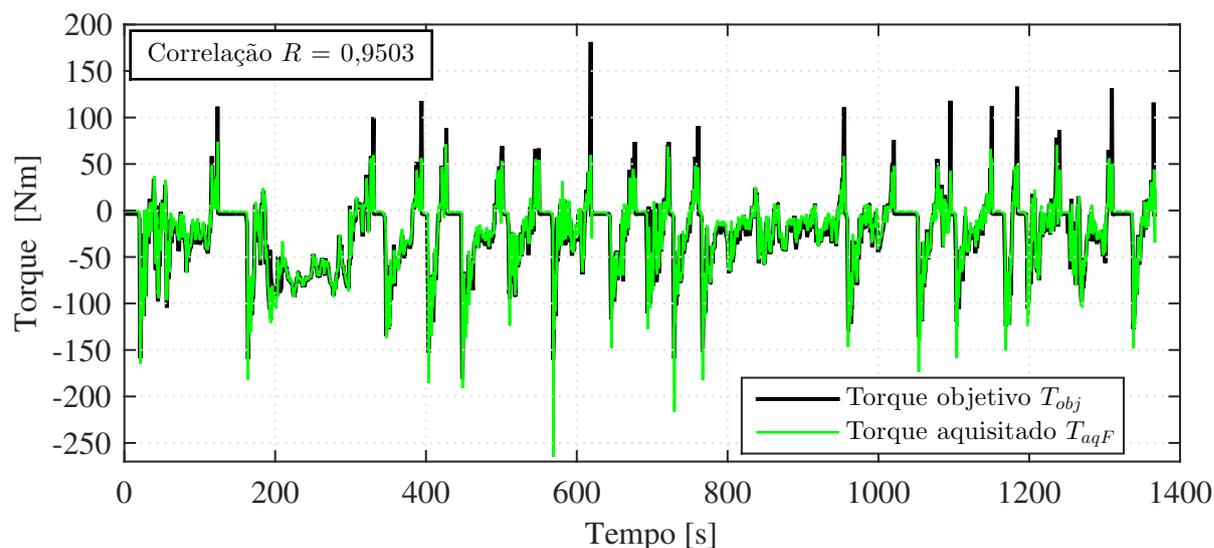


Figura 6.29: Comparativo do torque adquiridos do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia de troca de marchas para economia de combustível

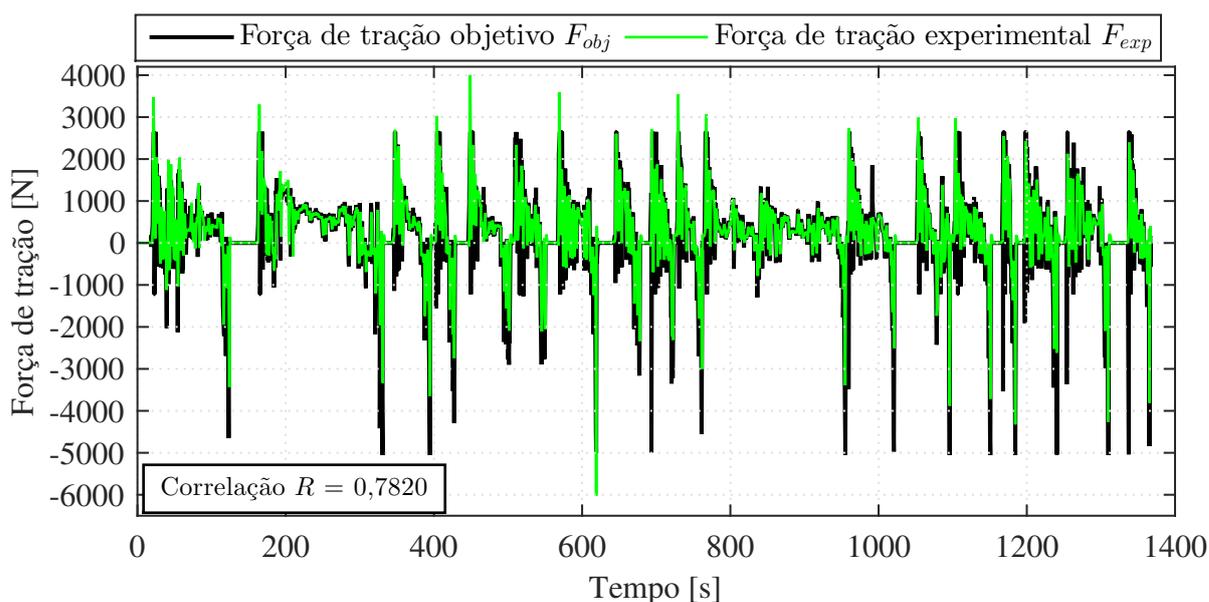


Figura 6.30: Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia de troca de marchas para economia de combustível

6.7.4 Estratégia comprometida economia x desempenho (Máximo Ft)

A última estratégia de troca de marchas analisada foi a de máximo Ft , ou seja, a estratégia que apresenta melhor compromisso entre desempenho e economia de combustível. A Figura 6.31 ilustra o perfil de velocidades obtido no experimento.

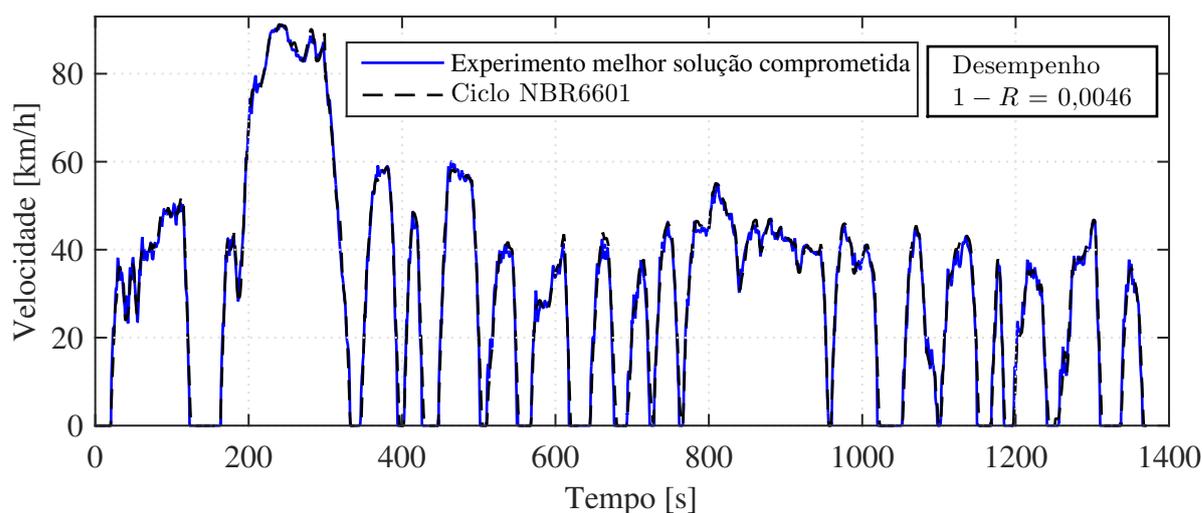


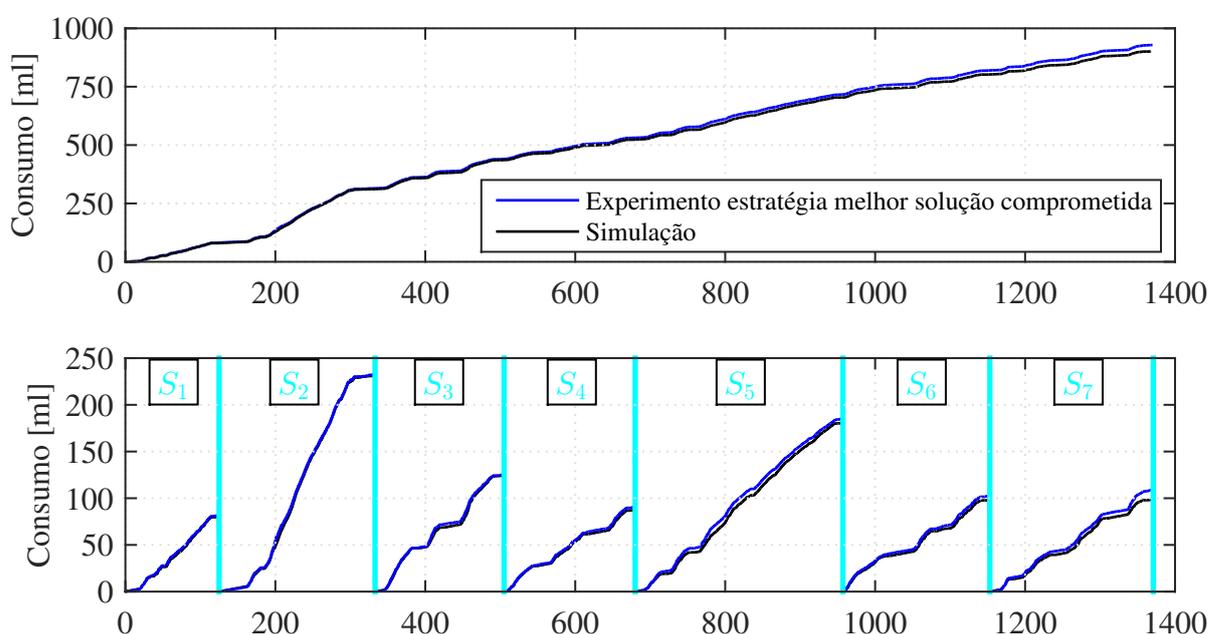
Figura 6.31: Perfil de velocidade obtido com a estratégia de troca de marchas de Máximo Ft

Devido à estratégia de máximo Ft apresentar velocidades para troca de marchas próximas às sugeridas pela estratégia padrão, o desempenho obtido por estas estratégias é semelhante, apresentando alternância de melhor desempenho de acordo com cada seção do ciclo conforme mostra a Tabela 6.3.

Tabela 6.3: Comparativo de desempenho entre as estratégias padrão e de máximo Ft

Estratégia	Desempenho 1 – R por Seção							
	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	Total
Padrão	0,0054	0,0015	0,0062	0,0123	0,0097	0,0084	0,0152	0,0047
Máximo Ft	0,0063	0,0013	0,0065	0,0146	0,0083	0,0096	0,0128	0,0046

A Figura 6.32 mostra o comparativo entre o consumo de combustível mensurado experimentalmente e sua reprodução pelo modelo de simulação, resultando em uma diferença de 2,93% entre a condição simulada e a experimental. Este resultado representa a melhor aproximação entre o modelo simulado e a validação experimental.

Figura 6.32: Comparativo do consumo de combustível com a estratégia de Máximo Ft

De maneira comparativa, na bancada dinamométrica, a estratégia de máximo Ft apresenta um consumo de combustível 2,12% superior à estratégia de economia de combustível, porém com 7,34% de redução no consumo do MCI quando comparado com a estratégia padrão na condição experimental. No modelo que reproduz o perfil de velocidades adquirido, a estratégia de máximo Ft apresenta 7,82% de aumento no consumo em relação a estratégia de economia de combustível, e uma redução de 6,22% em relação a estratégia padrão de troca de marchas.

A Figura 6.33 mostra o fluxo de combustível durante o ciclo analisado, tendo sido obtida a correlação $R = 0,9715$, indicando uma boa reprodução da condição experimental pelo modelo de simulação desenvolvido.

O torque aplicado pelo sistema de frenagem da bancada e a força de tração resultante da condição experimental são mostrados nas Figuras (6.34) e (6.35), respectivamente. A correção imposta pelo sistema de frenagem da bancada apresentou resultado satisfatório com correlação $R = 0,9543$, consequentemente gerando uma força de tração adequada à reprodução das

forças de resistência aerodinâmica e de inércia contidas na simulação.

