CENTRO UNIVERSITÁRIO FEI
LUCAS DE CARVALHO KIRA

**ESTUDO DE POTENCIAIS MELHORIAS EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
VEICULAR POR MEIO DE SIMULAÇÃO DINÂMICA LONGITUDINAL**

São Bernardo do Campo
2020

LUCAS DE CARVALHO KIRA

**ESTUDO DE POTENCIAIS MELHORIAS EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
VEICULAR POR MEIO DE SIMULAÇÃO DINÂMICA LONGITUDINAL**

Dissertação de mestrado apresentada ao Centro Universitário FEI para a obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

São Bernardo do Campo

2020

Kira, Lucas de Carvalho.

Estudo de potenciais melhorias em eficiência energética
veicular por meio de simulação dinâmica longitudinal / Lucas de
Carvalho Kira. São Bernardo do Campo, 2020.

165 f.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

1. Simulação veicular. 2. Eficiência energética. 3. Rota 2030. I.
de Mello, Paulo Eduardo Batista, orient. II. Título.

Aluno: Lucas de Carvalho Kira

Matrícula: 218120-4

Título do Trabalho: Estudo de potenciais melhorias em eficiência energética veicular por meio de simulação dinâmica longitudinal.

Área de Concentração: Sistemas Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 18/03/2020

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, / / .

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello	Ass.: _____
Prof. Dr. Carlos Rodrigues dos Santos Neto	Ass.: _____
Prof. Dr. Clayton Barcelos Zabeu	Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO ☒

REPROVADO ☐

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE
FORAM INCLuíDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA
EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

A Deus e aos meus pais Henilda e Mauro.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela oportunidade de trilhar esse percurso com esperança, fé, integridade e saúde.

Aos meus pais, Henilda e Mauro, que desde cedo me ensinaram a percorrer caminhos íntegros.

Ao Prof. Dr. Paulo Eduardo B. de Mello, por sua dedicação e paciência com esta dissertação.

Ao Prof. Dr. Carlos Neto, Prof. Dr. Clayton Zabeu e Prof. Dr. Cyro Neto por suas recomendações.

Ao Prof. Dr. Roberto Bortolussi, Prof. Dr. Fabio Delatore e Prof. Silvio Shizuo por seus conselhos.

Ao Rafael Santos e Prof. Rafael Serralvo por suportarem este projeto do começo ao final.

Aos meus colegas de trabalho, Adriano Custódio, Antonio Crespo, Ariel Fortes, Erich Policarpo, Fillipe Germano, Franz Leitner, Frederico Weissinger, Guilherme Neves, Guilherme Paulo, Henrique Dornelles, Iaponaíra de Abreu, Luis Godoi, Maurilio Cassiani, Paulo Bueno, Raphael Montemor, Rodrigo Hono, Renato Fontana, Silvio Barbosa, Thomas Güntert, Vincent Bigliardi, Vinicius Coelho, Vinicius Vicente, Wagner Orlof, por compartilharem conhecimentos que contribuíram com esta realização.

Aos meus amigos e familiares, por entenderem minhas renúncias durante esse período de estudos.

Aos meus amigos da equipe Fórmula FEI, por incentivarem o meu ingresso no curso de mestrado.

À AVL, que ofereceu recursos para execução dos testes experimentais e simulações veiculares.

À FEI, por sua cultura de inovação, ensino de qualidade, independência e valores cristãos.

À PETROBRAS, que suportou fornecendo combustíveis e análises químicas para este projeto.

À PSA, que suportou fornecendo o veículo e informações para a realização desta dissertação.

A todos que contribuíram, direta ou indiretamente, para a concretização deste título de mestre.

RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo de potenciais melhorias em eficiência energética veicular, tendo como base o contexto do programa Rota 2030 e a utilização de simulação dinâmica longitudinal por meio do *software* comercial AVL CRUISE. Um veículo em produção foi modelado em sua configuração inicial e simulações foram conduzidas utilizando os ciclos FTP-75 (NBR 6601), HWFET (NBR 7024) e também manobras de retomadas. Os resultados foram validados por meio de testes experimentais realizados em dinamômetro de chassi, utilizando os mesmos ciclos, manobras e condições das simulações. Para entender o efeito de diferentes tecnologias, parâmetros do motor e do sistema de transmissões foram variados, permitindo simulações com análises de sensibilidade da eficiência energética. As modificações avaliadas foram: mudança para transmissões de seis velocidades, adição de sistema *stop-start*, alteração da relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1 e redução da massa veicular. Por fim, uma das propostas foi validada com testes experimentais nos ciclos e manobras inicialmente definidos, permitindo também a comparação do desempenho veicular, que melhorou em manobras de retomadas. Os resultados do estudo mostraram excelente concordância entre as simulações e testes experimentais, resultando em desvios em consumo acumulado de combustível de no máximo 1,49 %. Tais resultados suportam a redução do número de protótipos construídos, testes experimentais realizados e prazos envolvidos no desenvolvimento de um novo veículo, o que diretamente reduz os custos de um projeto. Foram propostas melhorias em consumo acumulado de até 14,27 % para o ciclo FTP-75 (NBR 6601) e 10,08 % para o ciclo HWFET (NBR 7024), suportando a demanda inicial do programa Rota 2030. Os resultados permitem a obtenção dos incentivos fiscais oferecidos pelo programa sem a necessidade de componentes com alto custo de produção, além de reduzirem também as emissões de CO₂.

Palavras-chave: Simulação veicular. Eficiência energética. Rota 2030.

ABSTRACT

This work presents the study of potential improvements in vehicle energy efficiency, based on the Rota 2030 law context and using longitudinal dynamic simulation by means of the commercial software AVL CRUISE. A series production vehicle was modeled in its initial configuration and simulations were conducted using the FTP-75 (NBR 6601) and HWFET (NBR 7024) cycles, and also elasticity maneuvers. The results were validated through experimental tests performed on chassis dynamometer using the same cycles, maneuvers and boundary conditions of the simulations. To understand the effect of using different technologies, engine and transmission system parameters were varied, allowing energy efficiency sensitivity analyses. The evaluated modifications were: change to six-speed transmissions, addition of *stop-start* system, change in compression ratio from 12.5:1 to 13.9:1 and reduction of vehicle mass. Finally, one of the proposals was validated with experimental tests in the defined cycles and elasticity maneuvers, also allowing the comparison of the vehicle performance, which was improved. The results of the study showed excellent agreement between the simulations and experimental tests, resulting in differences of less than 1.49 % for accumulated fuel consumption. Such results would support the reduction of the number of prototypes built, experimental tests and time involved in the development of a new vehicle, which directly reduces the costs of a project. Accumulated fuel consumption improvement up to 14.27 % for the FTP-75 (NBR 6601) cycle and 10.08 % for the HWFET (NBR 7024) cycle were achieved, supporting the demands of the Rota 2030 programme. These results achieve the tax incentives offered by the program without the need for components with high production costs, and reduce CO₂ emissions as well.

Key-words: Vehicle simulation. Fuel efficiency. Rota 2030.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Distribuição da produção global de motores até 2030, segundo ICCT	27
Figura 2 – Distribuição da produção global de motores até 2031, segundo IHS Markit	28
Figura 3 – Tecnologias aplicadas em <i>powertrain</i> no período de 2010 a 2024	32
Figura 4 – Resultados do programa Inovar-Auto em aplicação de novas tecnologias	32
Figura 5 – Eficiências energéticas atingidas pelas montadoras em pesquisa de 2017	33
Figura 6 – Representação de pneu em um sistema por elementos mola-amortecedor lineares	36
Figura 7 – Coeficientes de amortecimento em função da velocidade para um pneu radial	37
Figura 8 – Efeito de vibração gerada na região de contato com o pavimento	38
Figura 9 – Distribuição de pressão assimétrica na região de contato com o pavimento	39
Figura 10 – Representação de forças e momentos atuantes nos pneus	39
Figura 11 – Resistência ao rolamento de pneus em função do carregamento vertical e da pressão interna	41
Figura 12 – Efeitos da força aerodinâmica em um veículo de passeio	43
Figura 13 – Coeficiente de arrasto aerodinâmico para diferentes geometrias	44
Figura 14 – Componentes da força peso do veículo em um gradiente α	46
Figura 15 – Aplicação da segunda lei de Newton no contexto veicular	48
Figura 16 – Momento de inércia sendo considerado apenas em um eixo do veículo	49
Figura 17 – Momentos de inércia considerados em um veículo e <i>powertrain</i>	50
Figura 18 – Todas as resistências aplicáveis a um veículo de passeio	51
Figura 19 – Ciclos de funcionamento de um MCI quatro tempos	52
Figura 20 – Diagramas p-V indicando o trabalho por ciclo de diferentes motores	54
Figura 21 – Eficiência de conversão de combustível indicada em função da relação de compressão e γ	55
Figura 22 – Mapa de BSFC e um motor 1.6 l quatro cilindros naturalmente aspirado	56

Figura 23 – Esquema do sistema de transmissão de torque até as rodas	57
Figura 24 – Velocidade do veículo e rotação do motor para diferentes marchas utilizadas	58
Figura 25 – Velocidade do veículo por torque disponível nas rodas para diferentes marchas utilizadas.....	59
Figura 26 – Dinamômetro para desenvolvimento de motores	60
Figura 27 – Esquema simplificado de funcionamento de um dinamômetro	60
Figura 28 – Dinamômetro de desenvolvimento para transmissões.....	61
Figura 29 – Dinamômetro de chassi para desenvolvimento de veículos.....	62
Figura 30 – Consumo de combustível instantâneo nos testes em dinamômetro e modelados versus tempo para o ciclo LA04 – Veículo Saturn SL	65
Figura 31 – Consumo de combustível instantâneo nos testes em dinamômetro de chassi versus valores modelados para o ciclo NYCC – Veículo Saturn SL	65
Figura 32 – Esquema com as forças atuantes em um veículo em movimento	66
Figura 33 – Esquema com as forças atuantes na transmissão do motor até as rodas	66
Figura 34 – Rotação instantânea do motor real e simulada	67
Figura 35 – Massa de combustível real e simulada	68
Figura 36 – Relação entre desempenho em aceleração e consumo energético.....	70
Figura 37 – Autonomia combinada da nova proposta em relação ao veículo referência	71
Figura 38 – Consumo energético combinado da nova proposta em relação ao veículo referência	72
Figura 39 – Principais parâmetros monitorados durante os experimentos.....	73
Figura 40 – Ciclos de operação reais obtidos com E27 e E100.....	73
Figura 41 – Resultados de consumo de combustível obtidos por simulação e por testes experimentais com os ciclos considerados.....	75
Figura 42 – Resultados de emissões obtidos por simulação e por testes experimentais com os ciclos considerados	75
Figura 43 – Validação do consumo de combustível e emissão de CO ₂ medidos em dinamômetro de chassi com valores simulados	78
Figura 44 – Validação da operação do motor medidos em dinamômetro de chassi com valores simulados	78

Figura 45 – Consumo de combustível simulado para variações em 10% no peso bruto	79
Figura 46 – Consumo de combustível simulado para variações em 10% na resistência ao rolamento	80
Figura 47 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema <i>stop-start</i>	83
Figura 48 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema de recuperação de energia	84
Figura 49 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema de atuação de válvulas variável	85
Figura 50 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema de injeção direta de combustível	86
Figura 51 – Resultados obtidos com variações no sistema de transmissões	87
Figura 52 – Resultados obtidos com variações em <i>coast down</i> e inércia	88
Figura 53 – Velocidade do veículo estudado e rotação do motor para cada marcha utilizada	90
Figura 54 – Potência e torque em plena carga por rotação do motor deste estudo ..	92
Figura 55 – Velocidade do veículo por torque máximo disponível nas rodas	95
Figura 56 – Velocidade do veículo por força trativa máxima disponível	96
Figura 57 – Velocidade do veículo por forças resistivas obtidas em teste de <i>coast down</i>	97
Figura 58 – Velocidade do veículo por forças trativas máximas disponíveis em cada marcha e forças resistivas obtidas em teste de <i>coast down</i>	98
Figura 59 – Ciclo urbano NBR 6601	99
Figura 60 – Ciclo rodoviário NBR 7024	99
Figura 61 – Sequência de ensaios para a medição do consumo de combustível ...	104
Figura 62 – Mapa de BSFC processado com referência no melhor ponto	106
Figura 63 – Mapa de consumo pós-processado com referência no melhor ponto ..	107
Figura 64 – FMEP por rotação do motor deste estudo	108
Figura 65 – Dados de entrada do modelo, condições de contorno da simulação e dados de saída atingidos	109
Figura 66 – Esquema com os componentes do veículo modelado no <i>software</i>	110
Figura 67 – Resultado direto do <i>software</i> AVL CRUISE após troca de transmissão e otimização das velocidades de troca de marcha 3 – 4	112
Figura 68 – Modelos de correção de consumo para a fase fria do motor	113

Figura 69 – Divisão das discussões e dos resultados obtidos	114
Figura 70 – Velocidade do veículo e marchas dos dois testes experimentais FTP-75 com o veículo e <i>powertrain</i> referenciais	118
Figura 71 – Resultados dos pontos de trocas de marchas durante os dois testes experimentais FTP-75 com o veículo referencial	119
Figura 72 – Comparação da velocidade do veículo e rotação do motor da simulação FTP-75 com os testes experimentais	120
Figura 73 – Comparação da rotação do motor da simulação FTP-75 com os testes experimentais	121
Figura 74 – Comparação da força trativa da simulação FTP-75 com os testes experimentais, incluindo a simulação da força resistiva	122
Figura 75 – Comparação da força trativa da simulação FTP-75 com os testes experimentais	122
Figura 76 – Comparação do consumo de combustível instantâneo e temperatura do motor da simulação FTP-75 com os testes experimentais	124
Figura 77 – Comparação do consumo de combustível instantâneo da simulação FTP-75 com os testes experimentais	124
Figura 78 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP- 75 com os testes experimentais	125
Figura 79 – Consumo acumulado da simulação FTP-75 versus consumo acumulado dos testes experimentais utilizando E22	126
Figura 80 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com os testes experimentais	127
Figura 81 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão MT6 1 durante simulações FTP-75	129
Figura 82 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão MT6 1 durante simulações HWFET	130
Figura 83 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão MT6 2 durante simulações FTP-75	131

Figura 84 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão manual de seis velocidades MT6 2 durante simulações HWFET.....	132
Figura 85 – Downspeeding da transmissão MT6 2 em relação à MT5 no ciclo HWFET.....	133
Figura 86 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência	134
Figura 87 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência.....	135
Figura 88 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência	136
Figura 89 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência.....	137
Figura 90 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com <i>stop-start</i> em relação à simulação referência	138
Figura 91 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com <i>stop-start</i> em relação à simulação referência	139
Figura 92 – Pontos de operação mais representativos para o consumo de combustível acumulado no ciclo FTP-75.....	140
Figura 93 – Sinais monitoradas durante os testes experimentais	141
Figura 94 – Redução do consumo de combustível em condição estabilizada com RC 13,9:1 em relação a 12,5:1.....	142
Figura 95 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com RC 13,9:1 em relação à simulação referência	143
Figura 96 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com RC 13,9:1 em relação à simulação referência	144
Figura 97 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com redução de 50 kg em relação à simulação referência	145
Figura 98 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com redução de 50 kg em relação à simulação referência.....	146

Figura 99 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com todas as tecnologias com a simulação referência	148
Figura 100 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com todas as tecnologias com a simulação referência	148
Figura 101 – Diferença em consumo acumulado das simulações FTP-75 com diferentes tecnologias em relação à simulação referência.....	149
Figura 102 – Diferença em consumo acumulado das simulações HWFET com diferentes tecnologias em relação à simulação referência.....	149
Figura 103 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 RC 13,9 com os testes experimentais.....	150
Figura 104 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET RC 13,9:1 com os testes experimentais 13,9:1	151

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados de redução de imposto atingidos por montadoras após o programa Inovar-Auto.....	33
Tabela 2 – Projeção de aplicação de novos motores e tecnologias até 2024	34
Tabela 3 – Projeção de aplicação de novas transmissões até 2024	34
Tabela 4 – Coeficientes de resistência ao rolamento dos pneus para diferentes pavimentos	42
Tabela 5 – Coeficiente de arrasto aerodinâmico para diferentes veículos	44
Tabela 6 – Diferença de consumo energético em relação do veículo referência	69
Tabela 7 – Diferença de aceleração 0 a 100 km/h em relação ao veículo referência	69
Tabela 8 – Autonomia combinada da nova proposta de veículo simulada.....	70
Tabela 9 – Consumo energético combinado da nova proposta de veículo simulada	71
Tabela 10 – Valores obtidos em condições de marcha lenta e condições reais de tráfego	74
Tabela 11 – Especificações dos cinco veículos a gasolina testados em dinamômetro de chassi	76
Tabela 12 – Especificações dos cinco veículos a diesel testados em dinamômetro de chassi	76
Tabela 13 – Características dos ciclos de operação utilizados nas investigações	77
Tabela 14 – Parâmetros investigados e respectivas variações aplicadas no estudo	77
Tabela 15 – Resultados atingidos para os parâmetros investigados no estudo.....	80
Tabela 16 – Tecnologias e respectivas abordagens aplicadas no estudo	82
Tabela 17 – Especificações dos veículos estudados por Dimaratos et al. (2016).....	83
Tabela 18 – Especificações cinemáticas do veículo e <i>powertrain</i> deste estudo	89
Tabela 19 – Velocidade do veículo estudado por marchas e rotações do motor	90
Tabela 20 – Potência e torque em plena carga por rotação do motor deste estudo .	91
Tabela 21 – Inércia dos componentes utilizados neste estudo	93
Tabela 22 – Rendimento do sistema de transmissão utilizado neste estudo	94
Tabela 23 – Torque máximo disponível nas rodas em cada marcha e rotação do veículo utilizado neste estudo	94
Tabela 24 – Força trativa máxima disponível nas rodas em cada marcha e rotação do veículo utilizado neste estudo	96

Tabela 25 – Fatores obtidos em teste de <i>coast down</i>	97
Tabela 26 – Massa do veículo para ensaio por inércia equivalente	100
Tabela 27 – Características do motor utilizado neste estudo	105
Tabela 28 – Configuração das trocas de marcha os ciclos no <i>software</i> AVL CRUISE	112
Tabela 29 – Simulações e testes experimentais realizados no estudo	114
Tabela 30 – Incertezas dos equipamentos de medição utilizados durante todos os testes experimentais	116
Tabela 31 – Resultados obtidos com a repetição de dois testes experimentais FTP- 75 com veículo e <i>powertrain</i> referenciais	116
Tabela 32 – Resultados obtidos com a repetição de dois testes experimentais HWFET com o veículo e <i>powertrain</i> referenciais	117
Tabela 33 – Resultados das velocidades médias dos pontos de trocas de marchas durante os testes experimentais FTP-75.....	119
Tabela 34 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulações de retomadas do veículo e <i>powertrain</i> referenciais	123
Tabela 35 – Características do combustível E22 utilizado obtidas por análise química	123
Tabela 36 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e da simulação FTP-75 do veículo e <i>powertrain</i> referenciais	125
Tabela 37 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e da simulação HWFET do veículo e <i>powertrain</i> referenciais	127
Tabela 38 – Relações das transmissões de 5 velocidades MT5 e de 6 velocidades MT6 1 e MT6 2	128
Tabela 39 – Resultados obtidos com a realização de simulações de retomadas da transmissão manual de 5 velocidades MT5 e de 6 velocidades MT6 1 e MT6 2	128
Tabela 40 – Resultados das velocidades dos pontos de trocas de marchas otimizadas por DOE para a trocas de marchas com a transmissão MT6 1 durante simulações FTP-75	130
Tabela 41 – Resultados das velocidades dos pontos de trocas de marchas otimizadas por DOE para a transmissão manual de seis velocidades MT6 2	131

Tabela 42 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência	134
Tabela 43 – Resultados obtidos com simulação HWFET com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência	135
Tabela 44 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência	136
Tabela 45 – Resultados obtidos com simulação HWFET com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência	137
Tabela 46 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com <i>stop-start</i> em relação à simulação referência	138
Tabela 47 – Resultados obtidos com simulação HWFET com <i>stop-start</i> em relação à simulação referência	139
Tabela 48 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com RC 13,9:1 em relação à simulação referência	143
Tabela 49 – Resultados obtidos com simulação HWFET com RC 13,9:1 em relação à simulação referência	144
Tabela 50 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com redução de 50 kg em relação à simulação referência.....	145
Tabela 51 – Resultados obtidos com simulação HWFET com redução de 50 kg em relação à simulação referência.....	146
Tabela 52 – Diferença em consumo acumulado das simulações FTP-75 com diferentes tecnologias em relação à simulação referência	147
Tabela 53 – Diferença em consumo acumulado das simulações HWFET com diferentes tecnologias em relação à simulação referência	147
Tabela 54 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulação FTP-75 do veículo com <i>powertrain</i> modificado para RC 13,9	150
Tabela 55 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulação HWFET do veículo com <i>powertrain</i> modificado para RC 13,9:1	151
Tabela 56 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulações de retomadas do veículo com <i>powertrain</i> modificado para RC 13,9:1	152

Tabela 57 – Resultados obtidos com a realização de simulações de retomadas do veículo com <i>powertrain</i> referencial RC 12,5:1 e modificado para RC 13,9:1	152
---	-----

LISTA DE SÍMBOLOS E UNIDADES

A	Área frontal do veículo (m ²)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AMT	<i>Automatic Manual Transmission</i>
AT	<i>Automatic Transmission</i>
a _x	Aceleração longitudinal (m/s ²)
b	Distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade (m)
b*	Distância do eixo do dinamômetro até a célula de carga (m)
BERS	<i>Brake Energy Recuperation System</i>
BMEP	<i>Brake Mean Effective Pressure</i>
BSFC	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>
BSG	<i>Belt starter generator</i>
c	Distância do eixo traseiro ao centro de gravidade (m)
C ₀	Constante 0 de um pneu tipo HR (-)
C ₁	Constante 1 de um pneu tipo HR (-)
C ₂	Constante 2 de um pneu tipo HR (-)
C _d	Coeficiente de arrasto aerodinâmico (-)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CG	Centro de gravidade
CH ₄	Metano
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
cos	Coseno
c _p	Calor específico a pressão constante (J/kg)
c _v	Calor específico a volume constante (J/kg)
CVT	<i>Continuously Variable Transmission</i>
d	Distância percorrida (m)
D _a	Força de resistência aerodinâmica (N)
DCT	<i>Dual Clutch Transmission</i>
d _h	Distância do eixo traseiro ao ponto de reboque (m)
DOE	<i>Design of Experiments</i>
E22	Gasolina contendo 22 % de etanol anidro
E27	Gasolina contendo 27 % de etanol anidro

E100	Etanol hidratado em 5 %
ECU	<i>Engine Control Unit</i>
e_i	Fator de massa (-)
EPA	<i>US Environmental Protection Agency</i>
e_R	Excentricidade em que atua a força R (m)
F	Força do teste <i>coast down</i> (N)
F^*	Força medida na célula de carga (N)
f	Função
f_0	Fator de desaceleração 0 (N)
f_1	Fator de desaceleração 1 [N/(m/s)]
f_2	Fator de desaceleração 2 [N/(m/s) ²]
F_a	Força de resistência a aceleração (N)
$F_{a \text{ rot}}$	Força de resistência a aceleração rotacional (N)
$F_{a \text{ trans}}$	Força de resistência a aceleração translacional (N)
F_{dem}	Força de resistência geral (N)
FEI	Fundação Educacional Inaciana Pe. Sabóia de Medeiros
FF	<i>Flex Fuel</i>
FMEP	<i>Friction Mean Effective Pressure</i>
F_R	Força resistiva dos pneus (N)
F_{Rh2o}	Força de resistência da água (N)
$F_{R \text{ aer}}$	Força de resistência aerodinâmica (N)
$F_{R \text{ ali}}$	Força de resistência do alinhamento (N)
$F_{R \text{ atr}}$	Força de resistência ao atrito (N)
$F_{R \text{ atrrol}}$	Força de resistência do atrito de rolamentos (N)
$F_{R \text{ cam}}$	Força de resistência da cambagem (N)
$F_{R \text{ esc}}$	Força de resistência do escorregamento (N)
$F_{R \text{ fle}}$	Força de resistência a flexão (N)
$F_{R \text{ pav}}$	Força de resistência do pavimento (N)
$F_{R \text{ rol}}$	Força de resistência ao rolamento (N)
$f_{R \text{ pav}}$	Coeficiente de resistência do pavimento (-)
$f_{R \text{ rol}}$	Coeficiente de resistência ao rolamento (-)
FTP-75	<i>Federal Test Procedure 75</i>
F_x	Força longitudinal (N)
F_{xf}	Força trativa no eixo dianteiro (N)

F_{xr}	Força trativa no eixo traseiro (N)
F_z	Força vertical, peso do veículo (N)
$F_{z,w}$	Força vertical na roda (N)
g	Aceleração da gravidade (m/s^2)
GDI	<i>Gasoline Direct Injection</i>
GSI	<i>Gear Shift Indicator</i>
h_a	Altura do ponto de atuação da força D_a (m)
h_h	Altura do ponto de reboque (m)
HC	Hidrocarbonetos
HWFET	<i>Highway Fuel Economy Test</i>
i_c	Relação do conversor de torque (-)
I_d	Inércia do diferencial ($kg \cdot m^2$)
i_d	Relação do diferencial (-)
I_e	Inércia do motor ($kg \cdot m^2$)
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i>
i_n	Relação de uma marcha (-)
i_r	Relação do diferencial (-)
I_t	Inércia da transmissão ($kg \cdot m^2$)
i_{Ti}	Relação de uma marcha (-)
I_w	Inércia das rodas ($kg \cdot m^2$)
L	Distância entre eixos (m)
M	Massa do veículo (kg)
m	Massa (kg)
M_1	Massa 1 do veículo (kg)
M_r	Massa equivalente (kg)
m_{cap}	Carregamento utilizado (kg)
MCI	Motor de combustão interna
m_f	Massa de combustível (kg)
M_f	Momento de resistência ao rolamento dianteiro ($N \cdot m$)
MPI	<i>Multipoint Fuel Injection</i>
M_r	Momento de resistência ao rolamento traseiro ($N \cdot m$)
$M_{R \text{ rol}}$	Momento de resistência ao rolamento do pneu ($N \cdot m$)
M_T	Momento de resistência ao rolamento de partes rotativas ($N \cdot m$)

MT	<i>Manual Transmission</i>
m_v	Massa do veículo (kg)
m_w	Massa equivalente total (kg)
n	Rotação do motor (1/min)
n^*	Intervalo da simulação
N_f	Relação final da transmissão (-)
N_t	Relação da transmissão (-)
N_{tf}	Relação da transmissão e final (-)
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i>
NIER	<i>National Institute of Environment Research</i>
NO _x	Óxidos de nitrogênio
NVH	<i>Noise, Vibration and Harshness</i>
NYCC	<i>New York City Cycle</i>
OBD	<i>On Board Diagnostics</i>
P	Potência (W)
p	Pressão do ar (N/m ²)
p	Pressão no cilindro (kPa)
Q^*	Redução de energia interna específica e entalpia (J/kg)
Q_{lhr}	Poder calorífico inferior (J/kg)
R	Força de reação (N)
R_A	Constante do ar (kJ/kg·K)
r_c	Relação de compressão (-)
RDE	<i>Real Driving Emissions</i>
r_{din}	Raio dinâmico do pneu (m)
R_{hx}	Força longitudinal no ponto de reboque (N)
R_{hz}	Força vertical no ponto de reboque (N)
R_{xf}	Força de resistência ao rolamento dianteira (N)
R_{xr}	Força de resistência ao rolamento traseira (N)
SAE	<i>Society of Automobile Engineers</i>
SFC	<i>Specific fuel consumption</i> (kg/kW·h)
sin	Seno
SO ₂	Dióxido de enxofre
SOC	<i>State of Charge</i>
SUV	<i>Sport Utility Vehicle</i>

