

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Vinícius Rückert Roso

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DO CICLO
OTTO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARAS EM
CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO VEICULAR**

Belo Horizonte, MG
2019

Vinícius Rückert Roso

ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DO CICLO OTTO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARAS EM CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO VEICULAR

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração em Energia e Sustentabilidade, da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), como requisito parcial para obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Mecânica.**

ORIENTADOR: Prof. Ramon Molina Valle

COORIENTADOR: Prof. Mario Eduardo Santos Martins

Belo Horizonte, MG
2019

R822a

Roso, Vinícius Rückert.

Análise de desempenho e emissões de um motor do ciclo otto com sistema de ignição com pré-câmaras em condições de operação veicular [recurso eletrônico] / Vinícius Rückert Roso. - 2019.

1 recurso online (193 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Ramón Molina Valle.

Coorientador: Mario Eduardo Santos Martins.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 187-193.

Inclui bibliografia.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Ignição - Teses. 3. Motores de combustão interna - Teses. 4. Simulação (Computadores) - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Martins, Mario Eduardo Santos. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DO
CICLO OTTO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARAS
EM CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO VEICULAR"**

VINÍCIUS RÜCKERT ROSO

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutor em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Tese aprovada no dia 12 de setembro de 2019.

Por:

Ramon Molina Valle

Orientador - Depto de Engenharia Mecânica/ UFMG

Mario Eduardo Santos Martins

Coorientador - Universidade Federal de Santa Maria

Jose Guilherme Coelho Baeta

Depto de Engenharia Mecânica/ UFMG

Fabricio José Pacheco Pujatti

Depto de Engenharia Mecânica/ UFMG

Sérgio de Moraes Hanriot

Pontifícia Universidade Católica/ PUC-MG

Vinícius Bernardes Pedrozo

Volkswagen do Brasil/SP

AGRADECIMENTOS

Nenhum trabalho, sobretudo acadêmico, é realizado sozinho. Assim, gostaria de expressar meu imenso agradecimento a todos que de alguma forma me apoiaram nesta jornada, tornando-a possível e mais leve.

Inicialmente, agradeço à minha família, em especial aos meus pais Neiron e Vera, por terem me apoiado sempre, me dando educação e exemplos de luta e garra, possibilitando a realização deste sonho.

Obrigado a Deus por ter colocado a colega mais especial em meu caminho, Nathália Duarte Souza Alvarenga Santos, que me conquistou e me apoia imensamente e incondicionalmente, tanto na universidade quanto fora dela. Tenho certeza que todo este apoio e carinho serão eternos e retribuídos. Te amo!

Agradeço ao professor e amigo Ramon Molina Valle, que desde o primeiro contato se mostrou disposto e motivado a auxiliar no desenvolvimento da proposta. É uma honra ter a sua assinatura neste trabalho, especialmente pelo exemplo de profissional que és. Levarei a seu exemplo de postura para a minha carreira acadêmica.

Ao professor Mario Eduardo Santos Martins agradeço pelo incentivo em ingressar na pós graduação, em especial a desenvolver o doutorado no CTM da UFMG. Aos professores e amigos do CTM, Fabrício José Pacheco Pujatti e José Guilherme Coelho Baeta, meu agradecimento pelo apoio e ensinamentos durante o desenvolvimento do trabalho. Obrigado à vocês pela amizade conquistada!

Ao meu amigo-irmão colombiano, Carlos Eduardo Castilla Alvarez, meu eterno agradecimento por toda a parceria que desenvolvemos, pelos finais de semana, feriados e madrugadas de ensaios experimentais, pelas inúmeras leituras e correções. Sabes a peça fundamental que és neste projeto.

Muito obrigado também aos meus queridos colegas de laboratório, Alysson Fernandes Teixeira, Arthur Braga Thiriet, Bryan Castro Caetano, Fernando Antônio Rodrigues Filho, Giselle Elias Couto, Hélder Alves de Almeida Junior, Leonardo Fonseca, Lucimar Venâncio Amaral, Luis Henrique Machado, Oscar Ricardo Sandoval Rodriguez, Vinícius Gonçalves Rimsa. Vocês são professores e pesquisadores natos, exemplos de profissionais, de dedicação e perseverança.

Enfim, à todos que me apoiaram, saibam que podem contar comigo.

RESUMO

ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DO CICLO OTTO COM SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARAS EM CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO VEICULAR

AUTOR: Vinícius Rückert Roso
ORIENTADOR: Ramon Molina Valle
COORIENTADOR: Mario Eduardo Santos Martins

As legislações ambientais e o custo do combustível têm influenciado no desenvolvimento de novas tecnologias em motores de combustão interna. Neste sentido, o emprego de misturas pobres emerge como uma estratégia promissora, permitindo aliar baixo consumo de combustível e baixos níveis de emissões. Apesar das vantagens, a queima de misturas pobres depende de diversos fatores para que ocorra uma combustão estável. Neste contexto, o uso do conceito de ignição por pré-câmara em motores que originalmente utilizem ignição por centelha tem eficácia comprovada, sendo uma alternativa para atender as restrições em emissões impostas pela legislação. Entretanto, a maioria das pesquisas observadas na literatura são realizadas em regime permanente de carga e rotação, sendo poucas as abordagens que consideram sistemas de ignição por pré-câmaras aplicadas à veículos. Com isso, o objetivo deste trabalho é avaliar o comportamento de um sistema de ignição por pré-câmaras (PCIS), em termos de consumo de combustível e emissões de gases de exaustão, quando submetido à condições de condução veicular. Para isso, realizaram-se testes em condições estacionárias de operação em um motor Ford Sigma 1.6 16v em um dinamômetro de bancada passivo, com etanol como combustível na câmara principal e hidrogênio nas pré-câmaras, obtendo-se parâmetros de combustão, emissões gasosas e consumo de combustível, possibilitando a comparação com o motor original. Os mapas de operação para as variáveis de interesse foram utilizados como dados de entrada em modelos computacionais do *software* GT-Power, que simularam o motor instalado em um veículo Ford Fiesta através da interpolação das características estacionárias. Os resultados da estimativa de aplicação veicular do conceito PCIS nos ciclos HWFET (*Highway Fuel Economy Test*) e FTP-75 (*Federal Test Procedure*) apontaram para reduções de até 7% no consumo médio de combustível, de 4% nas emissões médias de CO₂, de 85% nas emissões médias de NO_x e de 65% nas emissões médias de CO se comparado à ignição original por centelha. Com isso, o uso do conceito PCIS apresenta potencial para a redução dos gases emitidos em motores veiculares, permitindo que sejam simplificados os sistemas de pós tratamento adotados para atendimento das legislações.

Palavras-chave: Motores de combustão interna; Ignição com pré-câmaras; Emissões; Misturas pobres; Combustão pobre; Legislação veicular; Simulação computacional

ABSTRACT

PERFORMANCE AND EMISSION ANALYSIS OF AN OTTO CYCLE ENGINE WITH PRE-CHAMBER IGNITION SYSTEM IN VEHICULAR OPERATING CONDITIONS

AUTHOR: Vinícius Rückert Roso

ADVISOR: Ramon Molina Valle

CO-ADVISOR: Mario Eduardo Santos Martins

Environmental legislation and fuel costs have influenced to development of new technologies in internal combustion engines. In this sense, the use of lean combustion emerges as a promising strategy, allowing low fuel consumption and pollutant emissions. Despite the advantages, lean combustion depends many factors to achieve stable combustion. In this context, the concept of pre-chamber ignition in SI engines has a proven effectiveness, being an alternative to meet the restrictions imposed by legislation standards. However, the most part of the investigations observed in literature are carried out at stationary points of engine load and speed, with few approaches that consider pre-chamber ignition systems application in vehicles. Thereby, the objective of this work is to evaluate a commercial engine equipped with a prototype of stratified pre-chamber ignition system (PCIS), in terms of fuel consumption and engine-out emissions, when in vehicular driving application. For this, a Ford Sigma 1.6 16v engine was tested in a passive dynamometer bench considering stationary conditions, using ethanol as fuel in the main chamber and hydrogen as fuel in the prechamber, providing combustion, exhaust emissions and fuel consumption parameters, allowing the comparison with original engine. Operation maps for the variables of interest were used as input data in GT-Power computational models, simulating as the engine was installed in a Ford Fiesta through the interpolation of the steady-state points. The estimative for vehicular application of the PCIS concept points to reductions for the HWFET (*Highway Fuel Economy Test*) and FTP-75 (*Federal Test Procedure*) of up to 7% in average fuel consumption, from 4% in average CO₂ emissions, of 85% in average NO_x emissions and of 65% in average CO emissions, if compared to the original ignition by spark plug. Thus, the use of PCIS concept presents potential to reduce engine-out emissions from vehicular engines, allowing the simplification of the aftertreatment systems considered for legislation compliance.

Keywords: Internal combustion engines; pre-chamber ignition system; Emissions; Lean mixture; Lean combustion; Vehicular legislation; Computer simulation

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama para ciclos teóricos e indicados de um motor SI	26
Figura 2.2 – Curvas típicas de torque e potência para motores alternativos	28
Figura 2.3 – Consumo específico de combustível em função da rotação do motor e da razão volumétrica de compressão	29
Figura 2.4 – Modos de controle do dinamômetro para ensaios em transiente	34
Figura 2.5 – Em (a), pontos de ensaio utilizados por Rodrigues Filho (2014) e, em (b), os considerados por Moreira (2014)	35
Figura 2.6 – Ciclo de teste com rotação constante e transientes de torque	36
Figura 2.7 – Variações de rotação e torque para o ciclo NRTC	37
Figura 2.8 – Ciclos transientes desenvolvidos por Zare (2017a) para (a)1865rpm e (b)2257rpm	38
Figura 2.9 – Condições iniciais e finais dos três testes avaliados	38
Figura 2.10 – Sequência de transientes desenvolvida por Armas (2006)	39
Figura 2.11 – Sequência de três condições de testes transientes(a) desenvolvidas através de um procedimento experimental (b)	40
Figura 2.12 – Comparação do avanço de ignição em função da IMEP para teste transiente e estacionários	43
Figura 2.13 – Sistemas de injeção de combustível em motores SI	45
Figura 2.14 – Fases da combustão em um motor SI	47
Figura 2.15 – Ciclo WLTC para veículos da classe 3	57
Figura 2.16 – Ciclos FTP-75 e HWFET utilizados para homologação em condições urbanas e de estrada	59
Figura 2.17 – Eficiência de conversão de um TWC para CO, HC e NO _x em função da relação ar-combustível	61
Figura 2.18 – Estrutura básica de um sistema de EGR externa de alta pressão	63
Figura 2.19 – As emissões de HC para condições de mistura estequiométrica (à esquerda) e mistura pobre (à direita)	65
Figura 2.20 – Concentrações de CO, HC e NO em um MCI de acordo com a variação do lambda	66
Figura 2.21 – Efeito da relação ar-combustível na eficiência e na CoV da IMEP	67
Figura 2.22 – Sistema de pré-câmara de mistura homogênea (a) e sistema de pré-câmara de mistura estratificada (b)	71
Figura 2.23 – IMEP e estabilidade da combustão do sistema de ignição com pré-câmaras com variação no avanço de ignição, para 1500rpm e $\lambda = 1,8$..	74
Figura 2.24 – Variação na duração de 0 – 10% da MFB em função do λ para um motor SI original e com pré-câmaras de diferentes orifícios de interconexão ...	75
Figura 2.25 – Variação na duração da combustão (10 – 90% da MFB) em função do λ para um motor SI original e com pré-câmaras de diferentes orifícios de interconexão	76
Figura 2.26 – Taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas em condições constantes de consumo indicado de combustível	78
Figura 2.27 – Emissões de CO para o motor SI (<i>Spark Ignition</i>) original e o dotado de ignição por pré-câmaras (<i>Turbulent Jet Ignition</i>)	79
Figura 2.28 – Emissões de HC para o motor SI (<i>Spark Ignition</i>) original e o dotado de ignição por pré-câmaras (<i>Turbulent Jet Ignition</i>)	80

Figura 2.29 – Emissões de NO_x para o motor SI (<i>Spark Ignition</i>) original e o dotado de ignição por pré-câmaras (<i>Turbulent Jet Ignition</i>)	82
Figura 2.30 – Conceito do uso de pré-câmaras com três válvulas, patenteado por Ricardo em 1918	83
Figura 2.31 – Diferentes configurações de sistemas de ignição com pré-câmaras	85
Figura 2.32 – Conceito de pré-câmaras de mistura homogênea desenvolvida por Benajes (2019)	87
Figura 2.33 – Superaquecimento do sistema de ignição por pré-câmara com mistura homogênea desenvolvido por Sá (2001)	88
Figura 2.34 – Pré-câmara desenvolvida por Baptista (2007) para estratificação da mistura	89
Figura 2.35 – Esquema da montagem da pré-câmara desenvolvida por Moreira (2009), com válvula de ar, eletroinjetor e vela de ignição	90
Figura 2.36 – Vista em corte do sistema desenvolvido por Rodrigues Filho (2014), com pré-câmaras, eletroinjetores e velas de ignição montados no cabeçote ..	91
Figura 2.37 – Dimensões da parte superior (a) e inferior (b) da pré-câmara utilizadas no trabalho de Couto (2017)	92
Figura 3.1 – Visão geral do banco de testes do motor e instalações experimentais ...	96
Figura 3.2 – Representação esquemática do motor e da instrumentação utilizada	96
Figura 3.3 – Pré-câmaras desenvolvidas por Alvarez (2018)	99
Figura 3.4 – Vela de ignição NGK LMAR9AI-8 (a) e eletro injetor Magneti Marelli GDI IHP3 (b) utilizados no sistema de ignição com pré-câmaras	101
Figura 3.5 – Sistema de ignição por pré-câmaras desenvolvido por Alvarez (2018) ...	101
Figura 3.6 – Pontos experimentais de ensaio do motor com os diferentes sistemas de ignição e nas diferentes condições de lambda	110
Figura 3.7 – Fluxograma de atividades para calibração do motor e realização dos ensaios	111
Figura 3.8 – Ilustração da planilha utilizada na compilação dos resultados dos ensaios experimentais	113
Figura 3.9 – Modelo de um Ford Fiesta 1.6 16v desenvolvido no <i>software</i> GT-Suite ..	117
Figura 3.10 – Exemplo de parâmetros obtidos experimentalmente do motor em bancada para serem utilizados como dados de entrada no <i>software</i> GT-Suite	120
Figura 4.1 – Curva de torque (a) e potência (b) para o motor original em $\lambda=1,0$ com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda=1,2$ e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$	123
Figura 4.2 – Curvas de pressão no cilindro para o motor original e com pré-câmaras em $\lambda = 1,0$ (a) e dados filtrados para pré-câmaras em $\lambda = 1,0$ (b). Operação em $1500rpm$ e $4bar$ de IMEP	123
Figura 4.3 – Pontos experimentais e os respectivos fatores lambda observados com o sistema de ignição por pré-câmaras e mistura homogênea	125
Figura 4.4 – Curvas de pressão na pré-câmara para o motor com pré-câmaras em $\lambda = 1,4$ e $\lambda = 1,6$ e os respectivos instantes de ignição pela vela.	125
Figura 4.5 – Gradiente de temperaturas no coletor de exaustão para o motor operando em condições estáveis (a) e com um cilindro apresentando falhas de ignição (b)	127
Figura 4.6 – Mapas do consumo específico total de combustível para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d), considerando a	

vazão de etanol e a de hidrogênio	128
Figura 4.7 – Mapa da substituição energética percentual do etanol pelo hidrogênio quando considerada mistura estratificada e $\lambda=1,4$	131
Figura 4.8 – Mapas de temperatura dos gases de exaustão (EGT, em °C) para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)	132
Figura 4.9 – Mapas das emissões específicas de NO_x para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)	133
Figura 4.10 – Mapas das emissões específicas de HC para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)	135
Figura 4.11 – Mapas das emissões específicas de CO para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)	138
Figura 4.12 – Mapas das emissões específicas de CO_2 para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)	140
Figura 4.13 – Mapa do consumo específico total de combustível para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b), considerando e a vazão de etanol e a de hidrogênio, quando realizada em $\lambda = 1,4$	143
Figura 4.14 – Mapas das emissões específicas de NO_x para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)	144
Figura 4.15 – Mapas das emissões específicas de HC para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)	145
Figura 4.16 – Mapas das emissões específicas de CO para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)	146
Figura 4.17 – Mapas das emissões específicas de CO_2 para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)	147
Figura 4.18 – Perfil de velocidade do ciclo FTP-75 e desvios de velocidade para as diferentes estratégias no ciclo urbano FTP-75	150
Figura 4.19 – Perfil de velocidade do ciclo HWFET e desvios de velocidade para as diferentes estratégias no ciclo rodoviário HWFET	152
Figura 4.20 – Pontos de operação para as diferentes estratégias no ciclo urbano FTP-75	153
Figura 4.21 – Pontos de operação para as diferentes estratégias no ciclo rodoviário HWFET	154
Figura 4.22 – Consumo médio de combustível para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET	155
Figura 4.23 – Emissões médias de NO_x para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET	158
Figura 4.24 – Emissões médias de HC não queimados para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET	160
Figura 4.25 – Emissões médias de CO para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET	162
Figura 4.26 – Emissões médias de CO_2 para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET	164
Figura A.1 – Incertezas do tipo B calculadas para as medições de potência, consumo	

de combustível e emissões com o motor original em $\lambda = 1,0$	191
Figura A.2 – Incertezas tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor utilizando o conceito PCIS em $\lambda = 1,0$	192
Figura A.3 – Incertezas tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor utilizando o conceito PCIS em $\lambda = 1,2$	193
Figura A.4 – Incertezas tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor utilizando o conceito PCIS em $\lambda = 1,4$	194

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Limites de emissões (em g/km) para veículos a gasolina com até 2610kg	56
Tabela 2.2 – Limites do Proconve por etapas, em g/km, para veículos comerciais leves de até 1700kg	58
Tabela 3.1 – Principais características do motor Ford Sigma 1.6 16v utilizado	97
Tabela 3.2 – Características do etanol hidratado comercial	98
Tabela 3.3 – Gases utilizados para calibração e operação do analisador Horiba OBS 2200	103
Tabela 3.4 – Principais características do dinamômetro de bancada Horiba TITAN S470106	107
Tabela 3.5 – Instrumentação utilizada no motor	107
Tabela 3.6 – Condições consideradas para a calibração do motor	108
Tabela 3.7 – Massa molecular dos gases de exaustão avaliados neste trabalho	114
Tabela 3.8 – Dados de entrada no modelo computacional	119
Tabela 4.1 – Estimativas de consumo específico total de combustível e pressões de bombeamento obtidos através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações, considerando a vazão de etanol e a de hidrogênio, quando realizada	130
Tabela 4.2 – Estimativas de emissões específicas de NO_x (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações	134
Tabela 4.3 – Estimativas de emissões específicas de HC (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações	137
Tabela 4.4 – Estimativas de emissões específicas de CO (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações	139
Tabela 4.5 – Estimativas de emissões específicas de CO_2 (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações	142
Tabela 4.6 – Estimativas de consumo específico total de combustível (g/kWh) obtidos através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B", considerando a vazão de etanol e a de hidrogênio, quando realizada em $\lambda = 1$	144
Tabela 4.7 – Estimativas de emissões específicas de NO_x (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"	145
Tabela 4.8 – Estimativas de emissões específicas de HC (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"	146
Tabela 4.9 – Estimativas de emissões específicas de CO (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"	147
Tabela 4.10 – Estimativas de emissões específicas de CO_2 (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"	148
Tabela 4.11 – Redução percentual na distância trafegada pelo veículo simulado com relação a distância dos ciclos à que foram submetidos	150
Tabela 4.12 – Efeitos percentuais do conceito PCIS em consumo de combustível e em emissões gasosas quando observado um ponto estacionário (ALVAREZ, 2018), o mapa de operação e os ciclos de condução FTP-75 e HWFET	166
Tabela A.1 – Incerteza máxima associada às grandezas de controle do motor	188
Tabela A.2 – Incerteza máxima associada às grandezas de análise de gases da exaustão	188
Tabela A.3 – Incerteza máxima associada às grandezas de controle da sala dinâmica	189

Tabela A.4 – Incerteza máxima associada às grandezas do sistema para análise da combustão	190
---	-----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Abreviaturas		Unidade
<i>AF</i>	Relação ar-combustível	
<i>APIR</i>	Sistema de ignição por injeção de radicais (<i>Self-ignition Triggered by Radical Injection</i>)	
<i>BMEP</i>	Pressão média efetiva de eixo (<i>Brake Mean Effective Pressure</i>)	<i>bar</i>
<i>BPI</i>	Pré-câmara na superfície do pistão (<i>Bowl-Prechamber Ignition</i>)	
<i>C</i>	Carbono	
<i>CFD</i>	Simulação fluidodinâmica (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)	
<i>CFR</i>	Pesquisa de combustíveis <i>Cooperative Fuel Research</i>	
<i>CNG</i>	Gás natural comprimido	
<i>CO</i>	Monóxido de Carbono	
<i>CO₂</i>	Dióxido de Carbono	
<i>CP</i>	Pressão no cilindro (<i>Cylinder Pressure</i>)	
<i>CVCC</i>	Combustão controlada por vórtice composto <i>Compound Vortex Controlled Combustion</i>	
<i>d</i>	Distância	<i>m</i>
<i>DI</i>	Injeção direta (<i>Direct Injection</i>)	
<i>ECU</i>	Central eletrônica de controle do motor (<i>Electronic Control Unit</i>)	
<i>EGR</i>	Recirculação dos gases de escape (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)	
<i>EGT</i>	Temperatura dos gases de exaustão (<i>Exhaust Gas Temperature</i>)	°C
<i>EP</i>	Pressão na exaustão (<i>Exhaust Pressure</i>)	<i>bar</i>
<i>ES</i>	Sensor angular (<i>Encoder Signal</i>)	
<i>ET</i>	Temperatura na saída do motor (<i>Exhaust temperature</i>)	°C
<i>F</i>	Força	<i>N</i>
<i>F_{aer}</i>	Forças aerodinâmicas	<i>N</i>
<i>F_{grd}</i>	Força gravitacional	<i>N</i>

F_{rol}	Forças de resistência à rolagem	N
FID	Analizador de ionização de chama (<i>Flame Ionization Detector</i>)	
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo	
GNV	Gás Natural Veicular	
H	Hidrogênio	
HAI	Ignição por jatos de hidrogênio (<i>Hydrogen Assisted Jet Ignition</i>)	
$HCCI$	Ignição por compressão de mistura homogênea (<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)	
IAD	Índice anti-detonação (<i>AKI, Antiknock index</i>)	
I_{axl}	Momento de inércia do conjunto de rodas	$kg.m^2$
I_{dsh}	Momento de inércia do eixo de transmissão	$kg.m^2$
I_{m+dina}	Momento de inércia do conjunto motor-dinamômetro	$kg.m^2$
$IJPU$	Largura máxima do pulso de injeção (<i>Injection Pulse Width</i>)	
$IMEP$	Pressão média efetiva indicada (<i>Indicated Mean Effective Pressure</i>)	bar
IP	Pressão na admissão (<i>Intake pressure</i>)	bar
IS	Sensor de sinal de ignição (<i>Ignition signal</i>)	
IT	Temperatura na admissão do motor (<i>Intake temperature</i>)	$^{\circ}C$
I_{trans1}	Momento de inércia na entrada do conjunto de transmissão	$kg.m^2$
I_{trans2}	Momento de inércia na saída do conjunto de transmissão	$kg.m^2$
IWT	Temperatura da água na entrada do motor (<i>Intake water temperature</i>)	$^{\circ}C$
$JISCE$	Motor por ignição a jato de carga estratificada (<i>Jet Ignition Stratified Charge Engine</i>)	
LAG	Ignição ativada por avalanche	
LHV	Poder calorífico inferior (<i>Low Heating Value</i>)	MJ/kg
N	Rotação	rpm
N_2	Nitrogênio	
NO_x	Óxidos de Nitrogênio	
MAF	Sensor de vazão mássica de ar (<i>Mass Air Flow</i>)	

<i>MAP</i>	Sensor de pressão de admissão (<i>Manifold Absolute Pressure Sensor</i>)	
<i>M_{ar}</i>	Massa molecular do ar	<i>kg/kmol</i>
<i>MBT</i>	Máximo torque (<i>Maximum Brake Torque</i>)	<i>Nm</i>
<i>MC</i>	Câmara de combustão principal (<i>Main-chamber</i>)	
<i>MCI</i>	Motor de combustão interna	
<i>MFB</i>	Fração mássica queimada (<i>Mass Fraction Burned</i>)	
<i>MFF</i>	Medidor de vazão mássica de combustível (<i>Mass Fuel Flow</i>)	
<i>M_{gas}</i>	Massa molecular da gasolina	<i>kg/kmol</i>
<i>M_{veh}</i>	Massa do veículo	<i>kg</i>
<i>NDIR</i>	Método infravermelho não dispersivo (<i>nondispersive infrared</i>)	
<i>O₂</i>	Oxigênio	
<i>OH</i>	Hidroxila	
<i>OS</i>	Sonda lambda (<i>Oxygen Sensor</i>)	
<i>OT</i>	Temperatura do óleo (<i>Oil Temperature</i>)	<i>°C</i>
<i>OWT</i>	Temperatura da água na saída do motor (<i>Output water temperature</i>)	<i>°C</i>
<i>P</i>	Potência	<i>kW</i>
<i>P_c</i>	Pressão na câmara de combustão	<i>bar</i>
<i>PC</i>	Pré-câmara	
<i>PCIS</i>	Sistema de ignição com pré-câmaras (<i>Pre-chamber Ignition System</i>)	
<i>PFI</i>	Injeção de combustível no pórtilo (<i>Port Fuel Injection</i>)	
<i>PME</i>	Pressão Média Efetiva (<i>Mean Effective Pressure</i>)	<i>bar</i>
<i>PMI</i>	Ponto Morto Inferior	
<i>PMS</i>	Ponto Morto Superior	
<i>PS</i>	Pressão barométrica na sala dinamométrica	<i>bar</i>
<i>r_c</i>	Razão volumétrica de compressão	
<i>RD</i>	Rotação do dinamômetro	<i>rpm</i>
<i>R_d</i>	Relação final de transmissão	
<i>R_t</i>	Relação de transmissão para cada marcha	

RM	Rotação no motor	rpm
r_{whl}	Raio da roda do veículo	pol
sfc	Consumo específico de combustível (<i>Specific Fuel Consumption</i>)	g/kWh
SKS	Sistema com câmara de carga estratificada (<i>Schichtlade Kammer System</i>)	
SI	Ignição por centelha (<i>Spark Ignition</i>)	
SS	Sensor de fase	
t	tempo	s
T_{dina}	Torque no dinamômetro	Nm
TGP	Câmara geradora de turbulência (<i>Turbulence Generating Pot</i>)	
TJI	Ignição por jato turbulento <i>Turbulent Jet Ignition</i>	
T_m	Torque no motor	Nm
TS	Temperatura ambiente da sala dinamométrica	$^{\circ}C$
TWC	Catalisador de três vias (<i>Three-way Catalyst</i>)	
US	Umidade relativa do ar na sala dinamométrica	$\%$
V	Volume do cilindro	cm^3
V_d	Volume deslocado	cm^3
W	Trabalho	$J.s^{-1}$
w	Trabalho específico indicado	$J.s^{-1}$
W_c	Trabalho por ciclo	$J.s^{-1}$
WOT	Válvula borboleta completamente aberta (<i>Wide open throttle</i>)	