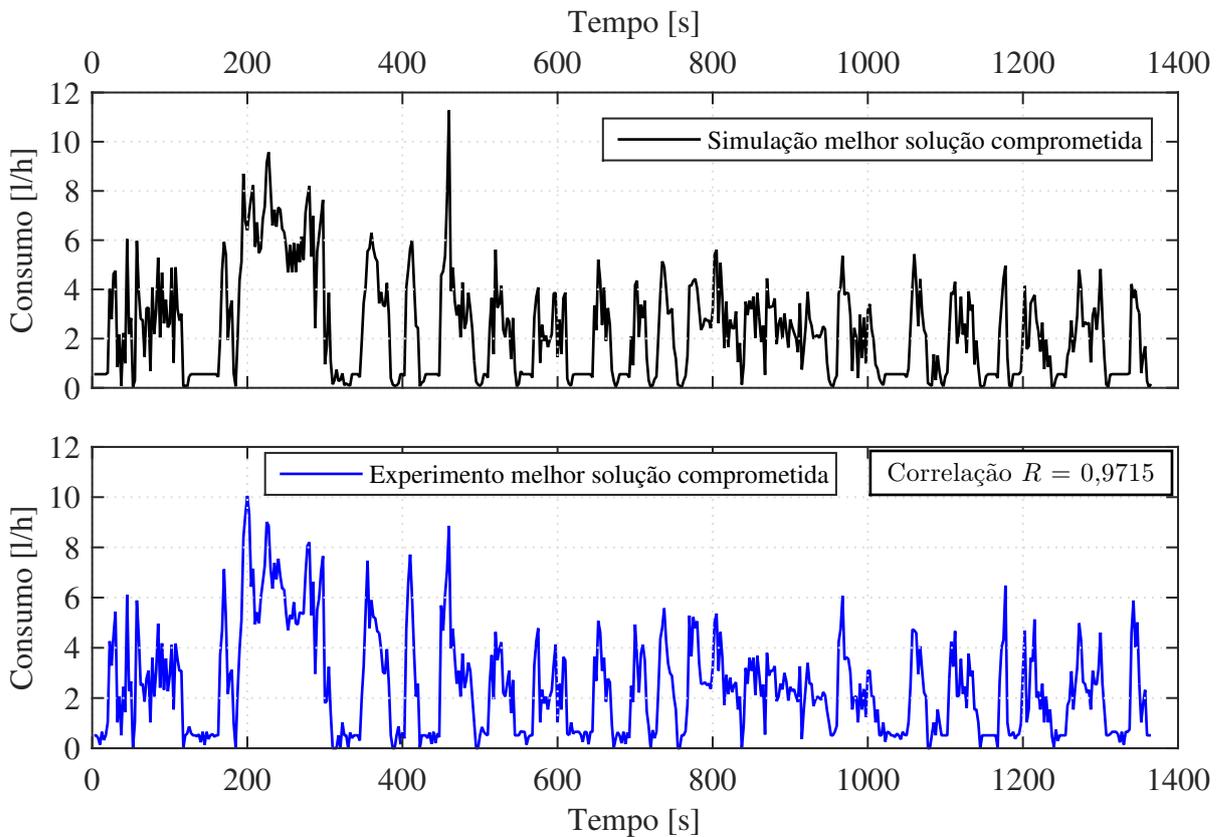


Figura 6.33: Fluxo de consumo de combustível no experimento e simulação da estratégia de máximo Ft

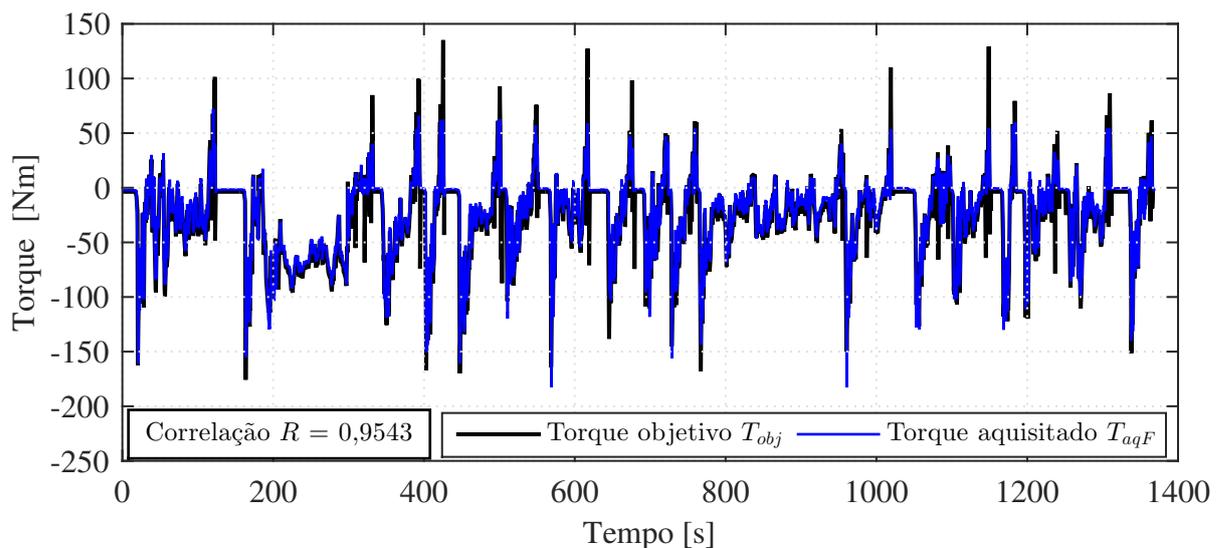


Figura 6.34: Comparativo do torque aquisitados do sistema de frenagem T_{aqF} com o valor de torque objetivo T_{obj} utilizando a estratégia de troca de marchas de máximo Ft

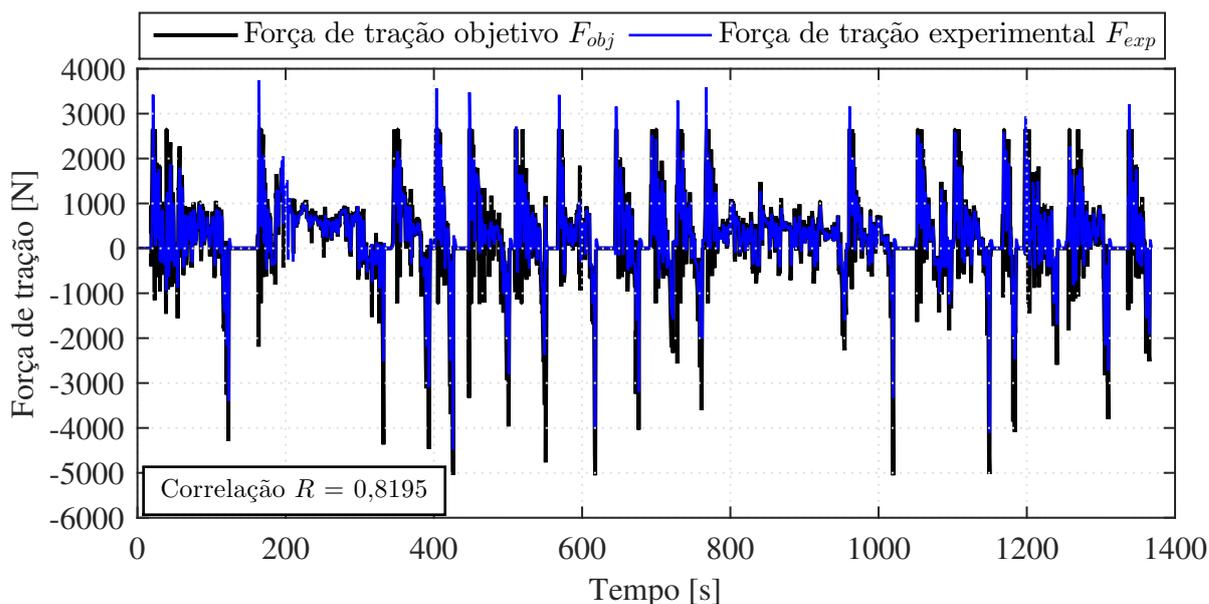


Figura 6.35: Comparativo da força de tração atuante nas rodas do veículo nas condições experimental e simulada utilizando a estratégia de troca de marchas de máximo F_t

6.7.5 Comparativo de resultados

A Tabela 6.4 mostra um comparativo dos resultados experimentais e suas respectivas simulações para as quatro estratégias de troca de marchas analisadas neste capítulo. Os consumos de combustível medidos experimentalmente, de acordo com a estratégia de troca de marchas utilizada, podem ser observados na Figura 6.36.

Tabela 6.4: Resultados obtidos pelas diferentes estratégias de troca de marchas

Resultados obtidos		Estratégia de troca de marchas			
		Padrão	Econômica	Mínimo 1 – R	Máximo F_t
Desempenho 1 – R		0,0047	0,0041	0,0053	0,0046
Correlação torque freio		0,9560	0,9503	0,9572	0,9543
Correlação força de tração		0,8319	0,782	0,8093	0,8195
Consumo de combustível [ml]	Experimental	1001,80	882,31	1148,20	928,28
	Simulado	960,80	835,65	1083,20	901,04
	Erro	4,09%	5,29%	5,66%	2,93%
	Correlação Fluxo	0,9671	0,9616	0,9691	0,9715
Distância percorrida [km]	Experimental	11,8384	11,8330	11,8607	11,8455
	Simulado	11,7644	11,7255	11,8051	11,7700
	Erro	0,63%	0,91%	0,47%	0,61%
Média de consumo [km/l]	Experimental	11,8173	13,4114	10,3297	12,7607
	Simulado	12,2444	14,0315	10,8981	13,0657
	Erro	3,61%	4,62%	5,50%	2,39%

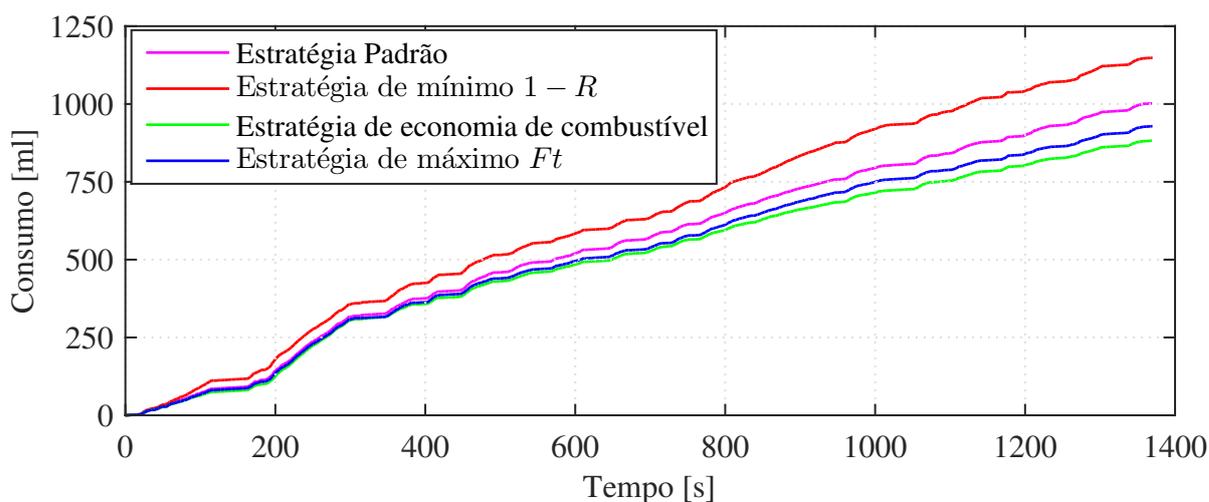


Figura 6.36: Consumo de combustível durante experimentos referentes ao ciclo NBR6601 conforme a estratégia de troca de marchas utilizada

6.7.6 Experimentos complementares

Como análise complementar aos resultados previamente discutidos, foram efetuados novos experimentos, porém neste caso o motorista foi orientado para evitar altas acelerações do MCI, pois as mesmas geram picos de consumo como apresentados nos experimentos anteriores e que não são reproduzidos pelo modelo de simulação. A Tabela 6.5 mostra os resultados obtidos nos experimentos complementares.