T	Torque (N·m)
T*	Temperatura do fluido (K)
t	Tempo
T ₁	Temperatura do fluido em 1 (K)
T ₂	Temperatura do fluido em 2 (K)
T ₃	Temperatura do fluido em 3 (K)
T ₄	Temperatura do fluido em 4 (K)
T _a	Torque nos semi eixos (N·m)
tan	Tangente
T _c	Torque na embreagem (N·m)
T _d	Torque no eixo (N·m)
T _e	Torque no motor (N·m)
V*	Volts (V)
V	Volume do fluido (m ³)
v	Velocidade do veículo (m/s)
V ₁	Volume do fluido em 1 (m ³)
V ₂	Volume do fluido em 2 (m ³)
V ₃	Volume do fluido em 3 (m ³)
V ₄	Volume do fluido em 4 (m ³)
VT-CPFM	<i>Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model</i>
VVA	<i>Variable Valve Actuation</i>
VVT	<i>Variable Valve Timing</i>
W	Força peso do veículo (N)
W _{amo}	Trabalho de amortecimento (J)
W _C	Trabalho de compressão (J)
W _{C,i}	Trabalho indicado por ciclo (J)
W _E	Trabalho de expansão (J)
W _f	Força peso no eixo dianteiro (N)
W _r	Força peso no eixo traseiro (N)
WLTP	<i>Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure</i>
x	Distância (m)
y	Incógnita da simulação
α ₀	Constante 0 do modelo 1 (-)

α_1	Constante 1 do modelo 1 (-)
α_2	Constante 2 do modelo 1 (-)
α_d	Aceleração angular do eixo (rad/s ²)
α_e	Aceleração angular do motor (rad/s ²)
α_w	Aceleração angular das rodas (rad/s ²)
β_0	Constante 0 do modelo 2 (-)
β_1	Constante 1 do modelo 2 (-)
β_2	Constante 2 do modelo 2 (-)
γ	Relação de calor específico (-)
$\eta_{f,i}$	Eficiência de conversão do combustível indicada
η_{tf}	Rendimento de transmissão final
Θ	Gradiente do pavimento (°)
Θ_c	Momento de inércia da embreagem (kg·m ²)
Θ_{dr}	Momento de inércia do diferencial, juntas e eixos (kg·m ²)
Θ_{eng}	Momento de inércia do motor (kg·m ²)
Θ_r	Momento de inércia que não é reduzido pela transmissão (kg·m ²)
Θ_{red}	Momento de inércia reduzido ao eixo do veículo (kg·m ²)
$\Theta_{red\ i}$	Momento de inércia reduzido ao eixo do veículo considerando a relação da transmissão i (kg·m ²)
Θ_{Ti}	Momento de inércia considerando o eixo de entrada da transmissão (kg·m ²)
Θ_w	Momento de inércia dos pneus, rodas, discos e cubos de roda (kg·m ²)
ρ	Densidade do ar (kg/m ³)
Σ	Soma
τ	Base da simulação, podendo ser tempo, distância, entre outros
φ	Aceleração angular da roda (rad/s ²)
ω_e	Rotação do motor (1/min)
ω_{idle}	Rotação de marcha lenta (1/min)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	26
1.1	OBJETIVOS	29
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
2.1	PROGRAMA ROTA 2030.....	31
2.2	DINÂMICA LONGITUDINAL VEICULAR.....	35
2.3	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA E SISTEMAS DE TRANSMISSÕES..	51
2.4	FERRAMENTAS DE TESTES E DE SIMULAÇÃO VEICULAR	59
2.5	MELHORIA DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA VEICULAR COM USO DE SIMULAÇÃO	69
3	METODOLOGIA	89
3.1	CINEMÁTICA LONGITUDINAL VEICULAR.....	89
3.2	TRANSMISSÃO DE FORÇA VEICULAR.....	91
3.3	ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE CHASSI.....	98
3.4	ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE MOTOR.....	104
3.5	FERRAMENTA DE SIMULAÇÃO AVL CRUISE	108
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	114
4.1	VALIDAÇÃO INICIAL DO MODELO COM BASE EM TESTES EXPERIMENTAIS	115
4.2	SIMULAÇÃO DE DIFERENTES TECNOLOGIAS VOLTADAS À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA.....	127
4.3	VALIDAÇÃO FINAL DE UM DOS NOVOS MODELOS COM NOVOS TESTES EXPERIMENTAIS	149
5	CONCLUSÕES	153
	REFERÊNCIAS.....	155
	APÊNDICE A – Velocidade do ciclo urbano FTP-75 (NBR 6601).....	158

APÊNDICE B – Velocidade do ciclo rodoviário HWFET (NBR 7024).....	162
--	------------

1 INTRODUÇÃO

Constantes demandas do mercado automotivo global por melhor eficiência energética não são associadas somente às expectativas do consumidor, mas principalmente às legislações ligadas a programas como o Inovar-Auto (2013 - 2017), Programa Brasileiro de Etiquetagem de consumo energético (em vigor) e Rota 2030 (2018 - 2032). Entre os principais motivos da criação e renovação de tais programas, pode-se destacar o controle de emissões de poluentes, por envolver questões ambientais e de saúde, o estímulo às atividades envolvendo pesquisa e desenvolvimento no segmento automotivo, questões relacionadas aos preços dos combustíveis e também aumento da segurança dos veículos comercializados no país.

O novo programa Rota 2030 será dividido em três fases, envolvendo incentivos fiscais para os fabricantes que atingirem as metas de eficiência energética e de investimentos em pesquisa e desenvolvimento, sendo esses incentivos de extrema importância por se tratar de um segmento altamente competitivo. Na primeira fase o governo fixará metas que desafiará a grande maioria dos fabricantes a realizar mudanças nas tecnologias atualmente utilizadas. As fases seguintes envolverão desafios ainda maiores, demandando desenvolvimento de veículos e *powertrain* (motor, transmissão e seus sistemas) cada vez mais eficientes, representando inevitavelmente maiores custos de produção.

A figura 1 apresenta o efeito das futuras legislações de emissões na redução de CO₂ por quilômetro, comparando diferentes mercados mundiais com base em um mesmo ciclo de testes, o europeu (NEDC, em inglês *New European Driving Cycle*). A Europa atingirá a marca de 60 g/km antes de 2030, sendo essa uma tendência para os demais mercados no mundo, segundo o ICCT (2019). Como consequência direta da redução de emissão de CO₂, tem-se a redução de consumo de combustível, que atingirá a marca de 2,5 l/100 km para a gasolina europeia, ou 40 km/l. Essa demanda implicará mudanças significativas nas metodologias de desenvolvimento e testes, bem como nas metodologias de homologação veicular.

Figura 1 – Distribuição da produção global de motores até 2030, segundo ICCT

Fonte: ICCT, 2019

Normalmente a substituição do *powertrain* por versões já disponíveis em países mais desenvolvidos é uma das estratégias adotadas pelos fabricantes, como já observado durante o programa Inovar-Auto, uma vez que os países desenvolvidos já atingiram a maioria das metas que aqui estão sendo introduzidas. Porém, como uma desvantagem dessa ação, pode-se destacar a utilização de motores com custos de produção muito maiores que os anteriores e em alguns casos demandando a substituição de plataformas por inteiro (veículo completo), causando reposicionamento de categorias e até mesmo a redução da margem de lucro dos fabricantes e dos fornecedores.

Além dos custos de produção, deve-se considerar a correta aplicação de recursos financeiros para o desenvolvimento dos novos modelos de veículos e *powertrain*. Alinhado com essa demanda, o uso de ferramentas de simulação veicular suporta a redução do número de protótipos construídos, de testes experimentais realizados e prazos envolvidos. Como consequência, os custos e tempo de desenvolvimento tendem a reduzir significativamente com a aplicação de metodologias que envolvem o ambiente virtual. A maior complexidade dos novos veículos e *powertrain*, bem como das novas legislações veiculares reforçam a tendência do uso de simulação veicular em diferentes áreas da engenharia.

Considera-se que os motores a combustão interna serão empregados em 46 % dos automóveis no mundo em 2030 segundo projeções do IHS Markit (2019), conforme figura 2. 41 % serão híbridos, indicando a presença dos motores a combustão interna por muito anos, principalmente nos países em desenvolvimento. Tendo em vista que a expectativa do consumidor em termos de preços é extremamente importante nesse mercado e que o Brasil se posiciona entre os dez maiores produtores de automóveis do mundo, deve-se considerar também soluções como a atualização dos sistemas atuais, sem envolver necessariamente a substituição dos sistemas de *powertrain* por completo.

Pode-se afirmar que o maior desafio da indústria automotiva no Brasil com o programa Rota 2030 não será apenas atender às metas de eficiência energética e obter os incentivos fiscais disponíveis, mas também encontrar soluções que não comprometam o posicionamento de certos veículos em suas respectivas faixas de preços, bem como atender às expectativas do consumidor em termos de preços, desempenho, inovação, entre outros. Em muitos casos, a utilização de motores com custos de produção maiores ou a substituição de plataformas por inteiro será evitada na fase inicial do Rota 2030, para posicionar os preços dos veículos em um mercado em que a competição por vendas é extremamente acirrada.

Figura 2 – Distribuição da produção global de motores até 2031, segundo IHS Markit

Fonte: IHS Markit, 2019

1.1 OBJETIVOS

Considerando a relevância tecnológica do tópico eficiência energética veicular, o presente trabalho tem como propósito estudar a implementação de diferentes tecnologias em um motor já existente, bem como avaliar a credibilidade de simulações reproduzirem os resultados experimentais. As condições investigadas buscam uma relação entre eficiência energética e desempenho, impondo maior complexidade na escolha das tecnologias. O estudo estabelece como ponto de partida o modelamento de um veículo de passeio já existente no mercado brasileiro, com informações técnicas, resultados de consumo de combustível em ciclos operacionais e desempenho em retomadas inicialmente conhecidos.

Para atingir as metas de eficiência energética do programa federal Rota 2030, o veículo e *powertrain* referenciais requerem modificações para novas versões com diferentes tecnologias. Entre as possíveis opções com baixo custo, pode-se citar a mudança para transmissões de seis velocidades, adição de sistema *stop-start* (tecnologia que desliga o motor quando o veículo está parado, e o religa quando necessário), alteração da relação de compressão do motor e redução da massa do veículo. Por envolver uma proposta com múltiplas mudanças, inicialmente testes veiculares foram realizados para validar a simulação com o veículo e *powertrain* reais.

Para suportar as decisões dos parâmetros a serem modificados nas simulações, o trabalho considera a aplicação de análises de sensibilidade e projetos experimentais (DOE, em inglês *Design of Experiments*). As análises não somente são orientadas para redução do consumo de combustível, mas impõem também condições de contorno como desempenho em retomadas, impedindo que as alterações para melhor eficiência energética comprometam a dirigibilidade do veículo. Tal metodologia foi aplicada, por exemplo, na definição de qual relação de transmissão a ser utilizada e quais velocidades de trocas de marchas aplicar para os ciclos de operação utilizados, atendendo tanto expectativas do consumidor, quanto metas do Rota 2030.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O presente trabalho está organizado em quatro principais capítulos, sendo que o capítulo 2 envolve a revisão bibliográfica em que a literatura e trabalhos relevantes

na área de eficiência energética e simulação veicular são discutidos. O capítulo 3 apresenta a metodologia utilizada, incluindo procedimentos de testes e simulação veicular. Já o capítulo 4 apresenta os testes e simulações inicialmente desenvolvidos, mudanças de tecnologias propostas, condições de contorno e resultados finais obtidos. Por fim, o capítulo 5 mostra as principais conclusões do trabalho e sugestões de continuidade do estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O presente capítulo está dividido em cinco diferentes seções: a primeira envolve o programa Rota 2030, com ênfase nos desafios técnicos propostos, bem como as fases de implementação do programa. A segunda parte, revisa os conceitos fundamentais da dinâmica longitudinal veicular, enquanto a terceira parte aborda motores de combustão interna e sistemas de transmissões. Já a quarta parte discute o tema de ferramentas de testes e simulação longitudinal veicular. Por fim, a quinta parte apresenta a revisão dos principais estudos disponíveis na literatura, relacionados à melhoria de eficiência energética veicular com uso de simulação longitudinal veicular.

2.1 PROGRAMA ROTA 2030

O programa Inovar-Auto, encerrado em 31 de dezembro de 2017, contribuiu com a introdução de novas tecnologias nos veículos por um período de cinco anos, conforme definido pelo decreto nº 7.819, de 3 de outubro de 2012, que regulamenta os artigos 40 a 44 da lei nº 12.715. Parte dos investimentos foi direcionada ao desenvolvimento dos sistemas de *powertrain*, uma vez que os fabricantes buscaram atender às metas do programa, bem como concorrer com a eficiência obtida pelos melhores veículos do mercado. Nesse período, diversas soluções na área de motores e transmissões foram introduzidas e as mais recentes mudanças, bem como projeção futura podem ser vistas nas figuras 3 e 4, com eixo y indicando as utilizações.

Tais tecnologias envolveram modificações ou substituições dos sistemas de *powertrain*, expandindo o uso de comandos de válvulas variável (VVT, em inglês *Variable Valve Timing*), motores de três cilindros, motores turbo, injeção direta (GDI, em inglês *Gasoline Direct Injection*) e sistema *stop-start*, que desliga o motor quando o veículo está parado e o religa quando necessário. Também se notou o aumento de aplicações com transmissão continuamente variável (CVT, em inglês *Continuously Variable Transmission*), de dupla embreagem (DCT, em inglês *Dual Clutch Transmission*), automática (AT, em inglês *Automatic Transmission*) e automatizada (AMT, em inglês *Automatic Manual Transmission*). Em alguns casos o veículo inteiro foi substituído por uma versão mais moderna.

Figura 3 – Tecnologias aplicadas em *powertrain* no período de 2010 a 2024

Fonte: SAE, 2017

Figura 4 – Resultados do programa Inovar-Auto em aplicação de novas tecnologias

Fonte: Bright consulting, 2017

Uma pesquisa realizada pela Bright Consulting (2017) indicou a posição das montadoras, conforme figura 5, indicando o valor mínimo de 12,08 % (linha laranja) em melhoria na eficiência energética, gerando muita caso não fosse atingido. Já a meta prêmio, que garantiria benefício fiscal de 1 % no IPI, foi de 15,4 % (linha cinza) e para o valor máximo de abatimento na carga tributária de 2 %, o valor deveria superar os 18,8 % (linha amarela). Ao final do programa Inovar-Auto o posicionamento das montadoras foi atualizado conforme tabela 1, indicando que a média em eficiência energética da frota superou em 3,82 % o valor mínimo da legislação, trazendo ganhos médios na ordem de 15,9 % da frota de veículos leves.

Figura 5 – Eficiências energéticas atingidas pelas montadoras em pesquisa de 2017

Fonte: Bright consulting, 2017

Tabela 1 – Resultados de redução de imposto atingidos por montadoras após o programa Inovar-Auto

Desconto de 1% no IPI	Desconto de 2% no IPI
Honda	Ford
Mercedes-Benz	General Motors
Grupo PSA	
Renault	
Toyota	
Volkswagen	
Nissan	
Audi	

Fonte: Autor

O encerramento do ciclo de cinco anos do Inovar-Auto abriu imediatamente espaço para a criação de uma segunda fase do programa, o Rota 2030, conforme lei 13.755, que estabelece requisitos obrigatórios para a comercialização de veículos no Brasil e tem a duração prevista três vezes maior que o Inovar-Auto. A longa duração do programa permite que os investimentos em pesquisa e desenvolvimento dos veículos sejam planejados desde o curto até o longo prazo. A projeção de aplicação

de novos motores disponível na tabela 2 mostra as alterações que tendem a ocorrer no mercado até 2024, já a tendência das tecnologias que serão utilizadas nos sistemas de transmissão está disponível na tabela 3.

Tabela 2 – Projeção de aplicação de novos motores e tecnologias até 2024

	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024
Fiat	GSE [1.0L L3, 1.3 L4], TigerShark [2.4L L4]			GSE [1.0L L3 Turbo]	GSE [1.3 L4 Turbo]				
Ford	FOX [1.0 L3 Turbo]	Dragon [1.5 L3]		FOX UPG [1.0 L3 Turbo]	Dragon [1.5 L3 Turbo]				
General Motors				CSS [1.0 L3], SGE [1.4 L4]					
Honda	New-L [1.5 L4 Turbo]			New-K [2.0 L4]	New-L3 [1.0 L3 Turbo]		New-K [2.0 L4 Hybrid]	New-L [1.5 L4 Hybrid]	
Hyundai	KAPPA [1.0 L3 Turbo]								
Toyota	NR [1.3 and 1.5 L4]			A-Series [2.0 L4]			A-Series [2.0 L4 Hybrid]		New-NR [1.5 L3, 1.5 L3 Hybrid]
VW						EA211 EVO [1.0 L3, 1.0 L3 Turbo, 1.5 L4, 1.5 L4 Turbo]			

Fonte: SAE, 2017

Tabela 3 – Projeção de aplicação de novas transmissões até 2024

Versão anterior	Nova versão
Hyundai HB20 2015 Automática 4 velocidades	Hyundai HB20 2016 Automática 6 velocidades
Ford Ecosport 2017 DCT 6 velocidades	Ford Ecosport 2018 Automática 6 velocidades
Honda Civic 2015 Automática 5 velocidades	Honda Civic 2016 CVT
VW Gol 2016 Automática 5 velocidades	VW Gol 2017 Automática 6 velocidades
Toyota Etios 2017 Automática 4 velocidades	Toyota Etios 2024 Automática 4 velocidades

Fonte: SAE, 2017

Uma característica presente no novo programa do governo federal é a aplicação de demandas de evolução diferenciadas para veículos leves, comerciais leves e utilitários esportivos (SUV, em inglês *Sport Utility Vehicle*), incluindo assim veículos movidos a diesel, antes ignorados pelo programa Inovar-Auto. Dessa forma espera-se que o programa diminua as lacunas entre o mercado nacional e o

internacional, permitindo a participação da indústria brasileira em programas globais e incentivando o desenvolvimento do setor automotivo. Por fim, o programa foi dividido em três ciclos quinquenais, trazendo metas objetivas e mensuráveis em eficiência energética e segurança, oferecendo benefícios para as montadoras e consumidores.

O Rota 2030 apresenta metas consideradas ambiciosas ao impor, entre diversos itens, a melhoria de 12 % em eficiência energética sobre os valores obtidos após o programa Inovar-Auto para veículos de passeio e comerciais leves, conforme anunciado pelo Ministério da Indústria, Comércio Exterior e Serviços. Considerando que nos últimos anos diversos recursos de engenharia já foram adotados por parte dos fabricantes, entende-se que atender à nova legislação será ainda mais desafiador que no programa Inovar-Auto. A nova média ponderada para a frota de veículos das montadoras deverá atingir valores próximos a 1,60 MJ/km, impondo assim a aplicação de novas tecnologias nas áreas de veículo e *powertrain*.

2.2 DINÂMICA LONGITUDINAL VEICULAR

Wallentowitz (2004) define em *Longitudinal Dynamics of Vehicles* que a demanda de potência e energia necessária para movimentar um veículo é determinada pelas forças resistivas que precisam ser superadas. O autor classifica essas forças em resistências limitadas a uma condição estacionária (velocidade constante) e resistências relacionadas a uma condição transiente (aceleração). As forças resistivas que atuam em um veículo em velocidade constante são classificadas em três grupos: resistência dos pneus, arrasto aerodinâmico e resistência para vencer subidas. Já em condições transientes, a força adicional envolvida é relacionada à variação da quantidade de movimento do veículo, ou à sua aceleração.

A resistência dos pneus F_R compreende, de acordo com Wallentowitz (2004), as componentes das resistências ao rolamento, do pavimento, do escorregamento entre pneus e pavimento, e do atrito de rolamentos, conforme equação 1. Dentre as resistências citadas, a resistência resultante do atrito de rolamentos é relativamente pequena e muitas vezes desconsiderada em diversos estudos. A força de resistência ao rolamento depende principalmente do tipo de estrutura do pneu e da pressão interna utilizada. Essa força pode ser decomposta em diferentes componentes conforme equação 2, incluindo resistência à flexão, resistência ao atrito e resistência aerodinâmica, sendo a primeira componente a mais significativa das três.

$$F_R = F_{R\,rol} + F_{R\,pav} + F_{R\,esc} + F_{R\,atrrol} \quad (1)$$

$$F_{R\,rol} = F_{R\,fle} + F_{R\,atr} + F_{R\,aer} \quad (2)$$

A resistência à flexão $F_{R\,fle}$, envolve a deformação do pneu como um resultado da sua compressão e expansão na região de contato com o pavimento. Considerando que os pneus são submetidos a carregamentos verticais e que esse processo se repete para cada ponto da circunferência do pneu, todo trabalho é transformado em calor. O autor considera também esse efeito de perda de trabalho para as forças trativas, mesmo processo, porém na direção longitudinal. A figura 6 ilustra a substituição do pneu por um sistema linear de elementos mola-amortecedor. A resistência à flexão resultante corresponde ao trabalho de amortecimento pela distância percorrida, conforme equação 3.

$$F_{R\,fle} = \frac{W_{amo}}{d} \quad (3)$$

Figura 6 – Representação de pneu em um sistema por elementos mola-amortecedor lineares

Fonte: Wallentowitz, 2004

O resultado de experimentos em um pneu radial de veículo de passeio indica que o coeficiente de amortecimento do pneu diminui com o aumento da velocidade, conforme figura 7. Wallentowitz (2004) explica que em velocidades mais altas, o efeito

que reduz a resistência à flexão é sobreposto por um efeito oposto. A figura 8 mostra que a deflexão dos pneus na região de contato com o pavimento gera vibração além dessa região, atingindo toda a circunferência do pneu, como um resultado das forças de inércia, que aumentam com a velocidade. O amortecimento dessa vibração gera calor que resulta no aumento da resistência à flexão e pioram com sobrecarga e pressão interna muito baixa.

Figura 7 – Coeficientes de amortecimento em função da velocidade para um pneu radial

Fonte: Wallentowitz, 2004

Figura 8 – Efeito de vibração gerada na região de contato com o pavimento

Fonte: Wallentowitz, 2004

A resistência ao atrito do pneu ocorre quando o pneu se deforma em sua largura e diâmetro, gerando um movimento relativo entre o pneu e o pavimento, que também é conhecido como escorregamento na direção longitudinal e transversal. Esse fenômeno causa abrasão e a transformação de energia gerada se torna uma resistência adicional para o veículo. Por fim, a resistência aerodinâmica do pneu ocorre em função das perdas aerodinâmicas geradas pela interação entre pneu e ar. Esse efeito só é considerado significativo quando envolve a aerodinâmica do veículo como um todo. Normalmente essa componente é considerada no arrasto aerodinâmico do veículo completo.

Como resultado de uma característica praticamente linear da força de resistência ao rolamento em função do carregamento vertical sobre o pneu, o índice $f_{R\text{ rol}}$ relativo ao carregamento vertical pode ser definido conforme equação 4. A distribuição de pressão na região de contato com o pavimento se mostra assimétrica em medições experimentais, conforme figura 9 de Wallentowitz (2004). Considerando que as forças verticais $F_{Z,W}$, que atuam na região de contato com o pavimento são somadas, a força de reação R é igual ao carregamento vertical do pneu. Devido à distribuição de pressão assimétrica, a força R atua em um ponto em torno a excentricidade, e_r , à frente do eixo dos pneus, conforme figura 10.

$$f_{R\text{ rol}} = \frac{F_{R\text{ rol}}}{F_{Z,W}} \quad (4)$$

Figura 9 – Distribuição de pressão assimétrica na região de contato com o pavimento

Fonte: Wallentowitz, 2004

Figura 10 – Representação de forças e momentos atuantes nos pneus

Fonte: Wallentowitz, 2004

Considerando a atuação da força R com a excentricidade e_R , um momento de reação $M_{R\text{ rol}}$ é gerado, conforme a equação 5. Portanto, esse efeito equivale a uma força horizontal $F_{R\text{ rol}}$, que multiplicada pelo raio dinâmico do pneu, r_{din} , corresponde ao momento gerado, representado na equação 6. Essa força, em magnitude, corresponde a força de resistência ao rolamento do pneu, conforme equações 7 e 8. Como resultado, obtém-se o coeficiente de resistência ao rolamento $f_{R\text{ rol}}$, conforme equação 9.

$$M_{R\text{ rol}} = R \cdot e_R = F_{Z,W} \cdot e_R \quad (5)$$

$$M_{R\text{ rol}} = F_{R\text{ rol}} \cdot r_{din} \quad (6)$$

$$F_{R\text{ rol}} \cdot r_{din} = F_{Z,W} \cdot e_R \quad (7)$$

$$F_{R\text{ rol}} = f_{R\text{ rol}} \cdot F_{Z,W} \quad (8)$$

$$f_{R\text{ rol}} = \frac{e_R}{r_{din}} \quad (9)$$

Para simulações computacionais de resistência ao rolamento, Wallentowitz (2004) apresenta a equação 10, que é função da velocidade do veículo e foi obtida em bancada de testes de pneus. Os dados foram obtidos para um pneu específico, tipo HR, em que H indica a velocidade máxima permitida de 210 km/h e R indica que se trata de pneu radial. As constantes são apresentadas como C_0 sendo $9,91 \cdot 10^{-3}$, C_1 $1,95 \cdot 10^{-5}$ e C_2 $1,76 \cdot 10^{-9}$.

$$F_{R\text{ rol}} = C_0 + C_1 \cdot v + C_2 \cdot v^4 \quad (10)$$

Wallentowitz (2004) mostra que a resistência ao rolamento dos pneus sofre variações significativas em função do carregamento vertical aplicado, conforme apresentado na figura 11. Veículos comerciais estão sempre mais expostos a essas variações, uma vez que recebem carregamentos maiores que veículos de passeio. Da mesma forma, têm-se variações em função da pressão interna utilizada, uma vez que o seu aumento leva ao aumento da rigidez do pneu, reduzindo sua deformação para um mesmo valor de carregamento vertical. Como consequência do aumento da pressão, reduz-se também a energia perdida devido à menor área de contato e, portanto, menor resistência ao atrito.