Letras gregas

Unidade

τ	<i>Torque</i>	Nm
$\tau_{vehicle}$	<i>Torque requerido para o movimento do veículo</i>	Nm
λ	<i>Fator lambda</i>	
η_{cc}	<i>Eficiência de conversão de combustível</i>	
$\eta_{term,i}$	<i>Eficiência térmica do ciclo ideal</i>	

γ	<i>Razão entre calor específico a pressão constante e calor específico a volume constante</i>	
ω	<i>Rotação do motor</i>	<i>rpm</i>
ω_{drv}	<i>Velocidade do veículo</i>	<i>km/h</i>

Siglas

<i>CONAMA</i>	Conselho Nacional do Meio Ambiente
<i>CTM</i>	Centro de Tecnologia da Mobilidade
<i>ESC</i>	Ciclo estacionário europeu (<i>European Stationary Cycle</i>)
<i>ETC</i>	Ciclo transiente europeu (<i>European Transient Cycle</i>)
<i>FTP75</i>	Ciclo de condução <i>Federal Test Procedure</i>
<i>HWFET</i>	Ciclo padrão de condução em estrada (<i>Highway Fuel Economy Test</i>)
<i>IPCC</i>	Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (<i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i>)
<i>NEDC</i>	Ciclo de condução <i>New European Driving Cycle</i>
<i>NRTC</i>	Ciclo transiente para veículos fora de estrada (<i>Non-road transient cycle</i>)
<i>Proconve</i>	Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores
<i>UFMG</i>	Universidade Federal de Minas Gerais
<i>WLTC</i>	<i>Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycles</i>
<i>WLTP</i>	<i>Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVO GERAL	21
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
1.3	CONTRIBUIÇÕES DA TESE	22
1.4	ESTRUTURA DO DOCUMENTO	23
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	24
2.1.1	Ciclos reais de motores de combustão interna	25
2.1.2	Parâmetros operacionais dos motores	27
2.1.2.1	<i>Torque e potência</i>	27
2.1.2.2	<i>Consumo específico e conversão de combustível</i>	28
2.1.2.3	<i>Trabalho de eixo e trabalho indicado</i>	30
2.1.2.4	<i>Pressão média efetiva</i>	30
2.1.2.5	<i>Eficiência mecânica</i>	31
2.1.3	Ensaio dinâmico	31
2.1.3.1	<i>Testes estacionários</i>	35
2.1.3.2	<i>Testes transientes</i>	36
2.1.3.3	<i>Comparações entre ensaios transientes e estacionários</i>	41
2.1.4	Formação da mistura ar-combustível	43
2.1.5	Ignição da mistura ar-combustível	46
2.1.6	Processo de combustão	47
2.1.6.1	<i>Anomalias na combustão</i>	49
2.1.6.2	<i>Análise da combustão pela pressão no cilindro</i>	51
2.1.7	A formação das emissões veiculares	51
2.1.7.1	<i>Monóxido de Carbono</i>	52
2.1.7.2	<i>Hidrocarbonetos não queimados</i>	52
2.1.7.3	<i>Óxidos de Nitrogênio</i>	53
2.1.8	Legislação para controle de emissões veiculares	53
2.1.8.1	<i>Regulamentação europeia para emissões veiculares - Euro</i>	54
2.1.8.2	<i>Regulamentação brasileira para emissões veiculares - Proconve</i>	57
2.1.9	Tecnologias para redução das emissões veiculares	59
2.1.9.1	<i>Conversores catalíticos</i>	59
2.1.9.2	<i>Recirculação de gases de escape</i>	62
2.1.9.3	<i>Ignição por compressão de mistura homogênea</i>	63
2.1.9.4	<i>Combustão com misturas pobres</i>	64
2.2	ESTADO DA ARTE	68
2.2.1	Simulações computacionais veiculares	68
2.2.2	Sistemas de ignição com pré-câmaras (PCIS) em motores SI	70
2.2.2.1	<i>Influências de sistemas de ignição por pré-câmara nos parâmetros de combustão</i>	72
2.2.2.2	<i>Influências de sistemas de ignição por pré-câmara nas emissões</i>	78
2.2.2.3	<i>Histórico de sistemas de ignição por pré-câmaras em motores SI</i>	82
2.2.2.4	<i>Pesquisas desenvolvidas no Centro de Tecnologia da Mobilidade envolvendo PCIS</i>	88
2.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	93

3	METODOLOGIA	95
3.1	APARATO EXPERIMENTAL UTILIZADO	95
3.1.1	Especificações do motor	97
3.1.2	Sistema de ignição com pré-câmaras	98
3.1.3	Sistema para análise de gases da exaustão	102
3.1.4	Sistema para análise de parâmetros da combustão	104
3.1.5	Sala dinamométrica	105
3.2	PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO	107
3.2.1	Ajuste do sistema de gerenciamento do motor e definição dos pontos de ensaio	108
3.2.2	Aquisição e tratamento de dados	112
3.2.3	Cálculo das incertezas de medição	115
3.3	MODELO COMPUTACIONAL VEICULAR UTILIZADO	116
3.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS DA METODOLOGIA	120
4	RESULTADOS	122
4.1	LIMITES DE OPERAÇÃO PARA O CONCEITO PCIS AVALIADO	122
4.2	MAPAS EXPERIMENTAIS PARA CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E EMISSÕES GASOSAS	126
4.2.1	Resultados para o consumo de combustível	127
4.2.2	Resultados para as emissões de óxidos de nitrogênio	131
4.2.3	Resultados para as emissões de hidrocarbonetos não queimados	134
4.2.4	Resultados para as emissões de monóxido de carbono	137
4.2.5	Resultados para as emissões de dióxido de carbono	140
4.3	PROPOSTA DE MAPAS DE OPERAÇÃO	142
4.4	SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO EM CICLOS DE CONDUÇÃO	148
4.4.1	Resultados das estratégias para troca de marcha	149
4.4.2	Regiões de operação do motor nos ciclos de condução	152
4.4.3	Resultados do consumo médio de combustível	155
4.4.4	Resultados das emissões médias de gases de exaustão	157
<i>4.4.4.1</i>	<i>Emissões de óxidos de nitrogênio</i>	<i>158</i>
<i>4.4.4.2</i>	<i>Emissões de hidrocarbonetos não queimados</i>	<i>159</i>
<i>4.4.4.3</i>	<i>Emissões de monóxido de carbono</i>	<i>161</i>
<i>4.4.4.4</i>	<i>Emissões de dióxido de carbono</i>	<i>163</i>
4.5	COMPARATIVO ENTRE AVALIAÇÕES ESTÁTICAS E DINÂMICAS	165
4.6	CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS	167
5	CONCLUSÕES	169
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	173
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	174
	APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	188

1 INTRODUÇÃO

Segundo pesquisas realizadas pelo Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas, o IPCC, a alteração no clima é um dos desafios mais sérios que a humanidade enfrentará nos próximos anos (IPCC, 2015). Os recentes furacões na Flórida, México e Texas, trouxeram à tona discussões sobre os efeitos do aquecimento global. De acordo com Montgomery (2017), a medida que o ar atmosférico tem sua temperatura elevada e, portanto, desloca-se para cima, a diferença de pressão é capaz de formar ciclones de diferentes intensidades. Neste aspecto, as emissões de CO₂ geradas em atividades relacionadas ao transporte, indústria, geração de energia e agricultura, têm contribuição expressiva na alteração do clima (GRAMMELIS, 2016).

No IPCC de 2015, afirmou-se que as emissões de CO₂ oriundas de combustíveis fósseis no Brasil aumentaram mais de 100% no período compreendido entre 1995 e 2014, enquanto a população brasileira aumentou em apenas 28%. Como um dos principais contribuintes para esse acréscimo nas emissões gasosas, a frota de veículos circulantes no Brasil passou de quase 17 milhões de veículos em 1995 (GUIMARÃES; LEE, 2010) para mais de 86 milhões de veículos em 2014 (DENATRAN, 2017), ou seja, um aumento de mais de 400%. Nestas proporções, o aumento da frota foi muito superior ao aumento dos níveis de emissões de CO₂. No Brasil, isto é reflexo de normativas como as atuais Proconve P-7 (veículos pesados) e L-6 (veículos leves) (IBAMA, 2011), que além de beneficiar a qualidade do ar atmosférico e redução das emissões de gases de efeito estufa, colaboram para o progresso da engenharia.

Neste sentido, o desenvolvimento de motores veiculares de combustão interna já tem sido observado a mais de um século (SABATHE, 1908). Entretanto, apesar do foco inicial estar na simples conversão de energia, os esforços na área automotiva não limitaram-se apenas ao desenvolvimento de sistemas mais eficientes, mas também contemplaram a necessidade de índices cada vez menores de poluentes (KRYZANOWSKY, 1932). Com isso, uma série de tecnologias para reduzir e controlar as emissões veiculares vem sendo utilizada, incluindo sistemas de pós tratamento de gases de exaustão, uso de combustíveis alternativos, sistemas de injeção direta de combustível, além de ignição e injeção eletrônica, atendendo as sucessivas exigências das legislações (BAPTISTA, 2007).

São diversas tecnologias empregadas na redução das emissões gasosas veiculares, seja pelo aumento da eficiência energética dos motores de combustão interna (MCI) convencionais, ou pela introdução de novos conceitos como veículos elétricos, híbridos ou movidos por células de combustível (JOHANSSON; ÅHMAN, 2002). Ainda de acordo com Johansson (2002), motores de combustão mais eficientes podem reduzir a energia necessária em mais de 40%, se comparado com os produzidos no início dos anos 1990. Já os veículos elétricos apresentam benefícios principalmente nos congestionamentos de gran-

des centros urbanos, em operações que demandam frequentes transientes de velocidade (SAGAR, 1995). Toulson (2008) afirma que, em qualquer veículo, o aumento de sua eficiência energética ocorre com a redução da quantidade de combustível queimada, o que consequentemente resulta em uma menor emissão de CO_2 por quilômetro percorrido.

Apesar disso, veículos com menores índices de emissões gasosas não apresentam atrativos diretos para os consumidores, não sendo habitualmente um fator considerado no momento da aquisição, mesmo que no Brasil os índices de emissões de CO_2 sejam divulgados aos consumidores pelos fabricantes de veículos através do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE). Entretanto, as montadoras visam atingir os níveis impostos pela legislação vigente com o menor investimento possível, recebendo incentivos fiscais quando menores índices são alcançados, principalmente referente às emissões de CO_2 (FILHO, 2018). Neste mesmo sentido, a Lei 13.755, que passou a ser conhecida como "Rota 2030" (MP..., 2018), é uma remodelação do extinto programa de incentivo Inovar Auto, a qual prevê a concessão de três benefícios às montadoras de veículos: redução das alíquotas do IPI em até 2% para veículos que atenderem os requisitos do programa, a isenção do imposto de importação para os produtos sem similaridade ou capacidade produtiva nacional e incentivos referente a aplicação em projetos de PD. Por outro lado, os consumidores veem o consumo de combustível como um fator decisivo na escolha de um veículo (SHIN et al., 2015). Assim, menores índices de emissões de gases e menor consumo de combustível devem ser priorizados pelos fabricantes, atendendo às normativas e a demanda do mercado.

A utilização de combustíveis de baixo carbono, que resultam em uma menor geração de CO_2 , tem sido uma alternativa considerada em todo o mundo para reduzir as emissões de CO_2 , sendo o etanol amplamente utilizado no setor automotivo brasileiro, especialmente em motores de ignição por centelha. Produzido a partir de matérias-primas como a cana-de-açúcar e o milho, por exemplo, as emissões dos gases de efeito estufa observadas durante o ciclo de vida do etanol são contrabalanceadas pela absorção de CO_2 durante a fotossíntese. Assim, para a maioria dos métodos de produção de etanol, o balanço energético "do poço à roda" é positivo, ou seja, mais energia é liberada com o uso do etanol e de seus subprodutos do que consumida durante o processo produtivo (NOH; NO, 2017).

Somada à isso, a queima de misturas pobres, caracterizada pela combustão com excesso de ar, apresenta-se como um conceito capaz de aliar resultados expressivos no aumento de eficiência energética e na redução de emissões (ROSO et al., 2019). De acordo com Toulson (2008), a utilização de misturas pobres possibilita que as emissões de NO_x sejam reduzidas à níveis próximos de zero, em função da redução da temperatura da combustão. Tully (2002) afirma que a necessidade de uma maior abertura da válvula borboleta do que quando operando com misturas estequiométricas (para manter a mesma potência) faz com que o motor tenha menores perdas por bombeamento e, portanto, seja mais

eficiente, consumindo menos combustível. Ainda, pelo fato de mitigar a ocorrência de detonação, a combustão de misturas ultra pobres, com $\lambda > 1,2$, possibilita o uso de maiores razões volumétricas de compressão.

Entretanto, Alvarez (2018) aponta para os maiores desafios do empobrecimento da mistura, que compreendem superar a variabilidade cíclica oriunda da menor velocidade de queima da mistura e reduzir os prejuízos em termos de desempenho, resultantes da menor quantidade de energia disponível no interior do cilindro. Sakai (1974) afirma que uma maior energia fornecida para a ignição da mistura contribuiria para o emprego de misturas pobres em MCIs, conseqüentemente reduzindo a variabilidade cíclica. Para isso, pesquisadores apresentaram diversas alternativas capazes de fornecer maiores potenciais de ignição, como as ignições por compressão de mistura homogênea (WANG et al., 2016), por plasma (LABARGE et al., 2003) (HWANG et al., 2016) (ELIEZER; ELIEZER, 2001) (DALE; CHECKEL; SMY, 1997) (LIU et al., 2015) (SMY et al., 1982), por laser (RONNEY, 1994) (DALE et al., 1977) e por pré-câmaras (JAMROZIK, 2015) (TOULSON; SCHOCK; ATTARD, 2010).

Dentre as tecnologias citadas, o uso de pré-câmaras apresenta vantagens em função da simplicidade e eficácia do sistema, sendo capaz de superar os desafios impostos pela queima de misturas pobres. O conceito de sistemas de ignição por pré-câmaras (PCIS, do inglês *Pre-Chamber Ignition System*) foi inicialmente pesquisado por Ricardo (1918), sendo composto de uma câmara de combustão auxiliar ligada à câmara principal através de orifícios de interconexão. Com a vela posicionada na pré-câmara, a ignição de um pequeno volume da mistura faz com que os gases contidos na pré-câmara tenham elevação de pressão e temperatura. Esta primeira combustão faz com que gases com alta energia cinética e térmica atravessem os orifícios de interconexão e queimem a mistura na câmara principal em múltiplos pontos, tornando a ignição estável e de maior energia (HYNES, 1986). De acordo com Bosch (1988), uma mistura estequiométrica ar-combustível requer aproximadamente 0,2 mJ de energia para iniciar o processo de combustão, podendo variar em função da turbulência existente na câmara, sendo que os jatos oriundos de uma pré-câmara fornecem em torno de 50000 vezes mais energia (GUSSAK; TURKISH; SIEGLA, 1975). A turbulência gerada por estes jatos resulta no aumento da velocidade da chama, reduzindo a variabilidade cíclica da combustão (TOULSON, 2008). Com estas características, o uso de pré-câmaras apresenta soluções para os desafios impostos pela queima de misturas pobres, possibilitando aumentos no limite de empobrecimento para valores próximos à $\lambda = 2$ em um motor operando com gasolina na câmara principal (ATTARD et al., 2012).

Apesar das aplicações comerciais observadas na década de 1970, os motores PCIS-SI (PCIS-SI, do inglês *Pre-Chamber Ignition System - Spark Ignition*) perderam espaço em função da complexidade dos sistemas suplementares de combustível utilizados. Na época, o difícil sincronismo entre carburadores e a baixa restrição governamental quanto a emissões de gases de exaustão, colaboraram para a extinção da tecnologia.

Entretanto, o atual desenvolvimento de sistemas de gerenciamento eletrônico de motores e injeção direta de combustível, aliados às exigentes medidas ambientais, fazem com que estudos de sistemas de ignição utilizando pré-câmaras de combustão devam ser novamente considerados.

Além dos benefícios do sistema de ignição com pré-câmara em motores de ignição por centelha PCIS-SI já provados em usuais ensaios estacionários, pesquisas também foram realizadas em condições veiculares de operação para fins comerciais (DATE et al., 1974) e de pesquisa (ATTARD et al., 2011). Nestes casos, o que se objetiva é avaliar parâmetros do motor em condições que se assemelhem à sua aplicação real ou às de ensaios de homologação e, assim, direcionar as melhorias exclusivamente para as regiões de interesse nos mapas de operação. Prova disto é a emergente utilização da metodologia para análise de "Emissões Reais de Condução" (RDE, do inglês *Real Driving Emissions*) nos procedimentos de ensaio, como o adotado pelo "Procedimento Mundial Harmonizado de Teste de Veículos" (WLTP, do inglês, *Worldwide Harmonised Light Vehicle Test Procedure*). Com isso, ensaios em condições transientes buscam evidenciar os reais efeitos de um sistema quando aplicado a um veículo, por considerar diferentes condições de operação e a transição entre elas. Entretanto, nas duas pesquisas sobre PCIS-SI com aplicação à um veículo observadas na literatura até a publicação deste documento, tanto na realizada por Date (1974) quanto na realizada por Attard (2011), não são realizados comparativos com o motor com ignição convencional, não possibilitando conclusões mais expressivas sobre os efeitos do sistema de pré-câmaras em consumo de combustível e emissões de gases.

Por fim, a avaliação de um sistema de ignição por pré-câmaras em diferentes condições de operação mostra-se fundamental na determinação do consumo de combustível e das emissões gasosas a serem observados em condições de condução veicular, não considerando somente pontos específicos de operação. Diante disso, a calibração de um motor em dinamômetro de bancada, seguida de uma predição de comportamento deste motor quando aplicado à um veículo, se mostra como uma etapa complementar, posicionando-se entre o processo inicial de calibração em testes estacionários e o processo de aplicação veicular.

1.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar os efeitos do uso de um sistema de ignição com pré-câmaras em um motor SI operando em condições de homologação veicular, em termos de emissões de gases de exaustão e consumo de combustível, a partir dos mapas de operação das variáveis de interesse obtidas em condições estacionárias.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Como objetivos específicos elencam-se os seguintes pontos:

- (a) Calibrar momento e duração da injeção de combustível assim como avanço de ignição para um motor veicular comercial original, considerando uma faixa de operação que represente as condições de operação de um veículo realizando trajetos urbanos e rodoviários, considerando a razão ar-combustível estequiométrica;
- (b) Utilizar um sistema de ignição por pré-câmaras de mistura estratificada desenvolvido em trabalhos prévios do CTM-UFMG para aplicação em motor SI, possibilitando a extensão do limite de empobrecimento e consequente redução nas emissões de gases;
- (c) Identificar e justificar as limitações do sistema observadas em trabalhos anteriores;
- (d) Calibrar o motor dotado do sistema de pré-câmaras em condições similares às utilizadas para o motor original, avaliando diferentes razões ar-combustível;
- (e) Elaborar os mapas de consumo de combustível e emissões da exaustão para as diferentes condições ensaiadas, propondo um mapa ótimo de operação;
- (f) Ajustar um modelo computacional em *software* comercial para predição de consumo, emissões e desempenho do motor original e do com pré-câmaras, em diferentes ciclos de condução;
- (g) Avaliar os efeitos do sistema de pré-câmaras quanto aos limites impostos por normas brasileiras regulamentadoras de emissões, estabelecendo os impactos frente à condições urbanas e rodoviárias.

1.3 CONTRIBUIÇÕES DA TESE

A principal contribuição desta pesquisa está no ineditismo da análise realizada com um sistema de ignição por pré-câmaras aplicado à um motor de ignição por centelha sob condições de operação veicular. Até então, estudos como este foram realizados em somente dois trabalhos na literatura, apresentando entretanto, diferenças substanciais quanto a estrutura do sistema proposto e a metodologia empregada para os ensaios. O primeiro deles foi publicado por Date, em 1974, e o segundo por Attard, em 2011.

A análise proposta nesta tese é importante pois os ciclos de testes veiculares são usualmente não estacionários (TORRES-JIMÉNEZ et al., 2018) e, portanto, não podem ser

representados simplesmente por pontos isolados de operação. Para isso, pesquisadores já verificaram bons resultados ao se utilizar a interpolação entre pontos de operação estacionários para simular testes transientes (SAMUEL et al., 2004), fornecendo embasamento à metodologia utilizada.

Por fim, a necessidade dos pontos estacionários para serem utilizados como dados de entrada na simulação faz com que, a partir da pesquisa, se desenvolva também uma calibração refinada do sistema de gerenciamento do motor. Assim, esta etapa torna-se essencial no desenvolvimento do protótipo, possibilitando também a avaliação da integridade do sistema proposto quando submetido à diferentes condições de operação.

1.4 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

Este trabalho é dividido em cinco capítulos. No primeiro deles é apresentada uma introdução ao tema, com a definição dos objetivos e da estrutura do documento. O segundo capítulo é subdividido em fundamentos teóricos e em estado da arte. Nele é realizada uma abordagem sobre ensaios dinamométricos e simulações veiculares, além de evidenciar o potencial da queima de misturas pobres através do uso de sistemas de ignição por pré-câmara. No terceiro capítulo são apresentados os equipamentos envolvidos na pesquisa, como o motor, os sistemas de controle e de medição. Além disto, também é apresentado o sistema de ignição com pré-câmaras utilizado e a metodologia desenvolvida para a realização dos ensaios. O quarto capítulo aborda os mapas de operação do motor original e das diferentes condições de operação com pré-câmaras, obtidos através dos ensaios experimentais e das simulações computacionais. Também é avaliado o comportamento do sistema de pré-câmaras quando aplicado à um veículo, operando em condições transientes de homologação. No último capítulo são apresentadas as conclusões observadas. Ao fim, referências bibliográficas e apêndices encerram o documento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é realizada primeiramente uma abordagem sobre o tema desenvolvido neste trabalho, com enfoque nos fundamentos teóricos e no estado da arte, essenciais para a compreensão. Na seção de *Fundamentos Teóricos* disserta-se sobre motores de combustão interna, seus parâmetros operacionais e características da combustão. Disserta-se também sobre os fundamentos dos ensaios dinamométricos, fazendo a distinção entre os equipamentos utilizados e os métodos de teste. Em sequência, descreve-se sobre o processo de formação dos gases de exaustão em motores de combustão interna e as medidas governamentais adotadas para controle das emissões veiculares, apresentando as principais tecnologias desenvolvidas para o atendimento da legislação. Posteriormente, a seção com o *Estado da Arte* destaca a aplicação de simulações computacionais na determinação de consumo de combustível e emissões de gases. Por fim é realizada uma revisão sobre os sistemas de ignição com pré-câmaras, mostrando os conceitos existentes e as influências do sistema na combustão e nas emissões, além das pesquisas já desenvolvidas no Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da UFMG. Como fechamento do capítulo são apresentadas as considerações finais da revisão bibliográfica.

2.1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

De acordo com Heywood (2018), o propósito dos motores de combustão interna é a produção de potência mecânica a partir da energia química contida no combustível. Ganesan (2012) afirma que esta conversão é possível devido ao aumento de pressão dos gases, produtos da combustão, que executam trabalho enquanto se expandem. Assim, a mistura ar-combustível e os produtos da combustão são os fluídos de trabalho do processo, onde as transferências de trabalho fornecem a saída de energia através dos componentes mecânicos do motor (HEYWOOD, 2018).

Os conceitos de motores de combustão interna com maior êxito foram os provados por Nicolaus Otto (1877) e por Rudolf Diesel (1895). Compartilhando as teorias de uma patente não publicada pelo francês Alphonse Beau de Rochas, Otto é considerado o inventor dos motores de quatro tempos, tendo apresentado o protótipo construído em 1876. Já no conceito de Diesel, a combustão ocorre com a injeção de combustível líquido diretamente no cilindro, o qual já contém ar aquecido pelo processo de compressão.

2.1.1 Ciclos reais de motores de combustão interna

A distinção entre os ciclos teóricos Otto e Diesel pode ser feita pelo processo de combustão (HEYWOOD, 2018). No primeiro, a combustão ocorre a volume constante, enquanto no segundo, ocorre a pressão constante. Também pode-se diferenciar quanto à ignição da mistura, que se dá através de uma centelha no primeiro caso, ou de forma espontânea no segundo.

Heywood (2018) aponta para os quatro tempos que compõem tanto o ciclo de motores Otto quanto o de motores Diesel, onde são necessárias duas revoluções completas do virabrequim para completar a sequência dos eventos. Apesar de possíveis variações nos instantes de abertura e fechamento das válvulas, visando otimizar o enchimento do cilindro, os tempos podem basicamente ser descritos como:

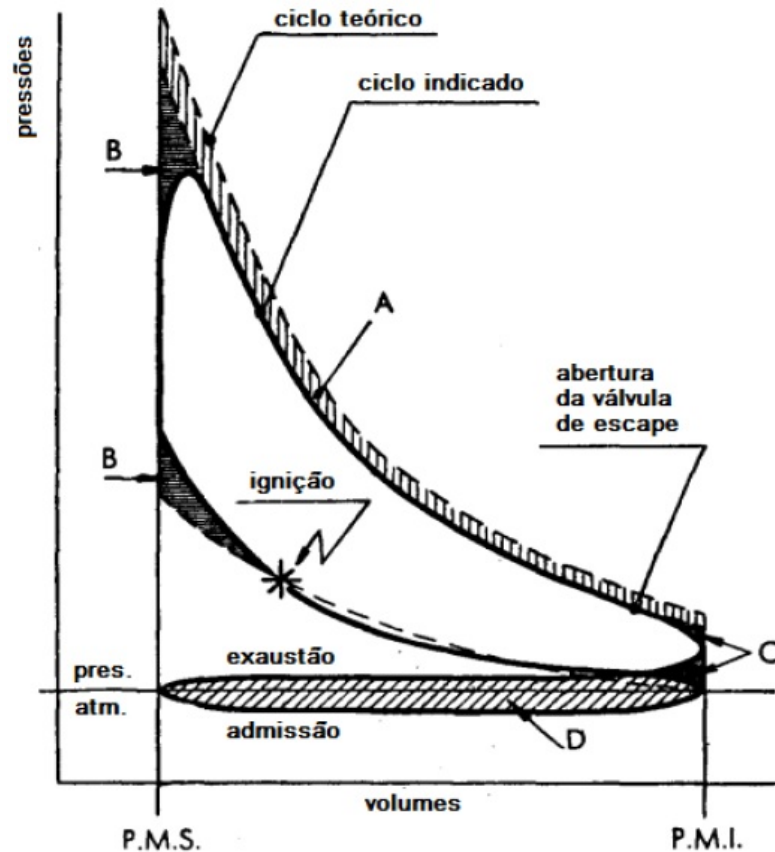
1. De admissão: Se inicia com o pistão no ponto morto superior (PMS) e se encerra no ponto morto inferior (PMI). Com a válvula de admissão aberta e a de exaustão fechada, a diferença de pressão entre o interior do cilindro e a atmosfera faz com que a mistura seja aspirada. Para aumentar a massa admitida, em geral, a válvula de admissão abre pouco antes do PMS e fecha pouco depois do PMI;
2. De compressão: As válvulas de admissão e exaustão encontram-se fechadas e a mistura existente dentro do cilindro é comprimida, com o deslocamento do pistão do PMI ao PMS, até uma pequena fração do seu volume inicial. Ao fim da compressão a combustão se inicia e a pressão se eleva rapidamente;
3. De expansão ou potência: A combustão ocorre em um pequeno intervalo com o pistão próximo ao PMS, se iniciando próximo ao final da compressão e terminando no início da expansão. A etapa de expansão ou potência desenvolve-se do PMS ao PMI. A elevada pressão e temperatura dos gases favorece a descida do pistão e força a rotação do virabrequim. Já próximo ao PMI, a válvula de exaustão abre e inicia o processo de saída dos gases;
4. De exaustão: Os gases queimados saem do cilindro, uma vez que a pressão do interior do cilindro é superior à da exaustão e o pistão desloca-se ao PMS, forçando o escoamento dos gases. Quando o pistão está próximo ao PMS, ocorre a abertura da válvula de admissão. Somente após o PMS, já iniciando-se o ciclo descendente, que ocorre o fechamento da válvula de exaustão;

Em grande parte do regime de operação dos motores de ignição por centelha, o combustível é injetado por um eletroinjetor no primeiro tempo. No segundo tempo a mistura ar-combustível é comprimida até ser ignitada pela centelha, próximo ao PMS. Em 1988, Heywood afirmou que os motores a gasolina atingiam eficiência máxima de combustão

quando o avanço de ignição era ajustado para valores entre 10 e 40 graus antes do PMS, com metade da fração mássica queimada em aproximadamente 10 graus depois do PMS e fim da combustão entre 30 e 40 graus depois do PMS.