Tabela 6.5: Resultados obtidos pelas diferentes estratégias de troca de marchas utilizando um regime de aceleração moderado

Resultados obtidos		Estratégia de troca de marchas			
		Padrão	Econômica	Mínimo $1 - R$	Máximo Ft
Desempenho $1 - R$		0,0083	0,0097	0,0058	0,0083
Correlação torque freio		0,9458	0,9471	0,9508	0,9512
Correlação força de tração		0,8234	0,9196	0,8339	0,7848
Consumo de combustível [ml]	Experimental	986,43	846,57	1119,70	912,58
	Simulado	959,03	818,81	1057,00	887,52
	Erro	2,78%	3,28%	5,60%	2,78%
	Correlação Fluxo	0,9699	0,9732	0,9699	0,9774
Distância percorrida [km]	Experimental	11,6254	11,4701	11,6204	11,5610
	Simulado	11,5599	11,4200	11,582	11,5031
	Erro	0,56%	0,44%	0,33%	0,50%
Média de consumo [km/l]	Experimental	11,7853	13,5489	10,3782	12,6647
	Simulado	12,0537	13,9470	10,9572	12,9610
	Erro	2,28%	2,94%	5,58%	2,34%

Como o motorista foi orientado a não efetuar acelerações bruscas durante os experimentos, os valores de desempenho obtidos apresentaram uma redução no desempenho em aceleração. Porém, neste caso, os valores de desempenho $1 - R$ apresentaram a mesma tendência dos resultados obtidos pelas simulações do algoritmo de otimização contidos no Capítulo 5, ou seja, a estratégia de mínimo $1 - R$ resulta em um melhor desempenho, seguida pela estratégia de mínimo Ft , e, por fim, das estratégias padrão e de economia de combustível, respectivamente, conforme mostrado na Tabela 6.5.

Devido às acelerações efetuadas de forma mais progressiva, as oscilações de velocidade que prejudicavam o desempenho da estratégia de mínimo $1 - R$ foram atenuadas, possibilitando obter o melhor desempenho neste conjunto de experimentos.

Por outro lado, a estratégia de mínimo consumo de combustível que apresentava o melhor desempenho nos experimentos iniciais, voltou a apresentar desempenho limitado em comparação às demais. Isto pelo motivo desta estratégia operar o MCI em regime de alto torque (próximo do limite), o qual necessita de alta aceleração requerida pelo motorista para ser obtido. Essas situações de elevada aceleração foram evitadas pelo condutor (conforme previamente orientado) durante este conjunto de experimentos.

A diferença entre o consumo de combustível medido durante os experimentos e o simulado com base no perfil de velocidades adquirido foi reduzido em todos os casos. Neste caso o erro foi reduzido a até 2,78% nos melhores resultados.

6.7.7 Modelo simulado modificado considerando o escorregamento dos pneus

Uma possível melhoria no modelo de simulação, para aproximar os resultados obtidos numericamente dos experimentais se dá pela modelagem do escorregamento dos pneus em função da força de tração aplicada. O equacionamento utilizado e os resultados obtidos por este método alternativo são descritos detalhadamente no Apêndice D.

7 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi desenvolvida uma bancada, para estudo da dinâmica veicular longitudinal, equipada com dois sistemas de atuação de forma a inserir ou remover energia do sistema, possibilitando assim emular diferentes condições de operação do veículo.

Primeiramente foi executada uma avaliação dos parâmetros da bancada e veículo utilizados para os experimentos, de forma a determinar a inércia equivalente da bancada, resistência à rolagem do veículo quando acoplado aos rolos, bem como as demais forças atuantes no sistema.

Os mapas de consumo de combustível do motor do veículo testado foram obtidos experimentalmente, conforme um procedimento de estabilização do ponto de operação do motor, no qual seu respectivo consumo de combustível era medido por um sensor de vazão durante o tempo em que a condição de funcionamento (torque e rotação) era considerada constante.

Com base nos parâmetros experimentais, um modelo de simulação da dinâmica longitudinal do veículo foi desenvolvido na interface Simulink/Matlab™. Um problema de otimização da estratégia de troca de marchas foi formulado com objetivo de melhorar o desempenho em aceleração do veículo e reduzir o consumo de combustível. Este problema foi resolvido utilizando Algoritmo Genético com pesos adaptativos iterativos (*i-AWGA Interactive adaptive-weight genetic algorithm*) e o mesmo obteve um conjunto de soluções comprometidas entre os dois critérios de otimização propostos.

A partir dos resultados otimizados obtidos, foram selecionadas três soluções: Mínimo consumo de combustível, Mínimo $1 - R$ (melhor desempenho) e a solução com maior valor da função objetivo (Máximo Ft), a qual apresenta a melhor relação entre desempenho e consumo de combustível. Como critério comparativo, os resultados obtidos pelo uso da estratégia de troca de marchas padrão (proposta no manual de usuário do veículo) também foram analisados.

A estratégia focada em desempenho (Mínimo $1 - R$) apresentou uma melhora de 37,14% no desempenho quando comparada à estratégia padrão. Devido a estratégia de Mínimo $1 - R$ executar as trocas de marchas nas rotações mais elevadas do motor, a mesma evita a interrupção/redução da força de tração disponível pelo desacoplamento da embreagem. Porém, o uso desta estratégia mantém o motor funcionando em regime de alta rotação e baixo torque, o que representa uma região de baixa eficiência e alto consumo de combustível, gerando um aumento de 8,38%.

Por outro lado, a estratégia de mínimo consumo de combustível, antecipa a ampliação das marchas do veículo, mantendo o motor funcionando em baixa rotação e alto torque, o que representa uma região de baixo consumo volumétrico de combustível, resultando em 15,71% de economia quando comparada à estratégia padrão. Entretanto esta estratégia, focada em economia de combustível, apresenta o pior desempenho em aceleração entre as soluções otimizadas, ficando abaixo da velocidade objetivo em trechos de maior aceleração, principalmente após a troca de marchas.

A solução de Máximo Ft apresenta um comportamento mais próximo à estratégia padrão

do ponto de vista dos pontos de operação do motor, porém com 34,28% de ganho em desempenho e 7,47% de economia de combustível. Isto se deve ao uso de baixas rotações e alto torque (de forma semelhante a estratégia de mínimo consumo), aliado às trocas de marchas executadas em pontos de baixa demanda de potência, e minimizando a redução de velocidade durante o processo de troca das marchas. Isto garante um bom desempenho em aceleração. Porém, os ganhos de desempenho desta estratégia são fortemente dependentes do ciclo no qual foram obtidas as velocidades limites otimizadas, portanto, não sendo possível reproduzir os ganhos apresentados no ciclo NBR6601 em outros ciclos de condução.

As estratégias selecionadas foram validadas experimentalmente na bancada desenvolvida. Os experimentos foram realizados somente com correções efetuadas pelo sistema de frenagem da bancada, sendo, portanto, emulados somente o arrasto aerodinâmico e a compensação da inércia equivalente da bancada durante as acelerações. Para comparação com os resultados experimentais, a resistência à rolagem do veículo na bancada foi considerada equivalente a resistência à rolagem dos pneus em pista no modelo simulado.

Os resultados experimentais obtidos demonstram que a bancada reproduz os carregamentos requeridos ao sistema de frenagem de forma satisfatória. O modelo simulado com seus respectivos parâmetros também se mostrou adequado pelos resultados de consumo de combustível obtidos de acordo com cada estratégia de troca de marcha testada.

Em relação às estratégias de troca de marchas otimizadas, conclui-se que estratégias focadas em desempenho de aceleração, apresentam resultados inferiores aos simulados, devido à dificuldade do motorista em controlar precisamente a aceleração do veículo nas altas rotações do MCI, devido à maior variação da força de tração resultante nas rodas do veículo em função do torque do MCI.

Esta limitação de desempenho está diretamente ligada as oscilações em relação a velocidade objetivo do ciclo, a qual é continuamente ultrapassada durante os experimentos, contribuindo para o aumento do valor de $1 - R$ obtido. Porém, o fato do veículo estar acima da velocidade objetivo (o que representa diferença no cálculo do coeficiente de correlação R) não indica uma redução de desempenho em aceleração, diferentemente de situações nas quais o veículo não atinge a velocidade objetivo por limitação da potência disponível no MCI ou limite de tração dos pneus.

Nos casos em que não existe a necessidade de reproduzir o perfil de velocidades objetivo (aceleração de zero a 100 km/h, por exemplo), esta estratégia apresenta desempenho em aceleração superior as demais, pois neste caso, não existe a possibilidade de exceder a potência requerida, o que gera uma velocidade acima da desejada, necessitando ser corrigida por uma subsequente aceleração inferior ou até mesmo frenagem do veículo.

O mesmo princípio de sensibilidade do controle de aceleração do motorista durante os experimentos se aplica para a estratégia de economia de combustível, a qual apresenta desempenho em aceleração inferior às demais estratégias nos modelos simulados, e obteve o melhor resultado em termos de desempenho na validação experimental. Isto se deve ao fato desta es-

estratégia adiantar a ampliação das marchas, utilizando por menor tempo as 1^a e 2^a relações de transmissão, ou seja, com o uso de uma relação de transmissão menos reduzida é necessário um maior aumento no torque do MCI para compensar uma determinada demanda força de tração requerida nas rodas do veículo, o que facilita a execução esta estratégia por parte do motorista em relação às demais, mesmo com o maior número de trocas de marchas necessárias.

Nos modelos simulados, as trocas de marchas são a principal fonte de redução do valor de correlação R obtidos, conseqüentemente gerando maiores valores de $1 - R$. Porém nos experimentos, o efeito destas reduções de velocidade acaba sendo superado pelas variações de velocidades geradas pelo motorista ao tentar reproduzir o ciclo. Nos experimentos, as correções de velocidade são efetuadas por meio dos pedais de aceleração e frenagem do veículo, sendo a demanda de potência necessária determinada por análise visual da velocidade objetivo em relação à velocidade atual do veículo. A troca de marchas é efetuada manualmente, sendo somente indicado ao motorista a marcha a ser utilizada em função da velocidade do veículo.

Outro fator que diferencia os resultados experimentais dos simulados, se refere ao limite de tração no contato pneu pista, o qual é modelado em função de equações desenvolvidas para pneus com ponto de contato único com o pavimento, não sendo possível corrigir este fator nos experimentos realizados em bancada com duplo contato entre os pneus e seus respectivos 2 rolos de apoio. Porém, para o ciclo NBR6601 estudado, o limite de tração do pneu é pouco influente nos resultados de desempenho e consumo de combustível, devido às acelerações moderadas deste ciclo (máximo de $1,8 \text{ m/s}^2$) em comparação ao ciclo US06 que apresenta acelerações acima de $3,7 \text{ m/s}^2$ por exemplo.

Em relação à validação do consumo de combustível, em função das diferentes estratégias de trocas de marchas, foi mantido a tendência em relação aos resultados obtidos pelo algoritmo de otimização. A estratégia de economia de combustível apresentou o menor consumo por operar o MCI em baixa rotação e alto torque, o que representa uma região de baixo consumo e alta eficiência do MCI. O maior consumo foi registrado pela estratégia de mínimo $1 - R$ por operar o MCI em alta rotação, o que aumenta expressivamente o consumo de combustível. Com relação a estratégia de máximo Ft , a mesma apresentou consumo apenas 2,12% superior, porém sem a limitação de operar o MCI próximo de seu torque máximo, o que pode vir a gerar redução no desempenho em caso de alta aceleração requerida.

Por fim, conclui-se que as melhorias na bancada dinâmométrica possibilitaram uma evolução nos estudos efetuados, devido a possibilidade de obtenção dos parâmetros experimentais, tais como inércias, mapas de consumo de combustível, perdas do sistema entre outros, os quais são utilizados para melhoria dos modelos de simulação desenvolvidos. Modelos mais precisos por sua vez apresentam uma maior confiabilidade, sendo assim possível desenvolver estudos como a otimização das velocidades de troca de marchas realizada neste trabalho, e obter resultados experimentais que convalidam os obtidos pelo modelo de simulação desenvolvido.