Figura 11 – Resistência ao rolamento de pneus em função do carregamento vertical e da pressão interna

Fonte: Wallentowitz, 2004

Para Wallentowitz (2004), os pavimentos rígidos como asfalto ou concreto praticamente não sofrem deformação com a movimentação dos pneus, conforme mostra a tabela 4. Nos pavimentos em que o movimento dos pneus gera deformação plástica, por exemplo terra, areia, grama ou neve, tem-se uma força de resistência adicional consistindo nas resultantes da compactação, da movimentação do material e do atrito lateral do pneu com o material do pavimento. Por fim, a resistência dos pneus resulta da soma das forças resistivas geradas como resultado da compactação e deslocamento do pavimento, por atrito e pela resistência ao rolamento que ocorre num pavimento rígido, conforme equação 11.

$$F_R = F_{R\,rol} + F_{R\,pav} = F_{Z,W} \cdot (f_{R\,rol} + f_{R\,pav}) \quad (11)$$

Tabela 4 – Coeficientes de resistência ao rolamento dos pneus para diferentes pavimentos

Road Surface	f_R - value
new, firm asphalt; concrete; small pavement; cobblestone pavement	0.005 – 0.015
rolled, firm gravel; wear down, washboard asphalt	0.02 – 0.03
tarred, wear down, washboard gravel	0.03 – 0.04
very well dirt roads	0.04 – 0.05
dirt roads	0.05 – 0.15
Sand	0.15 – 0.35

Fonte: Wallentowitz, 2004

Em situações que o veículo está em uma estrada reta e seca, condição referência para a maioria dos estudos nessa área, Wallentowitz (2004) apresenta a equação simplificada 12. Nos estudos mais detalhados de resistência geral dos pneus, incluem-se ainda as resistências provenientes de possíveis irregularidades no pavimento, presença de água no pavimento, configuração do alinhamento e cambagem das rodas, conforme demonstrado na equação 13.

$$F_R \cong F_{R\text{rol}} = f_{R\text{rol}} \cdot F_{Z,W} \quad (12)$$

$$F_R = F_{R\text{rol}} + F_{R\text{pav}} + F_{R\text{h2o}} + F_{R\text{esc}} + F_{R\text{atrrol}} + F_{R\text{ali}} + F_{R\text{cam}} \quad (13)$$

Wallentowitz (2004) classificou as forças resistivas que atuam em um veículo em velocidade constante em três grupos: resistência dos pneus, arrasto aerodinâmico e resistência para vencer subidas. Gillespie (1992) indica em *Fundamentals of Vehicle Dynamics* que o arrasto aerodinâmico é o maior contribuinte entre as resistências encontradas nos veículos de passeio e comerciais em condições planas. As forças aerodinâmicas interagem com o veículo causando forças longitudinais, verticais e laterais, momentos no eixo x, eixo y e eixo z, conforme figura 12. Essa interação do veículo com o ar impacta o consumo de combustível, o comportamento dinâmico do veículo, ruído e vibração (NVH, *em inglês Noise, Vibration and Harshness*).

Figura 12 – Efeitos da força aerodinâmica em um veículo de passeio

Fonte: Wallentowitz, 2004

Devido à complexidade do escoamento do ar ao redor do corpo de um veículo, é necessário utilizar um modelo semi-empírico para representar seu efeito. A força de arrasto aerodinâmico D_A é caracterizada pela equação 14, onde ρ representa a densidade do ar, v a velocidade do veículo, C_D ou C_W representam o coeficiente de arrasto aerodinâmico e A indica a área frontal do veículo. O coeficiente de arrasto aerodinâmico pode ser determinado em simulações de dinâmica dos fluidos computacional (CFD, em inglês *Computational Fluid Dynamics*) e também experimentalmente em túnel de vento. C_D ou C_W apresentam significativas variações de acordo com a geometria do objeto ou veículo conforme figura 13 e tabela 5.

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_D \cdot A \quad (14)$$

Figura 13 – Coeficiente de arrasto aerodinâmico para diferentes geometrias

Fonte: Gillespie, 1992

Tabela 5 – Coeficiente de arrasto aerodinâmico para diferentes veículos

Vehicle	c_W -Value	Frontal Area	$c_W \cdot A$
Citroen 2CV	0.51	1.65	0.85
VW Beetle	0.48	1.80	0.87
VW Polo	0.32	1.90	0.61
VW Golf III	0.30	1.99	0.60
Ford Mondeo	0.32	2.00	0.64
BMW 5series (E39)	0.27	2.17	0.59
MB S-class	0.31	2.38	0.74
Opel Calibra	0.26	1.90	0.49

Fonte: Wallentowitz, 2004

Wallentowitz (2004) reforça que a influência da variação da densidade do ar deve ser considerada em função das diferentes temperaturas T^* e pressões p , conforme equação 15, em que R_A é a constante do gás com valor de 287 kJ/kg·K.

$$\rho = \frac{p}{R_A \cdot T^*} \quad (15)$$

Considerando ainda a revisão bibliográfica das forças resistivas que atuam em um veículo em velocidade constante, é comum obter todas as resistências sobre o veículo por meio de um teste de desaceleração veicular, em inglês *coast down*. Tal teste envolve desacelerações do veículo com a transmissão em neutro, em uma estrada plana e com condições controladas. Como resultado das desacelerações, obtêm-se a função 16, de segundo grau, que inclui todas as resistências envolvidas para o veículo em uma estrada plana, inclusive resistência dos rolamentos, freios e da parte da transmissão que permanece acoplada as rodas, itens pouco explorados na literatura.

$$F = f_0 + f_1 \cdot v + f_2 \cdot v^2 \quad (16)$$

Para estudos de componentes veiculares específicos, é comum realizar testes experimentais em bancada ou dinamômetro de chassi, com objetivo de quantificar suas resistências. O teste consiste em realizar desacelerações com e sem a presença dos componentes estudados. Portando itens como freios ou eixos e juntas de transmissão são desmontados e remontados durante os testes, podendo-se obter a diferença de força envolvida em cada componente testado. Esse conceito também é aplicável para a validação de diferentes pneus, rodas, rolamentos, sistemas de freios a disco, incluindo pinças e pastilhas, sistemas de freio a tambor, eixos de transmissão, juntas, retentores, lubrificantes, entre diversos itens.

Por fim, nas situações em que não é possível realizar o teste *coast down*, tem-se a possibilidade de calcular os fatores f_0 , f_1 e f_2 , conforme indica AVL (2019) em *AVL-DRIVE Product Guide 4.2*. Esse procedimento é realizado, por exemplo, quando um veículo físico, ou a estrada plana com condições que atendem a norma não é disponível. Os fatores f_0 e f_1 são calculados por um modelo em função da massa M do veículo, conforme equações 17 e 18, e consideram condições semelhantes às apresentadas por Wallentowitz (2004). No caso do fator f_2 , que envolve a parte quadrática da função, seu cálculo é proveniente da equação 14, discutida anteriormente, gerando a equação 19.

$$f_0 = M \cdot 0,11772 \quad (17)$$

$$f_1 = \frac{M \cdot 0,000981}{3,6} \quad (18)$$

$$f_2 = \frac{\rho}{2} \cdot C_D \cdot A \quad (19)$$

Considerando a resistência para vencer subidas como a terceira e última das forças resistivas classificadas por Wallentowitz (2004), para a condição de veículo com velocidade constante, tem-se a influência da força referente ao peso do veículo. Sua componente longitudinal, atuando no CG ou centro de gravidade do veículo, gera uma resistência adicional a ser considerada em estudos, conforme figura 14. Portanto ao considerar essa terceira força resistiva, tem-se a atualização da equação 16, conforme equação 20. Nessa atualização, a força resistiva F engloba todas as resistências que atuam em um veículo, incluindo resistência dos pneus, arrasto aerodinâmico e resistência para vencer subidas.

Figura 14 – Componentes da força peso do veículo em um gradiente α

Fonte: Wallentowitz, 2004

$$F = f_0 + f_1 \cdot v + f_2 \cdot v^2 + F_{Z,W} \cdot \sin \alpha_{gr} \quad (20)$$

Ao considerar a condição de veículo em transiente (aceleração), Gillespie (1992) demonstra a formulação detalhada das equações para analisar e descrever o comportamento de um veículo, tendo como fundamento a segunda lei de Isaac Newton, conforme equação 21. No sistema translacional tem-se a soma de todas as forças externas que atuam em um veículo em uma dada direção como sendo o

produto da sua massa pela aceleração naquela direção. O autor explica que a maior parte das análises de dinâmica longitudinal veicular iniciam a partir dessa equação, em que F_x representa as forças na direção longitudinal, M é a massa do veículo e a_x é a aceleração longitudinal.

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad (21)$$

A análise da figura 15 de Gillespie (1992) permite definir os seguintes parâmetros: W é a força peso do veículo atuando em seu CG e em um plano inclinado, essa força tem duas componentes, uma perpendicular e uma paralela ao plano inclinado: $W \cdot \cos\theta$ e $W \cdot \sin\theta$. Se o veículo está em condição transiente (aceleração), deve-se representar o efeito da lei da inércia, também conhecido como força d'Alembert e atuando no CG e oposto à aceleração. As forças normais W_f e W_r representam os carregamentos dinâmicos nos pneus dianteiros e traseiros, portando a aplicação da segunda lei de Isaac Newton nesse contexto permite obter os carregamentos nos diferentes eixos do veículo em condições arbitrárias.

As forças trativas F_{xf} ou F_{xr} atuam nos pneus dianteiros ou traseiros, ou em todos os pneus, dependendo da configuração do *powertrain*. Considerando as forças de resistência ao rolamento, R_{xf} e R_{xr} atuam nos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente. A resultante da força aerodinâmica D_a atua no corpo do veículo, podendo ser representada atuando em um ponto com altura h_a . Por fim, as forças longitudinal e vertical R_{hz} e R_{hx} atuam no ponto de reboque quando o veículo está acoplado de um trailer. Considerando a segunda lei de Isaac Newton em uma análise da aceleração de um veículo em um plano não inclinado, tem-se as equações 22 a 24 representando cada tipo de *powertrain* veicular.

Figura 15 – Aplicação da segunda lei de Newton no contexto veicular

Fonte: Gillespie, 1992

Veículo 4x4:

$$F_{xf} + F_{xr} - R_{xf} - R_{xr} - D_a - \frac{W}{g \cdot a_x} - R_{hx} = 0 \quad (22)$$

Veículo 4x2 (propulsão traseira):

$$F_{xr} - R_{xf} - R_{xr} - D_a - \frac{W}{g \cdot a_x} - R_{hx} = 0 \quad (23)$$

Veículo 4x2 (tração dianteira):

$$F_{xf} - R_{xf} - R_{xr} - D_a - \frac{W}{g \cdot a_x} - R_{hx} = 0 \quad (24)$$

Por fim, Wallentowitz (2004) trata do efeito gerado pela aceleração angular das partes rotativas do veículo durante a aceleração translacional do veículo. Esse efeito gera uma força de resistência rotacional, que se aplica em pneus, rodas, discos de freio, cubos de roda, eixos e juntas de transmissão, diferencial, engrenagens de transmissão, embreagens, conversor de torque, componentes de motor, entre outros. Para determinar a força F_{arot} , os momentos de inércia de todas essas partes rotativas devem ser analisados em um eixo do veículo, conforme figura 16 e equações 25 e 26,

em que Θ_{red} representa o momento de inércia já reduzido ao eixo do veículo. φ indica a aceleração angular da roda e r_{din} é o raio dinâmico do pneu.

Figura 16 – Momento de inércia sendo considerado apenas em um eixo do veículo

Fonte: Wallentowitz, 2004

$$M_T = -\Theta_{red} \cdot \ddot{\varphi} \quad (25)$$

$$F_{arot} = \frac{-M_T}{r_{din}} = \frac{\Theta_{red} \cdot \ddot{\varphi}}{r_{din}} \quad (26)$$

Define-se a relação da aceleração angular na equação 27, onde x representa a distância. Sua derivada de segunda ordem é representada na equação 28 e considerando $\ddot{x} = a_x$, obtém-se F_{arot} conforme 29. Para obter o momento de inércia Θ_{red} em 30, deve-se considerar os momentos de inércia dos pneus, rodas, discos de freio e cubos de roda, representados por Θ_w . Os eixos, juntas de transmissão e diferencial são definidos por Θ_{dr} . As engrenagens de transmissão consideradas no eixo de entrada são indicadas por Θ_{Ti} . Por fim, embreagens ou conversor de torque e componentes de motor são indicadas por Θ_c e Θ_{eng} , respectivamente. As relações de transmissão são representadas por i_{Ti} e i_r , conforme também indicado na figura 17.

$$\varphi = \frac{x}{r_{din}} \quad (27)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{\ddot{x}}{r_{din}} \quad (28)$$

$$F_{arot} = \frac{\Theta_{red}}{r_{din}^2} \cdot a_x \quad (29)$$

$$\Theta_{red\ i} = \Theta_w + i_r^2 \cdot \Theta_{dr} + i_r^2 \cdot i_{Ti}^2 \cdot (\Theta_{eng} + \Theta_c + \Theta_{Ti}) \quad (30)$$

Figura 17 – Momentos de inércia considerados em um veículo e *powertrain*

Fonte: Wallentowitz, 2004

Wallentowitz (2004), resume que a resistência total à aceleração é dada pela soma das resistências translacional e rotacional, conforme representado pelas equações 31 e 32. Ao introduzir o fator de massa e_i (equação 33) e dados específicos do veículo, como massa m_v e carregamento utilizado m_{cap} , obtém-se a resistência total inercial (equação 34). Considerando que a relação da marcha utilizada é elevada ao quadrado para obter o momento de inércia no eixo do veículo, os fatores de massa são consideravelmente diferentes entre veículos. Ao somar todas as resistências previamente discutidas, Wallentowitz (2004) apresenta a resistência geral F_{dem} conforme equação 35 e traz um exemplo gráfico arbitrário na figura 18.

$$F_a = F_{a\ rot} + F_{a\ trans} \quad (31)$$

$$F_a = \left(\frac{\Theta_{red\ i}}{r_{din}^2} + m_v + m_{cap} \right) \cdot a_x \quad (32)$$

$$e_i = \frac{\Theta_{red\ i}}{m_w \cdot r_{din}^2} + 1 \quad (33)$$

$$F_a = (e_i \cdot m_w + m_{cap}) \cdot a_x \quad (34)$$

$$F_{dem} = \frac{M_f + M_r}{r_{din}} = (e_i \cdot m_w + m_{cap}) \cdot a_x + F_z \cdot (\tan\theta + f_r) + c_d \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (35)$$

Figura 18 – Todas as resistências aplicáveis a um veículo de passeio

Fonte: Wallentowitz, 2004

2.3 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA E SISTEMAS DE TRANSMISSÕES

A origem das forças trativas discutidas na seção 2.2 são fornecidas às rodas pelo motor, seja ele de combustão interna, elétrico ou a combinação dos dois no caso de híbridos. Para seu estudo por meio de simulação dinâmica envolvendo consumo de combustível, são necessários parâmetros como as curvas de torque do motor, características de ineficiências, mapas de consumo, inércia, máxima rotação. Sua interação com o sistema de transmissão é relevante para este estudo, portanto consideram-se também informações do como tipo de transmissão, relações de marchas e diferencial, eficiências e inércias, e também as velocidades em que ocorrem as trocas de marchas complementam as informações necessárias.

Os motores de combustão interna, ou MCI são máquinas térmicas que transformam o calor obtido pela queima do combustível em trabalho. Brunetti (2012) define a obtenção de trabalho como uma sequência de processos realizados numa substância denominada fluido ativo. No caso de motores de combustão interna, esse fluido ativo representa a mistura ar e combustível na entrada do volume de controle, e produtos da combustão na saída. Os MCIs são definidos quanto a forma de se obter trabalho mecânico, sendo classificados em motores alternativos (formato mais utilizado em veículos de passeio e comerciais), motores rotativos e de impulso.

Os MCIs são ainda classificados quanto ao tipo de ignição, referindo-se ao processo que provoca o início da combustão. Os motores são divididos entre ignição por faísca ou Otto e os de ignição espontânea ou Diesel. No primeiro, a mistura ar combustível é admitida e inflamada a partir de uma faísca de uma vela de ignição. No segundo, o pistão comprime somente o ar e o combustível é injetado em seguida, reagindo espontaneamente com o oxigênio presente no ar quente. Segundo Blair (1999), a aplicação de um nível elevado e significativo de compressão sobre o fluido ativo em um motor foi a maior invenção de Otto.

Finalmente, os MCIs são classificados quanto ao número de tempos do ciclo de operação, organizando-os quanto a sequência de processos sofridos pelo fluido ativo. O termo tempo é definido como cada curso do pistão e caracterizam os MCIs alternativos em dois grupos: motores quatro tempos, em que o pistão realiza quatro cursos para completar um ciclo, conforme figura 19 e os motores dois tempos, em que o ciclo se completa em apenas dois cursos do pistão, o que equivale a uma volta no eixo do motor. A configuração de motor mais utilizada em veículos de passeio e comerciais é a de quatro tempos e no caso dos veículos de passeio, tem-se uma predominância de motores de ignição por faísca.

Figura 19 – Ciclos de funcionamento de um MCI quatro tempos

No caso de motores quatro tempos, o ciclo termodinâmico envolve quatro cursos do pistão para completar um ciclo em que o ângulo total de virabrequim rotaciona 720 °. As válvulas são operadas por mais de 360 ° nos tempos de admissão e exaustão e permanecem inoperantes na maior parte dos tempos de compressão e expansão, por isso os comandos de válvulas são acionados com metade da velocidade angular do virabrequim. O trabalho produzido dentro de cada cilindro está relacionado à pressão de gás que desloca o pistão durante o ciclo de expansão, portanto dados de pressão do gás dentro do cilindro em função do ciclo de operação podem ser utilizados para calcular a transferência de trabalho do gás para o pistão.

Por apresentarem os ciclos de admissão e exaustão, nos motores quatro tempos o trabalho é dividido entre trabalho bruto e trabalho líquido. O trabalho bruto envolve os ciclos de compressão e expansão apenas, já o trabalho líquido representa os quatro ciclos. O trabalho transferido entre o pistão e os gases do cilindro durante a admissão e exaustão é chamado trabalho de bombeamento. Essa parcela de trabalho reduz a quantidade de trabalho que é transferida para o virabrequim e constitui uma das componentes de ineficiências do motor. Portanto o termo trabalho bruto indicado por ciclo é comumente utilizado em motores, representando a maior quantidade de trabalho produzida dentro do motor.

Heywood (2018), indica que a pressão do cilindro e o volume correspondente ao longo do ciclo do motor pode ser plotada em um diagrama pressão por volume, ou diagrama p - V. O trabalho $W_{c,i}$ indicado por ciclo de cada cilindro é obtido ao integrar a curva para obter a área do diagrama, conforme equação 36. A figura 20 mostra exemplos de diagramas p - V para motores de dois tempos, quatro tempos naturalmente aspirado e quatro tempos sobrealimentado. É importante mencionar que sistemas de medição de pressão e parâmetros de combustão em alta taxa de aquisição são aplicados no desenvolvimento de motores, podendo ser instalados diretamente no cabeçote do motor ou por meio das velas de ignição.

$$W_{c,i} = \oint p \cdot dV \quad (36)$$

Figura 20 – Diagramas p-V indicando o trabalho por ciclo de diferentes motores

Fonte: Heywood, 2018

A potência indicada de um motor está diretamente relacionada a quantidade de fluido ativo admitido nos MCIs. A variação da potência é feita por meio da variação da pressão do coletor de admissão, consequentemente, da vazão mássica de ar conforme apontado por Brunetti (2012). A eficiência volumétrica é determinada como sendo a relação entre a massa de ar admitida durante o tempo de admissão e a massa que completaria o volume deslocado pelo pistão, considerando nesse último caso a massa específica nas condições de entrada. Os motores sobrealimentados apresentam os maiores valores de potência indicada, devido a sua maior vazão mássica de ar admitido.

Em um ciclo Otto (volume constante) e considerando o fluido ativo nos ciclos ideais como um gás ideal, com c_v e c_p constantes na operação do motor, pode-se simplificar as equações que descrevem desempenho e eficiência, segundo Heywood (2018). O trabalho de compressão W_C é representado pela equação 37, enquanto o trabalho de expansão W_E está descrito na equação 38. A massa do combustível m_f e o poder calorífico inferior Q_{lHV} podem ser relacionados ao aumento de temperatura durante a combustão. Considerando um processo de combustão adiabático de volume constante, obtém-se a equação 39. Os valores de poder calorífico em volume e pressão constantes são os mesmos para o fluido ativo, definidos na equação 40.

Por fim Heywood (2018) mostra que a energia interna específica (e entalpia) diminuem durante o processo isotérmico de combustão (teórico), por unidade de massa do fluido ativo. A relação para eficiência de conversão de combustível indicada $\eta_{f,i}$ é apresentada em 41 e ao considerar 1 - 2 e 3 - 4 como processos isentrópicos

entre os mesmos volumes, V_1 e V_2 . Tendo γ como c_p/c_v obtém-se a equação 42 que permite atingir a eficiência de conversão de combustível indicada, conforme equação 44. A figura 21 mostra valores de $\eta_{f,i}$ para diferentes valores de γ , indicando que a eficiência de conversão de combustível indicada aumenta com o aumento da relação de compressão do motor e com o aumento de γ , tema discutido neste estudo.

$$W_C = m \cdot c_v \cdot (T_1 - T_2) \quad (37)$$

$$W_E = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_4) \quad (38)$$

$$m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) = m_f \cdot Q_{lhv} \quad (39)$$

$$Q^* = \frac{m_f \cdot Q_{lhv}}{m} \quad (40)$$

$$\eta_{f,i} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (41)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = r_c^{\gamma-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (42)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (43)$$

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (44)$$

Figura 21 – Eficiência de conversão de combustível indicada em função da relação de compressão e γ

Fonte: Heywood, 2018

O consumo de combustível em motores é também medido em massa de combustível por potência gerada e tempo. O consumo específico de combustível (SFC, em inglês *Specific Fuel Consumption*) representa o quanto um determinado motor é eficiente ao usar o combustível para produzir trabalho, conforme equação 45. Baixos valores de consumo específico de combustível são sempre desejados e segundo Heywood (2018), os motores ignição por faísca apresentam valores típicos na ordem de $235 \frac{g}{kW \cdot h}$. A figura 22 mostra um mapa de consumo específico de combustível no eixo (BSFC, em inglês *Brake Specific Fuel Consumption*) de um motor com características são parecidas com o motor objeto deste estudo.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (45)$$

Figura 22 – Mapa de BSFC e um motor 1.6 l quatro cilindros naturalmente aspirado

Fonte: Heywood, 2018

Segundo Ahn (2011) é possível reduzir o consumo de combustível de um veículo por meio do aumento do torque em determinadas faixas de operação, principalmente quando se tratam de rotações baixas e intermediárias, região onde as ineficiências do motor são menores, aproximando da região de melhor BSFC. Além da redução do consumo de combustível, obtém-se também melhor desempenho veicular em manobras de retomadas (em inglês, *elasticity*), que tem como característica o início a aceleração com baixas e médias rotações do motor. A interação dessas características com o sistema de transmissão é de extrema importância para o comportamento dinâmico longitudinal veicular.

Partindo do princípio que a operação de um motor está condicionada a uma demanda de velocidade veicular, pode-se relacionar a velocidade angular do motor com as velocidades angulares no sistema de transmissão e por sua vez, com a velocidade do veículo, conforme figuras 23 e 24. No caso de ciclos operacionais, onde a velocidade é conhecida, o caminho inverso permite obter as velocidades angulares no sistema de transmissão para diferentes marchas e por consequência obter a velocidade angular do motor para cada marcha. Portanto é possível definir em quais rotações n o motor operará durante o ciclo por meio da equação 46 de Gillespie (1992) em que i_c , i_n e i_d representam as relações de transmissão.

$$n = \frac{v \cdot i_c \cdot i_n \cdot i_d \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot r_{din} \cdot 3,6} \quad (46)$$

Figura 23 – Esquema do sistema de transmissão de torque até as rodas

Fonte: Autor

Figura 24 – Velocidade do veículo e rotação do motor para diferentes marchas utilizadas

Fonte: Wallentowitz, 2004

Os sistemas de transmissões atuam de forma a multiplicar o torque fornecido pelo motor, aplicando maiores valores de torque nas rodas para que o veículo vença as forças de resistência atuantes, incluindo superar rampas e atingir as acelerações esperadas para o seu uso, conforme discutido na seção 2.2. Sua função também é aumentar velocidade atingida pelo veículo, conforme a demanda de torque nas rodas diminuir e a demanda por velocidade aumentar, sendo essa operação realizada por meio da troca de marchas no caso deste estudo, conforme figura 25 de Wallentowitz (2004). Outras duas funções da transmissão, são permitir que o veículo opere em reverso e permitir a transição do veículo de repouso para o movimento e vice-versa.

Figura 25 – Velocidade do veículo por torque disponível nas rodas para diferentes marchas utilizadas

Fonte: Wallentowitz, 2004

Para melhor organização deste trabalho, a presente seção divide o conteúdo sobre sistemas de transmissões veiculares com as seções 3.1 e 3.2, que abordam análises das características cinemáticas e de transmissão de forças para o veículo e transmissão deste estudo, trazendo a aplicação dos cálculos teóricos com os dados reais do veículo utilizado e evitando repetição de conteúdo na seção 2.3

2.4 FERRAMENTAS DE TESTES E DE SIMULAÇÃO VEICULAR

O desenvolvimento de motores, sistemas de transmissões e veículos demanda o uso de ferramentas específicas tanto no âmbito experimental, quanto no âmbito virtual. Na área experimental de motores, normalmente um dinamômetro de bancada é utilizado conforme figura 26. Diversos sensores para medição dos parâmetros de desenvolvimento, como consumo de combustível, velocidade angular, pressões e temperaturas fazem parte de uma célula de testes como essa. O eixo do motor é conectado ao dinamômetro, representado simplifiadamente na figura 27. O valor do

torque é medido conforme equação 47 e convertido para potência no eixo (em inglês, *brake power*), sendo esse o valor de potência gerado conforme equação 48.

Figura 26 – Dinamômetro para desenvolvimento de motores

Fonte: AVL, 2019

$$T = F^* \cdot b^* \quad (47)$$

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{60} \quad (48)$$

Figura 27 – Esquema simplificado de funcionamento de um dinamômetro

Fonte: Heywood, 2018

Na área de transmissões, semelhantemente, um dinamômetro de bancada como mostrado na figura 28, é empregado em conjunto com sensores para medição dos parâmetros envolvidos, como torque de entrada, torque de saída, velocidades angulares e temperaturas. Nesse caso é possível obter também as eficiências do sistema ao comparar o torque de saída com o de entrada sem considerar a relação da transmissão. As atividades realizadas em um dinamômetro de transmissões envolvem testes de componentes, de lubrificantes, entre diversas outras opções. Tanto para motores, quanto para transmissões, existem ferramentas de simulação que trazem muitas das atividades para o ambiente virtual.

Figura 28 – Dinamômetro de desenvolvimento para transmissões

Fonte: AVL, 2019

Todos os testes experimentais demandam o controle de diversos parâmetros. Como exemplo na área de motores, podem-se citar as temperaturas dos fluidos e componentes, pressões do sistema de combustível e lubrificação, relação de ar e combustível, entre outros. Portanto testes experimentais requerem a utilização de sensores ou modelos matemáticos que em conjunto com um sistema de aquisição de dados e controle do dinamômetro, disponibilizam esses parâmetros para análises em tempo real ou posterior. O controle do dinamômetro ainda utiliza essas informações

para atuar de forma automática nas condições de operação do motor, de acordo com o plano de testes ou estratégias para proteção do motor.