Em função da complexidade dos ciclos reais em MCI, aproximações teóricas são realizadas afim de facilitar o estudo termodinâmico do processo (OBERT; LARA et al., 1966). O gráfico da Figura 2.1 apresenta a comparação entre os diagramas de pressão por volume (Diagrama PV) para um ciclo Otto indicado (real) e um ciclo Otto teórico. Basicamente, se observam diferenças nas curvas de compressão e expansão, atribuídas às perdas de calor presentes no ciclo real, à ocorrência de combustão não instantânea e ao tempo de abertura da válvula de escape.

Figura 2.1 – Diagrama para ciclos teóricos e indicados de um motor SI



Fonte: Adaptado de Giacosa (2000)

O diagrama teórico desconsidera as perdas de calor que ocorrem no ciclo indicado quando o fluido de trabalho perde calor para as paredes do cilindro, resultando na perda de trabalho útil evidenciada pela região "A" da Figura 2.1. Além disso, pela região "B" considera-se que a combustão real não ocorre a volume constante, conforme assumido no ciclo teórico. Se a ignição for adiantada para que a combustão ocorra em sua maior parte próxima ao PMS, a área hachurada "B" é reduzida e o ciclo real aproxima-se do teórico, com um maior aproveitamento do pico de pressão no movimento descendente do pistão.

No ciclo teórico, considera-se que as aberturas e fechamentos de válvulas ocorrem exatamente nos instantes em que o pistão atinge os extremos de seu deslocamento, entretanto, no ciclo real, estes eventos são determinados para beneficiar o escoamento dos fluidos de trabalho, seja na admissão ou na exaustão. O fechamento da válvula de admissão, por exemplo, ocorre geralmente já no início do tempo de compressão, e apesar do movimento contrário do pistão, a mistura continua a ser admitida até que a pressão interna do cilindro se equilibre com a pressão atmosférica, que é quando a válvula deve ser fechada. Já a válvula de exaustão abre próximo ao fim do curso de expansão e, os gases que se encontram à uma pressão superior a atmosférica são expulsos mesmo com o pistão em movimento descendente. Este fenômeno é conhecido como *blowdown*, e apresenta perdas representadas pela área em "C" na Figura 2.1. Além disso, no ciclo real, perdas por bombeamento devem ser consideradas tanto nos cursos de admissão e de exaustão, conforme evidenciado na região "D".

2.1.2 Parâmetros operacionais dos motores

Heywood (2018) define o desempenho de um motor como sendo o máximo torque (ou máxima potência) disponível em cada rotação, dentro de uma faixa de operação. Ou ainda, como sendo a faixa de rotação e potência na qual o motor apresenta menores consumos específicos de combustível. Além das características de desempenho, parâmetros específicos de consumo de combustível e de níveis de emissões são fundamentais em projetos, sobretudo de motores comerciais. Nesta subseção são apresentados parâmetros de *torque e potência*, *consumo específico e conversão de combustível*, *trabalho de eixo e trabalho indicado*, *eficiência mecânica* e *pressão média efetiva*, bem como as relações existentes entre eles, abordando a influência destes sobre o desempenho dos motores de combustão interna.

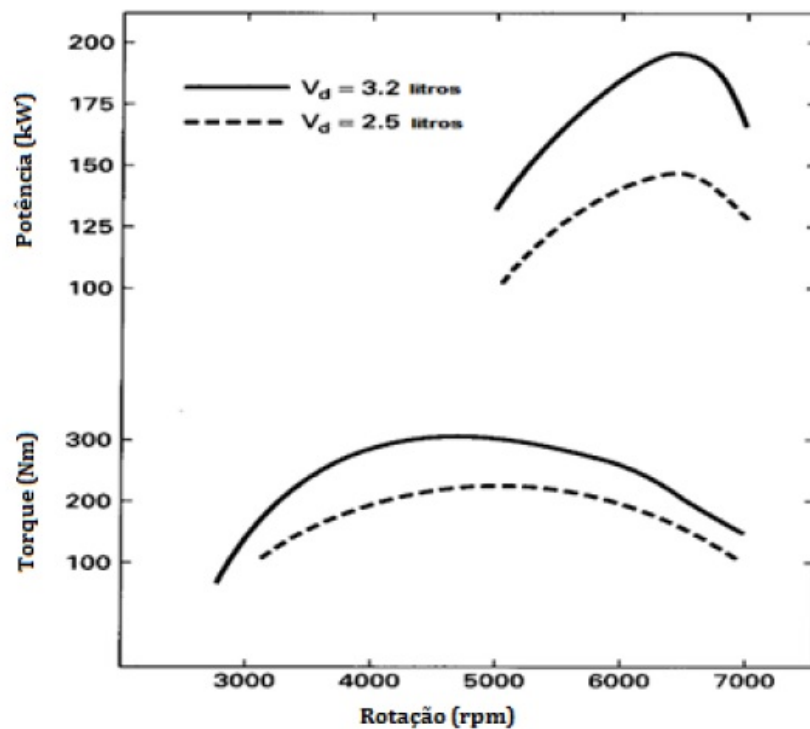
2.1.2.1 Torque e potência

De acordo com Pulkrabek (2004), o torque (τ) é um indicador da capacidade do motor de produzir trabalho, podendo ser medido através de um dinamômetro, como será abordado na seção 2.1.3. Assim, o torque pode ser definido como sendo o produto de uma força (F) pela distância (d) de onde ela está atuando (PULKRABEK, 2004). Com isso, no sistema internacional de unidades, o torque é definido em Newton por metro (N.m). Ainda, Heywood (2018) define a potência (P) entregue pelo motor e absorvida pelo dinamômetro como sendo o produto entre torque e velocidade angular (Equação 2.1), ou seja, é a taxa à que o trabalho é produzido.

$$P(kW) = 2.\pi.N(rev/s).\tau(N.m).10^{-3} \quad (2.1)$$

Sendo N o número de revoluções por segundo, um dos maiores desafios no desenvolvimento de motores automotivos é fazer com que a curva de torque por rotação seja a mais plana possível, com torques elevados para as diversas condições de operação. As regiões de maior torque em cada condição são ditas *MBT* (do inglês, *Maximum Brake Torque*), sendo observadas em faixas ótimas de avanço de ignição (Figura 2.2).

Figura 2.2 – Curvas típicas de torque e potência para motores alternativos



Fonte: Adaptado de Pulkrabek (2004)

Na Figura 2.2 também se observa que os valores de torque e potência são crescentes até determinado valor de rotação, a partir do qual, ocorre a diminuição. Em termos de torque, a redução a partir de um ponto de rotação é justificada pela limitação do motor em admitir quantidades suficientes de ar em altas rotações. Já para potência, a limitação ocorre em função das perdas por atrito observadas em altas rotações (PULKRABEK, 2004).

2.1.2.2 Consumo específico e conversão de combustível

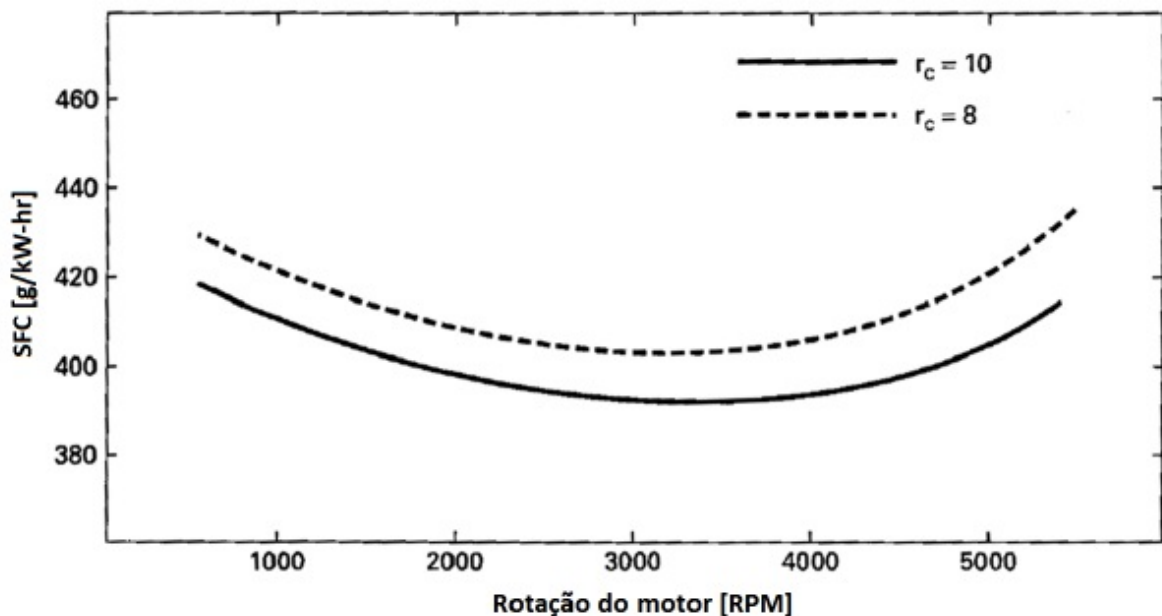
De acordo com Heywood (2018), o consumo específico de combustível relaciona a vazão mássica (\dot{m}_f) com a potência unitária (P) produzida na saída do motor (Equação

2.2). Através do *sfc* (do inglês, *Specific Fuel Consumption*) se pode mensurar o quão eficiente um motor é, utilizando uma determinada quantidade de combustível para produzir trabalho. Onde:

$$sfc(g/kW.h) = \frac{\dot{m}_f(g/h)}{P(kW)} \quad (2.2)$$

Como observado na Figura 2.3, o consumo específico de combustível diminui conforme a rotação do motor aumenta, até atingir um valor mínimo, e então, aumenta para rotações mais altas. O aumento do *sfc* em altas rotações é atribuído às maiores perdas por atrito nestas condições. Em baixas rotações, o maior tempo para completar o ciclo resulta em uma maior perda de calor, aumentando o *sfc*. Ainda, na Figura 2.3 é observada a redução no consumo específico de combustível para condições de maiores razões volumétricas de compressão.

Figura 2.3 – Consumo específico de combustível em função da rotação do motor e da razão volumétrica de compressão



Fonte: Adaptado de Pulkrabek (2004)

A eficiência de conversão de combustível (η_{cc}) é um parâmetro adimensional que relaciona a potência desejada do motor com a entrada de energia requerida, fornecida pelo combustível. Assim, de acordo com Ferguson (2015), a η_{cc} considera o trabalho efetivo realizado em função da energia fornecida pelo combustível, dada através do poder calorífico inferior (*LHV*, do inglês *Low Heating Value*). Heywood (2018) também apresenta a eficiência de conversão de combustível em termos do poder calorífico inferior e do consumo específico de combustível (*sfc*, do inglês *specific fuel consumption*) (Equação 2.3).

$$\eta_{cc} = \frac{3600}{sfc (g/kWh).LHV (MJ/kg)} \quad (2.3)$$

2.1.2.3 Trabalho de eixo e trabalho indicado

O trabalho (W) em um MCI é resultado da força (F) exercida sobre o pistão pelos gases produtos da combustão que deslocam-o por uma distância x . Assim, o produto da área do pistão pela distância percorrida equivale ao volume deslocado (V_d). A Equação 2.4 apresenta o trabalho específico (w) indicado, uma vez que é obtido através da integral da pressão exercida pelos gases da combustão (P) diretamente no pistão, em função do volume específico (PULKRABEK, 2004).

$$w = \oint P dv \quad (2.4)$$

Por não considerar as perdas por fricção do sistema, o trabalho indicado (Equação 2.4) será sempre maior do que o entregue ao eixo do motor. De maneira semelhante à usada para discriminar o trabalho por ciclo, os termos "de eixo" e "indicado" também são usados para descrever outros parâmetros do motor, como a pressão média efetiva, a potência, o consumo e as emissões específicas (HEYWOOD, 2018).

2.1.2.4 Pressão média efetiva

Dados máximos de potência e torque não devem ser diretamente comparados para motores diferentes, em função da influência de atrito e rotação de operação. Desta forma, o melhor parâmetro para comparação de desempenho de motores é obtido pela razão entre o trabalho por ciclo (W_c) e o volume deslocado (V_d) por ciclo, conforme a Equação 2.5 (HEYWOOD, 2018). Este parâmetro, com unidade de força por área, é conhecido como Pressão Média Efetiva (PME, ou do inglês, MEP, de *Mean Effective Pressure*).

$$PME = \frac{W_c}{V_d} \quad (2.5)$$

A PME representa a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o trabalho equivalente, seja em dados de eixo (BMEP, do inglês *Brake Mean Effective Pressure*) ou indicados (IMEP, do *Indicated Mean Effective Pressure*) (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2015). Em termos de definições, a IMEP pode ser distinto entre bruto e líquido, sendo o primeiro considerado pelo trabalho indicado

entregue ao pistão durante os cursos de compressão e expansão, e o segundo quando as perdas por bombeamento durante os cursos são consideradas.

2.1.2.5 Eficiência mecânica

Segundo Pulkrabek (2004), a eficiência mecânica é representada pela razão entre o trabalho de eixo (w_b) e o trabalho indicado (w_i), apresentando valores da ordem de 75% a 95% para motores de ignição por centelha. Ainda, de acordo com Heywood(2018), a eficiência mecânica pode ser obtida pela razão entre as pressões médias efetivas de eixo (BMEP) e indicada (IMEP). Nesta relação é evidenciada a menor eficiência mecânica em regimes de baixa carga, uma vez que ocorre uma maior contribuição da parcela do atrito durante este regime de funcionamento. Como é de se esperar, menores atritos farão com que os valores de BMEP e IMEP sejam mais próximos, e portanto, a eficiência seja mais elevada. Ainda, Basshuysen (2004) e Heywood (2018) afirmam que com o aumento da carga aplicada ao motor, a potência indicada aumenta em uma proporção maior que a potência de atrito, resultando numa maior eficiência mecânica e conseqüente menor consumo específico de combustível.

2.1.3 Ensaios dinamométricos

Dinamômetros são equipamentos utilizados para a medição de torque e potência em diferentes faixas de operação de um motor. Para isso, utiliza-se de diferentes métodos para absorver a energia de saída do motor, principalmente através de conceitos de hidráulica e elétrica. De acordo com Pulkrabek (2004), os dinamômetros hidráulicos absorvem a energia em um fluido, geralmente água ou óleo, bombeando através de orifícios em uma combinação rotor-estator, apresentando grande capacidade de absorção, o que os torna atrativos para o uso em motores de maior potência. Já os dinamômetros de corrente de *Foucault* consistem em um rotor, movido pelo motor em teste, girando em um campo magnético de força controlada. O disco age como um condutor elétrico, cortando as linhas de fluxo magnético e produzindo correntes no disco (PULKRABEK, 2004). Os dinamômetros elétricos também possuem extensa aplicação, uma vez que apresentam a facilidade de controle da carga através da variação das resistências conectadas ao circuito. Em geral, estes absorvem energia como um gerador, podendo operar em modo reverso, fornecendo energia para que o motor opere sem combustão. Este procedimento possibilita a avaliação de perdas por atrito e por bombeamento, difíceis de serem medidas com o motor em operação (PULKRABEK, 2004).

As bancadas dinamométricas também apresentam diferenças. De acordo com Ges-

teira (2015), dinamômetros de motor, ou de bancada são acionados pelo volante do motor, simulando a potência resistiva diretamente na saída do motor, ou seja, o eixo do dinamômetro é conectado diretamente ao eixo do motor. Já os dinamômetros de chassis simulam a potência resistiva imposta nas rodas de um veículo, e para isso, são conectados à rolos sob os quais o veículo é posicionado, podendo ter a resistência alterada para reproduzir diferentes condições de carga (FRANCO et al., 2013).

De acordo com Heywood (2018), a realização de ensaios experimentais é fundamental para o desenvolvimento de motores e tecnologias complementares. Em geral, os ensaios são realizados em bancadas dinamométricas, com motores ou veículos instrumentados e ligados à sistemas de aquisição de dados. Em casos de pesquisa, a automatização do sistema de controle é reduzida, permitindo uma maior interação do operador durante os ensaios.

Os ensaios dinamométricos são realizados mediante ciclos de teste, os quais podem ser classificados em estacionários (*steady-state*) e transientes, estabelecendo condições e procedimentos de operação (FRANCO et al., 2013). A calibração de motores, principalmente para aplicação veicular é realizada em bancada dinamométrica, contemplando inicialmente ensaios estacionários e, posteriormente, ensaios transientes (GUZZELLA; ONDER, 2009).

Ensaio estacionários envolvem submeter o motor ou veículo a uma série de modos de operação, mantendo condições constantes de velocidade e carga, sendo cada modo de operação definido como *ponto de operação*. Para cada condição, o motor ou o veículo é operado durante o tempo suficiente para que ocorra relativa estabilização das taxas de emissões e demais parâmetros a serem aquisitados (FRANCO et al., 2013). Assim, a rotação e o torque do motor representam as variáveis de entrada usualmente controladas e podem ser utilizadas para definir o ponto de operação em análise. Sobre os pontos definidos é realizada a caracterização do motor, vinculando as demais variáveis como, por exemplo, pressões, vazões de combustível e ar, temperaturas e formação de gases na exaustão (GUZZELLA; ONDER, 2009).

Depois que o motor é aquecido até sua temperatura de trabalho, as variáveis de entrada são inseridas no sistema de controle, fazendo com que o motor desenvolva os parâmetros requeridos. Neste instante, geralmente com o uso de centrais eletrônicas abertas, são realizadas otimizações para o ponto estacionário, alterando a quantidade de combustível fornecida ao motor e o instante em que ocorre a centelha, por exemplo. Os resultados destas otimizações são armazenados em mapas que parametrizam cada entrada ao ponto de operação. Caso variáveis não sejam fixadas, como temperatura do líquido de arrefecimento e tensão da bateria, por exemplo, estas podem ser compensadas em mapas de correção (GUZZELLA; ONDER, 2009).

De acordo com Rakopoulos (2009), testes transientes demandam uma aquisição de dados e um controle sobre o sistema mais rápidos que os testes estacionários, necessi-

tando equipamentos mais complexos e conseqüentemente de maior custo, sobretudo se a intenção for avaliar o desempenho de um veículo por completo. Enquanto em testes estacionários as vazões de combustível e ar são medidas por um período relativamente longo (da ordem de alguns minutos), apresentando um valor médio para o período considerado, para ensaios transientes as medições devem ser coletadas em intervalos reduzidos de tempo, impondo desafios significativos para os sistemas de medição.

Além do sistema de aquisição de dados, os equipamentos de controle devem apresentar respostas suficientemente rápidas para que seja possível a transição entre as condições de torque avaliadas. O ajuste do motor em condições estacionárias deve ser realizado previamente aos ensaios transientes, considerando inclusive condições de baixas cargas. Tais limites de operação devem ser contemplados para evitar uma extrapolação errônea dos mapas de operação, o que prejudicaria o desempenho do motor (RAKOPOULOS; GIAKOUIMIS, 2009).

De acordo com Rakopoulos (2009), é desejável que os dinamômetros de motor utilizados para ensaios transientes atendam alguns critérios, como:

- Rápidas respostas e baixa inércia: Em um intervalo de tempo inferior à 1s, é desejável que o dinamômetro seja capaz de alterar o torque de -100% para 100% , afim de torná-lo capaz de simular condições de transientes reais. Tal característica pode ser observada em dinamômetros elétricos, hidráulicos e de *corrente de Foucault*;
- Capacidade de operar em *motoring*: Tal critério é exigência de alguns ciclos de homologação, como o ETC (do inglês, *European Transient Cycle*) e pode ser atingida por dinamômetros elétricos. Entretanto, não é uma característica mandatória para um equipamento de ensaios em transiente;
- Controle eletrônico em malha fechada: O dinamômetro deve ser capaz de operar automaticamente através de um *software*, aplicando diferentes perfis de carga de acordo com a rotina transiente em estudo. O uso de dinamômetros eletronicamente controlados garante a reprodutibilidade dos experimentos.

Como o dinamômetro é parte do sistema submetido ao ensaio transiente, suas características afetam a velocidade de resposta do motor durante uma variação de rotação ($d\omega$) em um intervalo de tempo (dt), sendo a relação de torques entre motor e dinamômetro estabelecida pela segunda lei de Newton para sistemas em rotação, expressa através da Equação 2.6.

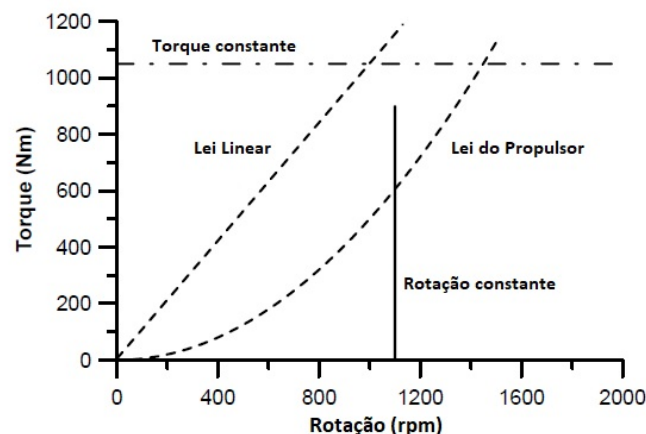
$$T_m = T_{dina} + I_{m+dina} \frac{d\omega}{dt} \quad (2.6)$$

Em que T_m e T_{dina} são os torques no motor e no dinamômetro, respectivamente, e I_{m+dina} representa o momento de inércia do conjunto total, motor e dinamômetro. Para o

caso de dinamômetros hidráulicos, a inércia do fluido de trabalho também deve ser considerada.

Hodgson (1992) destaca os quatro modos de operação que são de interesse para avaliações de transientes em bancadas dinamométricas, conforme apresentado na Figura 2.4. Dois deles mantêm um dos parâmetros de entrada constantes, seja a rotação do motor ou o torque. Em outro modo de operação, o torque do dinamômetro é controlado de acordo com a carga específica requerida no ciclo em estudo. Por último, Hodgson (1992) aponta para um método utilizado no ensaio de motores marítimos e de resistência aerodinâmica em veículos, onde as configurações do dinamômetro são mantidas constantes, enquanto o torque aumenta de acordo com o quadrado da rotação para dinamômetros hidráulicos (Lei da Hélice ou do Propulsor) ou linearmente com a rotação para dinamômetros elétricos, seguindo a aceleração do motor. Entretanto, neste último, quando variações bruscas de rotação são observadas, como em testes de aceleração, desvios do torque no dinamômetro são expressivos se comparado aos pontos estacionário, afetando a resposta do motor ao perfil transiente.

Figura 2.4 – Modos de controle do dinamômetro para ensaios em transiente



Fonte: Adaptado de Rakopoulos (2009)

A avaliação experimental de motores em condições transientes contempla, em geral, as características de operação as quais o MCI estará submetido durante sua aplicação. Tais procedimentos podem durar desde alguns segundos até vários minutos, dependendo do ciclo a ser ensaiado. Assim, transientes podem ser utilizados para avaliar desde variações cíclicas, condições de aquecimento e de desempenho, até as mais usuais, como variações de carga e/ou rotação, de posição de acelerador e comportamento do motor durante trocas de marcha (RAKOPOULOS; GIAKOUMIS, 2009).

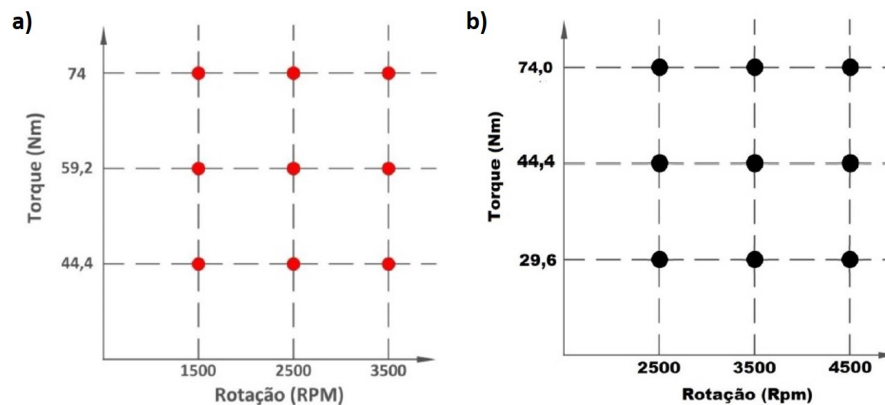
2.1.3.1 Testes estacionários

Pesquisadores apresentam diferentes justificativas para a definição dos pontos nos quais realizam ensaios estacionários com sistemas de ignição por pré-câmaras. Kettner (2005) considerou condições de carga parcial ($2000rpm$ e $3bar$ de IMEP) e plena carga à 2000 , 3000 e $5000rpm$ para testar o conceito BPI (*Bowl-Prechamber Ignition*). De acordo com o autor, estas faixas foram definidas pois os motores naturalmente aspirados operam nelas com $\lambda \leq 1$, sendo de relevante interesse possíveis operações com valores de λ superiores à $1,0$, o que favoreceria a economia de combustível e a redução nos níveis de emissões.