7.1 Trabalhos futuros

Para trabalhos futuros relacionados à bancada dinamométrica, enfatiza-se a necessidade de finalizar o desenvolvimento do sistema de motorização elétrica para compensação da resistência à rolagem dos pneus na bancada, bem como o aprimoramento dos sistemas de controle, aquisição de dados e a interface de auxílio do motorista.

Com a finalização do sistema de motorização elétrica, para controle da bancada, será possível reproduzir ciclos reais de condução contendo altimetria do percurso. Neste caso, as simplificações apresentadas no Capítulo 6 (que permitiram a validação experimental ignorando a compensação de inércia da bancada durante as frenagens, devido ao regime de *cutoff* do MCI) não são mais válidas (mesmo sem compensar a resistência à rolagem), uma vez que em um ciclo real existem condições em que o veículo está em aceleração sobre um trecho de declive. Este efeito é reproduzido pelo sistema de motorização elétrica, caracterizando uma condição diferente da mostrada na Figura 6.6 (na qual todas as atuações do sistema elétrico coincidem com regiões de frenagem), portanto esta compensação não pode ser ignorada, pois afeta diretamente o consumo de combustível do MCI que pode estar operando durante o declive do ciclo.

Com relação aos perfis de velocidades estudados é válido analisar os resultados das estratégias de troca de marchas obtidas no presente trabalho, em condições reais de operação ou com o desenvolvimento/aquisição de ciclos de condução reais para futuras otimizações e reprodução destes ciclos em bancada.

Do ponto de vista do modelo de otimização, é possível incluir os mapas de emissões do MCI no modelo simulado, e com isso gerar um terceiro critério de otimização com intuito de minimizar as emissões do MCI, sendo otimizadas novas estratégias de trocas de marchas para atender o novo critério.

Ainda no campo de simulações é possível modificar a configuração do trem de potência do veículo, otimizando as relações de transmissão, número de marchas disponíveis e as estratégias de troca de marchas.

Referências Bibliográficas

AHMED, A.; ZHAO, C.L.; HAN, K.; ZHANG, F.J. e WU, F. Using design of experiment and genetic algorithm to obtain the optimum gear shifting strategy for a real driving cycles. In **Applied Mechanics and Materials**, v. 224, pp. 497–503. Trans Tech Publ, 2012.

URL: <http://dx.doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.224.497>

ANFAVEA. Anuário da indústria automobilística brasileira. Relatório técnico, Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, 2017.

URL: <http://www.anfavea.com.br/anuarios.html>

ARSIE, I.; CRICCHIO, A.; PIANESE, C.; DE CESARE, M. e NESCI, W. A comprehensive powertrain model to evaluate the benefits of electric turbo compound (etc) in reducing co2 emissions from small diesel passenger cars. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2014-01-1650>

AUTONICS. **Autonics Sensors & Controllers - Power controllers**. Autonics Sensors & Controllers, 2016.

URL: http://br.autonics.com/products/products_detail.php?catecode=02/10/01&db_uid=1057

BANOS, R.; MANZANO-AGUGLIARO, F.; MONTOYA, F.; GIL, C.; ALCAYDE, A. e GÓMEZ, J. Optimization methods applied to renewable and sustainable energy: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 4, 1753–1766, 2011.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.12.008>

BARLOW, T.J.; LATHAM, S.; MCCRAE, I. e BOULTER, P. **A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions**. 2009.

BOSCH, R. e TRICK, M. **Search Methodologies Introductory Tutorials in Optimization and Decision Support Techniques**, capítulo Integer Programming, pp. 67–92. Springer US, Boston, MA, 2014. ISBN 978-1-4614-6940-7.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-6940-7_3

BURKE, E.K. e KENDALL, G. **Search Methodologies Introductory Tutorials in Optimization and Decision Support Techniques**, capítulo Introduction, pp. 1–17. Springer US, Boston, MA, 2014. ISBN 978-1-4614-6940-7.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-6940-7_1

CANTÚ-PAZ, E. **Efficient and Accurate Parallel Genetic Algorithms**, capítulo Introduction, pp. 1–11. Springer US, Boston, MA, 2001. ISBN 978-1-4615-4369-5.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4615-4369-5_1

CARROSNAWEB. Ficha técnica fiat punto attractive 1.4. 2016.

URL: <http://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=879>

CARVALHO, Marcio Augusto Sampaio de. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. 2016. Tese (Doutorado). Universidade Federal da Bahia - Escola Politécnica.

URL: <http://repositorio.ufba.br/ri/handle/ri/18744>

CHEN, W.; LI, R.; XIAO, X.; DING, J.; JIA, J.; PENG, Y. e YU, Z. **Fuel Consumption Optimization for an Automatic Transmission Passenger Vehicle**, pp. 609–619. Springer Singapore, Singapore, 2016. ISBN 978-981-287-978-3.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-981-287-978-3_55

COSTA, Eduardo dos Santos. **Análise de Consumo de Combustível em Veículo Automotor Híbrido**. 2014. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas - Faculdade de Engenharia Mecânica.

URL: <http://www.bibliotecadigital.unicamp.br/document/?code=000941946>

DEB, K. **Search Methodologies Introductory Tutorials in Optimization and Decision Support Techniques**, capítulo Multi-objective Optimization, pp. 403–449. Springer US, Boston, MA, 2014. ISBN 978-1-4614-6940-7.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-6940-7_15

DELKHOSH, M.; FOUMANI, M.S. e BOROUSHAKI, M. Geometrical optimization of parallel infinitely variable transmission to decrease vehicle fuel consumption. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, v. 42, n. 4, 483–501, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/15397734.2014.888314>

DOUCETTE, R.T. e MCCULLOCH, M.D. A comparison of high-speed flywheels, batteries, and ultracapacitors on the bases of cost and fuel economy as the energy storage system in a fuel cell based hybrid electric vehicle. **Journal of Power Sources**, v. 196, n. 3, 1163–1170, 2011.
URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2010.08.100>

DOWSLAND, K.A. **Search Methodologies Introductory Tutorials in Optimization and Decision Support Techniques**, capítulo Classical Techniques, pp. 19–65. Springer US, Boston, MA, 2014. ISBN 978-1-4614-6940-7.
URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-6940-7_2

DUQUE, Edson Luciano. **Efeito das vibrações torcionais do volante de motores na determinação do sistema de embreagem veicular**. 2006. Tese (Doutorado). Universidade de São Paulo.
URL: http://www.automotiva-poliusp.org.br/wp-content/uploads/2013/02/duque_edson.pdf

EHSANI, M.; GAO, Y. e EMADI, A. **Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design**. CRC press, 2009.

FIAT. **Manual de uso e manutenção - Punto**. FIAT Automóveis S.A., 2008.
URL: <http://www.fiat.com.br/content/dam/fiat-brasil/manuais-carros/punto/2008/Punto-2008.pdf>

FIGLIOLA, R.S. e BEASLEY, D. **Theory and design for mechanical measurements**. John Wiley & Sons, 2010.

FLOMEC. **FLOMEC Small Capacity Flowmeters**. Trimec Industries Pty Ltd, 2016.
URL: <http://static1.squarespace.com/static/516f520ae4b09cc422dbc6e0/t/56e76902b09f952e5f6aef3d/1458006301446/OM+SMALL+CAPACITY+DATA+SHEET+LOW+RES+%282%29.pdf>

GEN, M. e CHENG, R. **Genetic algorithms and engineering optimization**, v. 7. John Wiley & Sons, 2000.

GEN, M.; CHENG, R. e LIN, L. **Network models and optimization: Multiobjective genetic algorithm approach**. Springer Science & Business Media, 2008.

GENTA, G. **Motor vehicle dynamics: modeling and simulation**, v. 43. World Scientific, 1997.

GENTA, G. e MORELLO, L. **The automotive chassis**, v. 1. Springer, 2009.

GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineers - SAE, 1992.

GIRGIS, M.; MAHMOUD, T.; EL-HAMEED, H.A. e EL-SAGHIER, Z. Routing and capacity assignment problem in computer networks using genetic algorithm. **Information Science Letters**, v. 2, 13–25, 2013.

URL: <http://www.w.naturalspublishing.com/files/published/7289329m2o7702.pdf>

HAIM, D. Redução da inércia rotacional no projeto do trem de força, 2011. Trabalho de conclusão de curso Universidade de São Paulo escola politécnica - Departamento de engenharia mecânica.

URL: http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2011/Trabalhos%20finais/TCC_013_2011.pdf

HBM. **Mounting Structions. Torque Flange T40B**. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2016.

URL: <https://www.hbm.com/en/3004/t40b-torque-transducer-with-a-rotational-speed-measuring-system/>

HILLIER, F.S. e LIEBERMAN, G.J. **Introdução à pesquisa operacional**. McGraw Hill, 2010.

HSU, L.F.; HSU, C.C. e LIN, T.D. An intelligent artificial system: artificial immune based hybrid genetic algorithm for the vehicle routing problem. **Applied Mathematics & Information Sciences**, v. 8, n. 3, 1191, 2014.

URL: <http://www.t.naturalspublishing.com/files/published/3x8s705re8al3x.pdf>

INOVAR-AUTO. Programa de incentivo à inovação tecnológica e adensamento da cadeia produtiva de veículos automotores. Relatório técnico, 2012.

URL: http://www.planalto.gov.br/CCIVIL_03/_Ato2011-2014/2012/Decreto/D7819.htm2012.

JAZAR, R.N. **Vehicle Dynamics**. Springer, 2008.

KAHLBAU, S. e BESTLE, D. Optimal shift control for automatic transmission#. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, v. 41, n. 3, 259–273, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/15397734.2012.756719>

KAJI, H. e KITA, H. Acceleration of experiment-based evolutionary multi-objective optimization using fitness estimation. In **Evolutionary Multi-Criterion Optimization: 4th International Conference, EMO 2007, Matsushima, Japan, March 5-8, 2007. Proceedings**, pp. 818–831. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2007. ISBN 978-3-540-70928-2.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-70928-2_61

KALLEL, L.; NAUDTS, B. e ROGERS, A. **Theoretical aspects of evolutionary computing**. Springer Science & Business Media, 2001.

KANG, M.; LI, L.; LI, H.; SONG, J. e HAN, Z. Coordinated vehicle traction control based on engine torque and brake pressure under complicated road conditions. **Vehicle System Dynamics**, v. 50, n. 9, 1473–1494, 2012.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2012.672747>

KEANE, A. **An Introduction to Evolutionary Computing in Design Search and Optimisation**, pp. 1–11. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2001. ISBN 978-3-662-04448-3.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-04448-3_1

KULKARNI, M.; SHIM, T. e ZHANG, Y. Shift dynamics and control of dual-clutch transmissions. **Mechanism and Machine Theory**, v. 42, n. 2, 168–182, 2007.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2006.03.002>

LEAL, L.D.C.M.; DA ROSA, E. e NICOLAZZI, L.C. **Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Abril 2008.

LI, T.; CHEN, X. e YAN, Z. Comparison of fine particles emissions of light-duty gasoline vehicles from chassis dynamometer tests and on-road measurements. **Atmospheric Environment**, v. 68, 82–91, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2012.11.031>

LI, Y.; LU, X. e KAR, N.C. Rule-based control strategy with novel parameters optimization using nsga-ii for power-split phev operation cost minimization. **IEEE Transactions on Vehicular Technology**, v. 63, n. 7, 3051–3061, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1109/TVT.2014.2316644>

LOPES, M.; SERRANO, L.; RIBEIRO, I.; CASÇÃO, P.; PIRES, N.; RAFAEL, S.; TARELHO, L.; MONTEIRO, A.; NUNES, T.; EVTYUGINA, M. *et al.* Emissions characterization from euro 5 diesel/biodiesel passenger car operating under the new european driving cycle. **Atmospheric Environment**, v. 84, 339–348, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.atmosenv.2013.11.071>

MASHADI, B.; AMIRI-RAD, Y.; AFKAR, A. e MAHMOODI-KALEYBAR, M. Simulation of automobile fuel consumption and emissions for various driver's manual shifting habits. **Journal of Central South University**, v. 21, n. 3, 1058–1066, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s11771-014-2037-x>

MENG, F.; TAO, G.; ZHANG, T.; HU, Y. e GENG, P. Optimal shifting control strategy in inertia phase of an automatic transmission for automotive applications. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 60, 742–752, 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.12.025>

MENSING, F.; BIDEAUX, E.; TRIGUI, R. e TATTEGRAIN, H. Trajectory optimization for eco-driving taking into account traffic constraints. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, v. 18, 55–61, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2012.10.003>

MILLIKEN, W.F. e MILLIKEN, D.L. **Race car vehicle dynamics**, v. 400. Society of Automotive Engineers Warrendale, 1995.