Por fim, na área experimental de veículos são utilizados dinamômetros de chassi como na figura 29, permitindo que o veículo completo seja testado em ciclos dinâmicos ou estabilizados, envolvendo normalmente parâmetros como consumo de combustível, emissões, torque nas rodas e velocidade. Essa ferramenta permite reproduzir as resistências veiculares discutidas na seção 2.2 em um ambiente seguro e com temperatura e umidade controlada. O dinamômetro de chassi não substitui os dinamômetros de motor e transmissão, mas estendem as possibilidades de desenvolvimento quando são necessários testes que incluem a interação dos diversos componentes de um veículo em desenvolvimento.

Figura 29 – Dinamômetro de chassi para desenvolvimento de veículos

Fonte: AVL, 2019

A simulação veicular permite o estudo de diferentes conceitos de motores, transmissões e outros sistemas ainda nas fases iniciais de desenvolvimento, antes mesmo da construção de protótipos e realização de testes experimentais. É possível prever a eficiência energética de um novo veículo, encontrar o melhor compromisso

entre consumo de combustível e desempenho, obter informações como região de utilização do motor e transmissão em diferentes ciclos de operação. Portanto, é possível atingir conclusões objetivas, adequação a novas legislações, melhorias de um veículo já existente e economia de tempo e recursos financeiros envolvidos em prototipagem e testes experimentais.

Rakha et al. (2011) afirma que o consumo de combustível é relacionado ao consumo instantâneo e medições instantâneas de variáveis como potência, força trativa, aceleração, velocidade e gradiente da estrada. Uma das variáveis mais importantes, segundo o autor é a potência do veículo, que pode ser calculada como produto da força exercida e velocidade. A força envolve as acelerações do veículo, bem como as resistências aerodinâmicas, ao rolamento e gradiente da estrada. Portanto, um modelo de consumo de combustível foi proposto, sendo calibrado com dados divulgados pelas montadoras, tendo como base estatística diversos experimentos com diversas combinações polinomiais de velocidade e aceleração.

O consumo de combustível depende de fatores que podem não ser cobertos por um único modelo matemático, incluindo características do motor, comportamento do motorista, topografia da estrada, temperatura, umidade, entre outros. Portanto Rakha et al. (2011) explica que encontrar o compromisso entre simplicidade e precisão é sempre uma tarefa difícil, tendo como desafio identificar os parâmetros principais sem criar um modelo muito complexo que exija maiores trabalhos com correlação. Com base em dados do sistema de diagnóstico veicular (OBD, em inglês *On Board Diagnostics*), Rakha et al. (2011) demonstra que o consumo de combustível poderia ser modelado utilizando conforme equações 49 a 52:

$$FC(t) = \alpha^0 + \alpha^1 P(t) + \alpha^2 P(t)^2, P(t) \geq 0 \quad (49)$$

$$FC(t) = \alpha^0, P(t) < 0 \quad (50)$$

$$FC(t) = \beta^0 \omega_e(t) + \beta^1 P(t) + \beta^2 P(t)^2, P(t) \geq 0 \quad (51)$$

$$FC(t) = \beta^0 \omega_{idle}, P(t) < 0 \quad (52)$$

A função polinomial de segunda ordem se aplica para valores de potência positivos, onde α_0 , α_1 , α_2 representam as constantes do modelo 1 do instituto de Virginia de consumo de combustível baseado em potência (VT-CPFM-1, em inglês *Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model*), que não considera a marcha utilizada. β_0 , β_1 e β_2 são as constantes do modelo VT-CPFM-2

calibradas para cada veículo e ω_{idle} é a rotação de marcha lenta, sendo a rotação do motor ω_e considerada, requerendo informações do motor e podendo ser utilizado para modelar estratégias de trocas de marchas voltadas para redução do consumo de combustível, melhorando a precisão nos resultados desse modelo

Rakha et al. (2011) mostra que as constantes α dos modelos VT-CPFM-1 são definidas para cada veículo em função de pressão de combustível em marcha lenta, rotação de marcha lenta, características do motor, PCI (Poder Calorífico Inferior), consumo de combustível nos ciclos urbano e rodoviário de proteção ambiental Americano (EPA, em inglês *US Environmental Protection Agency*), duração dos ciclos, potência aplicada nos ciclos, entre outros parâmetros apresentados em tabelas no seu estudo. Para validar os modelos, diferentes veículos foram testados em um dinamômetro de chassi, utilizando ciclos Americanos que representam um grande grupo de condições reais de rodagem.

Os resultados modelados aproximam bem dos testes experimentais, conforme demonstrado por valores de consumo instantâneo das figuras 30 e 31 com os ciclos EPA urbano e Nova Iorque (NYCC, em inglês *New York City Cycle*). É importante mencionar que os dois modelos foram baseados em regressão de dados de veículos existentes no mercado, portanto não representam uma ferramenta para estudos envolvendo novas tecnologias de veículo e *powertrain*. Trata-se de uma ferramenta importante para o posicionamento dos veículos e comparação com concorrentes no cenário atual, mas não se aplica para análises de possibilidades de tecnologias e legislações do mercado futuro.

Figura 30 – Consumo de combustível instantâneo nos testes em dinamômetro e modelados versus tempo para o ciclo LA04 – Veículo Saturn SL

Fonte: Rakha et al., 2011

Figura 31 – Consumo de combustível instantâneo nos testes em dinamômetro de chassi versus valores modelados para o ciclo NYCC – Veículo Saturn SL

Fonte: Rakha et al., 2011

Segundo Pellegrino (2015), é possível criar um modelo para análise de consumo de combustível em estágios preliminares do desenvolvimento de um veículo,

onde nem todos os dados estão disponíveis e tão pouco o veículo físico existe. A análise permite a seleção de componentes do veículo e *powertrain*, reduzindo o tempo de desenvolvimento e o custo final do projeto. O estudo permite ainda obter o efeito dos acessórios do motor no consumo de combustível, bem como auxiliar na definição das velocidades de trocas de marchas ideais. A interação das forças necessárias para movimentar o veículo (figuras 32 e 33) com mapas de consumo do motor, já discutidos na seção 2.3, permite obter o consumo instantâneo e acumulado do veículo.

Figura 32 – Esquema com as forças atuantes em um veículo em movimento

Fonte: Pellegrino, 2015

Figura 33 – Esquema com as forças atuantes na transmissão do motor até as rodas

Fonte: Pellegrino, 2015

Segundo Pellegrino (2015), as maiores diferenças da simulação de ciclos para os resultados obtidos em testes experimentais são relacionadas às regiões com mais transientes de velocidades, em que o motor apresenta uma maior variabilidade de funcionamento. Ciclos mais estabilizados aproximam melhor das simulações, uma vez que o controle do motor não impõe grandes compensações de combustível para essa condição de operação. Partindo de um modelo criado por Pellegrino (2015) para o ciclo HWFET, erros menores do que 4,2 % foram para rotação do motor (figura 34). Da mesma forma o consumo acumulado do ciclo simulado apresentou valores consistentes e erros na ordem de 5 % ou menos, conforme figura 35.

Figura 34 – Rotação instantânea do motor real e simulada

Fonte: Pellegrino, 2015

Figura 35 – Massa de combustível real e simulada

Fonte: Pellegrino, 2015

Pellegrino (2015) explica que ocorre influência do operador que conduz o veículo nos testes experimentais, uma vez que existem tolerâncias de velocidades definidas em norma para o ciclo. Também direciona oportunidades de melhoria em seu estudo, indicando que um levantamento mais detalhado dos mapas de consumo do motor levaria a resultados mais confiáveis. Da mesma forma os valores de eficiência de transmissão devem ser medidos e considerados para diferentes condições de operação. Por fim, a influência térmica no funcionamento do motor é um potencial a ser explorado, uma vez que existem ciclos com fases em que o motor opera frio, tendo grande efeito em consumo.

A revisão dos trabalhos desta seção demonstrou que a regressão de dados é uma solução simples para gerar modelos de consumo de combustível em ciclos de operação conhecidos, a partir de veículos já disponíveis no mercado. Porém situações envolvendo novas tecnologias, ciclos customizados, fases de operação do motor a frio, entre outras condições demandariam constantes atualizações dos modelos. Portanto a utilização de ferramentas de simulação comerciais é interessante, pois trazem diversas tecnologias em seus modelos, os principais ciclos de homologação do mundo, funções para operação do motor a frio, além da possibilidade de criação de funções e ciclos de operação adicionais por seus usuários.

2.5 MELHORIA DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA VEICULAR COM USO DE SIMULAÇÃO

Bertoncini (2014) apresenta propostas de melhoria de consumo para um veículo existente no mercado naquele período. O estudo foi realizado por meio de testes experimentais e simulação veicular ao variar no veículo referência diversos parâmetros como velocidades de trocas de marchas, relações da transmissão manual de cinco marchas, atrito do óleo lubrificante, coeficiente de resistência ao rolamento dos pneus, área frontal e massa do veículo. Os resultados da tabela 6 apresentam os ganhos de até 8,49 % nas alterações em consumo energético em relação ao veículo referência. O estudo considerou E22 (gasolina contendo 22 % de etanol anidro), E100 (etanol hidratado em 5 %) e FF (mistura dos dois combustíveis, *flex fuel*).

Tabela 6 – Diferença de consumo energético em relação do veículo referência

	Diferença [%]									
	Troca otimizada	Dif. 4,063:1	Dif. 3,938:1	Óleo baixo atrito	Crr 8,7	Crr 8,5	-3 dm ²	1134 kg	1181 kg	1304 kg
E22	-5,72	-1,74	-2,77	-1,08	-0,89	-1,11	-0,26	-2,54	-1,47	1,29
E100	-8,49	-1,78	-2,89	-1,04	-0,81	-0,98	-0,13	-2,45	-1,40	1,19
FF	-7,11	-1,76	-2,83	-1,06	-0,85	-1,04	-0,19	-2,50	-1,43	1,24

Fonte: Bertoncini, 2014

A tabela 7 apresenta as diferenças que atingiram até 8,11 % no desempenho em acelerações 0 a 100 km/h com cada uma das mudanças propostas e comparadas com o veículo referência, considerando E22 e E100.

Tabela 7 – Diferença de aceleração 0 a 100 km/h em relação ao veículo referência

	Diferença [%]									
	Troca otimizada	Dif. 4,063:1	Dif. 3,938:1	Óleo baixo atrito	Crr 8,7	Crr 8,5	-3 dm ²	1134 kg	1181 kg	1304 kg
E22	---	1,42	2,11	-0,41	-0,24	-0,32	-0,07	-8,11	-4,61	3,99
E100	---	1,04	1,80	-0,53	-0,23	-0,30	-0,08	-7,97	-4,52	3,64

Fonte: Bertoncini, 2014

A figura 36, por sua vez, mostra o compromisso entre desempenho em acelerações 0 a 100 km/h e consumo energético com E100, considerando os diferentes parâmetros avaliados, com bom resultado para massa de 1134 kg.

Figura 36 – Relação entre desempenho em aceleração e consumo energético

Fonte: Bertoncini, 2014

Quando os parâmetros estudados foram combinados por Bertoncini (2014), gerou-se uma nova proposta de veículo com as autonomias simuladas para cada combustível conforme tabela 8 e com ganhos de até 15,74 %, conforme figura 37.

Tabela 8 – Autonomia combinada da nova proposta de veículo simulada

	Autonomia [km/l]		
	Urbano	Rodoviário	Combinado
A_{comE22}	15,882	21,486	17,994
$A_{comE100}$	11,282	14,473	12,524
A_{comFF}	---	---	15,259

Fonte: Bertoncini, 2014

Figura 37 – Autonomia combinada da nova proposta em relação ao veículo referência

Fonte: Bertoncini, 2014

Os resultados obtidos também foram avaliados em consumo energético, apresentando melhoria clara em relação ao veículo base conforme tabela 9 e figura 38, com ganhos de 18,67 % no caso do combustível E100.

Tabela 9 – Consumo energético combinado da nova proposta de veículo simulada

	Consumo energético combinado [MJ/km]
CE_{E22}	1,611
CE_{E100}	1,604
CE_{FF}	1,608

Fonte: Bertoncini, 2014

Figura 38 – Consumo energético combinado da nova proposta em relação ao veículo referência

Fonte: Bertoncini, 2014

Segundo Cassiano et al. (2016), o uso de dados de medições experimentais é extremamente importante para o desenvolvimento de modelos virtuais, auxiliando no processo de validação dos modelos dinâmico veiculares e suportando a identificação de melhores propostas de projeto e gerenciamento dentro do setor de transportes. Para desenvolver o estudo, Cassiano et al. (2016) monitorou em condições reais de operação um veículo compacto, com motor *flex fuel* 1.6 litro e transmissão manual. O veículo foi equipado com um sistema de monitoramento com um analisador de cinco gases para CO, HC (CH₄), NO_x, CO₂ e SO₂, além dos sistemas com linhas de amostragem diretamente ligadas ao sistema de escapamento.

Para suportar a análise das aquisições, informações disponíveis no sistema OBD e GPS foram gravadas, além de outros sinais que foram obtidos conforme figura 39. Cassiano et al. (2016) indica como principais parâmetros para o estudo, a velocidade do veículo, rotação de operação do motor, consumo de combustível, posição angular da válvula borboleta de aceleração do motor, temperatura do líquido de arrefecimento, do óleo e dos gases de exaustão. Os testes foram executados utilizando os combustíveis E27 (gasolina contendo 27 % de etanol anidro) e E100 em uma rota urbana na cidade de Fortaleza, em condições reais de tráfego conforme figura 40 e em seguida utilizados para validar o modelo veicular construído na ferramenta AVL CRUISE.

Figura 39 – Principais parâmetros monitorados durante os experimentos

Fonte: Cassiano et al., 2016

Figura 40 – Ciclos de operação reais obtidos com E27 e E100

Fonte: Cassiano et al., 2016

Por fim, Cassiano et al. (2016) mostra que a comparação de consumo de combustível em ciclos de operação padrões foram mais eficazes que em condições reais de tráfego. Testes adicionais também foram realizados para auxiliar o trabalho, entre eles testes em marcha lenta conforme tabela 10, além de testes com velocidades

constantes. Após gerar o modelo de simulação veicular na ferramenta AVL CRUISE com base nos dados experimentais, Cassiano et al. (2016) simulou os ciclos operacionais NEDC, urbano (FTP-75, em inglês *Federal Test Procedure 75*) e rodoviário (HWFET, em inglês *Highway Fuel Economy Test*) e analisou os efeitos em consumo e emissões para E27 e E100.

Tabela 10 – Valores obtidos em condições de marcha lenta e condições reais de tráfego

Parameters	E27 Idle (kg/h)	E27 Fortaleza#1 g/km	E100 Idle (kg/h)	E100 Fortaleza#2 g/km
FC	0.2968	8.69 (l/100 km)	0.6447	14.95 (l/100 km)
HC	$< 10^{-10}$	0.0011	6.95×10^{-8}	0.0000
CO	9.29×10^{-5}	0.0067	8.42×10^{-5}	0.0000
NO _x	1.86×10^{-6}	0.0004	3.46×10^{-8}	0.0001

Fonte: Cassiano et al., 2016

Os resultados dos ciclos de operação simulados estão indicados sem asterisco na figura 41 e 42, enquanto os experimentos reais são indicados com asterisco. Os valores de consumo de combustível obtidos na simulação dos dois ciclos de Fortaleza apontam aumento de 40 % a 90 % em relação aos ciclos testados, indicando que a influência do tráfego real demanda validações adicionais, sendo importante realizá-las antes de considerar qualquer otimização ou implementação de novas tecnologias. As vantagens quanto ao uso do E100 incluem seu custo, redução de emissões de HC e CO, porém um consumo até 50 % maior foi encontrado em comparação ao E27. Todos os resultados de emissões ficaram dentro do requerido por legislação.

Figura 41 – Resultados de consumo de combustível obtidos por simulação e por testes experimentais com os ciclos considerados

Fonte: Cassiano et al., 2016

Figura 42 – Resultados de emissões obtidos por simulação e por testes experimentais com os ciclos considerados

Fonte: Cassiano et al., 2016

Segundo Oh et al. (2014), os testes experimentais envolvendo consumo de combustível demandam recursos financeiros e tempo, principalmente quando envolvem a investigação de diferentes parâmetros veiculares e condições de operação. No mercado de veículos de passeio, a diversidade de modelos é expressiva, portanto conduzir estudos parametrizados em função de métodos

experimentais se torna inviável segundo o autor. Portanto metodologias envolvendo simulação veicular apresentam vantagens por obterem resultados em menor tempo e permitindo investigações de diferentes parâmetros veiculares e condições de operação voltadas para consumo de combustível ou desempenho.

O estudo proposto por Oh et al. (2014) sobre modelamento de consumo de combustível por meio de simulação dinâmica veicular envolve sete condições de operação e dez diferentes veículos conforme tabelas 11 e 12, totalizando 70 casos simulados cujos resultados foram comparados com 35 testes experimentais para verificar a precisão das simulações em várias condições.

Tabela 11 – Especificações dos cinco veículos a gasolina testados em dinamômetro de chassi

Specifications of five types of gasoline vehicles implemented chassis dynamometer test.

Specifications	Gasoline A	Gasoline B	Gasoline C	Gasoline D	Gasoline E
Empty vehicle weight (kg)	900	1060	1190	1415	1525
Engine displacement (cc)	998	1396	1591	1999	2359
Max. power (PS)	82	108	140	172	201
Max. torque (kg-m)	9.6	13.9	17	20.5	25.5
Number of cylinder (–)	3	4	4	4	4
Number of gear (–)	4	4	6	6	6
Dimensions	Height (m)	1595	1700	1775	1825
	Width (m)	1485	1457	1435	1470

Fonte: Oh et al., 2014

Tabela 12 – Especificações dos cinco veículos a diesel testados em dinamômetro de chassi

Specifications of five types of diesel vehicles implemented chassis dynamometer test.

Specifications	Diesel A	Diesel B	Diesel C	Diesel D	Diesel E
Empty vehicle weight (kg)	1605	1654	1867	2185	2130
Engine displacement (cc)	1685	1995	1995	2185	2959
Max. power (PS)	140	184	184	197	260
Max. torque (kg-m)	33	41	41	44.5	56
Number of cylinder (–)	4	4	4	4	6
Number of gear (–)	6	6	6	6	8
Dimensions	Height (m)	1815	1820	1880	1985
	Width (m)	1470	1655	1680	1780

Fonte: Oh et al., 2014

As características dos ciclos do Instituto Nacional de Investigação Ambiental (NIER, em inglês *National Institute of Environment Research*) de baixa velocidade (NIER03, 05, 07 e 09) e alta velocidade (NIER12, 14, além do HWFET), estão

disponíveis na tabela 13, enquanto os parâmetros investigados nos veículos, bem como as variações nas simulações, são presentes na tabela 14.

Tabela 13 – Características dos ciclos de operação utilizados nas investigações

Characteristics of test driving modes.

Driving mode	Averaged speed (km/h)	Idle duration (%)	Driving time (s)	Driving distance (km)	Start condition (-)
NIER03	10.8	38.2	878	2.6	Hot
NIER05	17.3	29.7	861	4.1	Hot
NIER07	24.6	22.6	875	6	Hot
NIER09	34.1	12.4	926	8.8	Hot
NIER12	65.4	0	793	14.4	Hot
NIER14	97.3	0	807	21.8	Hot
HWFET	77.6	0	765	16.5	Hot

Fonte: Oh et al., 2014

Tabela 14 – Parâmetros investigados e respectivas variações aplicadas no estudo

The five vehicle parameters impact on fuel efficiency and emissions.

Parameter	Change rate
Gross vehicle weight	±1%, 3% 5% and 10% respectively (only ±10% change results are shown in results)
Frontal area	
Air drag coefficient	
Rolling resistance	
Engine full load characteristic	

Fonte: Oh et al., 2014

Oh et al. (2014) aponta que o modelo dinâmico veicular da ferramenta de simulação AVL CRUISE apresentou alta precisão quando se comparam os resultados com os experimentos, não somente nos dados de consumo de combustível e emissões acumulados da figura 43, mas também nos dados instantâneos conforme indicado na figura 44 em que duas estratégias de trocas de marchas foram analisadas.

Figura 43 – Validação do consumo de combustível e emissão de CO₂ medidos em dinamômetro de chassi com valores simulados

Fonte: Oh et al., 2014

Figura 44 – Validação da operação do motor medidos em dinamômetro de chassi com valores simulados

Fonte: Oh et al., 2014

Após investigação de todos os resultados gerados pelos diferentes parâmetros, os resultados mais relevantes foram disponibilizados de forma detalhada nas figuras 45 e 46. A tabela 15 resume os resultados de todas as investigações, incluindo as variações de peso bruto, área frontal e coeficiente de arrasto aerodinâmico, resistência ao rolamento e características do motor em plena carga.

Figura 45 – Consumo de combustível simulado para variações em 10% no peso bruto

Fonte: Fonte: Oh et al., 2014

Figura 46 – Consumo de combustível simulado para variações em 10% na resistência ao rolamento

Fonte: Oh et al., 2014

Tabela 15 – Resultados atingidos para os parâmetros investigados no estudo

Averaged maximum change rate of fuel efficiency in low/high speed driving mode.

	Averaged change rate	
	Low speed modes	High speed modes
<i>Gasoline vehicle – parameters</i>		
Gross vehicle weight	-3.78~4.18%	-4.08~4.48%
Frontal area or air drag coefficient	-0.50~0.50%	-3.58~3.87%
Rolling resistance	-1.35~1.41%	-2.98~3.16%
Engine full load characteristic	-0.46~1.02%	-0.03~0.23%
<i>Diesel vehicle – parameters</i>		
Gross vehicle weight	-4.52~4.89%	-4.68~5.15%
Frontal area or air drag coefficient	-0.47~0.47%	-3.50~3.75%
Rolling resistance	-1.48~1.51%	-3.28~3.48%
Engine full load characteristic	-0.07~0.12%	-0.15~0.07%

Fonte: Oh et al., 2014

Oh et al. (2014) demonstra que a variação do peso bruto gera a maior influência em consumo de combustível, independentemente do ciclo de operação ou do tipo de veículo. Conforme tabela 15, a variação do peso bruto atingiu a maior redução em consumo de combustível, 5,15 %, nos veículos a diesel operando em ciclos de alta velocidade. O segundo parâmetro com maior influência foi o coeficiente de resistência

ao rolamento, variando o consumo em mais de 1 % nos ciclos de operação de baixa velocidade e até 3,48 % nos ciclos de alta velocidade. Em terceiro lugar, tem-se a variação da área frontal e do coeficiente de arrasto, com influência mais expressiva nos ciclos de alta velocidade.

Dimaratos et al. (2016) contextualizou seu trabalho envolvendo simulação de diferentes tecnologias veiculares em função das diferenças entre os ciclos NEDC e novo procedimento de testes global (WLTP, em inglês *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure*). Segundo o autor, o WLTP define um padrão global para determinar emissões de poluentes e CO₂, visando minimizar a diferença entre o consumo de combustível observado no mundo real para o valor atingido nos testes de homologação. Portanto o procedimento WLTP apresenta um ciclo de operação mais representativo, com maiores demandas de acelerações e menor tempo para aquecimento de motor e catalizadores.

Entretanto, Dimaratos et al. (2016) discorre que após a introdução do ciclo WLTP, os valores de emissões de CO₂ devem ser reduzidos aos valores de referência encontrados no ciclo NEDC. Essa demanda exige que as montadoras realizem ambos os ciclos, aumentando significativamente os custos e tempo de desenvolvimento. Portanto no cenário da legislação Europeia, é desejável uma metodologia para correlacionar os resultados dos dois testes. Uma metodologia baseada em simulação foi desenvolvida por D. Tsokolis et al. (2015), que inicia com a seleção de uma frota de veículos representativos, seguida do desenvolvimento e padronização de modelos de simulação para cada veículo e a investigação dos efeitos de diferentes tecnologias.

O trabalho de Dimaratos et al. (2016) visa avaliar diferentes tecnologias e seus potenciais em redução de emissões de CO₂. Os veículos selecionados foram modelados no programa computacional (em inglês, *software*) comercial AVL CRUISE, onde todos os dados de entrada necessários foram fornecidos pelas montadoras a fim de garantir alta precisão nos resultados. Os valores foram comparados com medições em ciclos de operação NEDC e WLTP conduzidas em dinamômetro de chassi e uma vez que todos os modelos foram calibrados e validados, uma série de simulações foi conduzida para avaliar o efeito das variações das tecnologias em emissões de CO₂, tanto no ciclo NEDC, quanto no WLTP.

Dimaratos et al. (2016) implementa diversas tecnologias nos modelos de veículos simulados no *software* AVL CRUISE. Nos casos em que o veículo já estava equipado com alguma das tecnologias estudadas, foram simuladas novas condições

em que a tecnologia foi removida para investigar seus possíveis efeitos. As tecnologias foram definidas na tabela 16 e contemplam *stop-start*, sistema de recuperação de energia de frenagem (BERS, em inglês *Brake Energy Recuperation System*), sistema de atuação de válvulas variável (VVA, em inglês *Variable Valve Actuation*), sistema GDI e de injeção multiponto (MPI, em inglês *Multipoint Fuel Injection*), diferentes transmissões, *coast down* e peso do veículo.

Tabela 16 – Tecnologias e respectivas abordagens aplicadas no estudo

Vehicle component	Technology	Simulation approach
Engine	Start-Stop	Use of built-in component in Cruise
	Energy recuperation (BERS)	Different electrical system
	Variable valve actuation (VVA)	Different engine fuel consumption map
	Direct injection (DI) – Port injection (MPI)	Different engine fuel consumption map
	Thermal management	Different cold start modelling
Gearbox	Gearbox variations (Downspeeding)	Number of gears and transmission ratio variation
Driving resistance	Rolling resistance and aerodynamics	Different road load
	Weight	Different vehicle inertia

Fonte: Dimaratos et al., 2016

Dimaratos et al. (2016) definiu para suas avaliações um grupo de veículos representativos envolvendo quatro características tecnológicas, sendo elas o tipo de combustível, o tipo de indução do motor, o deslocamento volumétrico e o tipo de transmissão. A combinação das quatro características contempla diversos segmentos veiculares atualmente. O autor indica na tabela 17 as principais especificações dos veículos selecionados, onde estão incluídos veículos a gasolina e diesel, com indução sobrealimentada e naturalmente aspirada, com diferentes deslocamentos volumétricos e especificação de transmissão. Todos os veículos são equipados com sistema *stop-start* e BERS.