Ensaio em rotação fixa e diferentes cargas aplicadas também são usualmente considerados por simularem condições de aplicação para geração de energia elétrica. Assim, Roubaud (2002) avaliou o uso de biogás como combustível principal em um motor com pré-câmaras, utilizando o ponto de $1500rpm$ e plena carga (aproximadamente $12bar$ BMEP). Já o sistema HAJI (*Hydrogen Assisted Jet Ignition*) apresentado por Toulson em 2008 fora testado em $1200rpm$, variando entre três pressões absolutas no coletor de admissão, 50 , 70 e $90kPa$. Tais condições foram consideradas para fins de comparação com o trabalho desenvolvido por Hamori (2006), que realizou testes em $1800rpm$. Além disso, de acordo com Toulson, a realização de experimentos em baixas rotações favorece a comparação com modelos computacionais, uma vez que com o aumento da rotação, a turbulência torna-se mais significativa e incide nos resultados (TOULSON; WATSON; ATTARD, 2009b).

Moreira (2014) e Rodrigues Filho (2014) avaliaram seus protótipos com pré-câmaras em nove pontos de ensaio (Figura 2.5), compreendendo três valores de torque e três valores de rotação do motor, os quais foram definidos por representarem a condição de utilização do motor em aplicações veiculares. Apesar dos motores utilizados por ambos os autores equiparem veículos comerciais, não foram realizadas comparações dos protótipos diretamente em ciclos de condução.

Figura 2.5 – Em (a), pontos de ensaio utilizados por Rodrigues Filho (2014) e, em (b), os considerados por Moreira (2014)



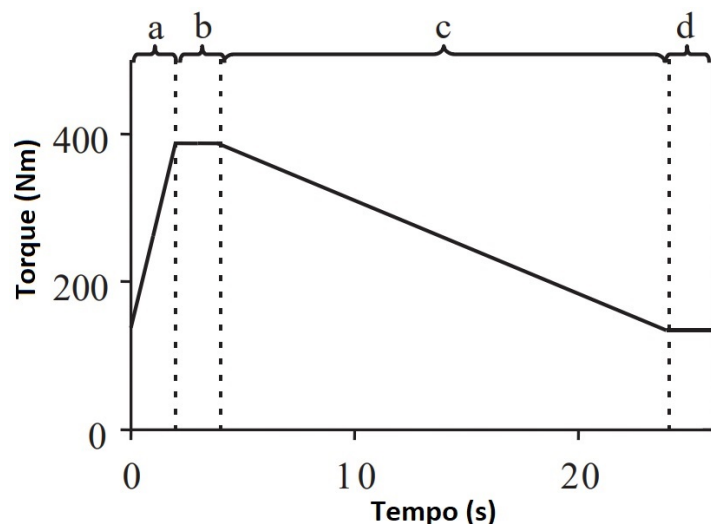
Fonte: Rodrigues Filho (2014) e Moreira (2014)

2.1.3.2 Testes transientes

Tradicionalmente o estudo da operação de MCIs é focado no desempenho em pontos estacionários de operação. Entretanto, a condução usual de um carro ou caminhão está inerentemente relacionada a condições não estacionárias de operação, a menos que se mantenha uma velocidade de cruzeiro fixa, em uma rodovia extremamente plana. Até mesmo motores de aplicação estacionária, como os conectados à geradores de energia, apresentam comportamentos transientes durante a variação na carga demandada (RAKOPOULOS; GIAKOUMIS, 2009).

Lindgren (2004) estudou o comportamento em transiente de dois motores usualmente utilizados em máquinas agrícolas. Para isso, considerou variações de torque e rotação independentes, avaliando o efeito de acelerações e desacelerações. A Figura 2.6 apresenta os transientes de torque avaliados por Lindgren (2004) à uma rotação constante de $1600rpm$. Na seção "a" da Figura, observa-se uma zona de transiente de torque positivo, enquanto na seção "c" ocorre a mudança oposta em torque, realizada para completar o ciclo. Com isso, o ponto final representa a mesma condição do ponto inicial. As seções "b" e "d" apresentam condições estacionárias de torque e rotação de aproximadamente 2 s. De forma análoga, repetiram-se os testes para transientes de rotação, mantendo o torque constante.

Figura 2.6 – Ciclo de teste com rotação constante e transientes de torque



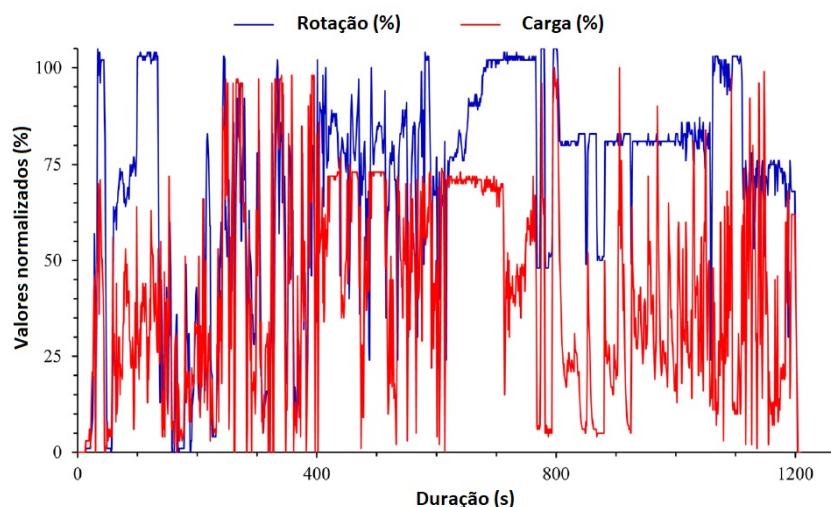
Fonte: Adaptado de Lindgren (2004)

Os estudos realizados por Artelt (1999) avaliaram sistemas de pós tratamento em veículos de passeio, e para isso, consideraram o desenvolvimento de um ciclo transiente de homologação, com condições urbanas e de rodovia, utilizando o ciclo US72. Apesar de não apresentado o método experimental com as características do motor e do veículo, é possível converter a velocidade expressa pelo ciclo de condução nos valores de torque e rotação demandados pelo motor.

Para avaliar em condições transientes dois motores do ciclo Diesel utilizados em ônibus urbanos, Liu (2007) utilizou a sequência de torque e rotação estabelecida no ciclo de condução FTP para caminhões, conhecido como FTP HD (do inglês, *heavy duty*) (EPA, 1999). O ciclo consiste em quatro fases, simulando uma série de condições de tráfego. A primeira delas simula situações urbanas de Nova Iorque, enquanto a segunda visa representar o trânsito urbano de Los Angeles. Na terceira fase são prolongados os períodos de velocidade elevada e na quarta, repete-se o observado na fase inicial.

Zare (2017a) utilizou em seus estudos dois ciclos transientes distintos, ambos baseados em normas europeias (ZARE et al., 2017a); (ZARE et al., 2017b). O primeiro deles, o ciclo NRTC (do inglês, *non-road transient cycle*), com transições abruptas de carga e rotação, é considerado um dos ciclos de condução mais agressivos, justamente em função de sua natureza "não estacionária" (Figura 2.7). O ciclo NRTC é utilizado para homologação de emissões em veículos fora de estrada nas regulamentações Tier 4, EU fases 3 e 4 e na Japonesa 2011/13. Entretanto, segundo o autor, as diversas variações de torque e rotação observadas ao longo do ciclo limitam a sua utilização em pesquisas, uma vez que não possibilita a análise de cada reação individualmente.

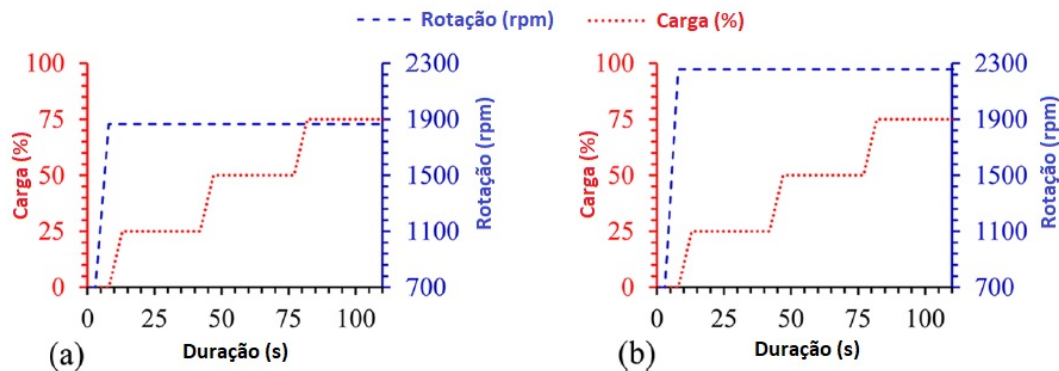
Figura 2.7 – Variações de rotação e torque para o ciclo NRTC



Fonte: Adaptado de Zare (2017a)

Com isso, Zare (2017a) baseou-se no ciclo estacionário ESC (do inglês, *European Stationary Cycle*), introduzindo rampas de aceleração entre cada estado estacionário, como nos testes suplementares de emissões adicionados nas normas de emissões EPA 2004. Através dos procedimentos de ensaio descritos no ciclo ESC, Zare (2017a) estabeleceu duas rotações para os ensaios experimentais ($1864rpm$ e $2257rpm$), nas quais a carga do motor variou em 0%, 25%, 50% e 75% da potência máxima (Figura 2.8). Assim, além dos pontos estacionários estabelecidos no ciclo ESC, o método aplicado possibilitou a avaliação das respostas do motor para cada uma das transições entre os pontos.

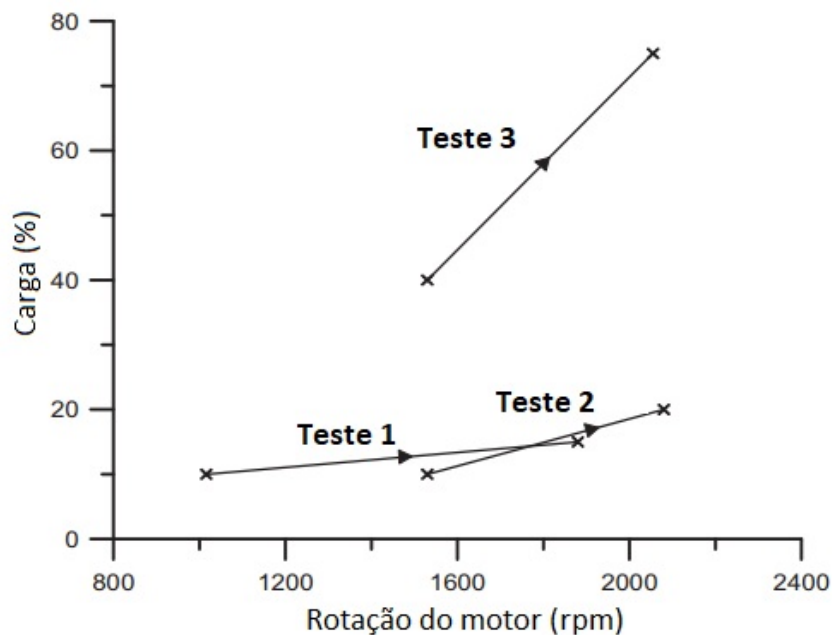
Figura 2.8 – Ciclos transientes desenvolvidos por Zare (2017a) para (a) $1865rpm$ e (b) $2257rpm$



Fonte: Adaptado de Zare (2017a)

Rakopoulos (2010) também desenvolveu um método para análise em transiente de um motor sobrealimentado utilizando diferentes combustíveis. As variações de rotação e carga foram escolhidas para representar acelerações em condições reais de condução, uma vez que o motor em estudo tem aplicação veicular. Na Figura 2.9 são observados os três testes realizados, representando acelerações em diferentes marchas. Devido às características peculiares de cada teste, os resultados apresentaram variações expressivas em desempenho, emissões e consumo de combustível. O autor utilizou os mesmos testes para avaliação de transiente em pesquisa mais recente (RAKOPOULOS; RAKOPOULOS; GIAKOURIS, 2015).

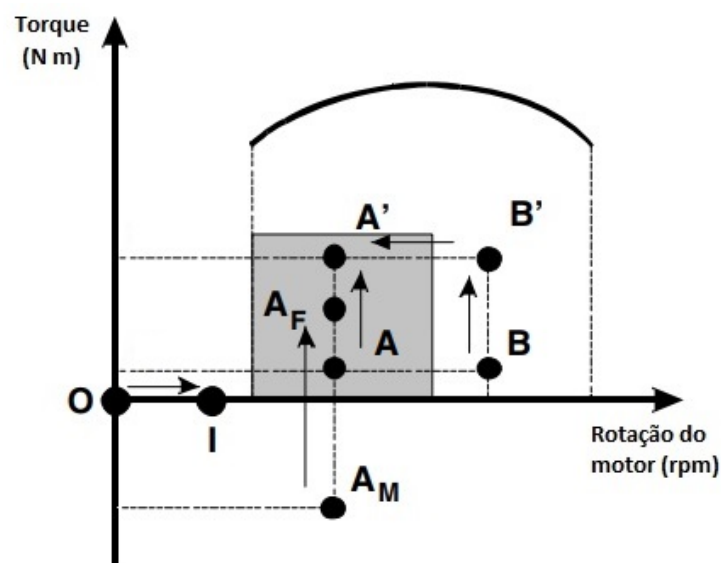
Figura 2.9 – Condições iniciais e finais dos três testes avaliados



Fonte: Adaptado de Rakopoulos (2010)

Armas (2006) realizou a transição entre pontos pré-estabelecidos de operação para estudar a opacidade na fumaça de um motor Diesel operando com óleo vegetal. Para isso, os ensaios contemplaram variações de rotação e torque independentemente, para avaliar o efeito da mudança de cada parâmetro no comportamento do motor. A Figura 2.10 apresenta a sequência desenvolvida de transientes, onde o motor inicia a operação no ponto O seguindo até a condição de marcha lenta no ponto I (830 rpm e 0 Nm). Três variações de torque a rotação constante foram testadas: $A-A'$ (1661 rpm , com variação de torque de 26 Nm para 90 Nm), $B-B'$ (2398 rpm , com variação de torque de 26 Nm para 90 Nm), $A_M - A_F$ (1661 rpm , com variação de torque de -40 Nm para 55 Nm). Nas primeiras duas, a mesma variação de torque é observada para condições de baixa e média rotação, respectivamente. Na sequência $A_M - A_F$, o motor realiza uma transição de operação *motored* (sem combustão) para *fired* (com combustão) em baixa e constante rotação, visando representar uma condição de condução onde o veículo realiza uma retomada, de um ponto sem fornecimento de combustível para outro de determinada condição de carga. Por último, a sequência $B'-A'$ (90 Nm , com variação de rotação de 2398 rpm para 1661 rpm) é uma transição de rotação em torque constante, simulando uma desaceleração do veículo enquanto o esforço nas rodas permanece constante. De acordo com Armas (2006), os parâmetros de operação do motor apresentados na Figura 2.10, foram escolhidos para representar a região no mapa torque-rotação em que as restrições nas emissões de poluentes são mais significativas, considerando a diretiva europeia *European Emission Directive 2001/C 240 E/01*.

Figura 2.10 – Sequência de transientes desenvolvida por Armas (2006)

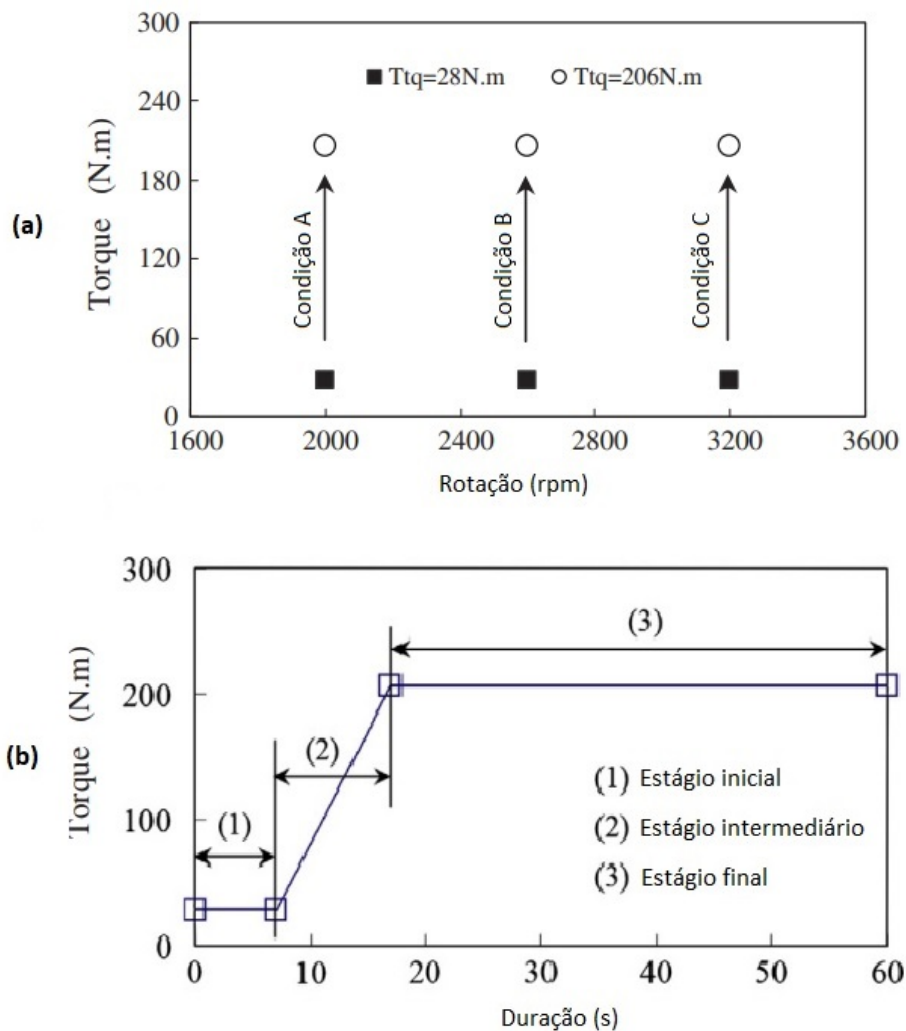


Fonte: Adaptado de Armas (2006)

Tan (2014) avaliou as partículas emitidas por um motor Diesel utilizando diferentes composições de biodiesel através de ensaios transientes. Para isso, considerou que em

condições reais de condução veiculares, a transição de carga à rotação constante é um dos eventos transientes típicos. Assim, conforme apresentado na Figura 2.11 a, estabeleceu três rotações (*2000 rpm*, *2600 rpm* e *3200 rpm*) para as quais se realizaram os ensaios de variação de torque (de *28 Nm* à *206 Nm*). O procedimento de ensaio é representado na Figura 2.11 b, onde (1) apresenta um estágio inicial de condições estacionárias onde o motor permanece operando na rotação estabelecida (seja de *2000 rpm*, *2600 rpm* ou *3200 rpm*) e *28 Nm* de torque, do instante inicial até 7 segundos. O estágio (2) apresenta a transição para o torque final de *206 Nm* e tem uma duração de *10 s*. Já o último estágio (3), apresenta uma condição estacionária de *206 Nm* na rotação a ser avaliada até que se complete os 60 segundos do ciclo.

Figura 2.11 – Sequência de três condições de testes transientes(a) desenvolvidas através de um procedimento experimental (b)



Fonte: Adaptado de Tan (2014)

2.1.3.3 Comparações entre ensaios transientes e estacionários

Historicamente, a pesquisa de operações transientes em motores iniciou quando fabricantes, na década de 1960, observaram que variações bruscas na carga aplicada ao motor apresentavam grandes impactos no desempenho dos veículos e nas emissões gasosas. Atualmente, a preocupação global com a qualidade do ar atmosférico intensificou os estudos relativos às emissões provenientes de MCIs, e conseqüentemente, o comportamento destes às condições reais de operação. No antigo ciclo europeu de homologação (NEDC), mais de 50% das emissões de NO_x são observadas durante períodos de aceleração, onde apresentam até 2 vezes a magnitude de pontos estacionários correspondentes em carga e rotação (RAKOPOULOS; GIAKOUMIS, 2009).

Lindgren (2004) destaca que mesmo alguns ensaios para homologação de veículos e motores são realizados através de testes em pontos estacionários, o que não inclui efeitos transientes e, portanto, subestima a quantidade de emissões produzida no uso real do motor. Para isso, Lindgren (2004) avaliou os efeitos de transientes de rotação e torque no consumo de combustível e emissões de dois motores do ciclo Diesel homologados por ensaios estacionários. Com isso, concluiu que o consumo de combustível apresentou valores duas vezes superiores ao observado nas condições estacionárias correspondentes, enquanto os efeitos sobre as emissões de óxidos de nitrogênio foram ainda maiores. Tais variações foram atribuídas à oscilação no fator λ durante os eventos de aceleração e desaceleração.

Artelt (1999) avaliou a influência das condições de condução nas emissões de platina por sistemas equipados com catalisadores de três vias, utilizando para isso, condições estacionárias de carga e rotação e comparando-as aos ciclos padrão de homologação. A comparação entre as diferentes condições de operação foi possível através do uso de médias aritméticas de ponderação, apresentando diferenças nos resultados. Em geral, para os pontos estacionários a emissão de platina aumentou com a velocidade simulada, assim como a temperatura de exaustão e a velocidade dos gases. A condição considerada para representar uma condução rodoviária em velocidade de cruzeiro de 130km/h apresentou maiores níveis se comparado ao ciclo transiente de homologação, *US72*. Além disso, Artelt (1999) destaca para a maior incidência de impactos mecânicos no motor durante a execução de ensaios transientes, em função das frequentes alterações de carga e rotação, o que contribui para acelerar o desgaste e conseqüentemente a necessidade de manutenção.

Liu (2007) investigou características geométricas do material particulado emitido por motores do ciclo Diesel, operando em condições transientes e estacionárias. Com isso, observou que condições de testes transientes produzem partículas de tamanho expressivamente diferentes das produzidas em testes estacionários. De acordo com Liu (2007), estas diferenças são de extrema importância, uma vez que o tamanho das partículas influencia diretamente na qualidade do ar atmosférico, e que as soluções para o controle de

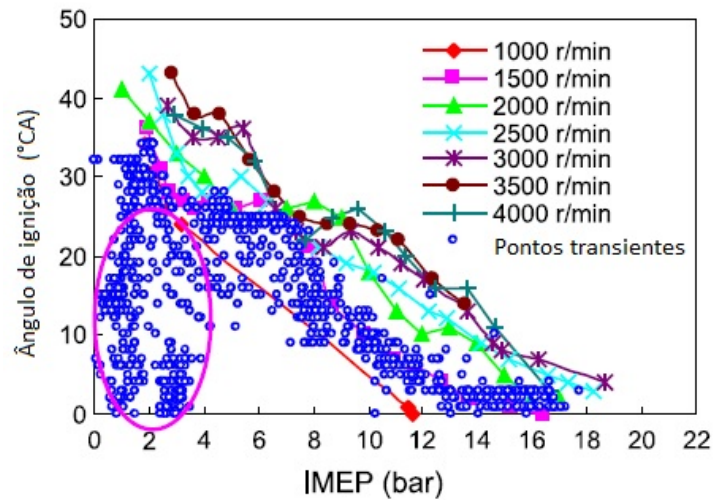
emissões também é altamente dependente do tamanho das partículas.

Zare (2017a) analisou o comportamento de um motor seis cilindros turbo alimentado, de ignição por compressão, utilizando diferentes combustíveis sob condições estacionárias e transientes de operação. Dentre os resultados, o autor observou a influência do atraso de resposta do turbo (*turbolag*) durante o desenvolvimento de ciclos transientes, uma vez que afeta diretamente na resposta de torque do motor às condições impostas, atribuindo à este fator a contradição entre os resultados observados para os combustíveis avaliados. Assim, o uso de combustíveis com maiores teores de oxigênio, obtidos com a adição de aditivos oxigenados ao biodiesel, apresentaram redução no torque indicado durante a operação em condições estacionárias, enquanto para condições transientes, os torques indicados foram superiores. Além disso, em operações transientes, o uso de combustíveis oxigenados, ao invés do diesel, resultou em maiores pressões máximas no cilindro e maiores taxas de aumento da pressão, enquanto para condições estacionárias, a maioria dos combustíveis oxigenados apresentaram menores valores para estes dois parâmetros.

Como continuação do estudo, Zare (2017b) avaliou o impacto dos combustíveis e das condições de teste sobre as emissões na exaustão. A relação AF (do inglês, *air to fuel ratio*) apresentou valores mínimos durante os ensaios transientes. Para os pontos estacionários, as emissões de NO_x e material particulado aumentaram com a carga do motor, já o tamanho das partículas emitidas diminuiu com a rotação do motor e aumentou em função da carga imposta. Nos transientes, as emissões de NO_x e material particulado apresentaram picos superiores aos observados no ensaios estacionários devido à redução na AF, apresentando também, partículas maiores comparadas as observadas nos ensaios estacionários.

Xu (2017) utilizou um motor turbo alimentado com injeção direta de gasolina para avaliar o processo de combustão em ensaios estacionários e transientes. A pesquisa mostrou que os parâmetros de operação e controle, como o avanço de ignição, apresentavam desvio significativo nos ensaios transientes se comparado aos ensaios estacionários, principalmente nas condições de desaceleração. De acordo com a Figura 2.12, somente para condições onde a IMEP é maior que 4bar há uma relação coerente entre os avanços de ignição observados para as condições estacionárias e transientes, uma vez que a operação do motor mantém-se entre 1000 e 2000 rpm durante o ciclo de condução transiente. Para valores de IMEP inferiores à 4bar , destacados na Figura 2.12, o avanço de ignição variou expressivamente, resultando em instabilidades na combustão e conseqüente redução da eficiência do motor. Essas flutuações no comportamento do motor foram atribuídas ao excesso de ar na mistura ar-combustível durante as condições transientes, levando o autor à concluir que a estratégia de calibração para operação em transiente deveria ser otimizada.

Figura 2.12 – Comparação do avanço de ignição em função da IMEP para teste transiente e estacionários



Fonte: Adaptado de Xu (2017)

Diante do exposto, se observa a diferença existente entre os resultados de testes estacionários e de testes transientes. Com isso, a avaliação de motores e sistemas deve ser realizada através de ensaios que sejam capazes de reproduzir condições similares as quais estes serão submetidos durante o uso real. Assim, apesar dos menores custos relacionados a ensaios estacionários, estes aplicam-se para motores e sistemas submetidos à condições estacionárias, como por exemplo, os utilizados em grupos geradores. Para as demais aplicações com características transientes, os testes de avaliação e calibração devem ser realizados em transientes similares aos considerados para homologação ou uso real.