MILLO, F.; FERRARO, C.; MALLAMO, F. e PILO, L. Numerical simulation to improve engine control during tip-in manoeuvres. **SAE Paper**, , n. 2003-01, 0374, 2003.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2003-01-0374>.

NATIONAL INSTRUMENTS, . **Módulo de saída analógica NI 9263**. National Instruments, 2015.

URL: http://www.ni.com/pdf/manuals/373781b_02.pdf

NATIONAL INSTRUMENTS, . **Módulo de entrada analógica NI 9239**. National Instruments, 2016.

URL: http://www.ni.com/pdf/manuals/375939b_02.pdf

NAUNHEIMER, H.; BERTSCHE, B.; RYBORZ, J. e NOVAK, W. **Automotive Transmissions**. Springer, 2010.

NAVIDI, W. **Statistics for engineers and scientists**. McGraw-Hill Higher Education, 2008.

NBR10312 **Veículos rodoviários automotores leves — Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro**. 2014.

NBR6601 **Veículos rodoviários automotores leves — Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento**. 2012.

NGO, DV. **Dac. Gear shift strategies for automotive transmissions**. 2012. Tese (Doutorado). Technische Universiteit Eindhoven.

URL: <http://dx.doi.org/10.6100/IR735458>

NGO, V.D.; HOFMAN, T.; STEINBUCH, M. e SERRARENS, A. Gear shift map design methodology for automotive transmissions. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 228, n. 1, 50–72, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1177/0954407013506698>

NGO, V.D.; NAVARRETE, J.A.C.; HOFMAN, T.; STEINBUCH, M. e SERRARENS, A. Optimal gear shift strategies for fuel economy and driveability. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, p. 0954407013491240, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.1177/0954407013491240>

OMRON. **Photomicrosensor (Transmissive) EE-SG3/EE-SG3-B**. OMRON Electronic Components Web, 2016.

URL: https://www.omron.com/ecb/products/pdf/en-ee_sg3.pdf

ORFILA, O.; SAINT PIERRE, G. e ANDRIEU, C. Gear shifting behavior model for ecodriving simulations based on experimental data. **Procedia-Social and Behavioral Sciences**, v. 54, 341–348, 2012.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.sbspro.2012.09.753>

REIMPELL, J.; STOLL, H. e BETZLER, J. **The automotive chassis: engineering principles**. Butterworth-Heinemann, 2001.

RILL, G. **Road vehicle dynamics: fundamentals and modeling**. CRC Press, 2011.

SASTRY, K.; GOLDBERG, D.E. e KENDALL, G. **Search Methodologies Introductory Tutorials in Optimization and Decision Support Techniques**, capítulo Genetic Algorithms, pp. 93–117. Springer US, Boston, MA, 2014. ISBN 978-1-4614-6940-7.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4614-6940-7_4

SPANOS, P.; CASTILLO, D.; KOUGIOUMTZOGLOU, I. e TAPIA, R. A nonlinear model for top fuel dragster dynamic performance assessment. **Vehicle System Dynamics**, v. 50, n. 2, 281–297, 2012.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2011.583666>

SUBRAMANIAN, K.; MATHAD, V.C.; VIJAY, V. e SUBBARAO, P. Comparative evaluation of emission and fuel economy of an automotive spark ignition vehicle fuelled with methane enriched biogas and cng using chassis dynamometer. **Applied Energy**, v. 105, 17–29, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.12.011>

THIJSEN, R.; HOFMAN, T. e HAM, J. Ecodriving acceptance: An experimental study on anticipation behavior of truck drivers. **Transportation research part F: traffic psychology and behaviour**, v. 22, 249–260, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trf.2013.12.015>

WEISE, T. Global optimization algorithms-theory and application. **Self-Published**, pp. 25–26, 2009.

URL: <http://www.it-weise.de/projects/book.pdf>

WONG, J.Y. **Theory of ground vehicles**. John Wiley & Sons, 2001.

WU, J.D. e LIU, J.C. A forecasting system for car fuel consumption using a radial basis function neural network. **Expert Systems with Applications**, v. 39, n. 2, 1883–1888, 2012.

URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.eswa.2011.07.139>

WWW.CHANGEMYTYRE.COM. Tyres information. fevereiro 2014.

URL: <http://www.changemytyre.com/tyre-info>

XI, L.; XIANGYANG, X. e YANFANG, L. Simulation of gear-shift algorithm for automatic transmission based on matlab. In **Software Engineering, 2009. WCSE'09. WRI World Congress on**, v. 2, pp. 476–480. IEEE, 2009.

URL: <http://dx.doi.org/10.1109/WCSE.2009.198>

YIN, X.; XUE, D. e CAI, Y. Application of time-optimal strategy and fuzzy logic to the engine speed control during the gear-shifting process of amt. In **Fuzzy Systems and Knowledge Discovery, 2007. FSKD 2007. Fourth International Conference on**, v. 4, pp. 468–472. IEEE, 2007.

URL: <http://dx.doi.org/10.1109/FSKD.2007.184>

ZHAO, Z.; CHEN, H.; ZHEN, Z. e YANG, Y. Optimal torque coordinating control of the launching with twin clutches simultaneously involved for dry dual-clutch transmission. **Vehicle System Dynamics**, v. 52, n. 6, 776–801, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2014.902084>

APÊNDICE A – Resultados complementares a determinação da inércia equivalente da bancada

Tabela A.1: Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o 2º grupo de experimentos

Tempos de aceleração da bancada [s]										
	10 s	15 s	20 s	25 s	30 s	45 s	60 s	90 s	120 s	180 s
10 s		13,04	17,47	10,63	14,00	12,21	13,08	13,99	14,05	13,47
15 s	33,84		21,22	9,53	14,29	12,09	13,09	14,05	14,10	13,48
20 s	33,28	32,38		4,10	10,60	10,13	12,02	13,51	13,72	13,22
25 s	34,14	34,46	34,36		22,93	13,33	14,07	14,72	14,57	13,73
30 s	33,72	33,62	34,93	30,54		9,82	12,48	13,98	14,07	13,40
45 s	33,94	34,01	35,04	33,35	35,21		15,05	15,33	14,89	13,79
60 s	33,83	33,83	34,59	33,13	34,26	32,44		15,48	14,85	13,63
90 s	33,72	33,66	34,23	32,94	33,73	32,29	32,14		14,23	13,01
120 s	33,71	33,65	34,18	32,99	33,70	32,52	32,58	33,47		12,40
180 s	33,79	33,76	34,30	33,23	33,93	33,11	33,45	34,76	36,06	
Inércias equivalentes do sistema (I_{eq}) [kgm ²]										

Perdas médias (\bar{T}_p) [Nm]

Tabela A.2: Solução do sistema referente a Equação (3.11) para o 3º grupo de experimentos

Tempos de aceleração da bancada [s]										
	10 s	15 s	20 s	25 s	30 s	45 s	60 s	90 s	120 s	180 s
10 s		10,76	14,20	16,11	13,56	14,22	14,28	13,87	13,99	14,01
15 s	34,02		17,16	18,42	14,38	14,72	14,63	14,05	14,13	14,09
20 s	33,59	32,89		19,70	12,94	14,22	14,30	13,83	13,97	13,99
25 s	33,36	32,67	32,29		5,93	12,83	13,52	13,37	13,67	13,09
30 s	33,67	33,38	33,89	36,37		15,07	14,75	13,97	14,09	14,06
45 s	33,59	33,32	33,59	34,33	33,14		14,43	13,61	13,89	13,95
60 s	33,58	33,34	33,57	34,12	33,25	33,48		13,20	13,76	13,89
90 s	33,64	33,44	33,68	34,17	33,53	33,91	34,35		14,32	14,12
120 s	33,62	33,43	33,65	34,08	33,49	33,76	33,96	33,16		14,03
180 s	33,62	33,43	33,65	34,04	33,49	33,73	33,86	33,37	33,57	
Inércias equivalentes do sistema (I_{eq}) [kgm ²]										

Perdas médias (\bar{T}_p) [Nm]

APÊNDICE B – Matrizes dos mapas de consumo

Tabela B.1: Matriz consumo específico de combustível do MCI

Torque [Nm]	Rotação [rpm]							
	800	1300	1800	2300	2800	3300	3800	4300
0	1325,99	1212,60	1103,27	1032,25	1000,51	994,42	997,23	1002,34
10	936,48	851,87	775,08	741,53	739,31	757,48	783,38	812,82
20	625,36	552,08	506,41	501,54	518,91	546,75	585,48	632,20
30	417,34	378,23	358,77	365,23	384,92	411,19	446,75	493,47
40	304,74	300,57	300,45	308,29	322,01	339,72	364,88	398,59
50	260,15	273,47	284,09	292,07	298,83	306,72	319,85	337,68
60	253,29	269,38	281,18	289,32	292,23	293,43	295,89	300,06
70	263,56	275,54	284,09	289,44	291,27	289,06	283,63	276,59
80	277,96	285,18	291,06	294,67	294,55	288,69	277,14	261,59
90	294,11	298,46	302,42	304,33	301,34	290,03	272,77	250,55
100	310,93	312,93	314,25	313,02	305,84	290,51	267,87	240,23

Tabela B.2: Matriz consumo volumétrico de combustível do MCI

Torque [Nm]	Rotação [rpm]							
	800	1300	1800	2300	2800	3300	3800	4300
0	0,4397	0,7624	1,0875	1,4525	1,8738	2,3424	2,8359	3,3315
10	0,6180	1,1060	1,5955	2,1291	2,7197	3,3595	4,0299	4,7047
20	0,8022	1,4574	2,1244	2,8306	3,5841	4,3824	5,2222	6,0723
30	1,0002	1,8373	2,6825	3,5645	4,4815	5,4252	6,4259	7,4633
40	1,2158	2,2339	3,2554	4,2944	5,3653	6,4785	7,6680	8,9087
50	1,4464	2,6262	3,8156	5,0197	6,2593	7,5666	8,9760	10,4396
60	1,6871	3,0248	4,3763	5,7712	7,2223	8,7619	10,3965	12,0816
70	1,9278	3,4675	5,0082	6,6007	8,2965	10,0940	11,9472	13,8182
80	2,1498	3,9596	5,7737	7,6283	9,5653	11,5775	13,6075	15,6275
90	2,3653	4,5041	6,6519	8,8193	11,0036	13,1652	15,3295	17,4765
100	2,5820	5,0612	7,5392	10,0022	12,4163	14,7618	17,0596	19,3337

APÊNDICE C – Procedimento de preparação experimental

Para garantir a repetibilidade e confiabilidade dos resultados experimentais, uma série de procedimentos de preparação devem ser cumpridos, a fim de eliminar efeitos resultantes dos regime transientes dos equipamentos, tais como perdas elevadas dos sistemas de transmissão em temperatura ambiente, que caracterizam um condição diferente da qual as curvas de resistência à rolagem da bancada/veículo foram obtidas.

O aquecimento do MCI do veículo também é um parâmetro fundamental para se obter uma boa correlação entre o consumo de combustível medido pelo sensor de vazão com os resultados simulados, uma vez que os mapas de consumo também foram obtidos com o MCI aquecido em condição estabilizada de operação.