Tabela 17 – Especificações dos veículos estudados por Dimaratos et al. (2016)

Vehicle	Transmission*	Turbo	Curb Mass [kg]	Displacement [cm ³]	Maximum Power [kW]
Diesel 1	MT5	Yes	1393	1248	70
Diesel 2	MT6	Yes	1465	1995	120
Diesel 3	MT6	Yes	1293	1560	82
Diesel 4	MT6	Yes	1601	1598	90
Gasoline 1	MT5	Yes	1102	1197	66
Gasoline 2	MT6	Yes	1290	1368	125
Gasoline 3	MT6	Yes	1450	1798	125
Gasoline 4	MT5	No	930	875	77
Gasoline 5	MT5	No	1025	1368	57

* MT: Manual Transmission

Fonte: Dimaratos et al., 2016

Dimaratos et al. (2016) apresentou os resultados e comentários sobre cada uma das tecnologias investigadas. O efeito do sistema *stop-start* em emissões de CO₂ variou entre 2,5 e 4,8 % no ciclo NEDC e 1,2 e 2,6 % no ciclo WLTP para os veículos considerados em seu estudo. Segundo o autor, o maior efeito no ciclo NEDC era esperado, devido ao maior tempo com o veículo parado no NEDC (22,6 % do ciclo) quando comparado ao ciclo WLTP (13,4 % do ciclo). A remoção sistema *stop-start* resultaria em uma redução da diferença de emissões do ciclo WLTP para o NEDC na ordem de até 20 %. Dimaratos et al. (2016) demonstra na figura 47 os dados obtidos para o veículo *Gasoline 3* da tabela 17, incluindo o perfil de velocidade e estado de carga (SOC, em inglês *State of Charge*) dos ciclos.

Figura 47 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema *stop-start*

Fonte: Dimaratos et al., 2016

O efeito do sistema de recuperação de energia BERS em emissões de CO₂ variou entre 1,9 e 4,0 % no ciclo NEDC, e entre 1,3 e 1,6 % no ciclo WLTP para os veículos considerados no estudo. Semelhantemente ao sistema *stop-start*, Dimaratos et al. (2016) mostra que essa tecnologia tem maior efeito no ciclo NEDC, devido ao maior tempo operando em frenagens quando comparado ao ciclo WLTP. A remoção sistema BERS resultaria em uma redução da diferença de emissões do ciclo WLTP para o NEDC na ordem de até 10 %. Dimaratos et al. (2016) apresenta os dados obtidos para o veículo *Diesel 4* da tabela 17 por meio da figura 48 e comenta que a regeneração durante a frenagem recarrega a bateria, aumentando seu SOC.

Figura 48 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema de recuperação de energia

Fonte: Dimaratos et al., 2016

A terceira tecnologia considerada no estudo de Dimaratos et al. (2016) foi o sistema VVA, estudado somente nos veículos a gasolina apesar de ser comumente aplicado a motores diesel modernos. Semelhante aos casos anteriores, o sistema VVA teve maior efeito no ciclo NEDC que no WLTP, com redução em emissões de CO₂ entre 2,5 e 5,0 % e 1,4 e 2,1 %, respectivamente. Dimaratos et al. (2016) mostra os dados obtidos para o veículo *Gasoline 1* da tabela 17 por meio da figura 49 e comenta que o sistema VVA afeta o consumo de combustível principalmente nas faixas de baixas rotação e carga do motor, justificando o maior efeito sobre o ciclo NEDC comparado ao WLTP.

Figura 49 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema de atuação de válvulas variável

Fonte: Dimaratos et al., 2016

As tecnologias de injeção DI e MPI de combustível foram aplicadas somente nos veículos a gasolina, portanto Dimaratos et al. (2016) investiga os benefícios do sistema de injeção direta de combustível em termos de consumo de combustível por possibilitar estratégias estratificadas e com razão ar combustível pobre. O autor ainda reforça que atenção deve ser dada para os níveis de emissões de NO_x, que podem aumentar quando se implementa esse sistema de injeção. O efeito obtido em emissões de CO₂ pelo uso de injeção direta atingiu até 1,5 % no ciclo NEDC e até 0,8 no ciclo WLTP para os veículos considerados no estudo. A figura 50 apresenta os resultados obtidos com os dois sistemas para o veículo *Gasoline* da tabela 17.

Figura 50 – Resultados obtidos com a aplicação do sistema de injeção direta de combustível

Fonte: Dimaratos et al., 2016

Dimaratos et al. (2016) estudou também o sistema de transmissão manual, aumentando o número de marchas para sete, bem como variando suas relações. Embora a maioria dos veículos estudados são equipados com transmissão de seis velocidades, a redução para cinco velocidades também foi considerada por ser presente em veículos desse segmento. Ao aplicar 7 velocidades, Dimaratos et al. (2016) apresenta reduções de emissões de CO₂ de até 1 % no ciclo NEDC e próximas a 3 % no ciclo WLTP. A figura 51 apresenta o resultado do veículo *Diesel 2* da tabela 17, destacando o maior efeito no ciclo WLTP, uma vez que o ciclo NEDC só permite o uso da maior marcha acima de 100 km/h nos casos de 6 ou 7 velocidades.

Figura 51 – Resultados obtidos com variações no sistema de transmissões

Fonte: Dimaratos et al., 2016

Dimaratos et al. (2016) finaliza o estudo com variações no *coast down* e inércia dos veículos, que podem ser atingidas com a implementação de tecnologias, melhorias aerodinâmicas, pneus mais eficientes e um uma nova plataforma (chassi e carroceria). Considerando esse potencial, Dimaratos et al. (2016) executou uma análise de sensibilidade avaliando os efeitos sobre emissões de CO₂. A inércia foi variada em 100 kg acima e abaixo do valor referência de cada veículo, o *coast down*, da mesma forma, variou em 10 % para mais e para menos em duas etapas separadas. Primeiramente a resistência ao rolamento foi variada e depois a resistência aerodinâmica foi avaliada.

Os resultados para o veículo *Diesel 1* da tabela 17 são apresentados na figura 52, indicando que a redução de 100 kg melhora em aproximadamente 2 % as emissões de CO₂ nos dois ciclos. A redução de 10 % na resistência ao rolamento oferece um ganho de 1,2 % e 2,2 % nos ciclos NEDC e WLTP, respectivamente. Já a redução de 10 % na resistência aerodinâmica reduz as emissões de CO₂ em 2 % e 2,8 % nos ciclos NEDC e WLTP, respectivamente. Dimaratos et al. (2016) indica que

eram esperados os melhores resultados no WLTP ao variar o *coast down*, uma vez que os efeitos são proporcionais ao quadrado da velocidade e o ciclo WLTP apresenta maiores velocidades que o NEDC.

Figura 52 – Resultados obtidos com variações em *coast down* e inércia

Fonte: Dimaratos et al., 2016

A revisão dos trabalhos nesta seção demonstrou que a utilização de ferramentas de simulação comerciais traz ótimas correlações em estudos de tecnologias veiculares ou de *powertrain*. É possível adicionar novas tecnologias por meio da criação de funções adicionais, quando não disponíveis em seus modelos. Os principais ciclos de consumo e desempenho do mundo são presentes, além de condições adicionais poderem ser implementadas por seus usuários. Por fim, são ferramentas constantemente atualizadas por seus fornecedores, considerando novas tecnologias e tendências do mercado. Tais características levaram a escolha desse tipo de aplicação para o presente estudo envolvendo tecnologias para o Rota 2030.

3 METODOLOGIA

A descrição da metodologia utilizada no presente trabalho é dividida em cinco diferentes seções: a primeira contempla as relações de cinemática envolvidas na dinâmica longitudinal veicular, do motor até as rodas do veículo. A segunda parte da metodologia trata das funções e eficiências envolvidas na transmissão de força. Já a terceira parte cita as principais normas de ensaio em dinamômetro de chassi. A quarta parte envolve os métodos de ensaio em dinamômetro de motor. Por fim, a quinta parte apresenta a ferramenta de simulação utilizada, bem como sua interação com os dados de entrada e condições de contorno a fim de obter o consumo instantâneo e acumulado de combustível e dados de desempenho em retomadas.

3.1 CINEMÁTICA LONGITUDINAL VEICULAR

Tendo como condição de contorno a demanda de velocidade veicular dos principais ciclos utilizados para o desenvolvimento e homologação veicular, além de conhecer as características cinemáticas do sistema de transmissão manual do veículo estudado (tabela 18), obtém-se diretamente as velocidades angulares do motor para cada uma das marchas utilizadas conforme demonstrado na tabela 19 em intervalos de 500 rpm e figura 53, com as linhas azul e verde representando a rotação de torque e potência máxima, respectivamente. Considerando que as velocidades do veículo em que ocorrem a trocas de marchas são definidas em projeto, convém verificá-las sempre que uma alteração ocorre no veículo ou *powertrain*.

Tabela 18 – Especificações cinemáticas do veículo e *powertrain* deste estudo

Relação 1ª marcha	3.64
Relação 2ª marcha	1.95
Relação 3ª marcha	1.28
Relação 4ª marcha	0.98
Relação 5ª marcha	0.75
Relação Diferencial	4.29
Raio dinâmico do pneu	0.30 m
Rotação máxima do motor	6500 rpm

Fonte: Autor

Tabela 19 – Velocidade do veículo estudado por marchas e rotações do motor

Velocidades (km/h) em função de marcha e rotação do motor (rpm)					
	1ª marcha	2ª marcha	3ª marcha	4ª marcha	5ª marcha
0	0	0	0	0	0
500	4	7	10	13	18
1000	7	13	21	27	35
1500	11	20	31	40	53
2000	14	27	41	54	70
2500	18	34	51	67	88
3000	22	40	62	81	105
3500	25	47	72	94	123
4000	29	54	82	108	140
4500	33	61	92	121	158
5000	36	67	103	135	175
5500	40	74	113	148	193
6000	43	81	123	162	210
6500	47	88	134	175	228

Fonte: Autor

Figura 53 – Velocidade do veículo estudado e rotação do motor para cada marcha utilizada

Fonte: Autor

3.2 TRANSMISSÃO DE FORÇA VEICULAR

Para atingir as velocidades demandadas em ciclos de consumo de combustível ou manobras de desempenho, são necessárias acelerações do veículo, que são obtidas por meio do torque proveniente do motor, conforme tabela 20 e figura 54. Uma análise mais precisa da aceleração requer o modelamento dos sistemas pelos quais a potência do motor é transmitida até os pneus, segundo Gillespie (1992). O torque obtido no motor é ainda reduzido pelo torque necessário para acelerar a inércia dos componentes rotativos, conforme discutido na seção 2.2. Além disso, o torque é reduzido também pela carga imposta ao motor por itens como alternador, ar condicionado, bomba d'água, bomba de óleo, direção hidráulica, entre outros.

Tabela 20 – Potência e torque em plena carga por rotação do motor deste estudo

Rotação do motor (rpm)	Potência (kW)	Torque (Nm)
800	10.0	119.9
1030	11.0	102.0
1266	14.8	111.6
1517	18.5	116.5
1767	22.1	119.4
2020	25.8	122.0
2267	30.2	127.2
2528	34.1	128.8
2763	38.2	132.0
3018	42.5	134.5
3263	47.3	138.4
3517	50.9	138.2
3764	54.8	139.0
4010	57.6	137.2
4512	63.4	134.2
5018	69.9	133.0
5524	72.3	125.0
6017	72.6	115.2
6414	69.7	103.8

Fonte: Autor

Figura 54 – Potência e torque em plena carga por rotação do motor deste estudo

Fonte: Autor

O torque no sistema de transmissão pode ser determinado por meio da aplicação da segunda lei de Newton, conforme equação 53, em que T_c é o torque na embreagem (entrada da transmissão), T_e é o torque do motor em uma determinada rotação, I_e é a inércia angular do motor e α_e é a aceleração angular do motor. Em seguida, o torque que chega à saída do sistema de transmissão é multiplicado pela relação das marchas, porém reduzido pelas perdas inerciais das engrenagens e eixos. Considerando as inércias de transmissão com o seu valor no eixo de entrada, obtém-se o torque no eixo de saída T_d por meio da equação 54, em que N_t é a relação da transmissão e I_t é a inércia angular da transmissão no seu lado de entrada.

$$T_c = T_e - I_e \cdot \alpha_e \quad (53)$$

$$T_d = (T_c - I_t \cdot \alpha_e) \cdot N_t \quad (54)$$

Por fim, seguindo o mesmo conceito, o torque chega ao diferencial e rodas conforme equação 55, em que T_a é o torque nos semi eixos, F_x é a força trativa nos pneus, r_{din} é o raio dinâmico, I_w é a inércia angular das rodas, α_w é a aceleração angular das rodas, I_d é a inércia angular dos semi eixos, α_d é a aceleração angular dos semi eixos e N_f é a relação final da transmissão. As acelerações angulares do motor,

transmissão e dos eixos são relacionadas à aceleração das rodas pelas relações da transmissão, conforme equações 56 e 57. Quando combinadas, Gillespie (1992) demonstra a força trativa disponível no contato com o pavimento, definida na equação 58, em que N_{tf} é a combinação da relação de transmissão e relação final.

$$T_a = F_x \cdot r_{din} + I_w \cdot \alpha_w = (T_d - I_d \cdot \alpha_d) \cdot N_f \quad (55)$$

$$\alpha_d = N_f \cdot \alpha_w \quad (56)$$

$$\alpha_e = N_t \cdot \alpha_d = N_t \cdot N_f \cdot \alpha_w \quad (57)$$

$$F_x = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r_{din}} - \left\{ (I_e + I_t) \cdot N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w \right\} \cdot \frac{a_x}{r_{din}^2} \quad (58)$$

A primeira componente da equação 58 representa o torque do motor multiplicado pela relação final da transmissão, em seguida dividido pelo raio dinâmico do pneu. Esse termo representa a força trativa estacionária disponível para vencer as forças aerodinâmicas e de resistência ao rolamento e para acelerar ou vencer uma subida. O segundo termo representa as perdas de força trativa devido a inércia do motor e dos componentes da transmissão até as rodas, já definidas na tabela 21. A inércia equivalente de cada componente é amplificada pelo quadrado do valor da relação de transmissão. Também é considerado aplicar as ineficiências η_{tf} devido a perdas mecânicas e viscosas no sistema de transmissão, conforme tabela 22.

Tabela 21 – Inércia dos componentes utilizados neste estudo

Inércia dos componentes	
Motor	0.120 kg·m ²
Transmissão	0.001 kg·m ²
Diferencial	0.001 kg·m ²
Roda	0.500 kg·m ²

Fonte: Autor

Tabela 22 – Rendimento do sistema de transmissão utilizado neste estudo

Rendimento da transmissão	
1ª marcha	0.95
2ª marcha	0.96
3ª marcha	0.97
4ª marcha	0.97
5ª marcha	0.97
Diferencial	0.97

Fonte: Autor

O torque disponível no volante do motor passa por todo o sistema de transmissão, tendo seu valor multiplicado pelas relações e eficiências da marcha selecionada e diferencial utilizado, gerando a tabela 23 e figura 55.

Tabela 23 – Torque máximo disponível nas rodas em cada marcha e rotação do veículo utilizado neste estudo

Rotação do motor (rpm)	Máximo torque nas rodas (Nm)				
	1ª marcha	2ª marcha	3ª marcha	4ª marcha	5ª marcha
800	1722	933	619	471	363
1030	1465	794	527	401	308
1266	1603	869	577	439	338
1517	1673	906	602	458	352
1767	1715	930	617	470	361
2020	1752	949	630	480	369
2267	1827	990	657	500	385
2528	1850	1002	666	506	390
2763	1896	1028	682	519	399
3018	1931	1047	695	529	407
3263	1988	1077	715	544	419
3517	1985	1076	714	543	418
3764	1997	1082	718	547	420
4010	1970	1068	709	539	415
4512	1927	1044	693	528	406
5018	1910	1035	687	523	402
5524	1795	973	646	491	378
6017	1655	897	595	453	348
6414	1490	808	536	408	314

Fonte: Autor

Figura 55 – Velocidade do veículo por torque máximo disponível nas rodas

Fonte: Autor

O torque que chega até as rodas do veículo pode ser convertido para um valor da força trativa, no contato com o pavimento, uma vez que o raio dinâmico do pneu é conhecido. Portanto obtém-se a tabela 24 e figura 56.

Tabela 24 – Força trativa máxima disponível nas rodas em cada marcha e rotação do veículo utilizado neste estudo

Rotação do motor (rpm)	Força trativa [N]				
	1ª marcha	2ª marcha	3ª marcha	4ª marcha	5ª marcha
800	5936	3217	2136	1625	1250
1030	5050	2737	1817	1383	1064
1266	5528	2996	1989	1513	1164
1517	5767	3125	2075	1579	1214
1767	5914	3205	2128	1619	1245
2020	6040	3273	2173	1653	1272
2267	6299	3414	2266	1725	1327
2528	6379	3456	2295	1746	1343
2763	6538	3543	2352	1790	1377
3018	6659	3609	2396	1823	1402
3263	6855	3715	2466	1877	1444
3517	6844	3709	2462	1874	1441
3764	6885	3731	2477	1885	1450
4010	6792	3681	2444	1860	1430
4512	6645	3601	2391	1819	1399
5018	6587	3569	2370	1803	1387
5524	6189	3354	2227	1694	1303
6017	5706	3092	2053	1562	1202
6414	5139	2785	1849	1407	1082

Fonte: Autor

Figura 56 – Velocidade do veículo por força trativa máxima disponível

Fonte: Autor

Conhecendo-se as forças resistivas atuantes em uma condição plana, conforme tabela 25 e figura 57, pode-se obter a aceleração e velocidade máximas que o veículo pode atingir para cada marcha considerando os dados da figura 58.

Tabela 25 – Fatores obtidos em teste de *coast down*

Coast down
F0: 107,25 N
F1: 0 N/kph
F2: 0,043 N/(kph) ²

Fonte: Autor

Figura 57 – Velocidade do veículo por forças resistivas obtidas em teste de *coast down*

Fonte: Autor

Figura 58 – Velocidade do veículo por forças trativas máximas disponíveis em cada marcha e forças resistivas obtidas em teste de *coast down*

Fonte: Autor

3.3 ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE CHASSI

As normas NBR 6601, 7024 e 10312, da Associação Brasileira de Normas Técnicas, ABNT (2012, 2017 e 2014) definem os procedimentos brasileiros de ensaios de consumo de combustível em dinamômetro de chassi. Elas incluem desde especificações dos equipamentos de testes até os procedimentos para tratar os resultados dos ciclos urbano NBR 6601 (FTP-75) e rodoviário NBR 7024 (HWFET). Para realizar ambos os ciclos, disponíveis nas figuras 59 e 60 e apêndices A e B, são necessárias informações como massa e inércia equivalente do veículo, sendo a última obtida diretamente da tabela 26 tendo como entrada a massa do veículo somada de 136 kg. Os dados de *coast down* do veículo, discutidos na seção 2.2, também são necessários e sua obtenção pela norma NBR 10312 é também comentada.

Figura 59 – Ciclo urbano NBR 6601

Fonte: Autor

Figura 60 – Ciclo rodoviário NBR 7024

Fonte: Autor

Tabela 26 – Massa do veículo para ensaio por inércia equivalente

Massa do veículo para ensaio		Inércia equivalente	
(kg)	(lb)	(kg)	(lb)
Até 482	Até 1062	454	1000
483 a 538	1063 a 1187	510	1125
539 a 595	1188 a 1312	567	1250
596 a 652	1313 a 1437	624	1375
653 a 709	1438 a 1562	680	1500
710 a 765	1563 a 1687	737	1625
766 a 822	1688 a 1812	794	1750
823 a 879	1813 a 1937	850	1875
880 a 935	1938 a 2062	907	2000
936 a 992	2063 a 2187	964	2125
993 a 1049	2188 a 2312	1021	2250
1050 a 1105	2313 a 2437	1077	2375
1106 a 1162	2438 a 2562	1134	2500
1163 a 1219	2563 a 2687	1191	2625
1220 a 1276	2688 a 2812	1247	2750
1277 a 1332	2813 a 2937	1304	2875
1333 a 1389	2938 a 3062	1361	3000
1390 a 1446	3063 a 3187	1417	3125
1447 a 1502	3188 a 3312	1474	3250
1503 a 1559	3313 a 3437	1531	3375
1560 a 1616	3438 a 3562	1588	3500
1617 a 1672	3563 a 3687	1644	3625
1673 a 1729	3688 a 3812	1701	3750
1730 a 1786	3813 a 3937	1758	3875
1787 a 1871	3938 a 4125	1814	4000
1872 a 1984	4126 a 4375	1928	4250
1985 a 2098	4376 a 4625	2041	4500
2099 a 2211	4626 a 4875	2155	4750
2212 a 2325	4876 a 5125	2268	5000
2326 a 2438	5126 a 5375	2381	5250
2439 a 2608	5376 a 5750	2495	5500
Acima de 2608	Acima de 5750	2495	5500

Fonte: ABNT, 2012

A ABNT (2012), pela norma NBR 6601, define que para veículos que são equipados com ar condicionado em número maior que 33 % dos veículos em uma família de motores, a potência em carga de estrada deve ser acrescida de 10 % até um máximo de 1,0 kW, sendo aplicada a todos os veículos a serem ensaiados quando forem representantes dessa família de motores.

O ensaio experimental de *coast down* tem seus procedimentos definidos pela ABNT (2014), com a norma NBR 10312, para obtenção da resistência ao deslocamento de um veículo leve em pista de rolamento, bem como a simulação dessa mesma resistência em um dinamômetro de chassi. No ensaio o veículo deve desacelerar livremente em uma pista de rolamento reta, plana, isenta de regularidades, limpa e seca. No trecho de medição, o desnível do final da pista de rolamento em relação ao início não pode exceder +- 1,5 % e com variações de até +- 0,5 % ao longo da pista. O comprimento deve ser o suficiente para permitir as medições especificadas dentro das condições ambientes especificadas.

Segundo a ABNT (2014), o veículo deve ser amaciado com no mínimo 3000 km e os pneus devem apresentar entre 90 % e 50 % da sua profundidade inicial. O veículo deve estar nas especificações recomendadas pelo fabricante, incluindo tipo, designação e pressão de pneu, características de roda, designação, balanceamento, presença de calotas, regulagem de suspensão e alinhamento de direção, regulagem de freios e manutenções preventivas, bem como peças aerodinâmicas. Durante os ensaios experimentais, o veículo obrigatoriamente deve estar limpo e com as janelas fechadas. Entradas de ar para ventilação e ar condicionado do compartimento dos passageiros e faróis escamoteáveis devem estar desligados ou inoperantes.

Antes do teste de resistência ao deslocamento, o veículo deve ser aquecido conforme recomendação do fabricante. Caso não exista tal recomendação, o veículo deve ser aquecido por no mínimo 30 minutos. Antes do aquecimento, a direção deve ser girada pelo menos uma vez, de batente a batente, com o veículo em movimento. A ABNT (2014), ainda impõe que durante o teste o veículo não pode ter sua trajetória alterada, com exceções em que a mudança seja feita em um espaço de no mínimo 500 metros. As medições devem ser realizadas na mesma direção e em sentidos opostos. Todas as desacelerações devem ser realizadas com a transmissão em neutro e pedal de embreagem, quando disponível, não acionado.

A função de resistência ao deslocamento em função da velocidade é definida segundo a ABNT (2014), conforme equação 59, em que F é o módulo da força resistiva ao deslocamento, f_0 é o coeficiente do termo de ordem zero da equação, f_2 é o coeficiente do termo de segunda ordem da equação. Nota-se que a norma NBR 10312 não contempla f_1 , discutido na seção 2.2.

$$F = f_0 + f_2 * V^2 \quad (59)$$

A determinação dos coeficientes de força f_0 e f_2 pode ser efetuada por dois métodos diferentes. O primeiro implica em acelerar o veículo até uma velocidade igual ou superior a 105 km/h e iniciar a desaceleração livre do veículo até velocidade igual ou inferior a 30 km/h. Devem ser efetuados ao menos cinco ensaios em cada sentido da pista de rolamento. Os tempos para um ΔV de no máximo 10 km/h devem ser considerados para o cálculo dos coeficientes de força f_0 e f_2 conforme definido no item 5.2.1.5 da norma NBR 10312. Caso o comprimento da pista não for suficiente para executar o método anterior, uma alternativa é oferecida pela ABNT (2014), onde dois intervalos de velocidade podem ser testados e combinados posteriormente.

Para simular a resistência ao deslocamento em um dinamômetro de chassis, a norma NBR 10312 demonstra a equação 60, que indica a força resistiva para as condições padrão-atmosféricas. M_1 é a inércia equivalente do veículo utilizado no ensaio experimental, em quilogramas, M_r é a massa equivalente à inércia de rotação, correspondente às duas rodas sobre os rolos do dinamômetro, também em quilogramas e quando não disponível, pode ser estimada em 1,5 % da massa real do veículo. ΔV é a variação de velocidade no período de desaceleração considerado, em metros por segundo e Δt é o tempo de desaceleração no período considerado, em segundos, explica a ABNT (2014).

$$F = (M_1 + M_r) * \frac{\Delta V}{\Delta t} = f_0 + f_2 * V^2 \quad (60)$$

Para a execução de testes em dinamômetro elétrico, considerando reproduzir a resistência ao deslocamento em pista, a ABNT (2014) define como necessário aquecer o dinamômetro conforme recomendações do seu fabricante. Para esse procedimento, seleciona-se a inércia equivalente correspondente à massa do veículo para ensaio, introduz-se os coeficientes de pista corrigidos ou os tempos calculados a partir desses coeficientes no sistema de controle do dinamômetro e posiciona-se o veículo no dinamômetro com pneus das rodas propulsoras com pressão recomendada pelo fabricante (com tolerância de mais ou menos 20 kPa no caso de dinamômetro com rolos simples).

Deve-se então realizar o aquecimento do conjunto tracionando o dinamômetro com velocidade constante de 80 km/h por no mínimo vinte minutos, acelerar o veículo a velocidade superior a 105 km/h e iniciar a desaceleração do veículo com

transmissão em neutro e pedal de embreagem não acionado. O tempo de desaceleração entre no mínimo 5 km/h acima e abaixo das velocidades de referência é medido e comparado com os valores determinados anteriormente. Repetem-se as operações, regulando o controle do dinamômetro para obter a força em todos os intervalos de velocidades coincidentes com as forças determinadas previamente para os mesmos intervalos $\pm 10\text{N}$ em pelo menos duas medições consecutivas.

Após realizados os procedimentos mencionados nesta seção envolvendo o uso de dinamômetro de chassi, o sistema está pronto para realizar testes de consumo de combustível nos ciclos urbano FTP-75 e rodoviário HWFET, bem como manobras de desempenho em retomadas. Qualquer atividade em dinamômetro de chassi envolvendo a aplicação das forças resistivas deve passar por esse procedimento que prepara o equipamento para o teste. Todas as informações do controle do dinamômetro de chassi, como velocidade, força, temperatura, pressão e umidade da sala, são disponibilizadas em tempo real e também para serem adquiridas em conjunto com outras variáveis relevantes do veículo ou *powertrain*.

A norma NBR 7024, da ANBT (2017), complementa a metodologia de testes para o cálculo de consumo de combustível com base nos ciclos urbano FTP-75 e rodoviário HWFET. Nessa norma, são definidos os equipamentos e condições do ensaio considerando as especificações de combustível conforme NBR 8689. A norma NBR 7024 permite a medição pelo método gravimétrico ou volumétrico, que consiste na medição direta da massa ou volume de combustível fornecido ao veículo durante os ciclos operacionais. O método por balanço de carbono também é possível, determinando o consumo a partir das massas de hidrocarbonetos totais, monóxido de carbono e dióxido de carbono emitidas pelo motor durante os testes.