2.1.4 Formação da mistura ar-combustível

Os motores de combustão interna utilizam sistemas de alimentação de combustível para o fornecimento de uma quantidade adequada à formação da mistura ar-combustível, visando uma queima completa e conseqüentemente bons níveis de torque, potência, consumo de combustível e emissões, em todos os regimes de funcionamento do motor (RODRIGUES FILHO, 2014). Essa mistura ar-combustível é considerada ideal ou estequiométrica se o oxigênio (O_2) presente na massa de ar admitida for suficiente para reagir completamente com a massa de combustível inserida, resultando em dióxido de carbono (CO_2), água (H_2O) e gases inertes (PUJATTI, 2007). A relação ar-combustível estequiométrica (A/F_s) varia de acordo com o combustível utilizado, tendo como referência a concentração de O_2 no ar atmosférico. Assim, em função do combustível e da vazão mássica de ar (\dot{m}_a), é possível determinar a quantidade mássica de combustível (\dot{m}_f) necessária para operar

o motor em condições ideais de combustão (HEYWOOD, 2018), em que:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{A/F_s} \quad (2.7)$$

O fator lambda (λ) é definido através da razão entre a relação ar-combustível real e a estequiométrica e assim, caso o valor seja diferente de 1,00, estabelece se ocorre excesso ou falta de ar na combustão. Misturas ricas em combustível são observadas para lambdas menores que 1,00, sendo a faixa entre 0,85 e 0,95, considerada a de maior potência nos MCI SI (ADLER et al., 1988). Ainda de acordo com Adler (1988), o empobrecimento da mistura para valores de λ entre 1,10 e 1,20 reduz o consumo volumétrico de combustível. Entretanto, caso a potência útil do motor seja reduzida numa maior proporção que o consumo volumétrico de combustível, pode haver um aumento no consumo específico de combustível, indicando uma redução na eficiência da combustão.

Pujatti (2007) afirma que a relação ar-combustível real varia entre situações de mistura rica ($\lambda < 1,00$), pobre ($\lambda > 1,00$) e estequiométrica ($\lambda = 1,00$) durante as diferentes condições de operação do motor. Valores inferiores a 1,00 são observados, por exemplo, durante a partida do motor, onde há uma baixa velocidade do virabrequim. Já em cargas parciais, a utilização de níveis estequiométricos na mistura beneficia o consumo específico de combustível e os níveis de emissões. Ainda, a redução da quantidade de combustível com misturas pobres ($\lambda > 1,00$) em instantes de desaleceração favorece ainda mais a redução das emissões.

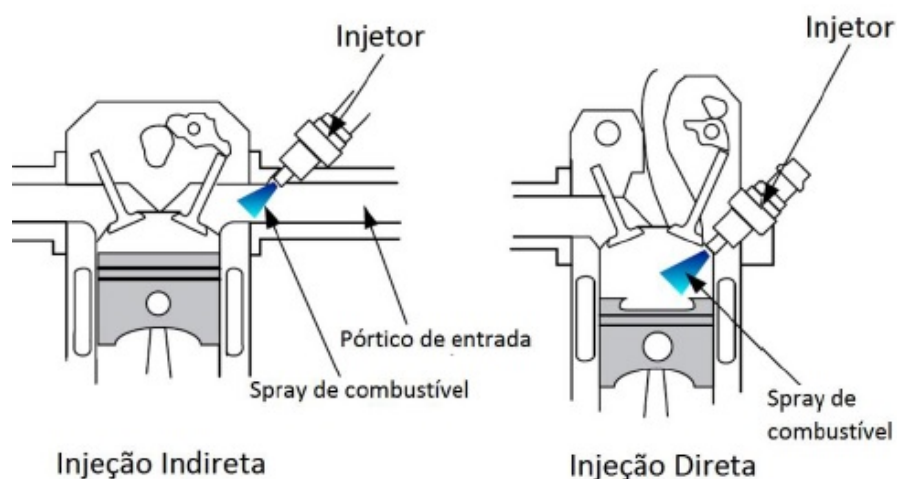
Sendo o ar e o combustível os fluídos de trabalho utilizados como entrada em um MCI, o controle da admissão destes é fundamental na otimização das condições de operação. Em motores de ignição por centelha, a quantidade de ar admitida é normalmente regulada pela válvula borboleta, a qual tem sua posição angular variada de acordo com a solicitação de carga demandada pelo condutor, admitindo diferentes vazões mássicas de ar durante o funcionamento. Nos MCI atuais de injeção eletrônica, o combustível presente em uma linha pressurizada adentra no cilindro através de eletroinjetores, que pela modulação de pulsos permite a passagem do combustível. Quando o eletroinjetor é desenergizado, a passagem do combustível é bloqueada, enquanto uma tensão reversa auxilia no fechamento da válvula de vedação, reduzindo o tempo necessário para o fechamento do eletroinjetor (PUJATTI, 2007).

A largura do pulso de injeção (*injection pulse width*) define o tempo em que injetor permanece aberto, fornecendo combustível ao motor. Tal parâmetro é usualmente medido em milissegundos e controlado pela central eletrônica do motor (ECU, do inglês *Electronic Control Unit*)(MOTEC, 2003). Desta forma, a quantidade de combustível introduzida ao motor pode ser definida através de mapas base pré estabelecidos, sendo corrigida em função da massa de ar admitida pelo motor e da resposta dinâmica do eletroinjetor (PUJATTI, 2007).

O tempo ou largura máxima do pulso de injeção (IJPU, do inglês *Injection Pulse Width*) é limitado pela vazão máxima de combustível por instante de acionamento e pela rotação de operação do motor. De acordo com Pujatti (2007), um motor convencional operando a 6000 rpm necessita de 20 ms para completar os quatro tempos de um ciclo. Assim, a vazão do injetor deve ser tal que permita o fornecimento do combustível durante o período disponível.

A classificação do sistema de injeção de combustível pode se realizar de acordo com a quantidade, posicionamento e estratégia de funcionamento dos injetores. Na injeção indireta, a mistura é formada ainda no coletor de admissão, sendo o combustível injetado no coletor por um ou mais injetores, caracterizando o sistema como monoponto ou multiponto, respectivamente (PUJATTI, 2007). Já nos motores de injeção direta, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão, onde ocorre a formação da mistura (RODRIGUES FILHO, 2014). A Figura 2.13 apresenta os sistemas de injeção indireta e direta de combustível aplicados à um motor SI.

Figura 2.13 – Sistemas de injeção de combustível em motores SI



Fonte: Adaptado de Çelik (2010)

De acordo com Rodrigues Filho (2014), os sistemas de injeção direta podem ser divididos em dois grupos, os de baixa e os de alta pressão. Nos de baixa pressão, a injeção de combustível ocorre no tempo de admissão, enquanto nos de alta, a injeção ocorre no tempo da compressão, momentos antes da ignição do combustível. Podem ocorrer estratégias que considerem a injeção de combustível tanto no tempo de admissão quanto no de compressão. Pela proximidade com o instante da ignição, a injeção de combustível durante o tempo de compressão faz com que a mistura ar-combustível não seja homogênea no interior da câmara no instante da combustão, formando uma mistura estratificada, com regiões levemente enriquecidas no entorno do injetor. Já nos sistemas de baixa pressão, seja com injeção direta ou indireta, o intervalo de tempo entre o fornecimento do combustível e o início da combustão é suficientemente longo, permitindo que ocorra a mistura

homogênea entre o combustível fornecido e o ar admitido.

O uso da injeção direta de combustível contribui no resfriamento da câmara de combustão, evitando também a condensação de combustível no coletor de admissão (MOREIRA, 2014). Heywood (2018) cita que a estratificação da mistura possibilita um aumento no rendimento térmico do motor, devido à permitir a utilização de maiores razões de compressão.

2.1.5 Ignição da mistura ar-combustível

Nos motores SI, a centelha elétrica é responsável pela energia de ativação que promove o início da combustão da mistura ar-combustível. De acordo com Pujatti (2007), essa energia varia de $0,2 \text{ mJ}$ para misturas estequiométricas para até $3,0 \text{ mJ}$ em misturas ricas ou pobres. O sistema de ignição contempla desde a geração da energia até o seu fornecimento ao cilindro através da centelha. Assim, a tensão fornecida pela bateria ($12,0$ a $14,0 \text{ V}$) é elevada por bobinas de ignição, sendo conduzida por cabos capazes de isolar tensões da ordem de 40 kV até as velas de ignição (DENTON, 2004). Como o corpo das velas de ignição é revestido por material cerâmico isolante, a tensão é conduzida nesta até a extremidade posicionada no interior do cilindro. Com isso, a centelha de ignição é formada pelo arco elétrico estabelecido entre a extremidade exposta do eletrodo e a carcaça da vela. Segundo Baeta (2005), esta distância entre a carcaça da vela e o eletrodo (denominado *gap*) influencia diretamente na tensão induzida e, portanto, na energia fornecida para o processo de ignição.

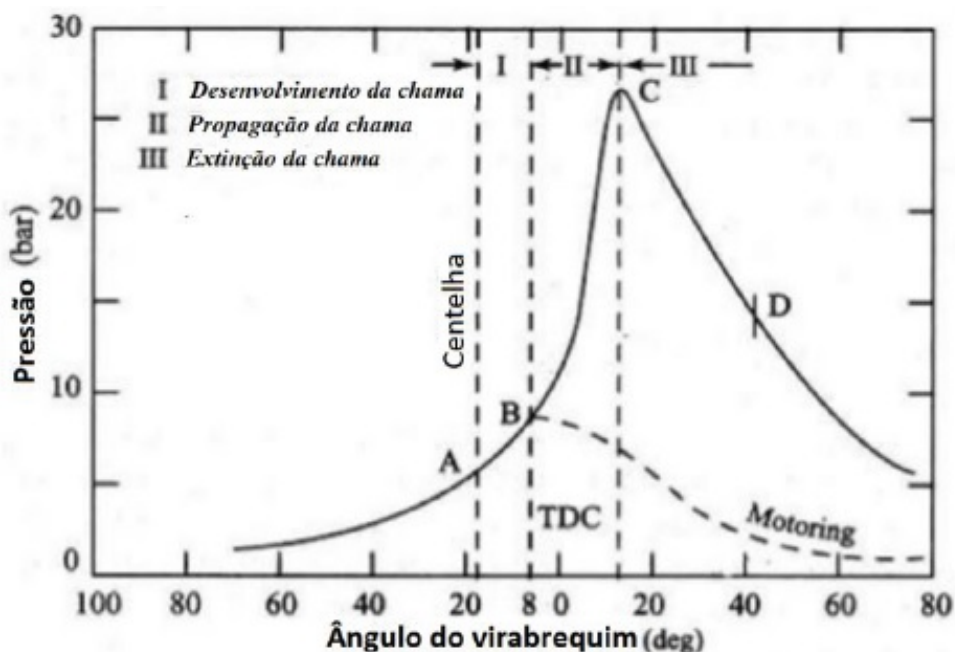
O instante em que ocorre a introdução da centelha na câmara de combustão é conhecido por avanço de ignição, medido em graus do eixo virabrequim em relação ao PMS, ocorrendo geralmente durante o tempo de compressão. O ajuste deste ângulo visa garantir que o ponto de maior pressão no interior da câmara de combustão ocorra instantes após o pistão atingir o PMS, fazendo com que se tenha a melhor conversão da pressão gerada em trabalho útil (GIACOSA, 1989). Para isso, a centelha deve ocorrer ligeiramente antes do pistão atingir o PMS, sendo referenciada pelo chamado "avanço de ignição". Caso esse avanço seja demasiadamente elevado, ou seja, muito adiantado com relação ao PMS, o ponto de maior pressão ocorrerá antes do pistão atingir o PMS, aumentando o trabalho de compressão e reduzindo o trabalho útil do ciclo. Por outro lado, se a ignição for muito atrasada, os valores máximos de pressão do ciclo serão reduzidos, e conseqüentemente o torque máximo do motor também será reduzido. Assim, existe uma faixa de máximo torque (MBT, do inglês *Maximum Break Torque*), onde o trabalho de compressão é minimizado e os valores de pressão nos instantes iniciais do movimento descendente do pistão são maximizados (STONE, 2012).

2.1.6 Processo de combustão

Conforme mencionado na seção anterior, em motores SI convencionais, a combustão se inicia quando uma pequena parte da mistura ar-combustível reage ao entrar em contato com a centelha elétrica gerada pela vela de ignição. Uma vez iniciada, ela se propaga por condução, difusão, radiação e convecção do calor, promovendo assim o aquecimento e ignição da porção não queimada. Com isso, a condução e a difusão de calor da mistura fresca para a mistura queimada exercem papéis preponderantes no processo de combustão. Não havendo escoamento direcionado no interior da câmara de combustão, a frente de chama vai se propagar com velocidade uniforme em todas as direções, assumindo conseqüentemente uma geometria esférica (HEYWOOD, 2018); (GANESAN, 2012); (RODRIGUES FILHO, 2014).

A Figura 2.14 apresenta as fases e instantes principais da combustão em um motor de ignição por centelha, relacionando a posição do virabrequim com a variação da pressão no cilindro. Na Figura 2.14, o ponto "A" representa o momento em que a centelha elétrica é produzida pela vela de ignição, no caso, em 20 °C antes do ponto morto superior (APMS). No ponto "B", em 8 °C APMS, se observa o início do aumento da pressão. Já no instante "C", a aproximadamente 13 °C depois do ponto morto superior (DPMS), verifica-se o pico da pressão no ciclo. Entre estes instantes, observam-se as fases "AB", "BC" e "CD", correspondentes ao desenvolvimento, propagação e extinção da chama, respectivamente (GANESAN, 2012).

Figura 2.14 – Fases da combustão em um motor SI



Fonte: Adaptado de Ganesan (2012)

Na fase "I", entre os pontos "A" e "B", ocorre o desenvolvimento da chama, onde a

inflamação da mistura ocorre pela liberação de calor intensa e localizada na região próxima à vela de ignição. O início da combustão é definido pelo instante em que se torna possível verificar o aumento da pressão, o que não ocorre instantaneamente em função do tempo necessário para que as reações de oxidação do combustível aconteçam. Com o aumento na velocidade destas reações torna-se possível identificar o processo de combustão. De acordo com Ganesan (2012), podem decorrer até 12 °C de rotação do virabrequim desde o instante da centelha até o início da combustão. Este primeiro estágio é caracterizado por ser um processo puramente químico, dependente da temperatura, da pressão, da natureza do combustível, da razão estequiométrica e da fração de gases queimados remanescentes do ciclo anterior (LENZ, 2012).

Na fase "II", entre os pontos "B" e "C", a velocidade de propagação da frente de chama é rápida e praticamente constante. A taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro é pequena, pois apenas uma pequena parte da mistura queimada tem contato com elas. A taxa de liberação de calor depende intensamente do nível de turbulência e da taxa em que a reação ocorre, que por sua vez, é função da composição da mistura. O aumento da pressão é proporcional a liberação de calor, uma vez que neste estágio o pistão já se encontra próximo ao PMS e portanto a variação de volume é pequena (RODRIGUES FILHO, 2014).

A fase "III", definida entre os pontos "C" e "D", se inicia no instante em que a pressão atinge seu valor máximo, sendo caracterizada pela sua contínua redução (GANESAN, 2012). Devido à redução da velocidade de chama e da diminuição da área superficial da frente de chama, a taxa de combustão decresce. A massa das paredes do bloco também atua como um dissipador de calor, dissipando também grande parte da energia que está sendo liberada na chama. Ainda, perto das paredes do cilindro, a turbulência e os movimentos da mistura de gás são reduzidos, gerando uma camada limite estagnada. Com isso, ocorre a redução na taxa de reação e na velocidade da chama, fazendo com que a combustão termine lentamente (PULKRABEK, 2004).

A velocidade de propagação de chama é proporcional ao nível de turbulência, isto é, o aumento da turbulência resulta no crescimento da velocidade de propagação de chama (RODRIGUES FILHO, 2014). Segundo Ganesan (2012), a turbulência aumenta com a rotação do motor, por isso, a velocidade de propagação da chama aumenta quase que de forma linear com o aumento da rotação do motor. Ainda, a razão ar-combustível também oferece forte influência na taxa de reação e conseqüentemente na velocidade de propagação da chama. Misturas levemente enriquecidas favorecem a velocidade de propagação, enquanto o empobrecimento da mistura resulta em uma redução do calor liberado e conseqüentemente da velocidade de propagação da chama. Entretanto, um enriquecimento adicional da mistura resultará em uma combustão incompleta, ocasionando a diminuição da taxa de liberação de calor e, por fim, redução na velocidade de propagação da chama.

Segundo Rodrigues Filho (2014), nos motores de mistura estratificada, a combus-

tão tem início em uma região onde a mistura é levemente rica, ocorrendo em seguida a propagação da frente de chama na direção de regiões onde a mistura é mais pobre. Isto promove um aumento da resistência à detonação, uma vez que a última fração da mistura a ser queimada apresenta maior resistência à autoignição. Além disso, a redução do intervalo entre a injeção de combustível e o início da combustão também contribui para aumentar a resistência à detonação, uma vez que há menos tempo disponível para ocorrência das pré-reações de combustão e para a transferência de calor para a mistura dentro do cilindro, reduzindo assim a temperatura da combustão. A região que contém mistura rica, próxima à vela de ignição, fica rodeada por uma região de mistura mais pobre, impedindo que a mistura ar-combustível rica entre em contato com as paredes do cilindro, que se encontram com elevadas temperaturas. Com isso, a redução da temperatura da mistura, além de reduzir a probabilidade de detonação também reduz os índices de emissões de gases, como de NO_x , por exemplo (RODRIGUES FILHO, 2014).

2.1.6.1 Anomalias na combustão

Considera-se combustão anormal em um motor SI aquela que não é iniciada pela centelha produzida pelo sistema de ignição mas sim por outro mecanismo, ou então aquela onde parte da mistura é consumida a taxas extremamente altas (BAETA, 2006). Giacosa (2000) classifica as combustões anormais de acordo com a forma que é feita a ignição da mistura, seja por ignição superficial ou por autoignição.

Na ignição superficial, a ignição é provocada por pontos quentes ou depósitos, podendo ocorrer antes ou depois da centelha produzida pela vela, sendo chamada de pré-ignição ou pós-ignição, respectivamente. Este fenômeno tende a aumentar a temperatura e a pressão na câmara de combustão de forma a elevar ainda mais a temperatura dos pontos quentes, e com isso, adquirir maior intensidade com a gradual sucessão dos ciclos. De acordo com Baeta (2006), em certas condições de operação com mistura pobre, esse fenômeno pode ocorrer em função da baixa velocidade de propagação de chama, assim, parte da combustão ocorre no meio do processo de expansão, a uma razão volumétrica de compressão efetiva reduzida. A baixa eficiência produz gases com altas temperaturas, que especialmente na exaustão, tendem a produzir grande rejeição térmica para os componentes e favorecer o início da ignição anormal.

Na autoignição, parte da mistura ar-combustível ignita-se espontaneamente, sem a necessidade de um meio externo. Durante a queima da mistura, o calor liberado aumenta a temperatura do gás queimado, produzindo a sua expansão dentro do cilindro, aumentando gradativamente a pressão e a temperatura da mistura não-queimada durante grande parte do processo de combustão (GANESAN, 2012). Esses aumentos induzem o início de um conjunto de reações em cadeia que, eventualmente, levarão à combustão espontânea da

mistura não-queimada. Se a frente de chama for suficientemente rápida, atingirá a região sujeita à auto-ignição antes que esta ocorra (BAETA, 2006). O aparecimento de ondas de choque suportadas pela combustão, podem causar danos ao motor. A este fenômeno se dá o nome de *knock* ou "detonação" (BAETA, 2006). Heywood (2018) ressalta que o *knock* é caracterizado por uma combustão extremamente rápida e descontrolada, em função da ignição da porção final de combustível ainda não queimada ficar submetida à alta temperatura e pressão, gerando gradientes bruscos de pressão no cilindro. Assim, a detonação decorre da colisão entre duas frentes de chama, uma gerada pela centelha elétrica e outra pela autoignição do combustível (RODRIGUES FILHO, 2014). A ocorrência de tal fenômeno pode ser observada através de um ruído metálico característico, podendo ser detectada pela instalação de um sensor no bloco do motor, capaz de medir a faixa de frequência de vibração característica da detonação e também por sensores de pressão instalados na câmara de combustão.

A principal diferença entre a ignição superficial e a detonação está relacionada com a velocidade da chama. Na primeira, a chama avança com velocidade normal, já na segunda, a velocidade é extremamente superior. Com isso, a detonação reduz pode reduzir parâmetros de desempenho do motor, além de produzir outros efeitos particularmente nocivos como pressões elevadas, superaquecimento de componentes, danos à superfície do pistão e às válvulas de exaustão.

Para o controle da detonação, algumas estratégias são adotadas, em geral relacionadas com a redução da temperatura da mistura não queimada, e assim, à redução da probabilidade de se atingir a temperatura crítica de autoignição. A redução da razão volumétrica de compressão, da temperatura na admissão e da temperatura nas paredes da câmara de combustão, o atraso no avanço de ignição, a injeção de água e o uso de misturas ricas ou pobres, são algumas das técnicas utilizadas. Além disso, fatores que promovam o aumento da velocidade de propagação da chama reduzirão a tendência de ocorrência da detonação, em função da redução do tempo necessário para o processo de combustão e conseqüentemente o tempo disponível para ocorrência das reações que levam a autoignição da mistura não queimada (RODRIGUES FILHO, 2014).

Em termos de combustível, o índice IAD (ou AKI, do inglês *antiknock index*) apresenta a relação de equivalência à resistência de detonação de uma mistura percentual de isoctano e n-heptano. Usualmente esta medida da resistência à detonação espontânea também é expressa em "número de octano". Por exemplo, uma gasolina com índice de octano igual à 87, apresenta resistência a detonação equivalente a uma mistura de 87% de isoctano e 13% de n-heptano. Ou seja, quanto maior o número de octano do combustível, maior será a sua resistência à combustão espontânea (DA SILVA et al., 2005).

2.1.6.2 Análise da combustão pela pressão no cilindro

O deslocamento do pistão em função da combustão resulta na variação do volume da câmara principal, e com isso a variação da pressão no interior desta (HEYWOOD, 2018). Assim, dados de pressão instantânea no interior do cilindro são capazes de fornecer informações fundamentais sobre o processo de combustão. Ainda segundo Heywood (1988), os processos de expansão e compressão podem ser aproximados como isentrópicos adiabáticos, podendo ser definidos pela relação politrópica da Equação 2.8.

$$PV^\gamma = \text{constante} \quad (2.8)$$

Através da Equação 2.8 pode-se correlacionar os dados de pressão no cilindro com os efeitos das variações de volume durante o processo de combustão. Assumindo que os gases não queimados ocupam um volume V_u na frente de chama, comprimido pelo avanço da mesma, o volume $V_{u,0}$ representa o volume ocupado pelos gases não queimados no momento da centelha, conforme demonstrado pela Equação 2.9. P e P_0 representam as pressões nos respectivos instantes. Em análise análoga, os coeficientes $V_{u,0}$ e P_0 podem ser substituídos por $V_{b,f}$ e P_f , respectivamente, resultando em uma análise do volume ocupado pelos gases ao final da combustão.

$$V_{u,0} = V_u \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (2.9)$$

Através destas relações pode-se determinar a fração mássica queimada (x_b), considerando o volume dos gases (queimados e não queimados) e o volume do cilindro, de acordo com a Equação 2.10 (HEYWOOD, 2018). Os volumes V_0 e V_f referem-se aos volumes totais do cilindro no instante da centelha e ao final da combustão, respectivamente.

$$x_b = 1 - \frac{V_{u,0}}{V_0} = \frac{V_{b,f}}{V_f} \quad (2.10)$$

Heywood (2018) afirma que as curvas de fração mássica queimada (MFB, do inglês *Mass Fraction Burned*) em função do ângulo do virabrequim tem forma de "S", pois, conforme já discutido, depois da centelha a velocidade de queima da mistura aumenta lentamente até uma velocidade máxima na metade do processo, decrescendo ao final do processo de combustão, até chegar a zero, quando termina a combustão.

2.1.7 A formação das emissões veiculares

Anomalias na combustão, assim como a oxidação do nitrogênio e as impurezas existentes no ar e no combustível são algumas das causas da emissões geradas por mo-

tores de combustão interna. Estas emissões afetam diretamente o meio ambiente, contribuindo para o aquecimento global, para a ocorrência de chuva ácida, odores e nevoeiros, além de influenciarem na saúde da população (PULKRABEK, 2004). Assim, é fundamental o desenvolvimento de MCIs e combustíveis para que menores níveis de emissões sejam produzidos. Para fundamentar este conceito, esta seção tem como objetivo dissertar sobre a formação e composição dos gases de exaustão, além das medidas impostas pela legislação para controle das emissões de gases veiculares e também sobre as principais tecnologias aplicadas comercialmente para atingir estas restrições. A queima de hidrocarbonetos combustíveis é atualmente o meio mais comum de gerar a energia requerida por veículos automotores (TOULSON, 2008). Neste processo, a combinação do combustível com o oxigênio (O_2) da atmosfera resulta em água, dióxido de carbono (CO_2) e pequenas quantidades de compostos incluindo hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x) e outras substâncias (EL-MAHALLAWY; HABIK, 2002).

2.1.7.1 Monóxido de Carbono

O Monóxido de Carbono (CO) é um gás incolor e inodoro que pode ser letal em altas doses, devido à sua afinidade com a hemoglobina do sangue (entre 200 e 250 vezes mais do que o O_2), impedindo a absorção do O_2 (EL-MAHALLAWY; HABIK, 2002). Em baixas concentrações, o CO primeiramente prejudica os tecidos, posteriormente o cérebro, coração e a musculatura. Em gestações, a absorção de CO é prejudicial ao desenvolvimento do feto (ORGANIZATION, 2007).

Altas concentrações de CO na exaustão dos motores SI são em geral devidas a combustão incompleta, entretanto, também podem ser atribuídas a dissociação do CO_2 a altas temperaturas. O CO é sempre produzido como uma espécie intermediária durante a oxidação do combustível e é um produto final de um ambiente com altas ou baixas concentrações de O_2 (TOULSON, 2008).

2.1.7.2 Hidrocarbonetos não queimados

Os Hidrocarbonetos (HC_s) são compostos orgânicos observados na forma gasosa ou de partículas, formados unicamente por átomos de carbono e hidrogênio. O principal impacto ambiental devido as emissões de HC é a "neblina fotoquímica" (do inglês *photochemical smog*), que ocorre quando os HC_s reagem com NO_2 na presença da luz do sol, formando uma névoa marrom (EPA, 2004). Além disso, o metano (CH_4), que é o HC mais leve, apresenta um potencial de aquecimento global 21 vezes superior ao CO_2 e a

sua concentração na atmosfera tem crescido drasticamente desde o período pré industrial (EL-MAHALLAWY; HABIK, 2002). Para a população, a exposição às emissões de HC podem causar irritações em olhos, nariz e garganta, além da suspeita de desencadear câncer para exposições excessivas (TOULSON, 2008).

A principal fonte de emissões de HC é a combustão incompleta do combustível, que em MCIs é atribuída ao combustível remanescente nas fendas ou na parede do cilindro, absorvido nas películas de óleo ou vazado pelas válvulas de exaustão (TOULSON, 2008). Além disso, a não homogeneização da mistura ar-combustível também pode levar ao incremento das emissões de HC em razão da combustão incompleta. Lawrence (1998) menciona que a oxidação após o processo de combustão pode ser uma alternativa de pós tratamento para reduzir a quantidade de hidrocarbonetos expelidos como poluentes.