O procedimento para realização dos experimentos consiste nos seguintes passos:

1. Calibrar os pneus do veículo na pressão de 28 PSI;
2. Verificar o funcionamento dos sensores da bancada (torquímetros e sensor de rotação dos rolos) e veículo (sensor de vazão de combustível), bem como parâmetros de entrada do veículo testado no sistema de aquisição de dados/controle da bancada;
3. Verificar a funcionalidade do sistema de exaustão dos gases provenientes do escapamento do veículo e do ventilador responsável pela emulação fluxo de ar para o radiador;
4. Verificar a fixação do veículo na bancada;
5. Desacoplar a transmissão do veículo (caixa de marchas na posição neutra);
6. Acionar a bancada com o sistema de motorização elétrica (com MCI desligado) na rotação constante do 3000 rpm do ME, o que corresponde a velocidade de aproximadamente 50 km/h do veículo;
7. Acionar o sistema de frenagem com tensão de entrada de 1,7 V (carga de aproximadamente 34 Nm após aquecimento do sistema) para reduzir o tempo necessário para estabilização da resistência à rolagem do veículo na bancada;
8. Manter a bancada e sistema de frenagem acionados no regime proposto nos itens 6 e 7, por 2 horas;
9. Após aquecimento da bancada/pneus do veículo, desligar o sistema de frenagem, parar a bancada e desativar o inversor de frequência responsável pelo controle do ME;
10. Acionar o sistema de exaustão;
11. Partir o veículo/bancada utilizando a potência do MCI até atingir a velocidade de aproximadamente 50 km/h;
12. Novamente inserir o carregamento do sistema de frenagem (entrada de 1,7 V no controle);
13. Permanecer operando nesta condição, com o ventilador do dinamômetro desligado (para acelerar o processo de aquecimento) até o MCI atingir temperatura de operação (mostrador no painel do veículo). Neste caso recomenda-se manter este regime de operação do veículo até o acionamento do ventilador interno do MCI (responsável pelo arrefecimento

do radiador quando este atinge determinada temperatura);

14. Parar a bancada (velocidade nula) desacoplar a transmissão (posição neutra) e manter o MCI operando em regime de marcha lenta;
15. Iniciar interface bancada/motorista a qual apresenta informações referentes ao perfil de velocidades objetivo (ciclo de condução) e indicador de marcha a ser utilizada conforme a estratégia a ser avaliada;
16. Acionar o sistema de ventilação da bancada, para manter a temperatura do MCI estável durante o experimento;
17. Efetuar o experimento desejado;
18. Em caso de experimentos longos (ou após uma eventual pausa) repetir os procedimentos 11 e 12, mantendo o veículo/bancada nesta condição por 15 minutos;
19. Iniciar novo experimento.

APÊNDICE D – Modelagem do raio dinâmico e escorregamento dos pneus

Neste tópico será abordado a modelagem do escorregamento dos pneus do veículo, juntamente com a variação do diâmetro do pneu durante o movimento do veículo.

D.1 Raio dinâmico do pneu

Conforme proposto por Reimpell *et al.*, 2001 a circunferência externa do pneu tende a expandir com o aumento da velocidade, sendo este efeito significativo em velocidades acima dos 60 km/h. Para velocidades abaixo de 60 km/h o valor do raio dinâmico do pneu r_{dyn} [m] pode ser considerado igual ao valor do raio estático do pneu r_e [m], que por sua vez é calculado pela Equação (D.1) como sendo 98% do raio geométrico do pneu r (Genta e Morello, 2009). Portanto, o perímetro do pneu C_R [mm] é calculado conforme a Equação (D.2).

$$r_e = 0,98r \quad (D.1)$$

$$C_R = 2000\pi r_e \quad (D.2)$$

Para velocidades acima dos 60 km/h o valor do perímetro do pneu passa a ser corrigido conforme a Equação (D.3) proposta por Reimpell *et al.*, 2001, resultando em um perímetro dinâmico C_{Rdyn} [mm] em função de coeficientes corretivos k_v interpolados em função dos valores apresentados na Tabela D.1.

$$C_{Rdyn} = C_R(1 + 0,01k_v) \quad (D.3)$$

Tabela D.1: Coeficientes corretivos k_v para cálculo do perímetro dinâmico do pneu em função da velocidade do veículo (Reimpell *et al.*, 2001)

Velocidade V_{km} [km/h]	$V_{km} < 60$	90	120	150	180	210	240
Coeficiente corretivo k_v	0	0,1	0,2	0,4	0,7	1,1	1,6

Após a correção do perímetro do pneu em função da velocidade do veículo, o raio dinâmico r_{dyn} [m] é calculado pela Equação (D.4).

$$r_{dyn} = \frac{C_{Rdyn}}{2000\pi} \quad (D.4)$$

A modelagem do raio dinâmico do pneu r_{dyn} foi inserida no modelo de simulação, de forma simples, sendo r_{dyn} calculado em função da velocidade do veículo substituindo o parâmetro r , nas equações propostas no Capítulo 2.

D.2 Escorregamento do pneu

Em função de sua flexibilidade e aderência, os pneus escorregam em relação ao solo durante a transmissão de força para a pista (Leal *et al.*, 2008). Portanto, em alguns casos a velocidade tangencial das rodas do veículo não equivale a velocidade de deslocamento do mesmo, o que resulta em rotações do MCI mais elevadas as calculadas desconsiderando o efeito do escorregamento dos pneus. A velocidade tangencial do pneu é então definida pela Equação (D.5).

$$V_t = \frac{V}{1 - e} \quad (\text{D.5})$$

O coeficiente de escorregamento e é definido em função da força de tração F_t no contato do pneu com a pista, conforme mostra a Figura D.1.

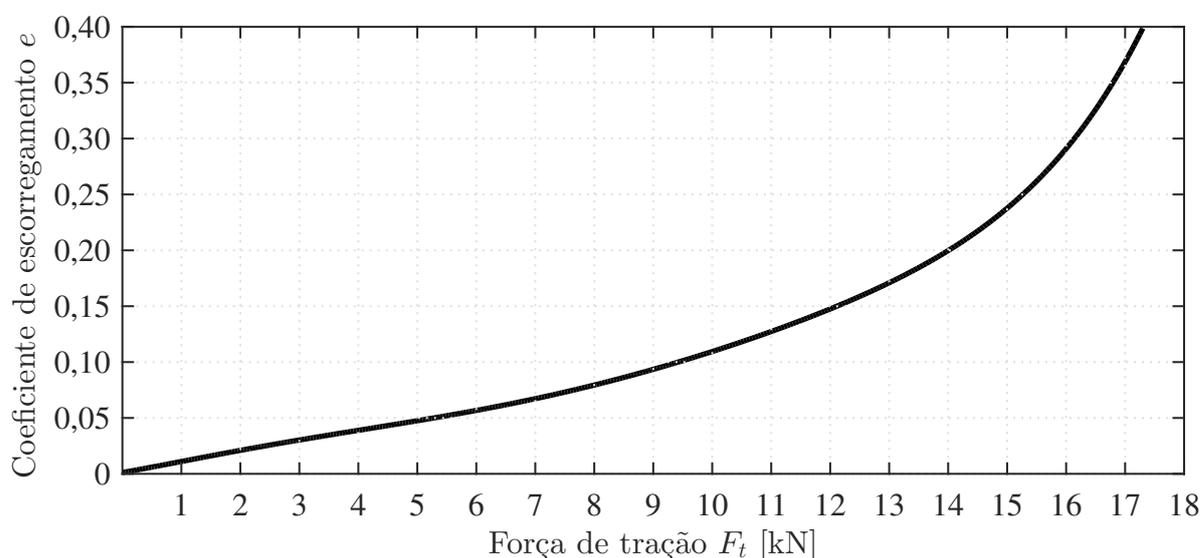


Figura D.1: Coeficiente de escorregamento e em função da força de tração F_t para solo rígido. Adaptado de Leal *et al.*, 2008

Devido ao escorregamento dos pneus, a rotação do MCI aumenta causando um consequente aumento no consumo de combustível (ver Figura 2.7b e Figura 3.21b), devido a potência perdida no contato pneu-pista. A rotação corrigida do MCI ω_{dyn} [rpm] é calculada pela Equação (D.6), sendo está utilizada para determinar o ponto de operação efetivo do MCI.

$$\omega_{dyn} = \frac{30V_t N_d N_t}{\pi r_{dyn}} \quad (\text{D.6})$$

D.3 Modificações do mapa de consumo de combustível

Devido as novas condições referentes ao escorregamento dos pneus, e a variação do raio dos pneus em função de sua deformação inicial r_e , ou raio dinâmico r_{dyn} , foi necessário processar novamente os dados experimentais do mapeamento de consumo do MCI.

O ponto de operação do MCI é afetado, tanto em termos de torque pela substituição no equacionamento original do raio geométrico do pneu r pelo raio dinâmico r_{dyn} , e da rotação ω_{dyn} a qual engloba a correção da rotação do MCI em função do escorregamento dos pneus, sendo $\omega_{dyn} \geq \omega_e$. A Figura D.2 mostra os novos mapas de consumo específico e volumétrico.

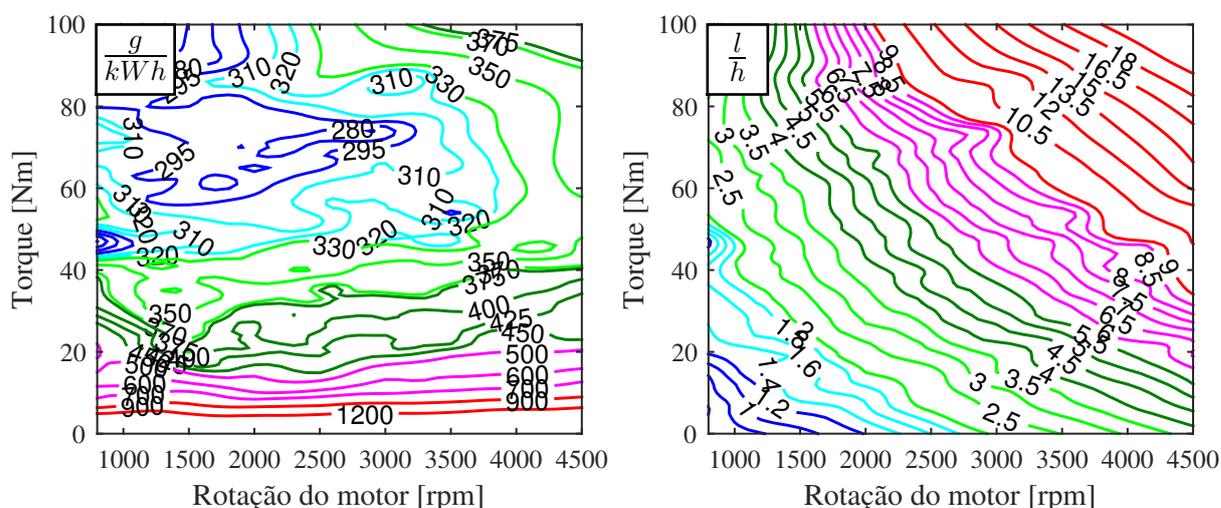


Figura D.2: Mapas de consumo específico e volumétrico considerando r_{dyn} e e

Visualmente estes mapas não apresentam expressiva diferença quando comparados com os originalmente obtidos (Figura 3.21). Porém existem diferenças nos valores numéricos das matrizes, o que resulta em variações na simulação do consumo de combustível.