Por fim, a temperatura da sala de testes deve estar entre 20 e 30 °C durante a sequência de ensaios, sendo que o veículo deve realizar um pré-condicionamento conforme NBR 6601 e em seguida permanecer desligado por um período de 12 a 36 h. Depois o veículo é testado no ciclo urbano NBR 6601 (FTP-75) e tem até 3 h para realizar os preparativos para o ciclo rodoviário NBR 7024 (HWFET), caso contrário um novo pré-condicionamento conforme NBR 6601 se faz necessário, iniciando um novo período de mais 3 h para realização do ciclo rodoviário. Por fim, o ciclo rodoviário pode ser realizado e conta com sua preparação praticamente direta, com 15 s de intervalo entre os dois. A figura 61 demonstra o esquema de execução dos testes.

Figura 61 – Sequência de ensaios para a medição do consumo de combustível

Fonte: ABNT, 2017

3.4 ENSAIOS EM DINAMÔMETRO DE MOTOR

Ensaio experimentais são aplicados durante diversas fases do desenvolvimento do motor, incluindo testes de novos conceitos, atividades da área termodinâmica, de emissões e de calibração do motor. Durante ensaios em dinamômetro de motor, o motor pode ter sua condição de operação estabilizada e diferentes parâmetros podem ser medidos. Essa metodologia é repetida em diferentes

regiões de operação do motor, obtendo-se um mapeamento do parâmetro medido em função de diversas velocidades angulares e cargas aplicadas. Em alguns casos, são realizadas também medições transientes com parâmetros para avaliar a resposta do motor quanto a sua entrega de torque, por exemplo.

Entre os parâmetros medidos durante testes estacionários ou transientes, pode-se citar o torque do motor, o consumo de combustível, temperaturas e pressões em diferentes pontos do motor, ângulo e velocidade do virabrequim, variáveis de calibração, entre outros. Após medições de diversos pontos de operação, relatórios são gerados para diferentes áreas de pesquisa, trazendo valores pós processados de parâmetros obtidos em cada ponto de operação. Sensores disponíveis em uma célula de testes permitem o cálculo das pressões médias efetivas no eixo (BMEP, em inglês *Brake Mean Effective Pressure*), de ineficiências (FMEP, em inglês *Friction Mean Effective Pressure*) e indicada (IMEP, em inglês *Indicated Mean Effective Pressure*).

Essas informações são importantes também para a área de simulação veicular, pois contemplam dados de entrada necessários além dos já discutidos na seção 3.2. Parte das informações obtidas em dinamômetro de motor pode ser obtida também por meio de simulação de motores 1D, principalmente em fases em que o motor está em desenvolvimento, reduzindo ainda mais custos e tempo. O mapa de consumo específico de combustível do motor da tabela 27, utilizado neste estudo, foi gerado a partir de medições estabilizadas em um dinamômetro de motor. Sua representação foi pós-processada na ferramenta AVL Concerto, sendo o SFC apresentado com referência ao seu melhor ponto, 265 g/kW·h conforme figura 62.

Tabela 27 – Características do motor utilizado neste estudo

Características do motor	
Número de cilindros	4
Deslocamento volumétrico	1.583 cm ³
Curso	82 mm
Diâmetro	78.5 mm
Comprimento de biela	141.75 mm
Relação de Compressão	12.5:1
Número de válvulas por cilindro	82 mm
Comando de admissão	VVT
Comando de exaustão	Simples

Fonte: Autor

Figura 62 – Mapa de BSFC processado com referência no melhor ponto

Fonte: Autor

Observa-se que a região de melhor BSFC ocorre entre 2000 rpm e 3000 rpm, com as cargas mais elevadas. Por se tratar de um índice de vazão em massa de combustível por potência gerada e tempo, é importante destacar que a região não é necessariamente a de menor consumo acumulado em um ciclo veicular. Quando considerados os ciclos envolvendo veículos, o consumo de combustível dependerá principalmente do melhor compromisso entre carga e rotação. As relações de transmissão e número de marchas influenciam tanto a carga demandada ao motor, quanto as rotações utilizadas. Portanto uma análise detalhada foi conduzida na seção 4.2, trazendo novas opções de transmissões e pontos de trocas de marchas.

O menor valor de vazão em massa de combustível foi a referência para a criação do mapa da figura 63, tendo seus maiores consumos horários destacados em vermelho. É importante mencionar que o mapa com todos os valores foi necessário nas simulações deste trabalho. Por fim, a curva de FMEP é mostrada na figura 64, tendo sido obtida também por meio de medições estabilizadas em dinamômetro de motor. Juntamente com os dados de potência e torque, já apresentados anteriormente na seção 3.2, e com o valor de inércia de motor de $0,12 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, os valores e mapas

combinaram os dados de entrada da parte de motor da ferramenta de simulação veicular AVL CRUISE, conforme abordado discutido na próxima seção (3.5).

Figura 63 – Mapa de consumo pós-processado com referência no melhor ponto

Fonte: Autor

Figura 64 – FMEP por rotação do motor deste estudo

Fonte: Autor

3.5 FERRAMENTA DE SIMULAÇÃO AVL CRUISE

A ferramenta de simulação AVL CRUISE e outras ferramentas de simulação dinâmica e energética veicular combinam os sistemas veiculares discutidos nas seções anteriores com as condições de contorno dos ciclos, trazendo as características de testes reais para um modelo virtual. No presente estudo, as características do veículo foram configuradas com os mesmos parâmetros dos testes experimentais, de forma a suportar as investigações executadas, bem como validar as simulações referenciais e novas simulações. Os resultados são gerados em base de tempo, distância ou fases do ciclo, podendo ser tratados conforme necessidade do usuário. Além disso relatórios são gerados de forma automática ou customizada.

Os principais parâmetros de entrada, condições de contorno e dados de saída necessários para executar uma simulação veicular longitudinal com escopo em consumo de combustível ou desempenho são definidos na figura 65. Cada um dos parâmetros de entrada pode ser organizado e definido por meio do esquemático veicular com os sistemas envolvidos, conforme figura 66. A configuração do veículo e *powertrain* pode ser montada e as características já discutidas nas seções anteriores, podem ser inseridas e modificadas. Da mesma forma, as condições de contorno e

dados de saída desejáveis são configuráveis, permitindo um trabalho organizado e eficiente do ponto de vista custo e tempo de execução.

Figura 65 – Dados de entrada do modelo, condições de contorno da simulação e dados de saída atingidos

Fonte: Autor

A estrutura computacional do *software* AVL CRUISE é dividida em duas partes: núcleo de cálculo e módulos externos. O núcleo de cálculo consiste em cinco partes, sendo elas os gerenciamentos de cálculo, de dados, de equações, o manuseio de mensagens e área de solução, conforme indica AVL (2017). Os módulos externos podem variar em número e conexões, e incluem os módulos mecânicos (ex. motor e transmissão), módulos de controle veicular (ex. controle da transmissão), módulos gerais (ex. ciclo de motorista), módulo de projeto e módulo de tarefas (ex. ciclos de testes e manobras). Os módulos mecânicos e de controle veicular podem ser substituídos por modelos do usuário, permitindo livre customização.

Figura 66 – Esquema com os componentes do veículo modelado no *software*

Fonte: Autor

Os métodos de simulação quase estacionários ou reversos colocam o veículo na velocidade demandada para calcular a aceleração e torques requeridos. A partir do torque requerido, o sinal de carga do motor e posição do acelerador podem ser calculados. Portanto, nas equações diferenciais ordinárias da dinâmica veicular, os termos de velocidade e aceleração são substituídos, sendo as posições de pedal do acelerador a nova incógnita a ser obtida. Como diversos atuadores em um *powertrain* dependem do sinal do acelerador, o resultado passa a ser um sistema de equações não linear a ser resolvido. Uma solução seria aumentar o tempo dos intervalos, gerando um resultado com menor efeito sobre os transientes.

Veículos que trabalham em malha fechada (em inglês, *closed loop*) em função de duas origens de potência, por exemplo híbridos, normalmente falham com esse método. Considerando a possibilidade de continuação do trabalho em etapas futuras, o método escolhido foi o direto, *Simulation 2: VSS Implicit Euler +*, solução da ferramenta AVL CRUISE. O modelo possui informação para adaptar a priori o tamanho do intervalo em caso de interrupções e descontinuidades se aproximando, explica a AVL (2017). O modelo foi aplicado nos ciclos da seção 3.3, FTP75 e HWFET

e também nas acelerações em plena carga em retomadas, uma vez que a demanda computacional é baixa, embora plena carga não exija modelos tão elaborados.

Segundo a AVL (2017), o modelamento do veículo por módulos com conexões na ferramenta AVL CRUISE envolve a solução de um sistema de equações diferenciais ordinárias não lineares, conforme 61 e 62. O sistema envolve possíveis mudanças nos números de incógnitas, trocas de marchas, abertura e fechamento de conexões, tornando a função f do sistema muito pouco suavizada.

$$\dot{y} = f(t, y) \quad (61)$$

$$y(0) = y_0 \quad (62)$$

Portanto o método *Simulation 2: VSS Implicit Euler* + propõe a equação integral 63 com a discretização por meio da regra do trapézio, 64. A equação não linear é solucionada pela sua reformulação para um problema de otimização em que regularizações por busca de linha e região de confiança são aplicadas para detectar e manipular adequadamente as situações críticas, segundo a AVL (2017). O método utiliza o controle de tamanho do intervalo a priori, ou seja, durante a fase de preparação dos próximos intervalos, são recolhidas informações sobre alterações ou instabilidades. Essas informações são então utilizadas para adaptar adequadamente o tamanho dos intervalos seguintes.

$$y(0) = y_0 + \int_0^t f(\tau, y) d\tau \quad (63)$$

$$y_{n+1} - \frac{t_{n+1}-t_n}{2} f(t_{n+1}, y_{n+1}) = y_n + \frac{t_{n+1}-t_n}{2} f(t_n, y_n) \quad (64)$$

As trocas de marchas podem ser otimizadas nos ciclos, então foram configuradas de acordo com velocidade, conforme tabela 28 e em seguida, para cada uma das trocas de marchas, variações de velocidades foram testadas e resultados como os da figura 67 foram obtidos do *software* AVL CRUISE. Dentre as opções disponíveis na figura 68, o modelo enriquecimento de combustível adotado para a fase fria do ciclo é o menos complexo, baseando-se em fatores que variam por tempo. Posteriormente os resultados foram comparados com testes experimentais. Por fim,

para as manobras de aceleração envolvendo retomadas, as trocas de marchas foram configuradas para o motorista, porém com as trocas desabilitadas.

Tabela 28 – Configuração das trocas de marcha os ciclos no *software* AVL CRUISE

Cockpit	Task			Shifting Points are determined from
Selection Button Shift Mode	Switch Tiptronic	Selection Button Gear Box Control / Gear Shifting Program	Selection Button Gear Selection	
Manual	no influence	no influence	According to Profile	Profile (see Fig. 1)
			According to Speed	Driver, according to speed (see Fig. 2)
			According to Speed of next Gear	Driver, according to speed of next gear
			According to Velocity	Driver, according to velocity (see Fig. 3)
			According to Desired Gear	Driver, according to Target Gear

Fonte: Autor “adaptado de” AVL, 2017

Figura 67 – Resultado direto do *software* AVL CRUISE após troca de transmissão e otimização das velocidades de troca de marcha 3 – 4

	Vehicle Speed (km/h)	Fuel Cons. (l/100 km)
#	Variation of Upshifting [3] <1 Objects>	FTP75 (2/1) Consumption <l/100km>
1	18	6.86
2	20	6.86
3	22	6.86
4	24	6.86
5	26	6.85
6	28	6.84
7	30	6.86
8	32	6.86
9	34	6.86
10	36	6.88
11	38	6.91

Fonte: Autor

Figura 68 – Modelos de correção de consumo para a fase fria do motor

Figure 1. Cold Start Models

Fonte: Autor “adaptado de” AVL, 2017

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O quarto capítulo está dividido em três seções, conforme figura 69: a primeira envolve a validação inicial do modelo com base em testes experimentais do veículo e *powertrain* referenciais, apresentando as incertezas dos equipamentos utilizados, análise cinemática, forças trativas e consumo de combustível. A segunda parte trata da simulação de diferentes tecnologias voltadas à eficiência energética veicular, comparando os novos resultados com a condição de referência. Por fim, a terceira seção apresenta a validação de novos resultados com testes experimentais considerando o veículo com *powertrain* modificado, trazendo uma nova correlação conforme organizado na tabela 29.

Figura 69 – Divisão das discussões e dos resultados obtidos

Fonte: Autor

Tabela 29 – Simulações e testes experimentais realizados no estudo

	Simulações	Testes Experimentais
Veículo referencial	✓	✓
Transmissão de seis velocidades 1	✓	-
Transmissão de seis velocidades 2	✓	-
Sistema Start Stop	✓	-
Relação de compressão	✓	✓
Redução da massa em 50 kg	✓	-

Fonte: Autor

4.1 VALIDAÇÃO INICIAL DO MODELO COM BASE EM TESTES EXPERIMENTAIS

Os testes experimentais foram conduzidos pelo mesmo operador em dinamômetro de chassis conforme as normas NBR 6601, 7024 e 10312, da ABNT (2012, 2017 e 2014). Utilizou-se E22 (gasolina contendo 22 % de etanol anidro), conforme especificações da norma NBR 8689. Para garantir maior suporte durante a validação do modelo, além dos recursos exigidos pelas normas envolvidas, utilizou-se um equipamento para a medição de consumo de combustível durante os testes. Esse equipamento adiciona maior precisão à validação do modelo, uma vez que mede a vazão volumétrica e a densidade do combustível durante todo o ciclo. Por fim, uma unidade de controle do motor (ECU, em inglês *Engine Control Unit*) e sistema de medição de parâmetros de combustão também foram aplicados nos testes.

As incertezas dos equipamentos utilizados estão definidas na tabela 30, reforçando a alta precisão do equipamento que mede o consumo de combustível, com incerteza de apenas 0,1 %. Os resultados de dois testes com o veículo e *powertrain* referenciais utilizando combustível E22 estão exibidos nas tabelas 31 e 32, comparando os resultados obtidos, bem como os desvios encontrados entre as medições. Ao comparar os valores de consumo acumulado medidos em dois testes em cada ciclo, utilizando o equipamento AVL KMA para medição de consumo e densidade de combustível, nota-se que o desvio dos resultados entre os testes foi de apenas 0,69 % para o ciclo FTP-75 (NBR 6601) e 0,85 % para o ciclo HWFET (NBR 7024), permitindo iniciar o trabalho de validação do modelo de simulação inicial.

Tabela 30 – Incertezas dos equipamentos de medição utilizados durante todos os testes experimentais

Dinamômetro de chassi: AVL Roadsim 48"		
	Escala	Incerteza
Força trativa	0 - 10000 N	≤ 0,1 %
Velocidade	0 - 200 km/h	≤ 0,02 km/h
Inércia e <i>Coastdown</i>	-	≤ 1 %
Consumo de combustível (ABNT NBR 7024): AVL AMA i60		
	Escala	Incerteza
THC	0 - 3 ppm	≤ 1 %
	0 - 1000 ppm	
CO	0 - 10 ppm	≤ 1 %
	0 - 1000 ppm	
CO ₂	0 - 0,1 %	≤ 1 %
	0 - 6 %	
Consumo e densidade de combustível: AVL KMA		
	Escala	Incerteza
Consumo	0,16 - 75 l/h	≤ 0,1 %
Densidade	500 - 2000 kg/m³	≤ 1 kg/m³
Parâmetros de combustão: AVL INDIMICRO		
	Escala	Incerteza
Ângulo virabrequim	0 - 360 °	≤ 0,5 °
Amplificador	0 - 14400 pC	≤ 0,01 %

Fonte: Autor

Tabela 31 – Resultados obtidos com a repetição de dois testes experimentais FTP-75 com veículo e *powertrain* referenciais

Resultados dos testes FTP75 em dinamômetro de chassi medidos com AVL KMA				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Teste 1 FTP75 - E22	1.297	7.30	13.70	-
Teste 2 FTP75 - E22	1.288	7.25	13.80	-0.69
→ Diferença do teste 2 em relação ao teste 1				

Fonte: Autor

Tabela 32 – Resultados obtidos com a repetição de dois testes experimentais HWFET com o veículo e *powertrain* referenciais

Resultados dos testes HWFET em dinamômetro de chassi medidos com AVL KMA				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Teste 1 HWFET - E22	0.942	5.71	17.52	
Teste 2 HWFET - E22	0.934	5.66	17.67	-0.85
→ Diferença do teste 2 em relação ao teste 1				

Fonte: Autor

A análise dos resultados dos testes envolve ainda verificar as velocidades atingidas pelo operador em relação aos valores demandados pelo ciclo, considerando a tolerância definida pela ABNT (2012) na norma NBR 6601. O limite superior é de 3,2 km/h acima do valor especificado, no intervalo compreendido entre mais ou menos 1 s em torno do instante considerado. Da mesma forma, o limite inferior é de 3,2 km/h abaixo do valor especificado, para o mesmo intervalo considerado anteriormente. Outros parâmetros foram analisados, como temperatura do motor, temperatura da sala de testes, umidade relativa, densidade do combustível, trocas de marchas, distância percorrida e duração do teste.

Nota-se que, dada a precisão dos equipamentos envolvidos, os desvios encontrados relacionam-se principalmente ao fator humano, uma vez que o veículo é conduzido por um operador controlando a velocidade (figura 70) do veículo. Em alguns momentos observam-se pequenas variações nas marchas, definidas por meio do indicador de trocas de marchas (GSI, *em inglês Gear Shift Indicator*). Tais diferenças não impactam os resultados finais dos testes, pois ocorreram dentro das tolerâncias de velocidade normalizados. Todos os demais parâmetros obtidos encontraram-se dentro das tolerâncias, validando os testes com o veículo e *powertrain* referenciais.

Figura 70 – Velocidade do veículo e marchas dos dois testes experimentais FTP-75 com o veículo e *powertrain* referenciais

Fonte: Autor

As principais características técnicas do veículo e *powertrain* referenciais foram fornecidas pelo fabricante a fim de serem usadas como dados de entrada da simulação: massa, inércias, forças resistivas, dados de motor e transmissão, incluindo curvas de potência, atrito, mapas de consumo, relações e eficiências da transmissão foram relacionadas nas seções anteriores. Outros dados, como velocidades para trocas de marchas e características dos combustíveis foram obtidos por meio de testes experimentais e análises químicas, respectivamente. O resultado das trocas de marchas está apresentado na tabela 33, obtido por análise das figuras 70 e 71, que contém o perfil de trocas de marchas de dois testes FTP-75.

Figura 71 – Resultados dos pontos de trocas de marchas durante os dois testes experimentais FTP-75 com o veículo referencial

Fonte: Autor

Tabela 33 – Resultados das velocidades médias dos pontos de trocas de marchas durante os testes experimentais FTP-75

Velocidades das trocas de marcha (km/h)			
1-2	21	2-1	5
2-3	34	3-2	20
3-4	41	4-3	30
4-5	56	5-4	35

Fonte: Autor

Tendo-se obtido todos os dados de entrada e por meio da ferramenta comercial de simulação AVL CRUISE, foi possível modelar a primeira versão de veículo e *powertrain*. Os principais dados de saída obtidos trazem valores de consumo acumulado por meio de simulação dos ciclos de homologação FTP-75 (NBR 6601) e HWFET (NBR 7024), além de resultados de desempenho em retomadas. Para validar

os primeiros resultados, uma análise de cinemática foi conduzida com os sinais de velocidade do veículo e velocidade angular do motor, além da marcha utilizada para cada instante do teste. Inicialmente foram identificados que os valores da simulação são bem próximos dos obtidos nos testes experimentais com E22, conforme figura 72.

Figura 72 – Comparação da velocidade do veículo e rotação do motor da simulação FTP-75 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Como se pode observar na figura 73, por se tratar de um teste experimental em que o operador tem importante influência sobre o experimento, é comum a ocorrência de alguns desvios entre os testes por curtos intervalos de tempo. Portanto, a repetição exata de um teste não é possível, tendo algumas variações como esperadas e perfeitamente aceitáveis dentro das tolerâncias definidas pela ABNT (2012) na norma NBR 6601. As variações envolvem principalmente pequenos desvios na velocidade e, conseqüentemente, na rotação do motor. Notam-se ainda pequenas variações na estratégia de mudanças de marchas, uma vez que é indicada pelo sistema GSI do veículo e este atua dependendo da rotação e carga do motor.

Figura 73 – Comparação da rotação do motor da simulação FTP-75 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Após a validação dos dados de cinemática, uma análise das forças aplicadas foi conduzida partindo do torque do motor, chegando até as forças trativas e forças resistivas, comparando os valores que foram gerados na simulação com os testes experimentais. As figuras 74 e 75 mostram que a simulação aproxima bem dos testes em dinamômetro de chassi, incluindo os valores de forças trativas e forças resistivas para cada instante dos ciclos de operação. Para verificar também o desempenho do veículo em retomadas, simulações e testes foram realizados, gerando resultados com desvios de 0,80 % a 1,62 %, que validam o comportamento dinâmico longitudinal da simulação do veículo e *powertrain* referenciais conforme tabela 34.

Figura 74 – Comparação da força trativa da simulação FTP-75 com os testes experimentais, incluindo a simulação da força resistiva

Fonte: Autor

Figura 75 – Comparação da força trativa da simulação FTP-75 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Tabela 34 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulações de retomadas do veículo e *powertrain* referenciais

Resultados dos testes de retomada em dinamômetro de chassi e simulações			
Relação de compressão 12.5	40 - 70 km/h (s) 3ª marcha	60 - 100 km/h (s) 4ª marcha	80 - 120 km/h (s) 5ª marcha
Teste de retomada 1 - E22	5.88	11.20	18.20
Teste de retomada 2 - E22	5.82	11.09	18.20
Simulação de retomada 1 - E22	5.90	11.33	18.49
Diferença (%)	0.80	1.62	1.57
→ Diferença da simulação em relação à média dos testes 1 e 2			

Fonte: Autor

Por fim, os valores mais importantes investigados foram o consumo de combustível instantâneo, acumulado e em km/l durante os ciclos utilizados. Os dados de saída da simulação puderam ser comparados com os valores reais obtidos em testes em dinamômetro de chassi. É importante considerar que, para se obterem valores de consumo representativos, o aquecimento do motor deve ser considerado nas simulações. Além disso, as características do lote de combustível E22 utilizado foram fornecidas pela PETROBRAS, conforme tabela 35, tornando os testes e as simulações mais confiáveis. Os resultados de consumo de combustível aproximam bem dos testes experimentais conforme figuras 76 a 79 e tabela 36.

Tabela 35 – Características do combustível E22 utilizado obtidas por análise química

Combustível	Densidade (kg/m³)	PCI [MJ/kg]
E22	0.74	39

Fonte: Autor

Figura 76 – Comparação do consumo de combustível instantâneo e temperatura do motor da simulação FTP-75 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Figura 77 – Comparação do consumo de combustível instantâneo da simulação FTP-75 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Figura 78 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Tabela 36 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e da simulação FTP-75 do veículo e *powertrain* referenciais

Resultados dos testes FTP75 em dinamômetro de chassi e da simulação FTP75				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Teste 1 FTP75 - E22	1.297	7.30	13.70	-
Teste 2 FTP75 - E22	1.288	7.25	13.80	-0.69
Simulação 1 FTP75 - E22	1.282	7.21	13.86	-0.81
→ Diferença do teste 2 em relação ao teste 1 e diferença da simulação em relação à média dos dois testes				

Fonte: Autor

Figura 79 – Consumo acumulado da simulação FTP-75 versus consumo acumulado dos testes experimentais utilizando E22

Fonte: Autor

Para complementar os trabalhos até esse ponto realizados com o ciclo urbano FTP-75 (NBR 6601), todo o processo de validação de simulação foi repetido para o ciclo rodoviário HWFET (NBR 7024). Foram verificados os dados de cinemática, forças trativas, consumo de combustível instantâneo acumulado para o novo ciclo. Os dados da simulação puderam novamente ser confrontados com os valores reais obtidos em dois testes com E22 em dinamômetro de chassi e aproximam bem dos testes experimentais conforme figura 80 e tabela 37. Os resultados obtidos validam o modelo de veículo e *powertrain* referenciais para o combustível E22.

Figura 80 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com os testes experimentais

Fonte: Autor

Tabela 37 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e da simulação HWFET do veículo e *powertrain* referenciais

Resultados dos testes HWFET em dinamômetro de chassi e da simulação HWFET				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Teste 1 HWFET - E22	0.942	5.71	17.51	
Teste 2 HWFET - E22	0.934	5.66	17.66	-0.85
Simulação 1.1 HWFET - E22	0.952	5.77	17.32	1.49
→ Diferença do teste 2 em relação ao teste 1 e diferença da simulação em relação à média dos dois testes				

Fonte: Autor

4.2 SIMULAÇÃO DE DIFERENTES TECNOLOGIAS VOLTADAS À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Após a validação inicial do modelo de veículo e *powertrain* referenciais, iniciou-se a segunda fase com simulações de diferentes tecnologias voltadas à eficiência energética veicular, comparando os dados de consumo de combustível e desempenho com os anteriormente obtidos no modelo inicial. As tecnologias investigadas envolvem baixos custos, com mudanças tanto em *powertrain*, quanto em veículo e são listadas

a seguir: mudança para transmissões de seis velocidades, adição de sistema *stop-start*, alteração da relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1 e redução da massa do veículo. Cada uma das configurações foi investigada individualmente e ao final, um modelo com a combinação de todas as tecnologias foi verificado.

A mudança de transmissão manual de cinco para seis velocidades foi a primeira a ser investigada, tendo em vista que o fabricante do veículo possui opções de transmissões de seis velocidades em outras aplicações do mesmo *powertrain*. Tal mudança envolveu inicialmente a simulação de duas novas transmissões manuais, nomeadas neste trabalho como MT6 1 e MT6 2, com relações apresentadas na tabela 38. Os desempenhos em retomadas de 40 - 70 km/h, 60 - 100 km/h e 80 - 120 km/h foram obtidos conforme tabela 39, indicando que a transmissão MT6 2 obtém resultados melhores que a MT5 e MT6 1, indicando poder suportar a redução do consumo de combustível nos ciclos, sem degradação de desempenho.

Tabela 38 – Relações das transmissões de 5 velocidades MT5 e de 6 velocidades MT6 1 e MT6 2

Relações das transmissões de 5 e 6 velocidades							
Versão	1ª marcha	2ª marcha	3ª marcha	4ª marcha	5ª marcha	6ª marcha	Diferencial
MT5	3.64	1.95	1.28	0.975	0.75	-	4.29
MT6 1	3.58	2.05	1.29	0.90	0.68	0.54	4.29
MT6 2	3.45	2.05	1.37	0.98	0.74	0.57	4.29

Fonte: Autor

Tabela 39 – Resultados obtidos com a realização de simulações de retomadas da transmissão manual de 5 velocidades MT5 e de 6 velocidades MT6 1 e MT6 2

Resultados das simulações de retomadas referenciais e com transmissões de 6 marchas			
	40 - 70 km/h (s) 3ª marcha	60 - 100 km/h (s) 4ª marcha	80 - 120 km/h (s) 5ª marcha
Simulação de retomada MT5 - E22	5.90	11.33	18.49
Simulação de retomada MT6 1 - E22	5.84	12.77	24.33
Diferença (%)	-0.93	12.73	31.61
Simulação de retomada MT6 2 - E22	5.42	11.33	18.73
Diferença (%)	-8.09	0.00	1.32
→ Diferença das simulações das transmissões MT6 1 e 2 em relação às simulações referenciais			

Fonte: Autor

O menor desempenho obtido com a transmissão manual MT6 1 em relação à MT6 2, durante as manobras de retomadas, não a excluiu de ser estudada. Para obter as velocidades de trocas de marchas da transmissão manual MT6 1, foram executadas simulações e um estudo DOE, que prioriza o menor consumo de combustível no ciclo FTP-75 (NBR 6601). Resultados obtidos para as velocidades otimizadas nesse ciclo podem ser vistos nas figuras 81 e 82. Um DOE também foi executado para o HWFET (NBR 7024) e seus resultados podem ser vistos na tabela 40, destacando que no ciclo HWFET o consumo não foi muito sensível às velocidades de trocas de marchas, mesmo utilizando um intervalo maior de velocidades no DOE.