2.1.7.3 Óxidos de Nitrogênio

O monóxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO₂), coletivamente chamados de NO_x, estão entre os maiores contribuintes para a formação da fumaça fotoquímica, do aquecimento global, da chuva ácida e para a destruição da camada de ozônio (TOULSON, 2008). Durante a combustão, o N₂ presente no ar pode oxidar devido as altas temperaturas no interior do cilindro. Em motores SI, sobretudo NO é formado durante este processo, onde em torno de apenas 2% do total das emissões de NO_x é NO₂ (KOMIYAMA; HEYWOOD, 1973). Na atmosfera, as reações de oxidação com outros gases provoca o fenômeno conhecido como *smog*, uma espécie de névoa de poluição, que pode resultar em infecções respiratórias, irritação nos olhos e dores de cabeça. Segundo Eastop (1986), esta névoa foi a principal responsável pelo início das legislações de emissões veiculares, visando a melhoria na visibilidade urbana. O NO₂ pode também reagir com a hidroxila (OH) e formar ácido nítrico (HNO₃), componente da chuva ácida, que apresenta impactos adversos no meio ambiente e na população (SEINFELD; PANDIS, 2016).

Com a presença de oxigênio, a principal rota de formação de NO_x durante a combustão é a térmica. A taxa de formação de NO_x só é significativa em altas temperaturas devido à alta energia de ativação da reação, que é resultado da ligação tripla presente na molécula de NO₂ (EL-MAHALLAWY; HABIK, 2002).

2.1.8 Legislação para controle de emissões veiculares

Ao reconhecer a responsabilidade de controlar as emissões veiculares, o governo da Califórnia procedeu com as primeiras medidas para adoção de padrões de qualidade do ar e emissões de gases de escape dos veículos a motor. Estes padrões forneceriam

a base legal para o decreto da legislação, desenvolvida e publicada pelo departamento da saúde pública em fevereiro de 1960. Assim, a medida visava apresentar os valores máximos admissíveis para a emissão de contaminantes pelo escapamento dos veículos, compatíveis com a preservação da saúde pública e de seus sentidos. Para isso, os ensaios eram realizados em veículos submetidos à ciclos de condução, permanecendo percentuais de tempo em condições pré-determinadas, estacionárias e de aceleração crescente e decrescente (MAGA; HASS, 1960), fazendo com que a faixa completa de operação do motor fosse testada e não somente em pontos de máximo torque ou potência.

A partir da criação de legislações para emissões veiculares, houve o favorecimento para desenvolvimento e aplicação de tecnologias que contribuam para que as emissões oriundas do setor de transporte não aumentem na mesma proporção do que a frota mundial de veículos. Assim, para atingir os baixos índices de emissões impostos pelas normativas, a combinação de combustíveis "limpos", a otimização das geometrias do motor e melhorias nas técnicas de controle do motor e das emissões são fundamentais (TOULSON, 2008).

Para veículos leves de passeio, vários ciclos de testes são aplicados em dinamômetros para fins de certificação em emissões. Exemplos são o NEDC, anteriormente utilizado na Europa (substituído em 2017 pelo WLTC), o JC08 aplicado no Japão e o FTP-75 usado nos Estados Unidos e no Brasil. O NEDC é caracterizado por uma parcela urbana, com baixa velocidade do veículo, baixa carga do motor e baixas temperaturas dos gases de exaustão, seguido de características de rodovia, com velocidades mais elevadas. A recente substituição do NEDC se deu em função da baixa representatividade do ciclo, uma vez que consiste de uma sequência de pontos quase estacionários. O novo ciclo adotado na Europa, o WLTC, fora desenvolvido com características de condução observadas em todo o mundo, inclusive com instantes para trocas de marchas que representem a condução real. O JC08 representa a condução em um trânsito urbano congestionado, incluindo períodos de marcha lenta e alternando frequentemente entre acelerações e desacelerações. Já o FTP-75 representa um ciclo transiente produzido por medições reais em Los Angeles, contemplando apenas uma específica região dos Estados Unidos (TUTUIANU et al., 2013).

2.1.8.1 Regulamentação europeia para emissões veiculares - Euro

A União Europeia (EU) teve sua criação em meados dos anos 50, assumindo na atualidade uma população total de mais de 500 milhões de pessoas que geram aproximadamente 20% do PIB global (LANZIERI, 2009). Apesar do alto PIB per capita e elevados índices de desenvolvimento humano, esta progressão dos 28 países participantes contribui fortemente no nível de emissões de poluentes atmosféricos, sendo responsáveis por emitir aproximadamente 17% dos gases de efeito estufa produzidos globalmente (HOUGHTON,

2008). O setor de transporte terrestre é responsável por 42% das emissões de NO_x nos 27 países constituintes da então União Europeia (constituída por 28 países após a adesão da Croácia, em 2013), segundo dados de 2009 da Agência Europeia do Meio Ambiente (EEA). O transporte também representa 24% das emissões dos gases de efeito estufa na EU, sendo o dióxido de carbono o gás com maior representatividade, em torno de 71% em 2008. A fim de reduzir as consequências das emissões, a União Europeia estabelece diretrizes desde a década de 70 que impactam principalmente no setor de transportes, que detém 26% das emissões de CO da EU.

Na fase chamada pré-Euro, as primeiras diretrizes foram estabelecidas através da medida 70/220/EEC, a qual previa uma aproximação nas legislações dos estados membros da comunidade europeia, com intuito de adotar medidas em prol da redução na emissão de poluentes atmosféricos, principalmente as oriundas de motores SI. Esta diretriz trazia como anexo, uma série de documentos para normatizar procedimentos de homologação e testes dos veículos.

Atualmente, a legislação em vigor para controle de emissões na União Europeia, a EC (2014), regulamenta o monitoramento das emissões de óxido de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (HC), monóxido de carbono (CO) e material particulado (MP), sendo abrangente para veículos leves e pesados, utilizando o peso do veículo como distinção entre as classes consideradas. Sucessivas legislações denominadas “Euro” entraram em vigor a partir de 1993, partindo da Euro 1 até as atuais Euro 5 e 6. As exigências destes padrões europeus de emissões para veículos leves e as respectivas datas de implantação estão expressas na Tabela 2.1.

Na Tabela 2.1 é definido um limite de emissões de material particulado para motores a gasolina nas normas Euro 5 e 6. Isto se deve ao fato de que para atingir também aos limites de emissões de CO_2 , alguns motores de injeção direta trabalham com combustão ultra pobre em determinadas condições de operação, o que acaba acarretando na formação de material particulado (MP) devido a cinética do processo de combustão. Em prol destes incentivos, se busca o atendimento de novos limites estabelecidos para emissões de óxidos de nitrogênio.

A partir da norma Euro 6, os fabricantes além de garantirem que seus veículos quando novos, se enquadrem nas faixas de emissões descritas pela Tabela 2.1, devem atestar a durabilidade dos componentes responsáveis pelo controle do nível de emissões por no mínimo 160000 km.

Segundo o relatório da European Commission (2006), a norma Euro 6 dará prioridade para a redução das emissões de NO_x dos veículos e vans movidos a diesel, a fim de se atingirem os objetivos europeus de qualidade do ar. O relatório prevê uma redução de 24% das emissões globais de NO_x somente nos veículos leves até 2020. Outro ponto é a meta de redução de emissões de CO_2 , que prevê limite máximo de até 95 g/km na média da frota de veículos leves movidos a gasolina.

Tabela 2.1 – Limites de emissões (em g/km) para veículos a gasolina com até 2610kg

Legislação	Implementação	CO	HC	NOx	HC+NOx	MP
Euro 1	dez/92	2,7	-	-	1,0	-
Euro 2	jan/97	2,2	-	-	0,5	-
Euro 3	jan/00	2,3	0,2	0,15	-	-
Euro 4	jan/05	1	0,1	0,08	-	-
Euro 5	set/09	1	0,1	0,06	-	0,005
Euro 6	ago/14	1	0,1	0,06	-	0,005

Fonte: Adaptado de NGK (2016-2017)

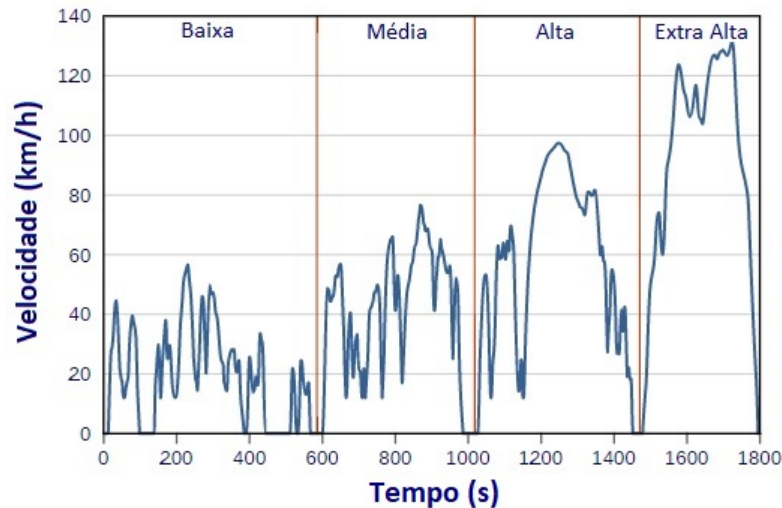
Na União Europeia, a homologação por testes de emissões é requerida por lei para todos os modelos de veículos leves e para os motores utilizados em veículos pesados. Neste sentido, usualmente se submete o veículo em laboratório a condições padronizadas de operação. Os procedimentos de coleta e análise dos poluentes são especificados pela legislação e realizados enquanto o veículo percorre, em ensaio dinamométrico, um ciclo de condução pré-definido. Em geral, os ciclos de condução são representados em termos de velocidade do veículo e tempo de operação (BARLOW et al., 2009).

Em 2008 fora definida a utilização de ensaios em acordo com o ciclo de condução NEDC (do inglês, *New European Driving Cycle* para a homologação de emissões em veículos leves de passeio (COMMISSION, 2008). Entretanto, contínuas análises de procedimentos, ciclos de condução e resultados de emissões e consumo de combustível, apontaram para a inadequação do NEDC com as condições reais observadas na atualidade (COMMISSION, 2017). Com isso, em 2017 alterou-se o procedimento de ensaio na União Europeia para o estabelecido pelo WLTP (do inglês, *Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedures*, desenvolvido pela Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa (UNECE) em 2014. Neste procedimento, é recomendado que o teste de validação seja realizado através do ciclo de condução WLTC (do inglês, *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle*), especificado pela regulamentação técnica global da UNECE.

O WLTC utiliza características de condução e matrizes estatísticas sobre o uso de veículos leves em diferentes regiões do mundo, coletadas e analisadas para o desenvolvimento do ciclo. Foram coletados dados de tempo, velocidade do veículo, rotação e carga do motor, e referências de posicionamento por mais de 765000 km, percorridos por veículos de diferentes categorias, relações peso-potência e fabricantes, conduzidos sobre diferentes vias (urbanas, rurais e de estrada) e condições de tráfego (intenso, médio e leve). Ainda para a elaboração do ciclo, consideraram-se as características observadas em mais de dez países (TUTUIANU et al., 2013). O WLTC consiste em três ciclos distintos, classificados em função da relação potência-peso do veículo em questão, onde a classe 1 deve apresentar valores inferiores a 22 W/kg, a classe 3 valores superiores a 34 W/kg e a

classe 2, valores intermediários de 22 a 34 W/kg . A Figura 2.15 apresenta o ciclo WLTC para os veículos da classe 3, utilizado na homologação da maioria dos veículos leves de passeio.

Figura 2.15 – Ciclo WLTC para veículos da classe 3



Fonte: Adaptado de Dieselnet (2017)

2.1.8.2 Regulamentação brasileira para emissões veiculares - Proconve

Criado em 1986 pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (Proconve) é responsável por controlar o nível de poluentes emitidos por veículos novos vendidos no Brasil. Desde a criação, essa redução é progressiva, sendo estabelecidos a cada fase novos padrões a serem atingidos pela indústria automotiva, estimulando o desenvolvimento de tecnologias inovadoras, como a adoção de catalisadores e injeção eletrônica. Para veículos leves com até 1700 kg , o Proconve atualmente está na fase L-6, seguindo os limites descritos na Tabela 2.2 para monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não metano (NMHC), óxido de nitrogênio (NO_x) e material particulado (MP).

A resolução 492 do CONAMA (CONAMA, 2018) estabelece as fases PROCONVE L-7 e PROCONVE L-8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário. A partir da entrada em vigor da Fase PROCONVE L-7, além das alterações nos limites máximos impostos para as emissões dos diferentes gases, fica vedado o desconto da parcela de etanol não queimado da emissão de NMHC de escapamento, quando o veículo estiver abastecido com etanol combustível. Tal desconto é praticado atualmente na Fase L-6.

Tabela 2.2 – Limites do Proconve por etapas, em g/km, para veículos comerciais leves de até 1700kg

Fase	Implementação	CO	NMHC	NOx	MP
L-4	jan/05	2,00	0,16	0,25	0,08
L-5	jan/09	2,00	0,05	0,12	0,05
L-6	jan/12	1,30	0,05	0,08	0,03
L-7	jan/22	1,00		0,08*	0,06
L-8	jan/25	0,006		0,08*	0,08

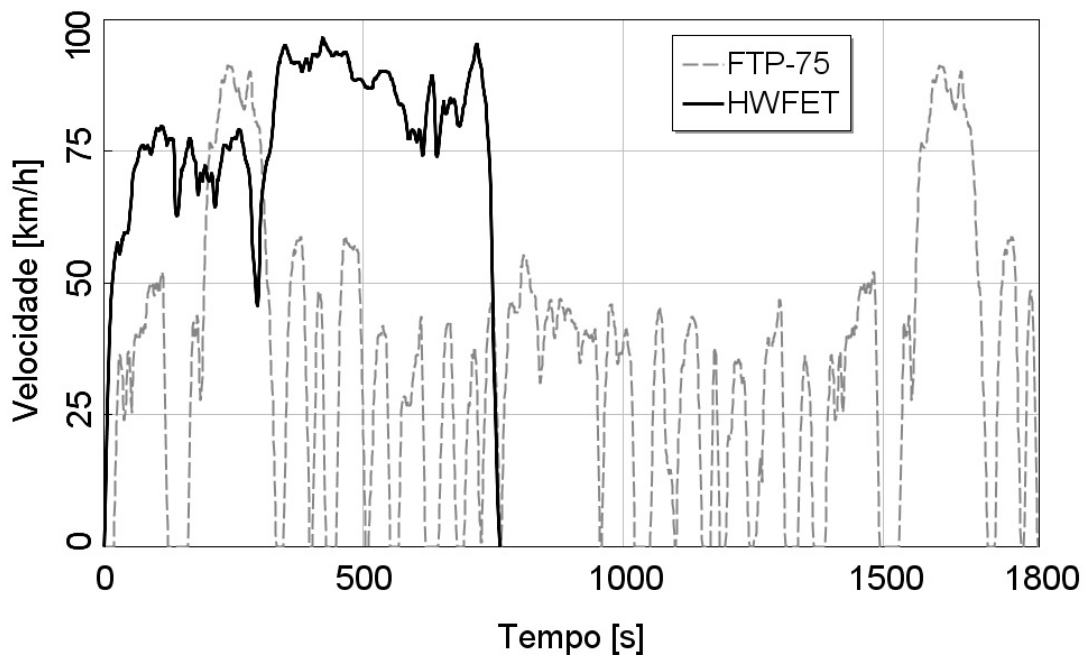
* Somatório de emissões de hidrocarbonetos não-metano e de óxidos de nitrogênio

Fonte: Adaptado de Ibama (2011) e CONAMA (2018)

Antes da criação do programa, a emissão média de monóxido de carbono de um veículo era de 54 g/km. Atualmente, este valor passou para 0,375 g/km. Mesmo com significativo aumento da frota brasileira de veículos automotores, esses resultados fizeram com que se tivessem condições de exercer um melhor controle sobre a poluição atmosférica, garantindo a qualidade do ar nas grandes cidades brasileiras (IBAMA, 2011).

Em termos de regulamentação e procedimentos no Brasil, a NBR 7024 descreve o método para medição do consumo de combustível em veículos rodoviários automotores leves, com MCI do ciclo Otto, através de ciclos de condução desenvolvidos em dinamômetro de chassis que simulam o uso do veículo na estrada (ABNT, 2010). A simulação do trânsito urbano se dá de acordo com o ciclo expresso através da NBR 6601 (2012b), contemplando também a determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxido de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado emitidos pelo motor através da descarga dos veículos rodoviários automotores leves. As regulamentações brasileiras utilizam ciclos de condução padrões, se baseando a NBR 7024 no ciclo *Highway Fuel Economy Test* (HWFET) e a NBR 6601 no ciclo *Federal Test Procedure* (FTP-75), conforme ilustrado na Figura 2.16. A partir da Fase PROCONVE L-7, será exigida a declaração do valor de emissão em tráfego real dos gases CO, NO_x, THC, CH₄, NMHC, CO₂ e da autonomia de combustível calculada pelo método de balanço de carbono, devendo para isso, considerar um percurso real de ensaio a ser aprovado pelo Ibama.

Figura 2.16 – Ciclos FTP-75 e HWFET utilizados para homologação em condições urbanas e de estrada



Fonte: Adaptado de Barlow (2009)

2.1.9 Tecnologias para redução das emissões veiculares

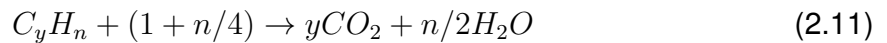
Em resposta às restrições impostas pela legislação, conforme apresentado na Seção 2.1.8, diversas tecnologias para controlar a poluição oriunda dos processos de combustão têm sido desenvolvidas. Em geral, estes desenvolvimentos são embasados na compreensão do processo de formação dos produtos químicos e da remoção destes poluentes (EL-MAHALLAWY; HABIK, 2002). Assim, nesta seção serão apresentados sistemas de conversão catalítica, de reaproveitamento de gases de exaustão, além de estratégias para variação na razão ar-combustível e alterações na dinâmica dos fluídos de trabalho. Tais tecnologias são exemplos das emergentes para a redução nas emissões oriundas do processo de combustão em MCI veiculares.

2.1.9.1 Conversores catalíticos

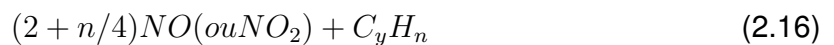
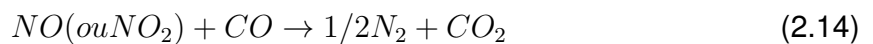
Conversores catalíticos foram introduzidos nos anos 1970 para reduzir as emissões automotivas (CAIRNS, 1978); (OKUYAMA et al., 1977). Os primeiros conversores eram de duas vias, utilizando compostos de platina e de paládio como catalisadores para oxidar HCs e CO , criando água e CO_2 . Em 1975, os Estados Unidos aprovaram uma legisla-

ção federal exigindo que todos os novos carros deveriam conter conversores catalíticos e operar com gasolina sem adição de chumbo (ALKEMADE; SCHUMANN, 2006). A maioria dos novos motores SI veiculares utilizam conversores catalíticos de três vias para reduzir NO_x em N_2 , utilizando platina e ródio, além de oxidar HC e CO (TOULSON, 2008). De acordo com Heck (2001), entre as grandes desvantagens dos conversores catalíticos está a necessidade de operação em condições estequiométricas para permitir simultaneamente reações de oxidação e redução, o que reduz a eficiência térmica do motor. As reações básicas para CO e HC na exaustão são as de oxidação, buscando-se a produção de CO_2 , enquanto a reação para NO_x é a de redução, sendo N_2 e H_2O os produtos desejados (HECK; FARRAUTO, 2001). Um catalisador promove tais reações a temperaturas mais baixas, resultando nas reações observadas através das equações a seguir.

Oxidação:



Redução:



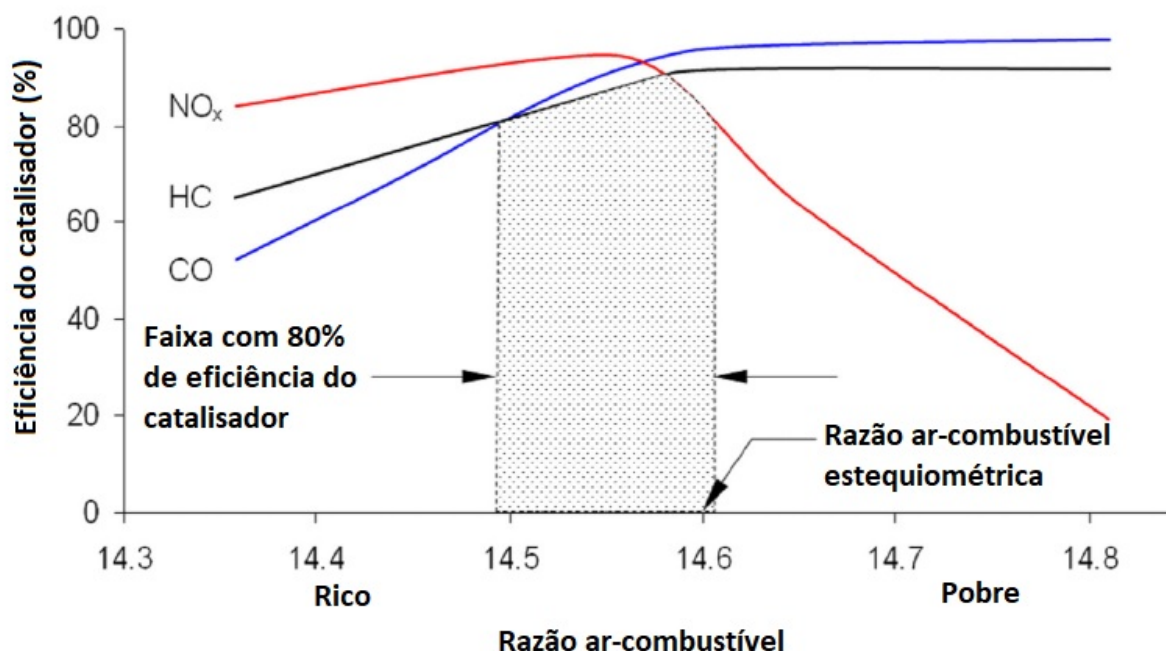
Como todas as reações apresentadas dependem da temperatura para que ocorram, quando o motor entra em funcionamento, a sua temperatura bem como a do catalisador são baixas. O processo de catálise somente se inicia quando a combustão transfere uma determinada quantidade de calor ao sistema de exaustão. Tipicamente, ocorre primeiro a reação no CO, seguido das reações em HCs e NO_x . Quando as três reações ocorrem, o termo catalisador de três vias (ou TWC, do inglês *three-way catalyst*) é utilizado.

Entretanto, o excesso de ar durante o processo de combustão de misturas pobres, como o observado em motores do ciclo Diesel, reduz a temperatura da combustão e inibe a efetiva redução das emissões de NO_x através de sistemas TWC. Pela mesma razão,

a queima de misturas pobres não é amplamente aplicada em veículos de passeio com motores de ignição por centelha, apesar de usualmente apresentar melhor eficiência de combustão se comparada à queimas estequiométricas. Métodos para redução das emissões de NO_x em combustão de mistura pobre estão disponíveis e são largamente utilizados em sistemas de pós tratamento para motores Diesel, como o *lean* NO_x *trap* (LNT) e o *selective catalytic reduction* (SCR). Apesar disso, esses sistemas ainda são complexos e relativamente caros para aplicações automotivas (FRANQUEVILLE, 2011).

Em geral, os conversores catalíticos consistem em uma estrutura de cerâmica com os metais nobres responsáveis pela catálise. A estrutura ideal é a que expõe a maior área superficial do catalisador ao fluxo dos gases de exaustão, aumentando a eficiência e minimizando a quantidade necessária dos metais nobres, reduzindo assim os custos de produção. Para que haja O_2 suficiente para a oxidação dos HCs e CO não queimados, um sensor de oxigênio na exaustão comunica com a ECU para que se ajuste a razão ar-combustível da mistura e assim altere a presença de O_2 nos gases de exaustão. Conforme apresentado na Figura 2.17, a eficiência de conversão de um TWC é muito sensível à razão ar-combustível, fazendo com que os melhores resultados sejam atingidos em condições de operação próximas da estequiometria (TOULSON, 2008).

Figura 2.17 – Eficiência de conversão de um TWC para CO , HC e NO_x em função da relação ar-combustível



Fonte: Adaptado de Toulson (2008)

Apesar dos benefícios em redução de emissões, os impactos ambientais devem ser observados durante todo o ciclo de vida do conversor catalítico, desde a extração dos

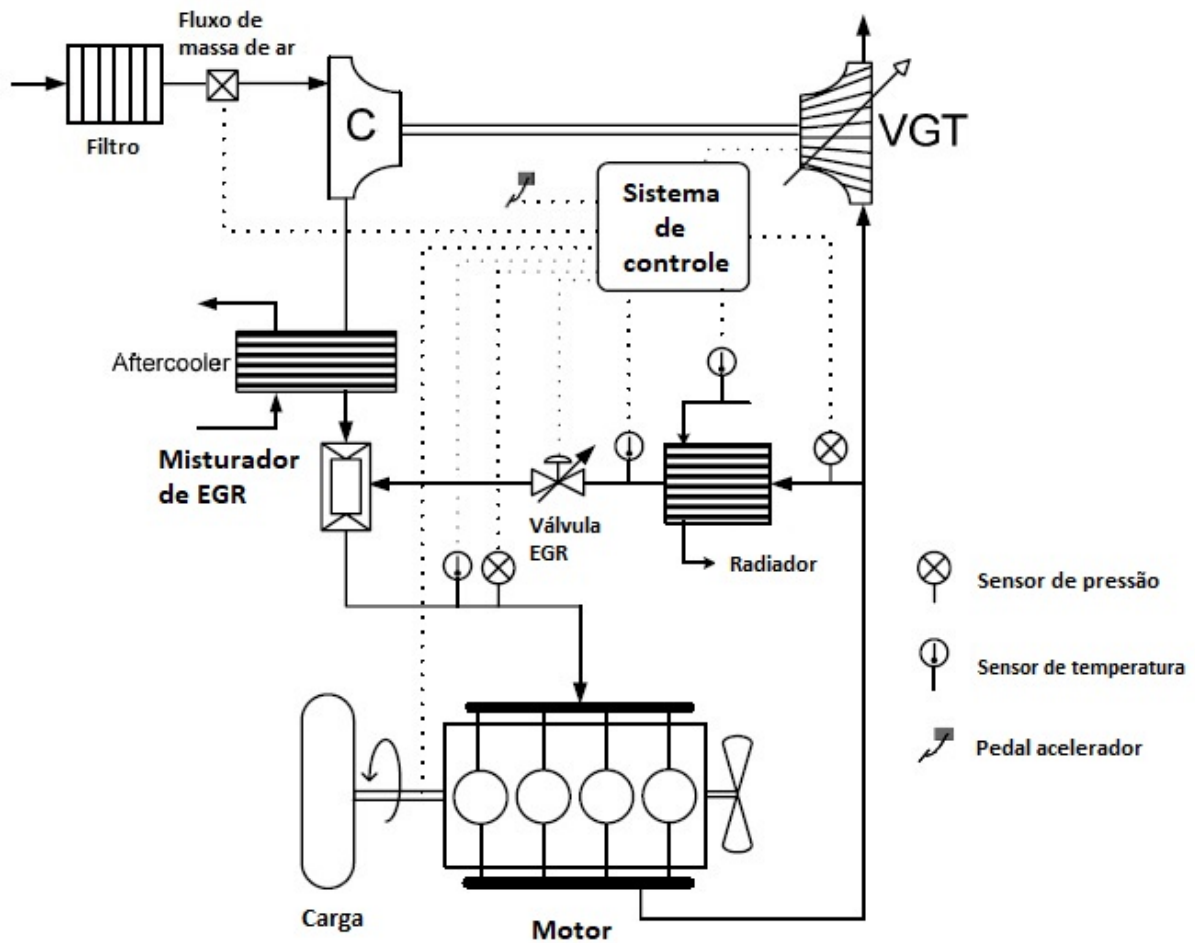
materiais para sua fabricação, até o seu descarte após o fim da vida útil (AMATAYAKUL; RAMNÄS, 2001). Isto faz com que os TWC sejam sistemas eficientes, porém de alto custo, em função dos materiais nobres necessários para a ocorrência das reações, apresentando expressivos impactos ambientais durante a fabricação e descarte.