Tabela D.2: Matriz consumo específico de combustível do MCI (modificada)

Torque [Nm]	Rotação [rpm]							
	800	1300	1800	2300	2800	3300	3800	4300
0	1391,14	1259,91	1127,55	1039,28	1001,84	1006,88	1050,07	1102,43
10	955,75	867,34	780,98	739,06	730,45	745,48	790,90	846,10
20	619,43	546,49	503,84	494,73	506,70	528,10	563,82	609,90
30	404,28	370,27	356,94	362,82	377,94	396,05	419,12	448,00
40	295,59	297,54	301,49	310,53	320,99	331,09	342,36	354,70
50	258,54	275,14	287,34	295,90	300,90	303,33	305,72	308,11
60	258,52	275,29	285,44	292,15	294,79	293,21	290,37	287,81
70	272,92	283,14	288,93	291,86	292,56	290,18	285,19	279,57
80	288,40	292,55	294,97	295,65	293,95	290,03	284,24	277,01
90	303,42	302,80	302,11	300,86	297,03	291,41	284,78	276,81
100	318,17	313,68	309,45	305,11	299,61	292,84	285,21	277,09

Tabela D.3: Matriz consumo volumétrico de combustível do MCI (modificada)

Torque [Nm]	Rotação [rpm]							
	800	1300	1800	2300	2800	3300	3800	4300
0	0,4805	0,7694	1,0571	1,3946	1,8078	2,2996	2,8557	3,4462
10	0,6562	1,1185	1,5754	2,0827	2,6619	3,3104	4,0258	4,7815
20	0,8354	1,4726	2,1189	2,7981	3,5392	4,3377	5,2023	6,0993
30	1,0296	1,8593	2,6998	3,5563	4,4521	5,3900	6,3896	7,4294
40	1,2507	2,2599	3,2689	4,2894	5,3380	6,4320	7,5992	8,8096
50	1,5023	2,6595	3,8219	5,0042	6,2233	7,4961	8,8640	10,2754
60	1,7868	3,0864	4,3899	5,7420	7,1621	8,6469	10,2184	11,8555
70	2,0838	3,5701	5,0527	6,5724	8,1796	9,8880	11,6586	13,4642
80	2,3704	4,0944	5,8178	7,5651	9,3566	11,2280	13,1605	15,0975
90	2,6522	4,6334	6,6220	8,6232	10,6151	12,6351	14,6949	16,7473
100	2,9352	5,1812	7,4260	9,6596	11,8662	14,0515	16,2287	18,4015

D.4 Resultados do modelo modificado

Os resultados obtidos com modelo de simulação e mapas de consumo de combustível modificados para as novas condições são mostrados na Tabela D.4. Neste caso os resultados simulados foram comparados com os experimentos previamente mostrados na Tabela 6.4, onde pode-se observar uma aumento no consumo de combustível simulado, o que resulta em uma redução da diferença entre os resultados simulados e experimentais.

Tabela D.4: Resultados obtidos pelas diferentes estratégias de troca de marchas

Resultados obtidos		Estratégia de troca de marchas			
		Padrão	Econômica	Mínimo 1 – R	Máximo Ft
Desempenho 1 – R		0,0047	0,0041	0,0053	0,0046
Correlação torque freio		0,9560	0,9503	0,9572	0,9543
Correlação força de tração		0,8319	0,782	0,8093	0,8195
Consumo de combustível [ml]	Experimental	1001,80	882,31	1148,20	928,28
	Simulado	979,62	854,96	1106,60	916,02
	Erro	2,21%	3,10%	3,62%	1,32%
	Correlação Fluxo	0,9678	0,9663	0,9697	0,9731
Distância percorrida [km]	Experimental	11,8384	11,8330	11,8607	11,8455
	Simulado	11,7651	11,7317	11,8040	11,7730
	Erro	0,62%	0,86%	0,48%	0,61%
Média de consumo [km/l]	Experimental	11,8173	13,4114	10,3297	12,7607
	Simulado	12,0098	13,7219	10,6666	12,8523
	Erro	1,63%	2,31%	3,26%	0,72%

Os erros resultantes da comparação entre o consumo de combustível resultante dos experimentos e suas respectivas simulações é reduzido de 4,09% para 2,21 % utilizando a estratégia padrão; de 5,29% para 3,10% na estratégia de economia de combustível; de 5,66% para 3,62% utilizando a estratégia de mínimo $1 - R$ e de 2,93% para 1,32% com a estratégia de máximo Ft .

Em termos de distância final percorrida na simulação não há mudanças significativas, o que leva portanto a uma redução no erro entre a média de consumo experimental e simulada, devido a melhor aproximação do consumo de combustível obtida pelo modelo de simulação que engloba o escorregamento dos pneus.

Por fim conclui-se que com a adição da modelagem do raio dinâmico e escorregamento dos pneus, foi possível melhorar a correlação entre os resultados simulados, e os obtidos experimentalmente.

APÊNDICE E – Artigos publicados

E.1 Periódicos

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; BERTOTI, E.; COSTA, E.S.; CORRÊA, F.C.; SILVA, L.C.A. e DEDINI, F.G. Gear shifting multi-objective optimization to improve vehicle performance, fuel consumption, and engine emissions. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, 2017.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/15397734.2017.1330156>

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; SILVA, L.C.A.; COSTA, E.S.; CORRÊA, F.C. e DEDINI, F.G. Co-simulation to evaluate acceleration performance and fuel consumption of hybrid vehicles. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 39, n. 1, 53–66, 2017.

URL: <http://dx.doi.org/10.1007/s40430-015-0484-4>

ECKERT, J.J.; SILVA, L.C.; COSTA, E.S.; SANTICIOLLI, F.M.; DEDINI, F.G. e CORRÊA, F.C. Electric vehicle drivetrain optimisation. **IET Electrical Systems in Transportation**, v. 7, n. 1, 32–40, 2017.

URL: <http://dx.doi.org/10.1049/iet-est.2016.0022>

ECKERT, J.J.; CORRÊA, F.C.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Vehicle gear shifting strategy optimization with respect to performance and fuel consumption. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, v. 44, n. 1-2, 123–136, 2016.

URL: <http://dx.doi.org/10.1080/15397734.2015.1094669>

SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; ECKERT, J.J.; DIONÍSIO, H.J.; SILVA, L.C.; DEDINI, F.G. et al. Multiobjective gear shifting optimization considering a known driving cycle. **Acta Scientiarum. Technology**, v. 37, n. 3, 361–369, 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.4025/actascitechnol.v37i3.26466>

CORRÊA, F.C.; ECKERT, J.J.; SILVA, L.; SANTICIOLLI, F.M. e DEDINI, F.G. Application of fuzzy logic for power management in hybrid vehicles. **Mecânica Computacional**, v. 33, n. 39, 2445–2455, 2014.

URL: <http://www.cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/4841>

E.1.1 SAE International

ECKERT, J.J.; BERTOTI, E.; COSTA, E.S.; SANTICIOLLI, F.M.; YAMASHITA, R.Y.; SILVA, L.C.A. e DEDINI, F.G. **Experimental evaluation of rotational inertia and tire rolling resistance for a twin roller chassis dynamometer**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2017.

COSTA, E.S.; ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; SILVA, L.C.A.; DEDINI, F.G. e CORRÊA, F.C. **Economic and energy analysis of hybridized vehicle by means of experimental mapping**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2016.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2016-36-0368>

OLIVEIRA, A.M.; BERTOTI, E.; ECKERT, J.J.; YAMASHITA, R.Y.; COSTA, E.S.; SILVA, L.C.A. e DEDINI, F.G. **Evaluation of energy recovery potential through regenerative braking for a hybrid electric vehicle in a real urban drive scenario**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2016.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2016-36-0348>

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; SILVA, L.C.A.; DIONÍSIO, H.J.; CORRÊA, F.C. e DEDINI, F.G. **Fuel consumption reduction based on the optimization of the vehicle gear shifting strategy considering new gear ratios**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2015-36-0136>

COSTA, E.S.; SANTICIOLLI, F.M.; ECKERT, J.J.; DIONÍSIO, H.J.; DEDINI, F.G. e CORRÊA, F.C. **Computational and experimental analysis of fuel consumption of a hybridized vehicle**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2014-36-0385>

ECKERT, J.J.; CORRÊA, F.C.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. **Parallel hybrid vehicle power management co-simulation**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2014-36-0384>

SANTICIOLLI, F.M.; ECKERT, J.J.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. **Evaluation of available energy for regenerative braking at the brazilian driving cycle**. Relatório técnico, SAE Technical Paper, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.4271/2013-36-0404>

E.2 Capítulo de livro

ECKERT, J.J.; CORRÊA, F.C.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. **Gear Shifting Strategies Co-simulations to Optimize Vehicle Performance and Fuel Consumption**, pp. 143–152. Proceedings of the International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics - MUSME Conference held in Huatulco, Mexico, October 21-24, 2014. Springer International Publishing, Cham, 2015. ISBN 978-3-319-09858-6.

URL: http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-09858-6_14

E.3 Congressos

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; SILVA, L.C.A.; COSTA, E.S.; BERTOTI, E.; CORRÊA, F.C.; e DEDINI, F.G. Fuel consumption and emissions analysis for a hybridized vehicle. **XXIV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva SIMEA 2016**, v. 03, n. 01, 580–599, 2016.

URL: <http://dx.doi.org/10.5151/engpro-simea2016-PAP80>

CORRÊA, F.C.; ECKERT, J.J.; SILVA, L.C.A.; COSTA, E.S.; SANTICIOLLI, F.M. e DEDINI, F.G. Gear shifting strategy to improve the parallel hybrid vehicle fuel consumption. **Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2015 IEEE**, pp. 1–6. outubro 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.1109/VPPC.2015.7352957>

CORRÊA, F.C.; ECKERT, J.J.; SILVA, L.C.A.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S. e DEDINI, F.G. Study of different electric vehicle propulsion system configurations. **Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2015 IEEE**, pp. 1–6. outubro 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.1109/VPPC.2015.7353024>

ECKERT, J.J.; CORRÊA, F.C.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. An influence study of parallel hybrid vehicle propulsion system configurations. **XXIII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva SIMEA 2015**, v. 2, n. 1, 62–81, 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.5151/engpro-simea2015-PAP130>

SILVA, L.C.A.; ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DEDINI, F.G. e CORRÊA, F.C. A study of battery power for a different electric vehicle propulsion system. **2015 International Conference on Electrical Systems for Aircraft, Railway, Ship Propulsion and Road Vehicles (ESARS)**, pp. 1–6. março 2015.

URL: <http://dx.doi.org/10.1109/ESARS.2015.7101449>

CORRÊA, F.C.; ECKERT, J.J.; SILVA, L.; SANTICIOLLI, F.M. e DEDINI, F.G. Development and analysis of strategies of power management in hybrid vehicles. **Pan American Congress of Applied Mechanics - PACAM**. 2014.

ECKERT, J.J.; COSTA, E.S.; SANTICIOLLI, F.M.; CORRÊA, F.C. e DEDINI, F.G. Influence of gearshift strategies in vehicle performance and fuel consumption. **Pan American Congress of Applied Mechanics - PACAM**. 2014.

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; MEREGE, M.R. e DEDINI, F.G. Influence of the tires pressure in the vehicle fuel consumption. **VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEN**. 2014.

URL: http://www.swge.inf.br/PDF/CONEM2014-1250_13091.PDF

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; CORRÊA, F.C.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Vehicle gear shifting co-simulation to optimize performance and fuel consumption in the brazilian standard urban driving cycle. **XXIII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva SIMEA 2014**, v. 1, n. 2, 615–631, 2014.

URL: <http://dx.doi.org/10.5151/engpro-simea2014-81>

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Vehicle gear shifting strategies co-simulations to optimize performance and fuel consumption at high speeds and accelerations. 2014. **Controls, Measurement & Calibration Congress - CMC 2014**

URL: https://issuu.com/automaker/docs/vehicle_gear_shifting_strategies_co

SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; ECKERT, J.J.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. A study regarding the optimization of gear shifting on urban traffic. 2014. **Controls, Measurement & Calibration Congress - CMC 2014**

URL: https://issuu.com/automaker/docs/fabio_santiciolli_-_prof_dedini_-_u

CORRÊA, F.C.; ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M. e DEDINI, F.G. Implementation of heuristic control techniques in power management in hybrid vehicle parallel configuration. **Brazilian International Congress of Mechanical Engineering-COBEM**. 2013.

URL: http://www.abcm.org.br/app/webroot/anais/cobem/2013/_PDF/1749.pdf

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S. e DEDINI, F.G. Influence of the clutch model in the vehicle longitudinal dynamics. **Brazilian International Congress of Mechanical Engineering-COBEM**. 2013.

URL: http://www.abcm.org.br/app/webroot/anais/cobem/2013/_PDF/672.pdf

SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.; ECKERT, J.J.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Gear shifting optimization strategy for brazilian vehicles and traffic. **Brazilian International Congress of Mechanical Engineering-COBEM**. 2013.