Figura 81 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão MT6 1 durante simulações FTP-75

Troca de marcha 1ª para 2ª		Troca de marcha 2ª para 3ª		Troca de marcha 3ª para 4ª		Troca de marcha 4ª para 5ª		Troca de marcha 5ª para 6ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	1,223	10	1,217	20	1,221	34	1,226	44	1,226
6	1,221	12	1,217	22	1,221	36	1,224	46	1,224
8	1,221	14	1,217	24	1,219	38	1,221	48	1,224
10	1,219	16	1,217	26	1,219	40	1,221	50	1,224
12	1,217	18	1,217	28	1,219	42	1,221	52	1,224
14	1,219	20	1,217	30	1,219	44	1,219	54	1,224
16	1,217	22	1,217	32	1,221	46	1,219	56	1,223
18	1,219	24	1,219	34	1,221	48	1,228	58	1,219
20	1,223	26	1,219	36	1,223	50	1,226	60	1,223
22	1,226	28	1,219	38	1,226	52	1,228	62	1,223
24	1,231	30	1,226	40	1,228	54	1,230	64	1,221

Troca de marcha 2ª para 1ª		Troca de marcha 3ª para 2ª		Troca de marcha 4ª para 3ª		Troca de marcha 5ª para 4ª		Troca de marcha 6ª para 5ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	1,217	10	1,219	20	1,223	24	1,226	30	1,228
6	1,217	12	1,219	22	1,217	26	1,224	32	1,226
8	1,217	14	1,217	24	1,219	28	1,224	34	1,226
10	1,217	16	1,217	26	1,219	30	1,219	36	1,223
12	1,217	18	1,219	28	1,219	32	1,219	38	1,223
14	1,219	20	1,219	30	1,219	34	1,219	40	1,219
16	1,226	22	1,219	32	1,217	36	1,221	42	1,221
18	1,223	24	1,219	34	1,215	38	1,221	44	1,221
20	1,224	26	1,219	36	1,221	40	1,221	46	1,223
22	1,230	28	1,223	38	1,226	42	1,221	48	1,221
24	1,233	30	1,226	40	1,228	44	1,221	50	1,221

Fonte: Autor

Tabela 40 – Resultados das velocidades dos pontos de trocas de marchas otimizadas por DOE para a trocas de marchas com a transmissão MT6 1 durante simulações FTP-75

Velocidades das trocas de marcha (km/h)			
1-2	16	2-1	4
2-3	22	3-2	14
3-4	30	4-3	22
4-5	46	5-4	30
5-6	58	6-5	40

Fonte: Autor

Figura 82 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão MT6 1 durante simulações HWFET

Troca de marcha 1ª para 2ª		Troca de marcha 2ª para 3ª		Troca de marcha 3ª para 4ª		Troca de marcha 4ª para 5ª		Troca de marcha 5ª para 6ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	0.951	10	0.951	20	0.951	34	0.952	44	0.951
8	0.951	14	0.951	24	0.951	38	0.952	48	0.951
12	0.951	18	0.951	28	0.951	42	0.951	52	0.952
16	0.951	22	0.951	32	0.951	46	0.951	56	0.952
20	0.951	26	0.951	36	0.951	50	0.951	60	0.951
24	0.951	30	0.951	40	0.951	54	0.951	64	0.951
28	0.951	34	0.951	44	0.949	58	0.952	68	0.949
32	0.952	38	0.951	48	0.951	62	0.952	72	0.949
36	0.954	42	0.951	52	0.951	66	0.952	76	0.951
40	0.956	46	0.952	56	0.952	70	0.952	80	0.963
44	0.960	50	0.952	60	0.958	74	0.954	84	0.963

Troca de marcha 2ª para 1ª		Troca de marcha 3ª para 2ª		Troca de marcha 4ª para 3ª		Troca de marcha 5ª para 4ª		Troca de marcha 6ª para 5ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	0.951	10	0.951	20	0.951	20	0.951	30	0.951
8	0.951	14	0.951	24	0.951	24	0.951	34	0.951
12	0.951	18	0.951	28	0.951	28	0.951	38	0.951
16	0.951	22	0.951	32	0.951	32	0.951	42	0.951
20	0.951	26	0.951	36	0.951	36	0.951	46	0.949
24	0.951	30	0.951	40	0.951	40	0.951	50	0.951
28	0.951	34	0.951	44	0.949	44	0.951	54	0.951
32	0.952	38	0.951	48	0.951	48	0.951	58	0.949
36	0.954	42	0.951	52	0.951	52	0.951	62	0.951
40	0.956	46	0.952	56	0.952	56	0.951	66	0.951
44	0.960	50	0.952	60	0.958	60	0.952	70	0.947

Fonte: Autor

Em seguida a transmissão manual MT6 2, que obteve o melhor desempenho em retomadas, passou pelas mesmas simulações e estudo DOE, com seus resultados nos ciclos FTP-75 e HWFET apresentados conforme figura 83 e 84, e tabela 41. Novamente é notável que os resultados obtidos no ciclo HWFET não foram muito

sensíveis às velocidades de trocas de marchas e o principal motivo se dá no fato da baixa variação de velocidade, quando comparado ao ciclo FTP-75 (NBR 6601). Dessa forma, para a estratégia de trocas de marchas, foram aplicados ao ciclo HWFET sempre os valores obtidos no ciclo FTP-75, tanto para a transmissão manual MT6 1, quanto para a versão manual MT6 2.

Figura 83 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão MT6 2 durante simulações FTP-75

Troca de marcha 1ª para 2ª		Troca de marcha 2ª para 3ª		Troca de marcha 3ª para 4ª		Troca de marcha 4ª para 5ª		Troca de marcha 5ª para 6ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	1.219	10	1.219	20	1.219	34	1.217	44	1.219
6	1.219	12	1.219	22	1.219	36	1.217	46	1.219
8	1.219	14	1.219	24	1.219	38	1.217	48	1.217
10	1.219	16	1.217	26	1.217	40	1.215	50	1.219
12	1.217	18	1.217	28	1.215	42	1.221	52	1.215
14	1.215	20	1.215	30	1.219	44	1.221	54	1.217
16	1.219	22	1.219	32	1.219	46	1.223	56	1.217
18	1.217	24	1.221	34	1.219	48	1.230	58	1.219
20	1.221	26	1.221	36	1.223	50	1.231	60	1.224
22	1.224	28	1.219	38	1.228	52	1.233	62	1.223
24	1.228	30	1.223	40	1.231	54	1.235	64	1.223

Troca de marcha 2ª para 1ª		Troca de marcha 3ª para 2ª		Troca de marcha 4ª para 3ª		Troca de marcha 5ª para 4ª		Troca de marcha 6ª para 5ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	1.219	10	1.219	20	1.219	24	1.224	30	1.223
6	1.219	12	1.219	22	1.217	26	1.224	32	1.223
8	1.219	14	1.217	24	1.221	28	1.223	34	1.223
10	1.217	16	1.219	26	1.217	30	1.223	36	1.221
12	1.219	18	1.219	28	1.217	32	1.221	38	1.217
14	1.219	20	1.219	30	1.219	34	1.217	40	1.215
16	1.221	22	1.219	32	1.217	36	1.217	42	1.215
18	1.219	24	1.219	34	1.221	38	1.217	44	1.217
20	1.221	26	1.221	36	1.223	40	1.215	46	1.215
22	1.226	28	1.221	38	1.226	42	1.219	48	1.217
24	1.231	30	1.226	40	1.230	44	1.217	50	1.217

Fonte: Autor

Tabela 41 – Resultados das velocidades dos pontos de trocas de marchas otimizadas por DOE para a transmissão manual de seis velocidades MT6 2

Velocidades das trocas de marcha (km/h)			
1-2	14	2-1	10
2-3	20	3-2	14
3-4	28	4-3	22
4-5	40	5-4	36
5-6	52	6-5	40

Fonte: Autor

Figura 84 – Resultados de consumo acumulado obtidos por DOE variando as velocidades dos pontos de trocas de marchas com a transmissão manual de seis velocidades MT6 2 durante simulações HWFET

Troca de marcha 1ª para 2ª		Troca de marcha 2ª para 3ª		Troca de marcha 3ª para 4ª		Troca de marcha 4ª para 5ª		Troca de marcha 5ª para 6ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	0.960	10	0.960	20	0.960	34	0.960	44	0.960
8	0.960	14	0.960	24	0.960	38	0.960	48	0.958
12	0.958	18	0.960	28	0.960	42	0.958	52	0.960
16	0.958	22	0.960	32	0.960	46	0.958	56	0.958
20	0.958	26	0.958	36	0.958	50	0.958	60	0.960
24	0.958	30	0.958	40	0.958	54	0.960	64	0.960
28	0.960	34	0.958	44	0.958	58	0.961	68	0.960
32	0.960	38	0.958	48	0.958	62	0.963	72	0.960
36	0.961	42	0.960	52	0.960	66	0.963	76	0.961
40	0.963	46	0.960	56	0.961	70	0.963	80	0.983
44	0.967	50	0.961	60	0.968	74	0.965	84	0.981

Troca de marcha 2ª para 1ª		Troca de marcha 3ª para 2ª		Troca de marcha 4ª para 3ª		Troca de marcha 5ª para 4ª		Troca de marcha 6ª para 5ª	
Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)	Velocidade (km/h)	Consumo acumulado (l)
4	0.960	10	0.960	20	0.960	34	0.960	44	0.960
8	0.960	14	0.960	24	0.958	38	0.960	48	0.960
12	0.960	18	0.960	28	0.958	42	0.958	52	0.960
16	0.958	22	0.960	32	0.958	46	0.958	56	0.958
20	0.958	26	0.958	36	0.958	50	0.958	60	0.960
24	0.958	30	0.958	40	0.958	54	0.960	64	0.960
28	0.960	34	0.958	44	0.958	58	0.961	68	0.960
32	0.960	38	0.958	48	0.958	62	0.963	72	0.965
36	0.961	42	0.960	52	0.960	66	0.963	76	0.976
40	0.963	46	0.960	56	0.961	70	0.963	80	0.986
44	0.967	50	0.961	60	0.968	74	0.965	84	0.990

Fonte: Autor

Os resultados de consumo acumulado nos ciclos FTP-75 e HWFET foram 5,93 % e 7,56 % melhores, respectivamente, para a transmissão manual de seis velocidades MT6 1 e 6,32 % e 6,72 % melhores para a transmissão MT6 2. Tais resultados foram possíveis devido ao efeito conhecido por *downspeeding*, que envolve operar o motor em condições de menor rotação e mais próximas à região de melhor BSFC, aproveitando uma região que apresenta menor consumo de combustível conforme figuras 85, tendo a região vermelha como a mais utilizada em porcentagem de tempo no ciclo HWFET. As diferenças em consumo acumulado entre as transmissões MT6 1 e a MT6 2 são pequenas conforme nas figuras 86 a 89 e tabelas 42 a 45.

Figura 85 – *Downspeeding* da transmissão MT6 2 em relação à MT5 no ciclo HWFET

Fonte: Autor

Figura 86 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 42 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Resultados das simulações FTP75 referência e com 6 marchas (com trocas otimizadas por DOE)				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação FTP75 - E22 referência	1.282	7.21	13.86	-
Simulação FTP75 - E22 6 marchas MT6 1	1.206	6.79	14.73	-5.93

→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Figura 87 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 43 – Resultados obtidos com simulação HWFET com a transmissão MT6 1 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Resultados das simulações HWFET referência e com 6 marchas (com trocas otimizadas por DOE)				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação HWFET - E22 referência	0.952	5.77	17.33	-
Simulação HWFET - E22 6 marchas MT6 1	0.880	5.33	18.75	-7.56
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Figura 88 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 44 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Resultados das simulações FTP75 referência e com 6 marchas (com trocas otimizadas por DOE)				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação FTP75 - E22 referência	1.282	7.21	13.86	-
Simulação FTP75 - E22 6 marchas MT6 2	1.201	6.76	14.80	-6.32
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Figura 89 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 45 – Resultados obtidos com simulação HWFET com a transmissão MT6 2 e trocas otimizadas por DOE em relação à simulação referência

Resultados das simulações HWFET referência e com 6 marchas (com trocas otimizadas por DOE)				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação HWFET - E22 referência	0.952	5.77	17.33	-
Simulação HWFET - E22 6 marchas MT6 2	0.888	5.38	18.58	-6.72

→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Em sequência, a adição do sistema *stop-start* foi estudada nas simulações, tendo em vista que o ciclo FTP-75 (NBR 6601), ao contrário do HWFET (NBR 7024), possui repetidas situações em que o veículo permanece parado e o motor continua operando na condição de marcha lenta. Esse item tem como princípio eliminar o consumo de combustível ao desligar o motor quando sua temperatura for superior a 60 °C e a velocidade do veículo atingir zero km/h. Os resultados obtidos ao simular o sistema *stop-start* podem ser visualizados nas figuras 90, 91 e tabelas 46 e 47, representando 4,29 % e 0 %, respectivamente, no consumo acumulado dos ciclos FTP-75 e HWFET.

Figura 90 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com *stop-start* em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 46 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com *stop-start* em relação à simulação referência

Resultados das simulações FTP75 referência e com sistema <i>start stop</i>				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação FTP75 - E22 referência	1.282	7.21	13.86	-
Simulação FTP75 - E22 <i>start stop</i>	1.227	6.90	14.48	-4.29
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Figura 91 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com *stop-start* em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 47 – Resultados obtidos com simulação HWFET com *stop-start* em relação à simulação referência

Resultados das simulações HWFET referência e com sistema <i>start stop</i>				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação HWFET - E22 referência	0.952	5.77	17.33	-
Simulação HWFET - E22 <i>start stop</i>	0.952	5.77	17.33	0.00
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

A condição de contorno que demanda uma temperatura mínima para desligar o motor se deve ao fato do consumo de combustível ser maior durante operação em baixas temperaturas, portanto é importante que o motor atinja a temperatura de trabalho o mais rápido possível. Além disso, outro fenômeno a ser evitado é a contaminação do óleo do motor por combustível durante a repartida, fenômeno que é potencializado quando o motor é religado em baixas temperaturas. A degradação das propriedades do lubrificante pode causar danos aos componentes internos do motor. Essa situação reforça a decisão de limitar a operação do *stop-start* para temperaturas superiores a 60 °C nas simulações.

O próximo item investigado foi a alteração da relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1, que visa atingir maior eficiência energética para o motor conforme demonstrado pela equação de combustão teórica 44. Com base nos dados de consumo obtidos nos ciclos testados na seção 4.1, foram definidos os oito pontos operação mais representativos para esse veículo e *powertrain*, representando 55 % do consumo acumulado do ciclo FTP-75, conforme figura 92, e 65 % do HWFET. Os círculos indicam o consumo instantâneo e os triângulos as regiões onde o consumo mais se acumula. Em seguida foram realizados testes estabilizados com esses pontos e com a região de plena carga, antes e depois da alteração da relação de compressão.

Figura 92 – Pontos de operação mais representativos para o consumo de combustível acumulado no ciclo FTP-75

Fonte: Autor

As medições foram realizadas em dinamômetro de chassi, com controle das temperaturas conforme figura 93 para garantir repetibilidade nos resultados. Foram utilizados o sistema AVL KMA de medição de consumo instantâneo, parâmetros de combustão AVL INDIMICRO, além de variáveis da ECU. Os testes indicam as reduções em consumo obtidas em função da alteração da relação de compressão, conforme figura 94, gerada na ferramenta AVL Concerto. Foram interpolados os

resultados obtidos e em seguida o mapa de consumo do modelo de referencial foi alterado. Novas simulações foram conduzidas, com resultados disponíveis nas figuras 95, 96 e tabelas 48 e 49, apresentando melhorias de 2,50 % e 2,84 %, respectivamente, no consumo acumulado dos ciclos FTP-75 e HWFET.

Figura 93 – Sinais monitoradas durante os testes experimentais

Fonte: Autor

Figura 94 – Redução do consumo de combustível em condição estabilizada com RC 13,9:1 em relação a 12,5:1

Fonte: Autor

Figura 95 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com RC 13,9:1 em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 48 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com RC 13,9:1 em relação à simulação referência

Resultados das simulações FTP75 referência e com relação de compressão de 13.9:1				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação FTP75 - E22 referência	1.282	7.21	13.86	-
Simulação FTP75 - E22 RC 13.9:1	1.250	7.03	14.22	-2.50
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Figura 96 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com RC 13,9:1 em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 49 – Resultados obtidos com simulação HWFET com RC 13,9:1 em relação à simulação referência

Resultados das simulações HWFET referência e com relação de compressão de 13.9:1				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação HWFET - E22 referência	0.952	5.77	17.33	-
Simulação HWFET - E22 RC 13.9:1	0.925	5.61	17.84	-2.84
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Por fim, a redução em 50 kg da massa do veículo foi simulada, visando analisar os efeitos apresentados por Bertoncini (2014). Tal redução de massa pode ser viabilizada por meio da remoção de itens como pneu reserva, das ferramentas de troca do pneu e redução do volume do tanque de combustível. Pneus *run flat* podem ser utilizados mesmo vazios até um local de reparo, com limitações de velocidade e distância. Para este estudo, 50 kg foram removidos nos dados de entrada do modelo de referencial. Com a nova simulação, os resultados gerados são apresentados nas figuras 97, 98 e tabela 50 e 51, representando melhorias de 0,47 % e 0,63 %, respectivamente, no consumo acumulado dos ciclos FTP-75 e HWFET.

Figura 97 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com redução de 50 kg em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 50 – Resultados obtidos com simulação FTP-75 com redução de 50 kg em relação à simulação referência

Resultados das simulações FTP75 referência e com redução de 50 kg (massa do veículo)				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação FTP75 - E22 referência	1.282	7.21	13.86	-
Simulação FTP75 - E22 menos 50kg	1.276	7.18	13.93	-0.47
→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Figura 98 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com redução de 50 kg em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Tabela 51 – Resultados obtidos com simulação HWFET com redução de 50 kg em relação à simulação referência

Resultados das simulações HWFET referência e com redução de 50 kg (massa do veículo)				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação HWFET - E22 referência	0.952	5.77	17.33	-
Simulação HWFET - E22 menos 50kg	0.946	5.73	17.44	-0.63

→ Diferença da nova simulação em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Os resultados obtidos nessa seção deixam claras a diferença de sensibilidade entre os ciclos FTP-75 e HWFET. O ciclo urbano apresenta menores velocidades e mais transientes, tendo atingido resultados semelhantes aos de Dimaratos et al. (2016) para o sistema *stop-start* operando no ciclo NEDC. A redução de massa gerou resultados proporcionais aos obtidos por Dimaratos et al. (2016) e Oh et al. (2014), mesmo com a diferença entre os ciclos estudados. Já a variação na transmissão obteve resultados melhores, explicados por ser um veículo com um maior potencial de melhoria neste quesito e também pela otimização nos pontos de trocas de

marchas. A variação na relação de compressão não foi diretamente estudada por outros autores.

As tabelas 52 e 53 resumem os resultados atingidos com a simulação de cada uma das modificações propostas e sugerem um grande potencial de melhoria de consumo acumulado caso todas as tecnologias venham a ser combinadas em um mesmo veículo. Para isso, uma simulação adicional foi realizada, considerando a combinação da transmissão manual de seis velocidades MT6 2 com trocas de marchas otimizadas, do sistema de *stop-start*, da relação de compressão de 13,9:1 e da redução em 50 kg da massa do veículo. Com a simulação adicional, os resultados obtidos são apresentados nas figuras 99 a 102, representando melhorias de 14,27 % e 10,08 %, respectivamente, no consumo acumulado dos ciclos urbano e rodoviário.

Tabela 52 – Diferença em consumo acumulado das simulações FTP-75 com diferentes tecnologias em relação à simulação referência

Resultados das simulações FTP75 referência e com diferentes tecnologias				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação FTP75 - E22 referência	1.282	7.21	13.86	-
Simulação FTP75 - E22 6 marchas MT6 1	1.206	6.79	14.73	-5.93
Simulação FTP75 - E22 6 marchas MT6 2	1.201	6.76	14.80	-6.32
Simulação FTP75 - E22 start stop	1.227	6.90	14.48	-4.29
Simulação FTP75 - E22 RC 13.9:1	1.250	7.03	14.22	-2.50
Simulação FTP75 - E22 menos 50kg	1.276	7.18	13.93	-0.47
Simulação FTP75 - E22 todas tecnologias	1.099	6.18	16.17	-14.27
→ Diferença entre simulações de diferentes tecnologias em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Tabela 53 – Diferença em consumo acumulado das simulações HWFET com diferentes tecnologias em relação à simulação referência

Resultados das simulações HWFET referência e com diferentes tecnologias				
	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Simulação HWFET - E22 referência	0.952	5.77	17.33	-
Simulação HWFET - E22 6 marchas MT6 1	0.880	5.33	18.75	-7.56
Simulação HWFET - E22 6 marchas MT6 2	0.888	5.38	18.58	-6.72
Simulação HWFET - E22 start stop	0.952	5.77	17.33	0.00
Simulação HWFET - E22 RC 13.9:1	0.925	5.61	17.84	-2.84
Simulação HWFET - E22 menos 50kg	0.946	5.73	17.44	-0.63
Simulação HWFET - E22 todas tecnologias	0.856	5.19	19.28	-10.08
→ Diferença entre simulações de diferentes tecnologias em relação à simulação referência				

Fonte: Autor

Figura 99 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 com todas as tecnologias com a simulação referência

Fonte: Autor

Figura 100 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET com todas as tecnologias com a simulação referência

Fonte: Autor

Figura 101 – Diferença em consumo acumulado das simulações FTP-75 com diferentes tecnologias em relação à simulação referência

Fonte: Autor

Figura 102 – Diferença em consumo acumulado das simulações HWFET com diferentes tecnologias em relação à simulação referência

Fonte: Autor

4.3 VALIDAÇÃO FINAL DE UM DOS NOVOS MODELOS COM NOVOS TESTES EXPERIMENTAIS

Dentre as quatro tecnologias investigadas, a alteração da relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1 foi selecionada para verificar a correlação dos resultados obtidos por simulação versus testes experimentais. A seleção se deu em função dessa proposta não ter sido estudada por outros autores na seção 2.5. Para

realizar essa validação, o motor real teve sua relação de compressão alterada para 13,9:1 e dois testes em dinamômetro de chassi foram executados com os ciclos de operação FTP-75 (NBR 6601) e HWFET (NBR 7024). As simulações são diretamente comparadas conforme figuras 103 e 104, e tabelas 54 e 55, mostrando desvios de apenas 0,68 % e 0,22 %, respectivamente.

Figura 103 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação FTP-75 RC 13,9 com os testes experimentais

Fonte: Autor

Tabela 54 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulação FTP-75 do veículo com *powertrain* modificado para RC 13,9

Resultados dos testes FTP75 em dinamômetro de chassi e da simulação FTP75				
Relação de compressão 13.9	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Teste 1 FTP75 - E22 (13.9)	1.254	7.06	14.17	-
Teste 2 FTP75 - E22 (13.9)	1.263	7.11	14.07	0.72
Simulação 5 FTP75 - E22 (13.9)	1.250	7.03	14.22	-0.68
→ Diferença do teste 2 em relação ao teste 1 e desvio da simulação 5 em relação à média dos dois testes				

Fonte: Autor

Figura 104 – Comparação do consumo de combustível acumulado da simulação HWFET RC 13,9:1 com os testes experimentais 13,9:1

Fonte: Autor

Tabela 55 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulação HWFET do veículo com *powertrain* modificado para RC 13,9:1

Resultados dos testes HWFET em dinamômetro de chassi e da simulação HWFET				
Relação de compressão 13.9	Consumo acumulado (l)	Consumo l/100 km	Consumo km/l	Diferença (%)
Teste 1 HWFET - E22 (13.9)	0.928	5.62	17.78	-
Teste 2 HWFET - E22 (13.9)	0.918	5.56	17.97	-1.08
Simulação 5.1 HWFET - E22 (13.9)	0.925	5.61	17.84	0.22

→ Diferença do teste 2 em relação ao teste 1 e desvio da simulação 5.1 em relação à média dos dois testes

Fonte: Autor

Dada a possibilidade de reproduzir as simulações de desempenho no dinamômetro de chassi, com a nova relação de compressão, uma sequência de testes de retomadas foi executada após os testes de consumo de combustível, com diferentes marchas, velocidades iniciais e finais, conforme resultados diretamente comparados na tabela 56. Cada um dos testes foi executado duas vezes e a média dos resultados mostram desvios inferiores a 0,77 % ao comparar com as simulações de retomadas de 40 - 70 km/h, 60 - 100 km/h e 80 - 120 km/h. Os resultados obtidos validam o modelo de veículo e *powertrain* referenciais para a alteração da relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1 e com o combustível E22.

Tabela 56 – Resultados obtidos com a realização dos testes experimentais e simulações de retomadas do veículo com *powertrain* modificado para RC 13,9:1

Resultados dos testes de retomada em dinamômetro de chassi e simulação			
Relação de compressão 13.9	40 - 70 km/h (s) 3ª marcha	60 - 100 km/h (s) 4ª marcha	80 - 120 km/h (s) 5ª marcha
Teste de retomada 3 - E22 (13.9)	5.69	10.97	17.91
Teste de retomada 4 - E22 (13.9)	5.70	10.87	17.82
Simulação de retomada 2 - E22 (13.9)	5.74	10.97	17.73
Diferença (%)	0.70	0.44	-0.77

→ Diferença da simulação 2 em relação à média dos testes 3 e 4

Fonte: Autor

Finalmente após validar as simulações de desempenho com testes em dinamômetro de chassi, tanto com relação de compressão 12,5:1, quanto 13,9:1, compararam-se os resultados dessa alteração. Os tempos melhoraram em 2,75 %, 3,16 % e 4,10 % nas retomadas de 40 - 70 km/h, 60 - 100 km/h e 80 - 120 km/h, conforme tabela 57. Considerando as melhorias já demonstradas em consumo de combustível nos ciclos FTP-75 e HWFET, nota-se que a alteração proposta mostra melhor eficiência de conversão de combustível, discutida na seção 2.3. Os resultados obtidos nessa seção de validação final encerram as atividades propostas com este estudo de veículo e *powertrain*, e reforçam a qualidade dos resultados obtidos por simulação.