2.1.9.2 Recirculação de gases de escape

O sistema de EGR (do inglês, *Exhaust Gas Recirculation*) atua diluindo a mistura ar-combustível contida no interior do cilindro utilizando os gases da exaustão. A introdução de gases da exaustão, resfriados ou não, na câmara de combustão (vide diagrama da Figura 2.18) resulta na diluição da carga de ar, substituindo o O_2 pelo não reagente CO_2 . Conseqüentemente, a capacidade calorífica específica da mistura e o pico de temperatura do ciclo são reduzidos. Como resultado, as emissões de NO_x também são reduzidas, auxiliado ainda pela menor disponibilidade de oxigênio (RAKOPOULOS; GIAKOURIS, 2009). Conforme a fração de EGR aumenta na mistura, a eficiência térmica geralmente também observa um incremento para uma mesma potência, enquanto o avanço de ignição torna-se mais adiantado (TOULSON, 2008). O aumento na eficiência térmica é atribuído à combinação das reduções nas perdas por bombeamento, na rejeição de calor e na dissociação química (HEYWOOD, 2018). Ao contrário do sistema de alta pressão mostrado na Figura 2.18, um sistema de baixa pressão puxa o gás de exaustão a jusante da turbina ou do DPF (do inglês, *Diesel Particulate Filter*) e desvia-o a um ponto a montante do compressor, favorecendo o resfriamento dos gases de escape e prevenindo a incrustação dos componentes (RAKOPOULOS; GIAKOURIS, 2009).

Os níveis de material particulado podem aumentar devido à diminuição do processo de oxidação da fuligem, sendo o mesmo válido para as emissões de HC e CO (RAKOPOULOS; GIAKOURIS, 2009). Entretanto, a aplicação em conjunto com conversores catalíticos de três vias pode reduzir potencialmente os níveis de emissões. Para isso, cuidados devem ser tomados para garantir a eficiência do sistema, uma vez que, geralmente a temperatura dos gases de exaustão é reduzida em função da menor temperatura da combustão. A instabilidade na combustão devido à percentuais inadequados de EGR pode resultar no aumento das emissões de HC, devido à queimas lentas e parciais durante os ciclos (LUMSDEN; EDDLESTON; SYKES, 1997).

Figura 2.18 – Estrutura básica de um sistema de EGR externa de alta pressão



Fonte: Adaptado de Rakopoulos (2009)

2.1.9.3 Ignição por compressão de mistura homogênea

De acordo com Martins (2007), o processo de ignição por compressão de mistura homogênea (HCCI, do inglês *Homogeneous Charge Compression Ignition*) combina características de motores de ignição por compressão e por centelha. Ao invés da centelha, a combustão se inicia após a compressão da mistura, promovendo a auto-ignição do ar-combustível pré-misturado. O controle da temperatura e da composição da carga permite a auto-ignição de misturas muito pobres ou altamente diluídas, com baixas temperaturas de combustão, reduzindo substancialmente as emissões de NO_x . Como o sistema opera com a válvula borboleta completamente aberta (WOT, do inglês *wide open throttle*), reduzem-se as perdas por bombeamento e observa-se uma redução no consumo de combustível, principalmente em cargas parciais. Com isso, a eficiência térmica indicada é elevada à níveis próximos a de motores diesel.

Apesar das vantagens potenciais, um dos maiores desafios do sistema HCII é aumentar a faixa operacional do sistema, que ainda é muito limitada e inapropriada para aplicações automotivas. Thring (1989) identificou três diferentes regiões de limite de operação utilizando sistemas HCII, a de falha na ignição, a de limite de potência e a de detonação. Na primeira, ou a mistura é muito rica, ou a fração de EGR é muito elevada para manter a combustão estável. Na segunda, ou a mistura é muito pobre ou a fração de EGR é excessiva, não gerando potência suficiente para superar as perdas por atrito. Já a região de detonação, condições de mistura rica e baixa fração de EGR fazem a combustão ser extremamente rápida.

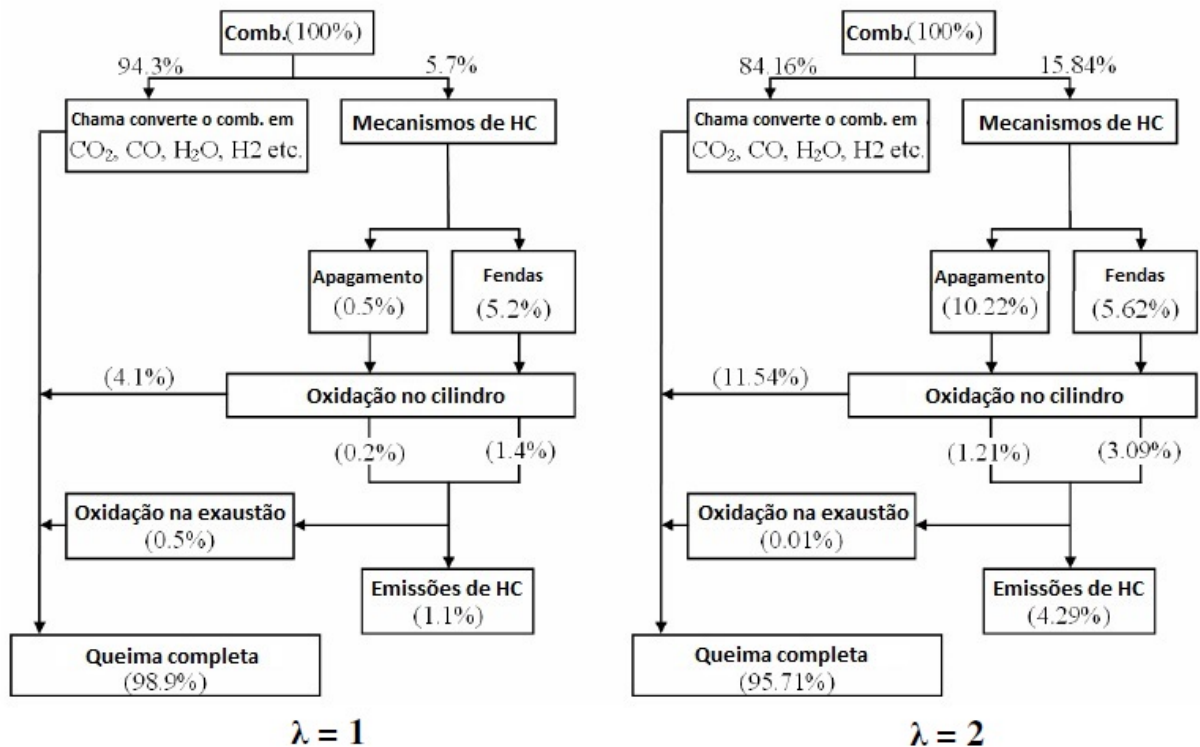
2.1.9.4 Combustão com misturas pobres

Através da Equação 2.17 (HEYWOOD, 2018), que representa a eficiência térmica do ciclo ideal ($n_{term,i}$), observa-se que um aumento na razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante (γ), resulta em um aumento na eficiência do motor (MA et al., 2007). Sendo o γ maior para o ar (1,4) do que para uma mistura ar-combustível estequiométrica, uma mistura com maiores quantidades de ar em relação ao combustível apresentaria um incremento no valor de γ . Com a inibição do fenômeno de detonação em função da menor temperatura da combustão, se comparado à de misturas estequiométricas, razões volumétricas de compressão (r_c) mais elevadas também poderiam ser adotadas, contribuindo ainda mais para o aumento da eficiência térmica do motor.

$$n_{term,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (2.17)$$

De acordo com Lawrence (1998), durante a queima de uma mistura pobre em combustível, a menor transferência de calor, se comparado à uma mistura estequiométrica, resulta em uma menor pressão na câmara de combustão, reduzindo a temperatura do processo e colaborando para a redução nas emissões de NO_x . Entretanto, Toulson (2008) afirma que essa redução na pressão na câmara contribui para aumentar a zona de apagamento da chama, o que resulta em uma queima incompleta do combustível existente na câmara de combustão. A Figura 2.19 apresenta a quebra do combustível durante a combustão para duas razões ar-combustível distintas, estequiométrica e pobre, resultando em frações de queima completa e de hidrocarbonetos não queimados.

Figura 2.19 – As emissões de HC para condições de mistura estequiométrica (à esquerda) e mistura pobre (à direita)



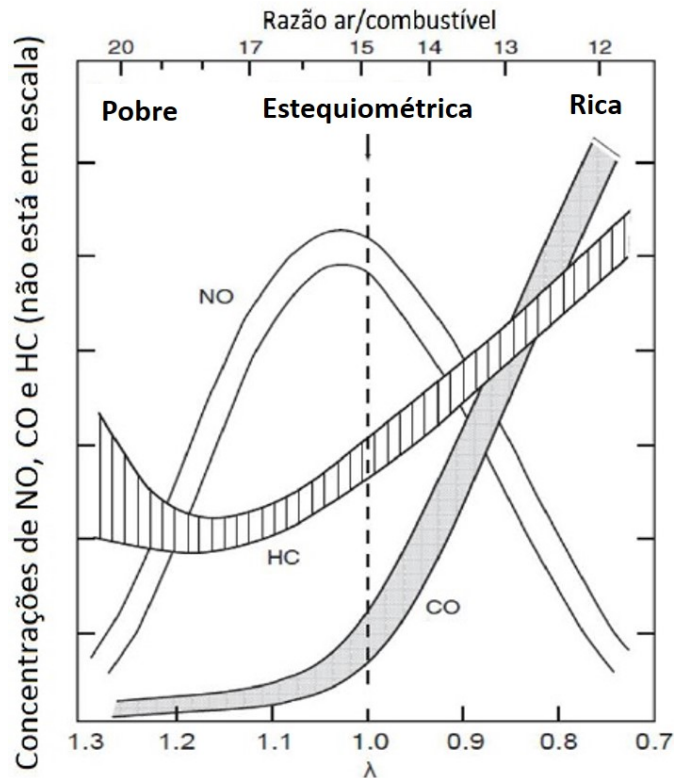
Fonte: Adaptado de Toulson (2008)

Misturas pobres geralmente produzem baixos índices de CO, uma vez que uma grande parcela do CO é oxidado para CO_2 . Entretanto, a operação de MCI em regiões de mistura ultra-pobre apresenta incrementos na produção de CO em função da oxidação parcial nas paredes, do apagamento da chama e da película de óleo remanescente, todos relacionados com as baixas temperaturas presentes durante a combustão (TOULSON, 2008).

Em resumo, Heywood (2018) identifica que as emissões em motores SI são sensíveis à relação ar-combustível, onde em misturas ricas, os níveis de HC não queimados são altos, uma vez que não há ar suficiente para queimar completamente todo o combustível. Da mesma forma, os níveis de CO são altos, por não apresentar oxigênio suficiente para oxidar o CO em CO_2 . Já o excesso de ar em misturas pobres faz com que os níveis de CO sejam baixos, enquanto as emissões de HC apresentam ponto mínimo para λ aproximadamente igual à 1,1. Para valores maiores que 1,1, as falhas na ignição fazem com que se elevem os índices de HC. Já a formação de NO é diretamente relacionada com a temperatura de combustão, quanto maior a temperatura de combustão, maior é a tendência de oxidação de compostos nitrogenados em NO (BRAGA, 2007). Como a temperatura da combustão é máxima em condições próximas da estequiometria ($\lambda = 1,0$ a $\lambda = 1,1$) e cai para misturas ricas e pobres, a curva de NO assume forma de sino (HEYWOOD, 2018).

A Figura 2.20 apresenta o comportamento das emissões de acordo com a variação da relação ar-combustível.

Figura 2.20 – Concentrações de CO, HC e NO em um MCI de acordo com a variação do lambda



Fonte: Adaptado de Heywood (2018)

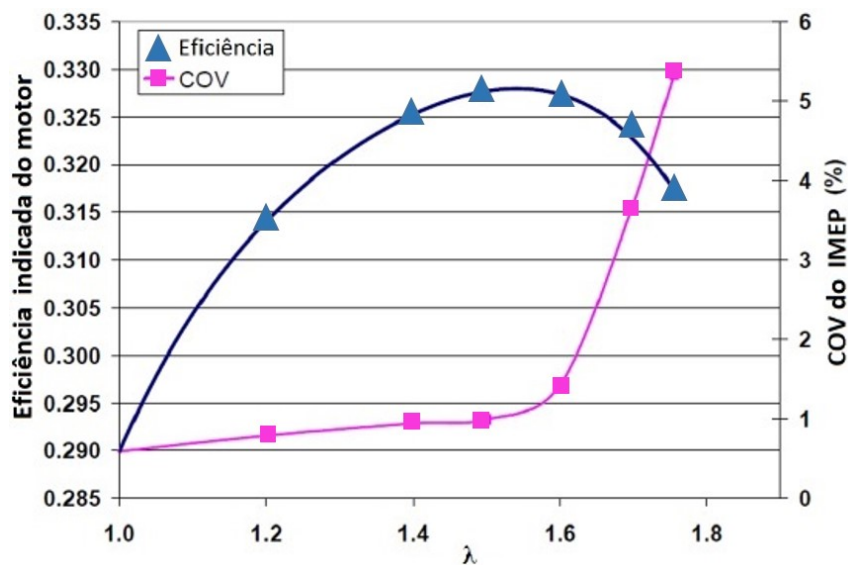
Ainda, o desempenho de motores SI com misturas pobres quando operando em carga parcial é beneficiado se comparado ao uso de misturas estequiométricas, uma vez que a menor energia disponível na combustão faz com que seja necessária uma maior abertura da válvula borboleta para que a potência se mantenha, reduzindo as perdas por bombeamento, inerente a qualquer motor que opere com a válvula parcialmente fechada (BECK et al., 1997).

Entretanto, dificuldades são observadas em razão do aumento na variabilidade cíclica, uma vez que o excesso de ar em relação ao combustível diminui a taxa de liberação de calor (MAHATO, 2010). Além disso, o aumento na energia necessária para inicializar a combustão e a redução na velocidade da propagação da chama também são obstáculos ao uso de misturas pobres em motores SI.

A relação entre a variabilidade cíclica, apresentada pelo coeficiente de variação (CoV, do inglês *Coefficient of Variation*) da IMEP, e a eficiência indicada é visualizada na Figura 2.21 para diferentes relações ar-combustível. De acordo com testes experimentais realizados por Ayala (2006), a medida que o λ aumenta, existe um primeiro estágio caracterizado por uma eficiência cada vez maior e um CoV da IMEP quase cons-

tante ($1,0 < \lambda < 1,4$). O segundo estágio se inicia após o ponto de eficiência máxima, caracterizando-se pela queda na eficiência e um rápido aumento no CoV da IMEP. Para Canakci (2012), a dirigibilidade de um veículo começa a ser prejudicada quando o CoV da IMEP ultrapassa os 2%, sendo usualmente de 5% o valor máximo aceitável. Assim, de acordo com a Figura 2.21, valores de λ superiores à 1,6 causam efeitos perceptíveis aos usuários do veículo. Embora a covariância seja crescente para valores de λ superiores aos de mistura estequiométrica, os efeitos expressivos são observados após o ponto de eficiência máxima.

Figura 2.21 – Efeito da relação ar-combustível na eficiência e na CoV da IMEP



Fonte: Adaptado de Ayala (2006)

A menor energia disponível em uma mistura pobre resulta em menores temperaturas e velocidades de propagação da chama. Com isso, há um maior tempo para a troca de calor na zona de ignição, que só pode ser compensado por um acréscimo na energia da centelha de ignição (GETZLAFF et al., 2007). De acordo com Ballal (1975), o valor mínimo de energia necessária para início da combustão é observado em misturas ligeiramente ricas, aumentando expressivamente à medida que a mistura é empobrecida.

Além disso, as menores pressões no cilindro para condições de mistura pobre resultam em reduções na velocidade de propagação da chama, chegando a valores iguais a zero em misturas ultra pobres. Segundo Taylor (1985), esse comportamento inversamente proporcional entre λ e velocidade de propagação de chama deve-se possivelmente ao efeito da temperatura da chama na difusão das partículas quimicamente ativas e na transferência de energia da frente de chama para os gases não queimados. O limite de empobrecimento é observado onde a falha de ignição se torna perceptível, determinando o máximo λ para o qual o MCI suportará a combustão completa da mistura.

2.2 ESTADO DA ARTE

O estado da arte é dividido nesta seção através de duas subseções onde são apresentados os principais trabalhos de pesquisa em tópicos afins aos abordados nesta tese. A primeira subseção realiza uma abordagem quanto à utilização de modelos computacionais para predições de consumo e emissões veiculares, remetendo à recentes pesquisas de desenvolvimento de motores, estratégias e sistemas. Na segunda subseção é apresentado o estado da arte dos sistemas de ignição por pré-câmaras em motores SI, com seus efeitos na combustão e em emissões.

2.2.1 Simulações computacionais veiculares

A utilização de simulações computacionais já é consagrada no desenvolvimento de projetos de engenharia, dentre eles, nos motores de combustão interna. Blair (1999) destaca que a redução no tempo necessário para os testes finais é o maior benefício do uso de modelos computacionais, maximizando o tempo disponível para o desenvolvimento do motor. Com isso, são diretamente reduzidos os custos necessários de projeto. De acordo com Heywood (2018), as modelagens de processos em motores continuam a evoluir conforme a compreensão básica dos fenômenos físicos e químicos se expandem e conforme os computadores se tornam mais capazes de resolver equações complexas. Assim, as atividades de modelagem podem fazer grandes contribuições para a engenharia de motores em diferentes níveis, seja através da compreensão de processos, na identificação de variáveis de controle, na extrapolação de condições de operação ou fornecendo uma base racional para o desenvolvimento de novas tecnologias.

Nesse contexto, diversas pesquisas são realizadas com o objetivo de avaliar o comportamento de motores e sistemas em suas condições reais de aplicação, como veiculares ou para geração de energia, por exemplo. Um método bastante utilizado para estas predições se baseia na coleta de dados experimentais em condições estacionárias e o uso da simulação computacional para estimar o comportamento do motor e sistemas durante a transição destes pontos.

García (2017) realizou um estudo inicial dos efeitos da estratégia de combustão RCCI (do inglês, *reactivity controlled compressoin ignition*) sobre a combustão diesel convencional quando aplicado à um veículo cobrindo o ciclo de condução WHVC (do inglês, *World Harmonized Vehicle Cycle*). Para isso, coletou dados experimentais em diferentes condições estacionárias de operação de um motor diesel, desenvolvendo mapas otimizados que mesclam a operação em RCCI e a combustão convencional, utilizando-os como dados de entrada em um modelo computacional. Somado à informações referentes ao comportamento do motorista, no caso o perfil de velocidades do ciclo de condução WHVC,

as características construtivas e de transmissão do veículo, os resultados obtidos possibilitaram a avaliação da estratégia proposta frente à requerimentos da legislação de emissões veiculares, no caso a EURO 6, verificando assim a aplicabilidade do sistema.

Como continuação do trabalho de García (2017), Benajes (2018) propôs uma análise similar de consumo de combustível e emissões de gases contemplando a substituição dos combustíveis utilizados, antes diesel e gasolina, por diesel e etanol. Tais avaliações possibilitaram a identificação de um dos maiores desafios da aplicação da estratégia RCCI: controlar as emissões gasosas de hidrocarbonetos e monóxido de carbono. García (2018) então propôs a utilização e o dimensionamento de um catalisador DOC (do inglês, *diesel oxidation catalyst*), avaliando a sua eficácia quando aplicado à diferente ciclos de condução. Em sua pesquisa mais recente sobre o tema, García (2019) utilizou a mesma metodologia experimental e computacional para prever o comportamento da estratégia RCCI quando aplicada à um veículo híbrido.

Kim (2018) utilizou um modelo semi-estacionário (do inglês, *quasi-steady*) unidimensional para simular ciclos transientes de condução através de dados experimentais estacionários e assim avaliar o potencial de aproveitamento energético dos gases de exaustão em um veículo de passageiros dotado de um gerador termoelétrico. O modelo computacional utilizado já havia sido previamente validado por Kim (2016), quando utilizou-o para estimar consumo de combustível e emissões veiculares com o uso de misturas de biodiesel. Para isso, um ciclo transiente experimental foi realizado em um dinamômetro de bancada, com medições instantâneas dos parâmetros de desempenho e do consumo de combustível, sendo comparado posteriormente à um modelo zero dimensional. Como resultado da validação, as curvas de torque e rotação do motor mostraram que o modelo computacional está em acordo com os resultados experimentais, com uma predição de consumo total de combustível 1,9% menor do que o observado através dos ensaios experimentais. Apesar de não considerar as compensações usualmente utilizadas para calibração de motores em transiente, como as de injeção de combustível e momento de ignição, por exemplo, Kim (2016) aponta para a representatividade deste tipo de inferência, sobretudo quando utilizada para fins de comparação.

Portanto, a utilização de simulações computacionais mostra-se como fundamental no desenvolvimento de motores e sistemas, reduzindo a necessidade de ensaios experimentais e conseqüentemente fazendo com que maiores esforços possam ser destinados ao aprimoramento das tecnologias. Para que os resultados obtidos nos trabalhos descritos anteriormente, seja o de Kim (2016), García (2017), Benajes (2018), García (2018), Kim (2018) García (2019), fossem atingidos sem o auxílio de simulações computacionais, haveria a necessidade da realização de testes transientes em dinamômetros de bancada ativos ou então a realização de ensaios veiculares em dinamômetros de chassi, o que aumentaria consideravelmente o tempo e os custos envolvidos no projeto.

2.2.2 Sistemas de ignição com pré-câmaras (PCIS) em motores SI

Em função das dificuldades observadas na utilização de misturas pobres, conforme descrito nos últimos parágrafos da subseção 2.1.9.4, a seção 2.2.2 apresenta uma alternativa para estender o limite de empobrecimento de um MCI, suprindo as deficiências de variabilidade cíclica, de energia de ignição e de baixas velocidades de queima ora observadas, garantindo ainda os benefícios descritos para emissões de gases e consumo de combustível. Para que isso ocorra, o aumento da turbulência durante a combustão contribui para uma extensão no limite de ignição da mistura. Além disso, um núcleo de chama inicial mais forte, produzido após a centelha, também apresenta-se eficaz para a ignição de uma mistura considerada pobre. Nesse sentido, o uso de sistemas de ignição com pré-câmaras representa uma fonte de alta energia para ignição da mistura contida na câmara principal, promovendo também a turbulência através dos jatos com velocidade suficientemente elevada.

De acordo com Jamrozik (2015), a aplicação de sistemas com pré-câmaras para ignição de misturas pobres usualmente consiste de uma mistura ar-combustível com λ próximo à 2,0 sendo admitida para o interior do cilindro, enquanto uma mistura em condições próximas as de estequiometria é introduzida na pré-câmara. Em geral, as pré-câmaras utilizadas em MCIs são fisicamente externas à câmara principal, interligadas através de um ou mais orifícios. Com a ignição da mistura na pré-câmara, uma grande quantidade de CO e HC é produzida. A elevação da pressão faz com que a chama, ou os gases oriundos dela, seja forçada para o interior do cilindro, através dos orifícios de interconexão. Assim, tanto a chama quanto os gases da combustão iniciam o processo de combustão da mistura pobre. As partículas de CO e HC são queimadas pela rápida ignição da mistura na câmara principal e fazem com que pequenas quantidades de NO_x sejam produzidas.

Para os orifícios de interconexão, Moreira (2009) afirma que seus diâmetros, quantidade e disposição, determinam parte do processo de combustão na câmara principal, como o enchimento da pré-câmara na fase de compressão do motor, a fração de gás residual na pré-câmara e a velocidade de saída dos jatos para a câmara principal. Adams (1979) descreve que em uma mistura em combustão, a chama pode atravessar orifícios de interconexão desde que estes possuam diâmetros superiores ao crítico, para que não haja extinção da chama. Para pré-câmaras com diâmetros de interconexão menores que o crítico, em que a velocidade dos jatos alcance valores supersônicos capazes de extinguir a chama, denomina-se sistema *Jet-Ignition*.

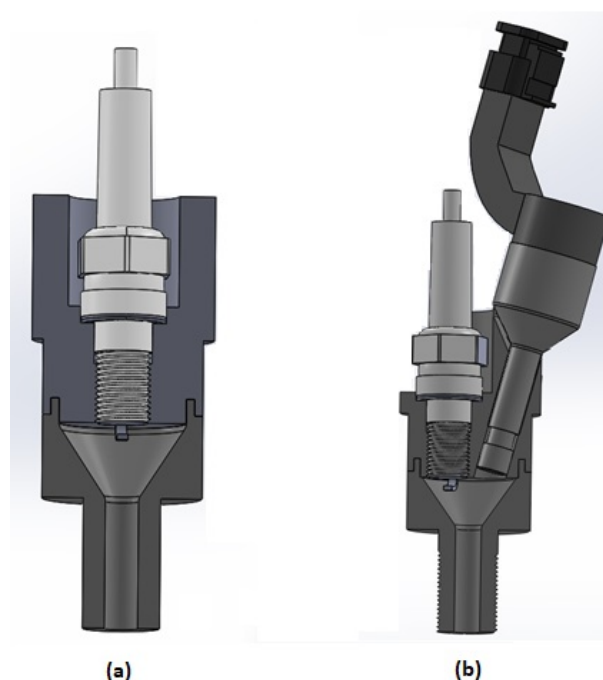
Alvarez (2018) classifica os sistemas em função do conteúdo da mistura que é admitida pela pré-câmara, sendo divididos em sistemas de mistura homogênea ou estratificada. Sistemas de pré-câmara de mistura homogênea são observados caso a injeção de combustível ocorra somente na câmara principal, resultando na mesma razão ar-combustível em ambas as câmaras de combustão. Assim, a mistura entra na pré-câmara através dos

orifícios de interconexão, fazendo com que estes e a geometria da pré-câmara sejam críticos para o desenvolvimento da combustão.