URL: <http://www.abcm.org.br/anais/cobem/2013/PDF/1332.pdf>

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; CARDOSO, A.G. e DEDINI, F.G. Relevância do modelo de embreagem no desempenho longitudinal do veículo. **XXII Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva SIMEA 2013**, v. 1, n. 1, 41–59, 2013.

URL: <http://dx.doi.org/10.5151/engpro-simea-PAP6>

ECKERT, J.J.; SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; DIONÍSIO, H.J. e DEDINI, F.G. Avaliação do desempenho e consumo de combustível em função das estratégias de troca de marcha em automóveis. **XI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica - CIBEM**. 2013.

SANTICIOLLI, F.M.; COSTA, E.S.; ECKERT, J.J. e DEDINI, F.G. Análise da influência da massa dos armazenadores sobre a eficiência energética de veículos híbridos. **XI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica - CIBEM**. 2013.

APÊNDICE F – Premiações

2016 **Menção Honrosa** 24ª edição do SIMEA – Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva na categoria Emissões, Inspeção Técnica Veicular: Fuel Consumption and Emissions Analysis for a Hybridized Vehicle AEA – Associação Brasileira de Engenharia Automotiva

2015 **Menção Honrosa** 23ª edição do SIMEA – Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva na categoria Ensaios e Simulações: An Influence Study of Parallel Hybrid Vehicle Propulsion System Configurations, AEA – Associação Brasileira de Engenharia Automotiva

2014 **Melhor trabalho** 22ª edição do SIMEA – Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva com o paper: Vehicle Gear Shifting Co-Simulation to Optimize Performance and Fuel Consumption, AEA – Associação Brasileira de Engenharia Automotiva

2014 **Menção Honrosa** 23ª edição do Congresso SAE Brasil na categoria Vehicles and Performance pelo paper: Computational and Experimental Analysis of Fuel Consumption of a Hybridized Vehicle, SAE - Society of Automotive Engineers

2014 **2º melhor artigo** 5th IFToMM-FeIbIM International Symposium on Multibody Systems and Mechatronics. Paper: Gear Shifting Strategies Co-simulations to Optimize Vehicle Performance and Fuel Consumption, IFToMM e FeIbIM

2013 **Menção Honrosa** 22ª edição do Congresso SAE Brasil na categoria Vehicles pelo paper: Evaluation of Available Energy for Regenerative Breaking at the Brazilian Driving Cycle, SAE - Society of Automotive Engineers

ANEXO A – Dados referentes aos torquímetros

As medições de torque da bancada foram executadas por torquímetros de flange HBM™ T40B (Figura A.1)

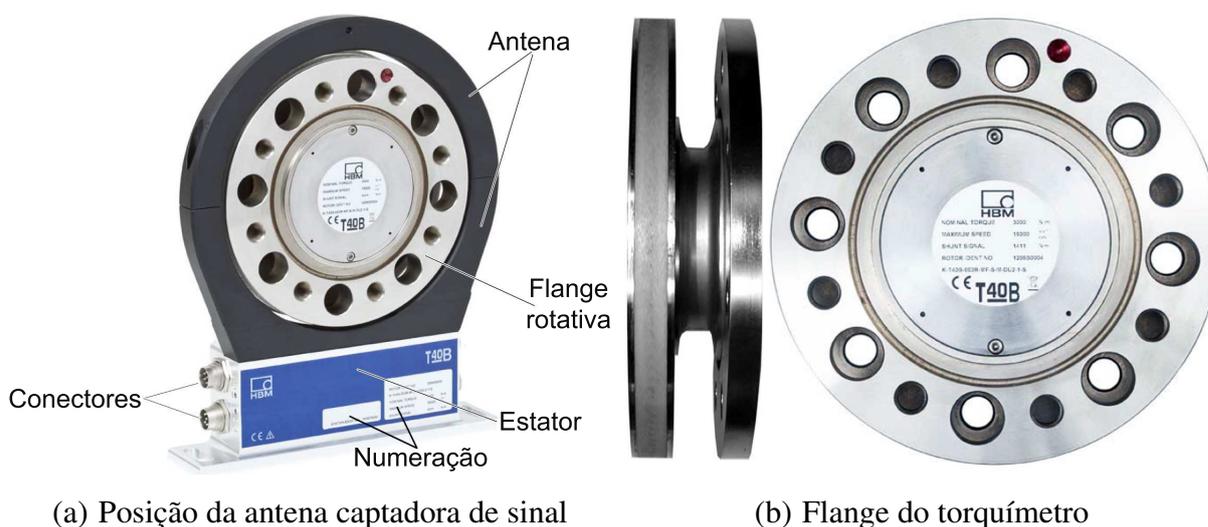


Figura A.1: Torquímetro de flange HBM™ T40B. Adaptado de HBM, 2016

O torquímetro de flange é composto por *strain-gauges*, os quais geram um sinal de tensão em função da deformação da flange de medição. O sinal gerado é enviado para um conjunto de bobinas que transmitem o sinal para a antena que envolve a flange. O sinal captado pela antena é enviado ao estator, onde está localizado o sistema de condicionamento de sinal e conexões de saída.

No dinamômetro são utilizados dois torquímetros T40B, de capacidade 500 Nm para o conjunto elétrico (Tabela A.1), e 3000 Nm para o sistema de frenagem magnética (Tabela A.2).

Tabela A.1: Características do Torquímetro T40-B (3000 Nm) (HBM, 2016)

Torque nominal	3000 Nm	Clase de exatidão	0,05
Rotação máxima	15.000 rpm	Comprimento do cabo	< 50 m
Tensão nominal	18 VCC a 30 VCC	Potência nominal	10 W
Corrente nominal	< 1 A	Tensão de saída	±10 VCC

Tabela A.2: Características do Torquímetro T40-B (500 Nm) (HBM, 2016)

Torque nominal	500 Nm	Clase de exatidão	0,05
Rotação máxima	20.000 rpm	Comprimento do cabo	< 50 m
Tensão nominal	18 VCC a 30 VCC	Potência nominal	10 W
Corrente nominal	< 1 A	Tensão de saída	±10 VCC

ANEXO B – Sensor ótico

A medição de velocidade é feita pelo sensor ótico OMRON™ EE-SG3 (Figura B.1), que é composto por duas abas. A primeira aba contém o emissor de sinal, e a segunda o detector do sinal emitido. Na aplicação utilizada, o sensor foi associado a um disco ranhurado de 60 divisões.

O sensor gera um pulso (onda quadrada) cada vez que o sinal emitido de uma aba para outra é interrompido pela passagem de um dos dentes do disco. A cada 60 pulsos é caracterizado uma volta do disco, e sendo adquirido o intervalo de tempo por volta é possível determinar a rotação do conjunto no qual está fixado o disco.

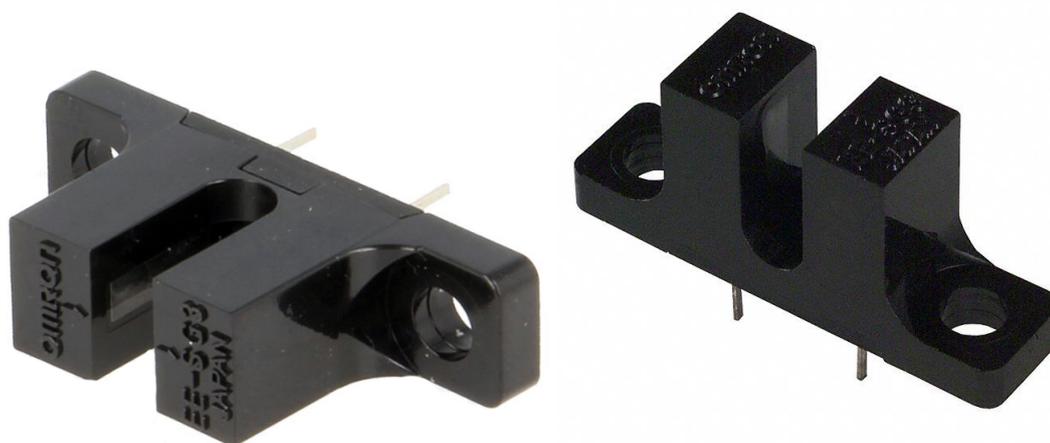


Figura B.1: Sensor ótico (OMRON, 2016)

A Tabela B.1 apresenta os parâmetros do sensor ótico.

Tabela B.1: Características do sensor ótico OMRON™ EE-SG3 (OMRON, 2016)

Temperatura de operação		-25 °C a 85 °C
Emissor	Tensão de emissão	1,2 [μ A] a 1,5 [μ A] (max)
	Corrente reversa	0,01 [mA] a 10 [mA] (max)
	Comprimento de onda	940 nm
	Corrente de pulso	1 [A]
Receptor	Tensão saturada (emissor receptor)	0,1 [V] a 0,4 [V] (max)
	Corrente (luz)	2 [mA] a 40 [mA] (max)
	Corrente (Escuro)	2 [mA] a 200 [nA] (max)
	Tipo sensibilidade comprimento de onda	580 nm

ANEXO C – Sensor de vazão de combustível

Para medição da vazão de combustível foi utilizado o sensor Flomec™ OM004A511.222 mostrado na Figura C.1a. A medição de vazão é feita por um sistema magnético fixado em umas das engrenagens ovais mostradas na Figura C.1b, o qual gera um pulso de sinal (onda quadrada) para cada volta da engrenagem, sendo a vazão calculada em função de uma constante que define a vazão/volta do engrenagem.



(a) Visão externa

(b) Mecanismo engrenagens ovais

Figura C.1: Sensor vazão de combustível Flomec™ OM004A511.222 (Flomec, 2016)

Os dados referentes ao sensor de vazão estão descritos na Tabela C.1.

Tabela C.1: Características do sensor de vazão Flomec™ OM004A511.222 (Flomec, 2016)

Vazão	0,5 a 36 [l/h]	Material	Aço Inox 316
Repetibilidade	+/-0,003%	Faixa de temperatura	-20 a 120 [°C]
Precisão	+/-0,2%	Pressão máxima	495 [Psi]
Saída elétrica	5 a 24 [Vdc], 20 [mA] máximo		

ANEXO D – Controlador do sistema de frenagem

O freio eletromagnético da bancada é controlado pelo controlador de potência monofásico SPC1-50 (Autonics, 2016), conforme mostrado na Figura D.1.



Figura D.1: Controlador de Potência Monofásico SPC1-50 (Autonics, 2016)

A Tabela D.1 apresenta parâmetros do referentes ao controlador de potência de acordo com catálogo do fabricante (Autonics, 2016).

Tabela D.1: Características do controlador de potência monofásico (Autonics, 2016)

Potência nominal	220 [VCA] 50/60 [Hz]
Tensão nominal	220 [VCA]
Limites de tensão	90% a 110% da tensão nominal
Corrente máxima	50 [A]
Sinal de controle	1 a 5 [VDC]
Amortecimento de partida	0 a 50 [s]

ANEXO E – Módulos de aquisição e saída de dados utilizados

No presente trabalho todos os sinais provenientes dos torquímetros, sensores de rotação (ótico) e vazão de combustível, bem como o sinal da borboleta do MCI foram adquiridos pelo Módulo de entrada analógica NI 9239 National Instruments™ (Figura E.1a). Já o sinal de saída para controle do sistema de frenagem foi gerado pelo módulo de saída analógica NI 9263 National Instruments™ (Figura E.1b). A Tabela E.1 apresenta parâmetros dos módulos utilizados.



(a) NI 9239

(b) NI 9263

Figura E.1: Módulos de aquisição e saída analógica de dados utilizados (National Instruments; National Instruments, 2016; 2015)

Tabela E.1: Características dos módulos de aquisição e geração de sinais (National Instruments; National Instruments, 2016; 2015)

Parâmetros	N I9239	NI 9263
Canais diferenciais	4	
Resolução entrada/saída analógica	24 bits	16 bits
Range	-10 [V] a 10 [V]	
Precisão	0,019 [V]	0,014 [V]
Temperatura de operação	-40 °C a 70 °C	