Tabela 57 – Resultados obtidos com a realização de simulações de retomadas do veículo com *powertrain* referencial RC 12,5:1 e modificado para RC 13,9:1

Resultados das simulações de retomada com diferentes relações de compressão			
	40 - 70 km/h (s) 3ª marcha	60 - 100 km/h (s) 4ª marcha	80 - 120 km/h (s) 5ª marcha
Simulação de retomada 12.5 - E22	5.90	11.33	18.49
Simulação de retomada 13.9 - E22	5.74	10.97	17.73
Redução (%)	-2.75	-3.16	-4.10

→ Redução em % de tempo de retomada da simulação RC 13.9 em relação à simulação RC 12.5

Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES

As tecnologias simuladas neste trabalho têm por objetivo atender às constantes demandas do mercado automotivo brasileiro por melhor eficiência energética, principalmente demandas envolvidas na fase inicial do programa Rota 2030. As simulações envolveram mudanças para transmissões de seis velocidades, adição de sistema *stop-start*, alteração da relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1 e redução da massa do veículo. Os resultados obtidos com as simulações para a transmissão manual de seis velocidades MT6 2 e inclusão do sistema *stop-start* ao modelo do veículo referencial geraram, respectivamente, reduções de 6,32 % e 4,29 % no consumo acumulado de combustível no ciclo FTP-75 (NBR 6601).

Considerando o ciclo HWFET (NBR 7024), a melhora de consumo acumulado foi de 7,56 % para a transmissão MT6 2, que também apresentou melhoria em retomada de 40 km/h a 70 km/h, mostrando a credibilidade da simulação veicular ao reproduzir diferentes ciclos. Ao combinar todas as tecnologias, melhorou-se o consumo acumulado de combustível nos ciclos FTP-75 e HWFET em 14,27 % e 10,08 %, suportando a demanda inicial do programa Rota 2030 com tecnologias de custo baixo. Reduz-se também as emissões de CO₂, suportando questões no âmbito do meio ambiente e de saúde. Por fim, as propostas de transmissão MT6 2 e alteração da relação de compressão para 13,9:1 contribuem ainda com a melhoria de desempenho do veículo.

A repetição de ciclos de consumo para validação das simulações mostra uma diferença de até 1,08 % entre os experimentos, que é relacionada principalmente à influência do operador. Ao comparar as simulações com os testes experimentais antes ou depois das modificações em *powertrain*, foram obtidos desvios inferiores a 1,49 %, o que sugere robustez na validação das simulações. Além dos valores de consumo acumulado de combustível, foram verificados itens como cinemática, forças trativas e consumo instantâneo, sempre mostrando correlação entre simulações e testes. O modelo se mostrou sensível mesmo com pequenas alterações, como relação de compressão de 12,5:1 para 13,9:1 e redução de 50 kg na massa total do veículo.

Além do estudo envolvendo eficiência energética, foi abordado também o desempenho em retomadas, suportando a validação das simulações, a escolha da transmissão manual de seis velocidades MT6 2 e o estudo da relação de compressão 13,9:1 nas condições de contorno consideradas. Os desvios encontrados nas

simulações de retomadas são inferiores à 1.62 %, mostrando que metodologias com simulação veicular são eficientes e geram resultados confiáveis, que podem suportar diferentes fases de desenvolvimento veicular. Durante a concepção de um novo modelo, é possível obter resultados confiáveis ao se utilizar dados de entrada robustos de *powertrain* e veículo, mesmo antes da realização de testes experimentais.

O uso de ferramentas de simulação veicular suporta a redução dos custos e tempo de desenvolvimento, permitindo o gerenciamento mais eficiente dos recursos financeiros durante a concepção dos novos modelos de veículos e *powertrain*. A significativa redução de custos e tempo ocorrem em função da diminuição do número de protótipos construídos e dos testes experimentais necessários. Como consequência, os projetos veiculares passam por um número muito maior de testes no ambiente virtual do que seria possível realizar no ambiente experimental. Por fim, o detalhamento do projeto e situações estudadas passa a ser maior, trazendo maior confiabilidade, mesmo com maior complexidade dos novos veículos e *powertrain*.

Como continuação deste estudo, pode-se sugerir a investigação de itens envolvendo níveis iniciais de hibridização, como a implementação de um sistema 48 V* gerador de partida por correia (BSG, em inglês *Belt starter generator*). Dependendo do país, outros ciclos poderiam ser aplicados, desde ciclos convencionais até os ciclos reais (RDE, em inglês *Real Driving Emissions*), suportando as decisões das tecnologias a serem implementadas. Por fim, a comparação direta das simulações desenvolvidas no presente trabalho com novas possíveis configurações dos veículos, como a substituição completa do *powertrain* ou da plataforma veicular, poderia ser utilizada para a tomada de decisões estratégicas no futuro.

Novas configurações com mudanças mais radicais, e consequentemente que envolvem maiores investimentos, serão inevitáveis nos próximos anos de forma a atender às novas demandas impostas pelo ROTA 2030. No caso de novos conceitos de *powertrain* ou de plataforma veicular, é possível utilizar como dados de entrada informações provenientes de simulações de motor, transmissão, aerodinâmica, entre outras. Dessa forma é possível criar o modelo de um novo veículo em fases que testes experimentais não são possíveis. O uso da combinação de simulações tem o potencial de contribuir significativamente na tomada destas decisões, de forma a definir o melhor momento para a implementação destas mudanças.

REFERÊNCIAS

AHN, Changjoo. et al. An improvement of a small displacement engine's efficiency with a super charging system. In: SMALL ENGINE TECHNOLOGY CONFERENCE, 17., 2011, Sapporo. **Proceedings...** Warrendale: SAE International, 2013. p. 81-87.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6601**: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxidos de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento. Rio de Janeiro, set. 2012.

_____. **NBR 7024**: Veículos rodoviários automotores leves – Medição do consumo de combustível – Método de ensaio. Rio de Janeiro, mai. 2017.

_____. **NBR 10312**: Veículos rodoviários automotores leves – Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro. Rio de Janeiro, ago. 2014.

AVL LIST GMBH. **AVL CRUISE User Guide 2017**. Graz: AVL, 2017.

_____. **AVL-DRIVE Product Guide 4.2**. Graz: AVL, 2019.

_____. **AVL Dynamometers**. 2019. Disponível em: <https://www.avl.com/search>. Acesso em: 17 mai. 2019.

BERTONCINI, Rafael Bruno. **Estudo de melhoria da eficiência energética de um veículo flex fuel no contexto do Inovar-Auto**. 2014. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2014. Disponível em: <https://repositorio.fei.edu.br/handle/FEI/575>. Acesso em: 17 mai. 2019.

BLAIR, Gordon P. **Design and simulation of four-stroke engines**. Warrendale: SAE, 1999.

BRASIL. Decreto nº 7.819, de 3 de outubro de 2012. Regulamenta os arts. 40 a 44 da Lei nº 12.715, de 17 de setembro de 2012, que dispõe sobre o Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores - INOVAR-AUTO, e os arts. 5º e 6º da Lei nº 12.546, de 14 de dezembro de 2011, que dispõe sobre redução do Imposto sobre Produtos Industrializados, na hipótese que especifica. **Diário Oficial da União**. 3 out. 2012. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2011-2014/2012/Decreto/D7819. Acesso em: 17 mai. 2019.

_____. Lei nº 13.755, de 10 de dezembro de 2018. **Diário Oficial da União**. Estabelece requisitos obrigatórios para a comercialização de veículos no Brasil; institui o Programa Rota 2030 - Mobilidade e Logística; dispõe sobre o regime tributário de autopeças não produzidas; e altera as Leis nº 9.440, de 14 de março de 1997, 12.546, de 14 de dezembro de 2011, 10.865, de 30 de abril de 2004, 9.826, de 23 de agosto de 1999, 10.637, de 30 de dezembro de 2002, 8.383, de 30 de dezembro de 1991, e 8.989, de 24 de fevereiro de 1995, e o Decreto-Lei nº 288, de

28 de fevereiro de 1967. 10 dez. 2012. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2015-2018/2018/lei/L13755. Acesso em: 17 mai. 2019.

BRIGHT CONSULTING. **Eficiência Energética**. 2017. Disponível em: <http://www.automotivebusiness.com.br/abinteligencia/pdf/BrighConsultingEFICIENCIAENERGETICA.pdf>. Acesso em: 17 mai. 2019.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2012.

CASSIANO, Demostenes R. et al. On-board monitoring and simulation of flex fuel vehicles in Brazil. In: TRANSPORT RESEARCH ARENA, 6., 2016, Warsaw. **Proceedings...** [S.l]: Elsevier, 2016. p. 3129-3138. abr. 2016. doi: 10.1016/j.trpro.2016.05.253. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352146516302599>. Acesso em: 17 mai. 2019.

CTI SYMPOSIUM, 8., 2019, Shangai. **Proceedings...** Shangai: IHS Markit, 2019.

DIMARATOS, A. et al. Comparative evaluation of the effect of various technologies on light-duty vehicle CO₂ emissions over NEDC and WLTP. In: TRANSPORT RESEARCH ARENA, 6., 2016, Warsaw. **Proceedings...** [S.l]: Elsevier, 2016. p. 3169-3178. abr. 2016. doi: 10.1016/j.trpro.2016.05.257. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352146516302630>. Acesso em: 17 mai. 2019.

ENGENHARIA AUTOMOTIVA E AEROESPACIAL. São Paulo: SAE, v. 17, n. 73, fev./abr. 2017.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals**. 2nd ed. Nova lorque: McGraw-Hill Education, 2018.

INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION. **CO₂ emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles in the European Union**. 2019. Disponível em: https://theicct.org/sites/default/files/publications/EU-LCV-CO2-2030_ICCTupdate_201901.pdf. Acesso em: 17 mai. 2019.

OH, Yunjung. et al. Modeling effects of vehicle specifications on fuel economy based on engine fuel consumption map and vehicle dynamics. **Transportation Research Part D**, v. 32, p. 287-302, oct. 2014. doi: 10.1016/j.trd.2014.08.014. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/journal/transportation-research-part-d-transport-and-environment/vol/32>. Acesso em: 17 mai. 2019.

PELLEGRINO, Marcio Augusto P. **Metodologia para simulação do consumo de combustível em veículos automotores**. 2015. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2015.

Disponível em: <https://repositorio.fei.edu.br/handle/FEI/584>. Acesso em: 17 mai. 2019.

RAKHA, H. A. et al. Virginia tech comprehensive power-based fuel consumption model: model development and testing. **Transportation Research Part D**, v. 16, n. 7, p. 492-503, oct. 2011. doi: 10.1016/j.trd.2011.05.008. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.trd.2011.05.008>. Acesso em: 17 mai. 2019.

TSOKOLIS, D. et al. Fuel consumption and CO2 emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol. **Applied Energy**, v.179, p. 1152-1165, oct. 2016. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.07.091. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261916310327>. Acesso em: 17 mai. 2019.

WALLENTOWITZ, Henning. **Longitudinal dynamics of vehicles**. 4th ed. Aachen: Institut für Kraftfahrwesen Aachen, 2004.

APÊNDICE A – Velocidade do ciclo urbano FTP-75 (NBR 6601)

Unidades.: tempo em s Velocidade em km/h										
Tempo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	4,8	9,5	13,8	18,5	23	27,2	27,8	29,1	33,3
30	34,9	36	36,2	35,6	34,6	33,6	32,8	31,9	27,4	24
40	24	24,5	24,9	25,7	27,5	30,7	34	36,5	36,9	36,5
50	36,4	34,3	30,6	27,5	25,4	25,4	28,5	31,9	34,8	37,3
60	38,9	39,6	40,1	40,2	39,6	39,4	39,8	39,9	39,8	39,6
70	39,6	40,4	41,2	41,4	40,9	40,1	40,2	40,9	41,8	41,8
80	41,4	42	43	44,3	46	47,2	48	48,4	48,9	49,4
90	49,4	49,1	48,9	48,8	48,9	49,6	48,9	48,1	47,5	48
100	48,8	49,4	49,7	49,9	49,7	48,9	48	48,1	48,6	49,4
110	50,2	51,2	51,8	52,1	51,8	51	46	40,7	35,4	30,1
120	24,8	19,5	14,2	8,9	3,5	0	0	0	0	0
130	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
140	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
160	0	0	0	0	5,3	10,6	15,9	21,2	26,6	31,9
170	35,7	39,1	41,5	42,5	41,4	40,4	39,8	40,2	40,6	40,9
180	41,5	43,8	42,6	38,6	36,5	31,2	28,5	27,7	29,1	29,9
190	32,2	35,7	39,4	43,9	49,1	53,9	58,3	60	63,2	65,2
200	67,8	70	72,6	74	75,3	76,4	76,4	76,1	76	75,6
210	75,6	75,6	75,6	75,6	76	76,3	77,1	78,1	79	79,7
220	80,6	81,1	82,1	82,9	84	85,6	87,1	87,9	88,4	88,5
230	88,4	87,9	87,9	88,2	88,7	89,3	89,6	90,3	90,6	91,1
240	91,2	91,2	90,9	90,9	90,9	90,9	90,9	90,9	90,8	90,3
250	89,8	88,7	87,9	87,2	86,9	86,4	86,3	86,7	86,9	87,1
260	87,1	86,6	85,9	85,3	84,7	83,8	84,3	83,7	83,5	83,2
270	82,9	83	83,4	83,8	84,5	85,3	86,1	86,9	88,4	89,2
280	89,5	90,1	90,1	89,8	88,8	87,7	86,3	84,5	82,9	82,9
290	82,9	82,2	80,6	80,5	80,6	80,5	79,8	79,7	79,7	79,7

Unidades.: tempo em s Velocidade em km/h										
Tempo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
300	79	78,2	77,4	76	74,2	72,4	70,5	68,6	66,8	64,9
310	62	59,5	56,6	54,4	52,3	50,7	49,2	49,1	48,3	46,7
320	44,3	39,9	34,6	32,3	30,7	29,8	27,4	24,9	20,1	17,4
330	12,9	7,6	2,3	0	0	0	0	0	0	0
340	0	0	0	0	0	0	0	1,6	6,9	12,2
350	17,5	22,9	27,8	32,2	36,2	38,1	40,6	42,8	45,2	48,3
360	49,6	50,9	51,7	52,3	54,1	55,5	55,7	56,2	56	55,5
370	55,8	57,1	57,9	57,9	57,9	57,9	57,9	57,9	58,1	58,6
380	58,7	58,6	57,9	56,5	54,9	53,9	50,5	46,7	41,4	37
390	32,7	28,2	23,3	19,3	14	8,7	3,4	0	0	0
400	0	0	0	4,2	9,5	14,5	20,1	25,4	30,7	36
410	40,2	41,2	44,3	46,7	48,3	48,4	48,3	47,8	47,2	46,3
420	45,1	40,2	34,9	29,6	24,3	19	13,7	8,4	3,1	0
430	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
440	0	0	0	0	0	0	0	0	5,3	10,6
450	15,9	21,2	26,6	31	37,2	42,5	44,7	46,8	50,7	53,1
460	54,1	56	56,5	57,3	58,1	57,9	58,1	58,3	57,9	57,5
470	57,9	57,9	57,3	57,1	57	56,6	56,6	56,6	56,6	56,6
480	56,6	56,3	56,5	56,6	57,1	56,6	56,3	56,3	56,3	56
490	55,7	55,8	53,9	51,5	48,4	45,1	41	36,2	31,9	26,6
500	21,2	16,6	11,6	6,4	1,6	0	0	0	0	0
510	0	1,9	5,6	8,9	10,5	13,7	15,4	16,9	19,2	22,5
520	25,7	28,5	30,6	32,3	33,8	35,4	37	38,3	39,4	40,1
530	40,2	40,2	40,2	40,2	40,2	40,2	41,2	41,5	41,8	41,2
540	40,6	40,2	40,2	40,2	39,3	37,2	31,9	26,6	21,2	15,9
550	10,6	5,3	0	0	0	0	0	0	0	0
560	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5,3
570	10,6	15,9	20,9	23,5	25,7	27,4	27,4	27,4	28,2	28,5
580	28,5	28,2	27,4	27,2	26,7	27,4	27,5	27,4	26,7	26,6
590	26,6	26,7	27,4	28,3	29,8	30,9	32,5	33,8	34	34,1
600	34,8	35,4	36	36,2	36,2	36,2	36,5	38,1	40,4	41,8
610	42,6	43,5	42	36,7	31,4	26,1	20,8	15,4	10,1	4,8
620	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
630	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
640	0	0	0	0	0	0	3,2	7,2	12,6	16,4
650	20,1	22,5	24,6	28,2	31,5	33,8	35,7	37,5	39,4	40,7
660	41,2	41,8	43,9	43,1	42,3	42,5	42,6	42,6	41,8	41

Unidades.: tempo em s Velocidade em km/h										
Tempo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 040	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 050	0	0	0	1,9	6,4	11,7	17,1	22,4	27,4	29,8
1 060	32,2	35,1	37	38,6	39,9	41,2	42,6	43,1	44,1	44,9
1 070	45,5	45,1	44,3	43,5	43,5	42,3	39,4	36,2	34,6	33,2
1 080	29	24,1	19,8	17,9	17,1	16,1	15,3	14,6	14	13,8
1 090	14,2	14,5	14	13,8	12,9	11,3	8	6,8	4,2	1,6
1 100	0	0,2	1	2,6	5,8	11,1	16,1	20,6	22,5	23,3
1 110	25,7	29,1	32,2	33,8	34,1	34,3	34,4	34,9	36,2	37
1 120	38,3	39,4	40,2	40,1	39,9	40,2	40,9	41,5	41,8	42,5
1 130	42,8	43,3	43,5	43,5	43,5	43,3	43,1	43,1	42,6	42,5
1 140	41,8	41	39,6	37,8	34,6	32,2	28,2	25,7	22,5	17,2
1 150	11,9	6,6	1,3	0	0	0	0	0	0	0
1 160	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3,4
1 170	8,7	14	19,3	24,6	29,9	34	37	37,8	37	36,2
1 180	32,2	26,9	21,6	16,3	10,9	5,6	0,3	0	0	0
1 190	0	0	0	0	0	0	0	0,3	2,4	5,6
1 200	10,5	15,8	19,3	20,8	20,9	20,3	20,6	21,1	21,1	22,5
1 210	24,9	27,4	29,9	31,7	33,8	34,6	35,1	35,1	34,6	34,1
1 220	34,6	35,1	35,4	35,2	34,9	34,6	34,6	34,4	32,3	31,4
1 230	30,9	31,5	31,9	32,2	31,4	28,2	24,9	20,9	16,1	12,9
1 240	9,7	6,4	4	1,1	0	0	0	0	0	0
1 250	0	0	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	2,6	4,8	6,4
1 260	8	10,1	12,9	16,1	16,9	15,3	13,7	12,2	14,2	17,7
1 270	22,5	27,4	31,4	33,8	35,1	35,7	37	38	38,8	39,4
1 280	39,4	38,6	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	37,8	38,6	38,8
1 290	39,4	39,8	40,2	40,9	41,2	41,4	41,8	42,2	43,5	44,7
1 300	45,5	46,7	46,8	46,7	45,1	39,8	34,4	29,1	23,8	18,5
1 310	13,2	7,9	2,6	0	0	0	0	0	0	0
1 320	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1 330	0	0	0	0	0	0	0	0	2,4	7,7
1 340	13	18,3	21,2	24,3	27	29,5	31,4	32,7	34,3	35,2
1 350	35,6	36	35,4	34,8	34	33	32,2	31,5	29,8	28,2
1 360	26,6	24,9	22,5	17,7	12,9	8,4	4	0	0	0
1 370	0	0								

APÊNDICE B – Velocidade do ciclo rodoviário HWFET (NBR 7024)

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0,0	0,0	0,0	3,2	7,9	13,0	18,2	23,3	27,8	31,5
10	35,1	38,6	41,5	43,6	45,1	46,7	48,3	49,4	50,7	51,8
20	52,9	53,9	54,9	55,7	56,2	56,5	57,5	57,8	57,6	56,8
30	56,2	55,5	55,7	56,0	56,5	57,5	58,1	58,3	58,7	59,1
40	59,4	59,5	59,5	59,5	59,5	59,5	59,5	59,7	60,0	60,8
50	62,1	63,2	64,4	65,5	66,6	67,9	69,0	70,0	70,8	71,3
60	71,6	72,1	72,3	72,4	72,6	73,1	73,5	74,0	74,5	74,8
70	75,3	75,5	75,6	75,8	76,0	76,1	76,0	75,8	75,6	75,5
80	75,5	75,5	75,6	75,8	75,8	76,0	75,8	75,6	75,5	74,8
90	74,5	74,4	74,5	74,8	75,5	75,8	76,3	76,8	77,2	77,6
100	78,1	78,5	79,0	79,2	79,0	79,0	78,9	78,9	79,0	79,2
110	79,3	79,5	79,7	79,7	79,7	79,5	79,0	78,7	78,2	77,9
120	77,4	76,8	76,3	76,1	76,4	76,9	77,1	77,2	77,1	77,1
130	77,1	77,2	77,2	77,2	77,1	76,1	74,0	69,7	66,3	63,6
140	63,1	62,8	62,8	62,9	63,6	64,5	66,0	67,6	69,4	70,3
150	71,0	71,3	71,5	71,8	71,9	72,3	72,7	73,5	73,9	74,5
160	75,3	75,5	75,6	75,8	76,6	77,1	77,2	77,2	77,1	76,9
170	76,1	75,2	74,4	73,9	73,5	73,2	73,1	72,9	72,4	70,8
180	69,4	67,9	66,8	66,8	67,8	69,0	70,0	70,7	70,2	69,7
190	69,2	69,4	69,8	70,7	71,3	71,8	72,3	72,1	71,5	70,7
200	69,8	69,5	69,5	69,4	69,2	69,2	69,4	69,8	70,7	70,8
210	70,0	68,6	66,8	65,5	64,4	64,4	64,9	66,0	67,6	68,7
220	69,4	69,5	69,8	70,7	71,3	71,9	72,6	73,1	73,7	74,8
230	75,5	76,0	76,3	76,1	76,1	76,0	76,0	76,0	75,8	75,6
240	75,6	75,5	75,3	75,5	75,6	76,0	76,4	77,1	77,2	77,2

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
250	77,2	77,2	77,2	77,4	77,6	77,6	77,4	78,2	78,7	79,0
260	79,0	79,0	79,0	79,0	78,9	78,7	77,6	76,8	76,4	76,0
270	75,2	74,4	74,0	73,7	73,4	73,1	72,7	72,4	71,9	71,6
280	71,7	70,0	68,9	67,6	64,5	62,1	60,4	57,6	55,8	54,7
290	53,6	52,3	51,0	49,2	47,6	46,3	45,7	46,0	47,5	50,5
300	53,8	57,3	60,4	62,9	64,7	66,1	67,3	68,2	68,9	69,7
310	70,5	71,3	71,9	72,4	72,7	73,1	73,2	73,7	74,0	74,2
320	74,3	75,3	75,8	76,8	77,7	78,9	80,0	81,0	82,1	83,2
330	84,3	85,5	86,6	87,7	88,8	89,8	90,8	91,6	91,7	91,9
340	92,2	92,7	93,0	93,3	93,5	94,0	95,5	94,6	94,8	95,0
350	95,0	94,8	94,6	94,3	94,0	93,7	93,5	93,3	93,2	92,7
360	92,4	92,1	91,9	91,7	91,7	91,6	91,6	91,6	91,7	91,7
370	91,7	91,7	91,7	91,7	91,7	91,7	91,7	91,6	91,4	90,9
380	90,4	90,1	90,1	90,1	90,3	90,8	91,2	91,6	91,6	92,2
390	92,4	92,4	92,1	91,7	91,6	91,1	90,6	90,3	90,8	91,2
400	91,9	92,5	93,0	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,2
410	93,0	92,9	92,9	93,0	93,2	93,3	93,5	94,0	94,8	95,1
420	95,6	96,2	96,4	96,4	96,2	95,9	95,6	95,3	95,1	95,0
430	94,8	94,5	94,3	94,1	94,0	94,0	93,8	93,7	93,5	93,3
440	93,2	93,2	93,2	93,2	93,2	93,3	93,5	93,5	93,7	93,7
450	93,7	93,5	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,3	93,2	93,2
460	93,3	93,5	93,5	93,7	93,8	93,8	93,8	93,7	93,5	93,3
470	93,0	92,5	91,9	91,7	91,1	90,3	90,1	89,8	89,3	88,8
480	88,7	88,5	88,4	88,4	88,4	88,4	88,4	88,4	88,5	88,5
490	88,5	88,5	88,5	88,5	88,7	88,7	88,5	88,4	88,4	88,2
500	88,0	87,9	87,5	87,4	87,4	87,2	87,1	87,1	87,1	86,9
510	86,9	86,9	86,9	86,9	86,9	86,9	86,9	87,1	87,2	87,7
520	88,2	88,4	88,5	88,7	88,8	88,8	89,0	89,2	89,3	89,5
530	89,6	89,8	90,0	90,1	90,1	90,1	90,1	90,1	90,1	90,1
540	90,1	90,1	90,1	90,1	90,1	90,1	90,1	90,0	90,0	90,0
550	89,8	89,5	89,2	88,8	88,7	88,5	88,4	87,9	87,5	87,2
560	87,1	86,6	85,9	85,8	85,5	85,1	84,4	84,3	84,0	83,8

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
570	83,7	83,7	83,7	83,7	83,8	83,7	83,7	83,5	83,0	82,7
580	82,2	81,6	81,0	80,1	79,3	78,4	77,6	77,4	77,2	77,2
590	77,4	77,9	78,7	78,9	79,0	79,0	78,9	78,9	78,7	78,2
600	77,7	77,2	77,1	76,9	76,8	77,1	77,7	78,9	79,0	78,9
610	78,7	77,2	75,8	74,4	74,2	74,2	74,4	75,5	76,9	78,9
620	80,0	81,4	82,9	84,0	84,8	85,3	86,3	86,9	87,1	87,5
630	88,0	88,7	89,2	89,2	88,5	87,7	86,3	84,5	80,8	77,6
640	74,8	74,4	74,0	74,0	74,5	75,3	76,4	77,6	78,5	79,7
650	80,8	81,6	82,2	83,2	84,0	84,5	83,8	83,0	82,2	82,1
660	82,1	82,2	82,7	83,2	83,7	84,0	84,5	85,0	84,8	84,7
670	84,2	84,2	84,3	84,5	84,8	84,8	84,3	83,8	83,2	82,2
680	81,3	80,6	80,1	80,0	79,8	79,7	79,7	80,0	80,5	80,8
690	81,4	82,2	83,0	83,5	83,7	83,8	84,3	85,1	85,8	86,4
700	87,2	87,7	88,2	88,5	89,3	90,0	90,3	90,6	90,8	90,9
710	91,2	91,6	91,7	92,2	92,9	93,7	94,6	95,1	95,3	95,1
720	94,6	94,1	93,5	92,9	92,2	91,9	91,4	90,9	90,4	89,3
730	87,9	87,1	86,4	85,6	85,1	84,5	83,7	82,6	81,3	79,7
740	78,1	76,6	75,3	73,4	71,1	68,4	63,1	57,8	52,5	47,2
750	43,1	39,4	34,6	31,4	28,0	24,3	20,0	15,6	11,3	8,0
760	5,3	3,2	1,1	0,0	0,0	0,0	–	–	–	–