Já os sistemas de pré-câmara de mistura estratificada são caracterizados pela injeção de combustível na câmara auxiliar, usualmente DI, além da injeção de combustível na câmara principal, usualmente PFI (ALVAREZ et al., 2018). Como o volume da pré-câmara é bastante reduzido, uma pequena quantidade de combustível resulta em uma região rica ao redor da vela (ALIRAMEZANI; CHITSAZ; MOZAFARI, 2013), sendo uma solução para aumentar a estabilidade e a confiabilidade do processo de ignição e combustão (CUPIAŁ; JAMROZIK; SPYRA, 2002). Durante o tempo de compressão, a mistura pobre formada na câmara principal é forçada para o interior da pré-câmara, onde a mistura é enriquecida com a adição de uma pequena quantidade de combustível (RODRIGUES FILHO et al., 2016). Então, o propósito da estratificação da mistura é beneficiar o processo de combustão criando regiões com diferentes razões ar-combustível dentro da câmara principal, sendo mais rica ao redor da vela de ignição (HEYWOOD, 2018).

Alternativamente, esses sistemas também são chamados de ativos ou passivos, referindo-se àqueles com injeção suplementar de combustível na pré-câmara e aos sem injeção na pré-câmara, respectivamente (SENS; BINDER, 2019); (BENAJES et al., 2019). Na Figura 2.22 são apresentados os dois exemplos da classificação descrita por Alvarez (2018). Em "a" o sistema de mistura homogênea, contendo a pré-câmara e uma vela de ignição e, em "b", o sistema de mistura estratificada, contendo a pré-câmara, a vela de ignição e o injetor de combustível.

Figura 2.22 – Sistema de pré-câmara de mistura homogênea (a) e sistema de pré-câmara de mistura estratificada (b)



2.2.2.1 Influências de sistemas de ignição por pré-câmara nos parâmetros de combustão

Conforme mencionado, o uso de sistemas de ignição com pré-câmaras beneficia a ignição de misturas pobres em combustível em função da grande quantidade de energia disponibilizada à câmara principal para o começo da combustão (ALVAREZ et al., 2018). Este aumento na energia para ignição da mistura altera diretamente os fatores discutidos a seguir, sendo o limite de empobrecimento, o momento da ignição, o início da combustão, a velocidade de queima e a taxa de transferência de calor.

- Extensão do limite de empobrecimento

Dentre as maiores vantagens do uso de pré-câmaras está a possibilidade de estender o limite de inflamabilidade da mistura, mantendo a qualidade e a estabilidade da combustão em condições de excesso de ar na câmara principal, além de garantir reduções no consumo de combustível e nas emissões de óxidos de nitrogênio (GETZLAFF et al., 2007); (WIMMER; LEE, 1973); (YAMAGUCHI; OHIWA; HASEGAWA, 1985).

Toulson (2007b) avaliou o limite de empobrecimento de um sistema com ignição assistida por hidrogênio (HAJI, do inglês *Hydrogen Assisted Jet Ignition*) em um motor de pesquisa (CFR, do inglês *Cooperative Fuel Research*) utilizando gasolina na câmara principal e diferentes combustíveis gasosos na pré-câmara. Os resultados apontaram que o uso de hidrogênio (H_2) na pré-câmara foi capaz de estender o λ da câmara principal para 2,5, enquanto o uso de gás liquefeito de petróleo (GLP), de gás natural comprimido (CNG) e de monóxido de carbono, permitiram operar com λ na câmara principal de 2,35, 2,25 e 2,15, respectivamente. Estes diferentes limites de empobrecimento indicam que a ignição da mistura depende de diversos fatores, incluindo a velocidade de propagação da chama e a geração de produtos quimicamente ativos na combustão, não relacionando-se somente à quantidade de energia contida no combustível. Em 2009a, Toulson comparou o uso de GLP em ambas as câmaras, auxiliar e principal, o que possibilitaria o uso de um único sistema de combustível. Os efeitos do uso de GLP ou gasolina na câmara principal, e de H_2 ou GLP na pré-câmara foram analisados para determinar a influência do combustível no limite de empobrecimento, nas emissões e características da combustão. Como resultado, a combinação $GLP - H_2$ foi a que permitiu operação com maior λ , seguido de $H_2 - gasolina$. Os resultados para $GLP - GLP$ e $GLP - gasolina$ foram similares, sendo as diferenças atribuídas à erros experimentais e, portanto, não foram consideradas.

Toulson (2007b) também concluiu que o uso de H_2 na pré-câmara possibilita operação com maiores valores de λ do que se utilizado GLP. Entretanto, o uso de GLP ou gasolina na câmara principal não causa alterações no limite de empobrecimento.

Attard (2012) comparou características de combustão e ignição em um motor monocilindro ótico, utilizando gás natural na câmara principal e um sistema de estratificação de mistura na pré-câmara. Com o uso do sistema TJI (do inglês, Turbulent Jet Ignition)

e misturas pobres, observou uma boa estabilidade de combustão para operações de até $\lambda = 1,8$.

- Efeitos no avanço de ignição

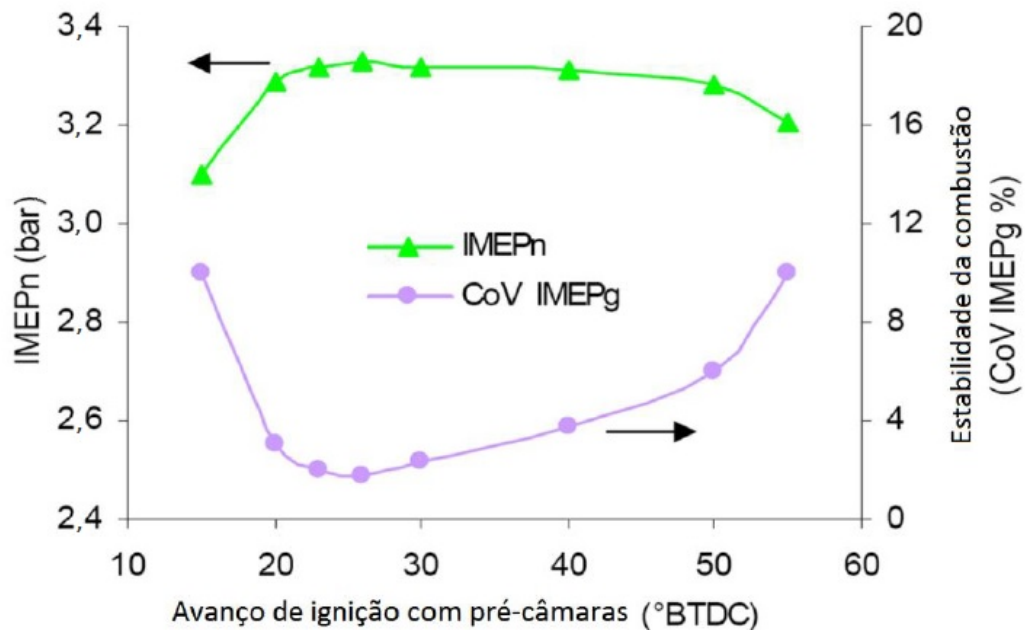
Conforme já abordado, os gases da combustão levam um período finito de tempo para se expandir, sendo que a velocidade de rotação do motor pode alongar ou encurtar este período em que a queima e a expansão ocorrem (LANDE; KONGRE, 2016). Por isso, o instante da centelha deve ser adiantado para que o pico de pressão máxima da combustão coincida com o menor volume da câmara de combustão, garantindo um melhor aproveitamento do trabalho de expansão. O aumento na velocidade de propagação da chama faz com que sistemas de ignição com pré-câmaras possam reduzir o avanço de ignição com relação ao PMS, sendo de 2 a 3 vezes menores que em um motor sem pré-câmaras (SAKAI et al., 1974); (GUSSAK; KARPOV; TIKHONOV, 1979); (KERIMOV; MEKTIEV, 1978).

Ryu (1987) estudou os efeitos do uso de pré-câmara de mistura homogênea no avanço de ignição, correlacionando com a orientação do jato para condições de máximo torque. Segundo o autor, o menor avanço de ignição para que se atinja o MBT é observado quando o jato é projetado verticalmente no topo do pistão. No estudo realizado por Robinet (1999), o aumento na velocidade de propagação da chama fez com que o avanço de ignição para torque máximo de 32° antes do PMS no motor original, fosse reduzido para 10° antes do PMS no motor com pré-câmaras.

Roethlisberger (2002) observou uma das consequências mais significativas para um maior atraso de ignição, a expressiva redução na temperatura de combustão. Pischinger (1974) apontou para a mesma conclusão sobre a temperatura de combustão, além de observar impactos negativos sobre a pressão média efetiva e sobre o consumo específico de combustível.

A Figura 2.23 apresenta os efeitos de diferentes avanços de ignição na IMEP e na estabilidade da combustão para um motor mono-cilindro operando com pré-câmara, vazão constante de ar e combustível, $1500rpm$ e $\lambda = 1,8$. Attard (2010) conclui que o sistema com pré-câmara não é tão sensível às variações no avanço de ignição quanto motores SI originais, uma vez que a IMEP varia menos de 1% para mais de 30° de variação no avanço de ignição (observado entre 50° e 20° BTDC).

Figura 2.23 – IMEP e estabilidade da combustão do sistema de ignição com pré-câmaras com variação no avanço de ignição, para $1500rpm$ e $\lambda = 1,8$



Fonte: Adaptado de Attard (2010)

- Antecipação do início da combustão

O atraso de ignição em um motor SI pode ser definido como o tempo, relacionado aos graus do eixo de manivelas (ou CA, do inglês *crank angle*), desde que ocorreu a centelha até que o incremento na pressão devido a combustão seja observado (SAKAI et al., 1974). Ryu (1985) observou que o atraso de ignição em sistemas com pré-câmaras é em torno de 11° CA para todas as razões ar-combustível observadas, enquanto o atraso de ignição em motores SI convencionais é maior e aumenta gradualmente com o incremento do λ .

O início da combustão pode também ser analisado através da fração de massa queimada (MFB, do inglês *Mass Fraction Burned*), que representa a fração entre a energia fornecida pelo combustível e a energia total ao final do processo de combustão. Tais dados podem ser fornecidos através da análise de pressão no cilindro (ALVAREZ et al., 2018).

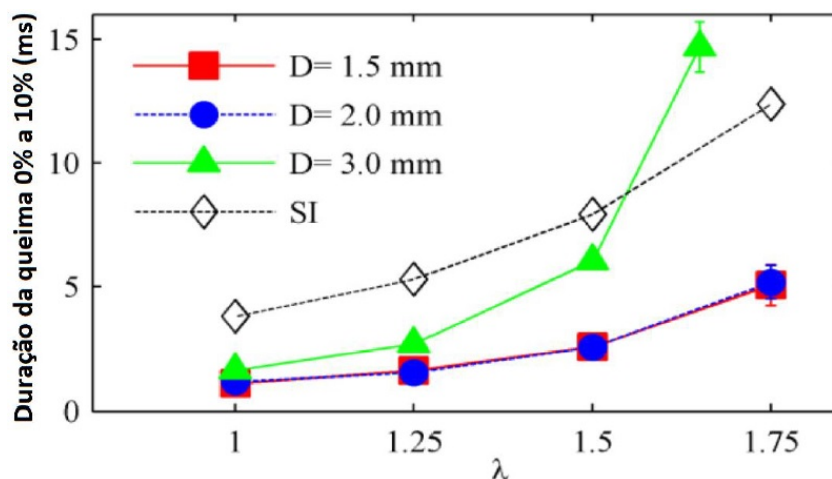
A taxa de queima pode ser identificada em motores SI pelo cálculo dos ângulos de queima, definidos como os ângulos da árvore de manivela nos quais ocorrem determinados valores de MFB. Tal parâmetro afeta diretamente a eficiência térmica, os picos de temperatura e pressão, além das emissões na exaustão (ATTARD et al., 2012); (ASHIDA; NODA; KURODA, 2011).

Em uma análise entre o instante de 0 e 2,5% da MFB, Toulson (2007b) avaliou o efeito do sistema com pré-câmaras no início da combustão. Em termos de combustíveis, Toulson (2007b) observou que o início da combustão ocorre mais cedo com o uso de H_2 do que com outros combustíveis, e que o atraso no início da combustão não aumenta propor-

cionalmente com o incremento no λ . Em geral estes efeitos são atribuídos ao aumento da velocidade laminar da chama e aos altos níveis de espécies quimicamente ativas presentes na combustão do jato de H_2 . Attard (2012) atribuiu a ignição mais rápida dos sistemas com pré-câmaras à mistura quase homogênea na câmara auxiliar, as espécies quimicamente ativas e aos diversos pontos de ignição distribuídos na câmara principal, devido aos diversos jatos oriundos da pré-câmara. Kettner (2005) observa que para motores convencionais operando com misturas pobres sem pré-câmaras, mais tempo é necessário para inicializar e estabilizar o núcleo da chama após a ocorrência da centelha. Ainda, segundo Kettner (2005), tal deficiência é corrigida com o uso de sistemas de pré-câmaras, uma vez que se observa a redução na duração da curva de MFB.

Gentz (2015) avaliou o efeito de pré-câmaras no início da combustão considerando o período de 0 a 10% da MFB. A propagação da fração queimada foi mais lenta no motor original, sem sistema de pré-câmaras, do que em todos os casos testados para o motor dotado do sistema, indicando que este beneficia o início da combustão. Na Figura 2.24 é apresentada a comparação realizada por Gentz (2015), considerando o motor original e o com pré-câmaras de diferentes orifícios de interconexão. De acordo com o autor, o empobrecimento da mistura e conseqüentemente a redução na velocidade dos jatos, aliados a instabilidade da combustão, justificam os resultados da Figura 2.24. Ainda, Gentz (2015) observa que o desenvolvimento dos jatos para diâmetros de orifícios menores apresenta aumento na turbulência se comparado com os de orifícios maiores.

Figura 2.24 – Variação na duração de 0 – 10% da MFB em função do λ para um motor SI original e com pré-câmaras de diferentes orifícios de interconexão



Fonte: Adaptado de Gentz (2015)

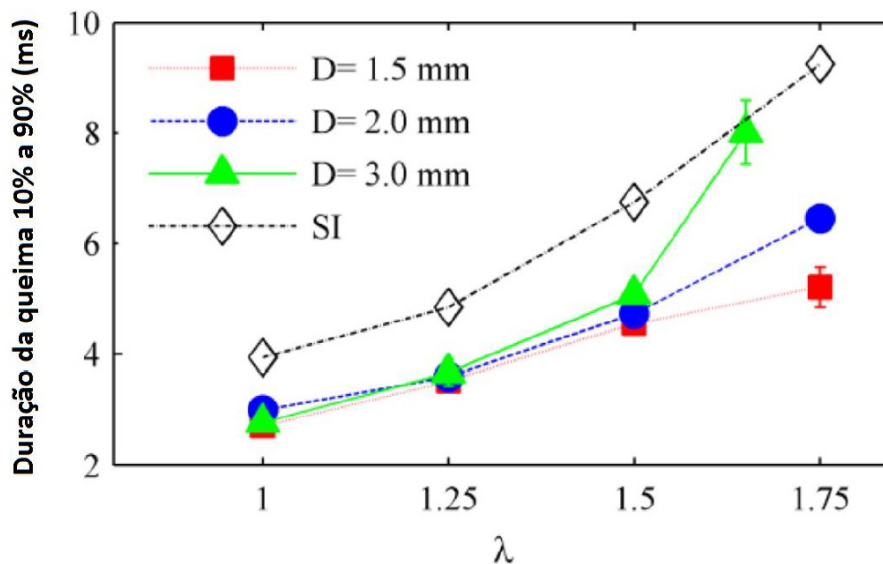
- Influência na velocidade de propagação da chama

De acordo com Heywood (2018), o aumento na turbulência, na energia disponível para início da combustão, nos radicais de espécies químicas ativas e no número de pontos de início da combustão, contribuem para o aumento da velocidade de propagação da

chama e são características de sistemas dotados de pré-câmaras. Em (1974), Sakai realizou estudos para avaliar a capacidade de um sistema com pré-câmaras em compensar a velocidade de propagação da chama quando operando com misturas pobres se comparado à um MCI sem pré-câmaras. Apesar de concluir que a propagação da chama é mais lenta conforme a mistura se torna mais pobre, Sakai (1974) apresentou resultados contraditórios se comparado com pesquisas mais recentes quando afirmou que a duração da queima era maior para motores com pré-câmara, nos diversos λ testados.

A Figura 2.25 apresenta a duração da combustão em termos da fração mássica queimada, considerando o período de 10% a 90% de MFB como parâmetro de avaliação. A variação no diâmetro dos orifícios de interconexão apresentou efeitos mais expressivos na duração da queima quando operando com λ superior à 1,5, onde orifícios menores mostram-se vantajosos por aumentar a turbulência e favorecer o início da combustão na câmara principal. Ainda, o modelo com pré-câmara (representado pelas linhas que correspondem à variação dos diâmetros dos orifícios) apresentou queima mais rápida nas diversas condições se comparado ao SI original, indicando que a velocidade de propagação da chama foi maior.

Figura 2.25 – Variação na duração da combustão (10 – 90% da MFB) em função do λ para um motor SI original e com pré-câmaras de diferentes orifícios de interconexão



Fonte: Adaptado de Gentz (2015)

Quanto à alteração do combustível na pré-câmara, Toulson (2009a) comparou a duração da combustão através do período de 2,5% a 90% da MFB com o uso de H_2 ou GLP na pré-câmara e gasolina ou GLP na câmara principal, concluindo que a duração da combustão é bastante semelhante para as diferentes combinações de combustível, indicando que depois do início da chama, o combustível da pré-câmara não apresenta impacto expressivo. Além disso, Toulson (2009a) observou que a propagação da chama e a fase de

entrega de energia são bastante similares quando utilizados gasolina ou GLP na câmara principal. Toulson (2009a) ainda destacou para o aumento da duração da combustão em função do empobrecimento da mistura, fato atribuído às menores temperaturas de combustão que conseqüentemente reduzem a velocidade de propagação da chama.

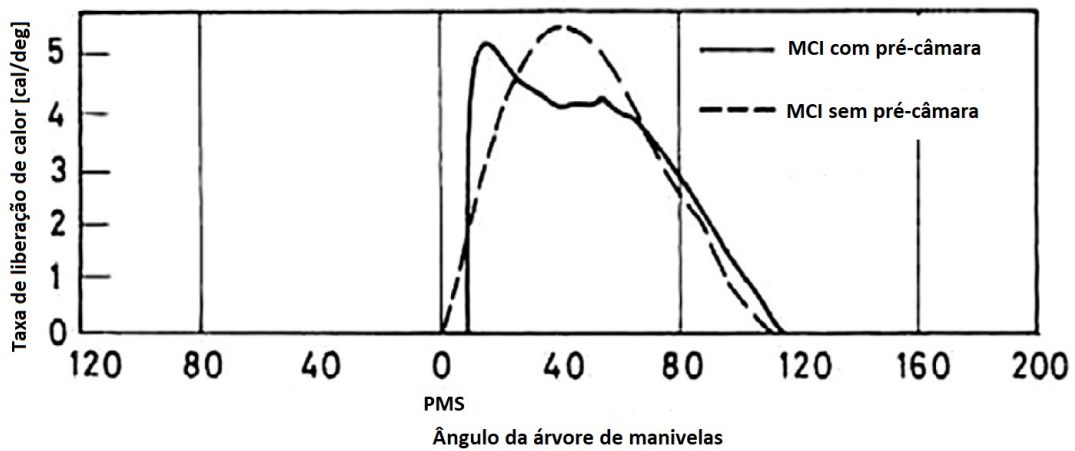
- Aumento da resistência à detonação

Conforme mencionado na seção 2.1.6.1, a detonação ocorre em função da auto-ignição da mistura quando esta atinge determinadas condições críticas, sendo um fenômeno indesejado por reduzir a potência de saída e tornar o motor mais suscetível à danos (YOUSSEFI; BIROUK, 2016). Uma combustão mais lenta torna propícia a ocorrência de detonação, uma vez que a mistura permanece por maior tempo em eventuais condições críticas. Assim, as maiores taxas de queima observadas em sistemas com pré-câmaras, colaboram para aumentar a resistência à detonação, fazendo com que a mistura seja queimada antes de atingir as condições críticas de detonação. Como resultado, os motores com pré-câmaras podem operar com combustíveis de menor octanagem ou com maiores razões volumétricas de compressão do que motores convencionais (WIMMER; LEE, 1973); (MEHDIYEV; WOLANSKI, 2000). Alguns autores atribuem o melhor controle da detonação em função da turbulência na pré-câmara (JAROSINSKI et al., 2001) (GRYGLEWSKI, 1995). Além disso, especialmente em altas cargas, as menores temperaturas de combustão observadas na ignição de misturas pobres também contribuem para o controle da detonação (KETTNER et al., 2005); (TOULSON et al., 2012).

- Efeitos na taxa de liberação de calor

Definida como a taxa em que a energia química do combustível é liberada durante a combustão, a taxa de liberação de calor é um parâmetro bastante avaliado em aplicações de pré-câmaras. De acordo com a Figura 2.26, um rápido aumento na taxa de liberação é observado no estágio inicial do processo de combustão, decrescendo após um pequeno período de estabilidade. No motor convencional, sem o sistema de pré-câmaras, a taxa de liberação de calor apresenta formato de sino. Sakai (1974) afirmou que o pico inicial na liberação de calor é diretamente afetado pela razão ar-combustível dentro da pré-câmara. Assim, para misturas ricas na pré-câmara, Sakai (1974) afirma que a taxa de liberação de calor apresenta pico acentuado no início, reduzindo gradualmente depois. Entretanto, este pico não é observado com o empobrecimento da mistura, tendendo à igualar-se ao do motor convencional.

Figura 2.26 – Taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas em condições constantes de consumo indicado de combustível



Fonte: Adaptado de Sakai (1974)

Ryu (1987) avaliou o efeito que a variação no diâmetro dos orifícios de interconexão da pré-câmara exerce sobre a taxa de liberação de calor. Em diâmetros menores, o pico na liberação de calor relatado por Sakai (1974) não é mais observado, sendo atribuído à alta velocidade da combustão. Além disso, Ryu (1987) também observou que o ângulo de incidência dos jatos também influencia na taxa de liberação de calor. Para orientação vertical, o gradiente ascendente da taxa de liberação de calor é mais acentuado do que para outras posições, devido à elevada turbulência causada pelo impacto sobre a cabeça do pistão (RYU; CHITSU; ASANUMA, 1987); (ZUO; ZHAO, 1998).

2.2.2.2 Influências de sistemas de ignição por pré-câmara nas emissões

O foco das pesquisas em motores nos últimos anos está no aumento da eficiência e na redução das emissões de gases de exaustão, a fim de atingir as restrições impostas pela legislação. Em geral são emitidos monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC) e óxidos de nitrogênio (NO_x), sendo este último, o mais difícil de ser reduzido (TOULSON; SCHOCK; ATTARD, 2010). Neste propósito, os sistemas de ignição com pré-câmaras apresentam-se como uma solução promissora, uma vez que as temperaturas da combustão pobre em combustível na câmara principal não favorecem a formação de NO_x, mantendo ainda, baixos níveis de CO e HC (SCHRÖDER; KOMPENHANS, 2004).

- Monóxido de Carbono

Utilizando um conceito de ignição por pré-câmara e operando com λ global de 1,8, Wimmer (1973) observou uma redução média de 82% das emissões volumétricas de CO para um motor de pesquisa (CFR, do inglês *Cooperative Fuel Research*) se comparado

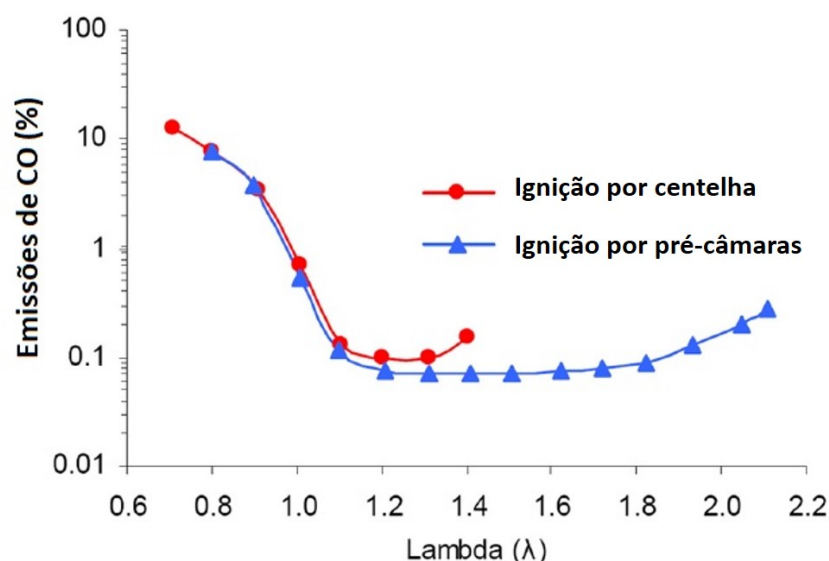
ao motor sem pré-câmaras e mistura estequiométrica. Tais resultados foram observados entre 1000 e 1800rpm com 40 a 100% de posição de acelerador, avaliando diferentes tipos de gasolina em ambas as câmaras. Com isto, o autor identificou que o sistema conseguia manter as emissões de CO abaixo dos níveis estipulados pela legislação vigente na época.

Sakai (1974) e Roethlisberger (2003) identificaram que a variação no diâmetro dos orifícios de interconexão da pré-câmara com a câmara principal apresenta pouca influência nas emissões de CO. Entretanto, Wall e Heywood (1978) afirmam que o aumento do diâmetro do orifício aumenta a produção de CO, que também é levemente afetada com o aumento do volume das pré-câmaras.

Toulson apresentou resultados de experimentos e simulações em 2007a, 2008, 2009a, obtidos a partir de um motor monocilindro de pesquisa (CFR) Waukesha operando em 1200rpm e em três condições de carga (4, 25, 5, 50 e 6, 00bar de IMEP), onde não foram identificados aumentos nas emissões de CO, mesmo quando utilizando este como combustível da pré-câmara. Assim, a autora concluiu que ocorre uma queima completa na pré-câmara.

Attard (2010) identificou a relação existente entre as emissões de CO e a estabilidade da combustão, comparando resultados de um motor original com um utilizando sistema de ignição com pré-câmaras. Para ambos os testes, considerou um motor monocilindro operando em 1500rpm e 3, 3bar de IMEP, com gasolina sendo injetada na câmara principal por um sistema PFI e na pré-câmara por um sistema DI. No motor original, observou-se um aumento nas emissões de CO a partir de $\lambda = 1,4$, enquanto para o com pré-câmaras o aumento nas emissões de CO se observou para λ superiores à 1,8 (Figura 2.27).

Figura 2.27 – Emissões de CO para o motor SI (*Spark Ignition*) original e o dotado de ignição por pré-câmaras (*Turbulent Jet Ignition*)



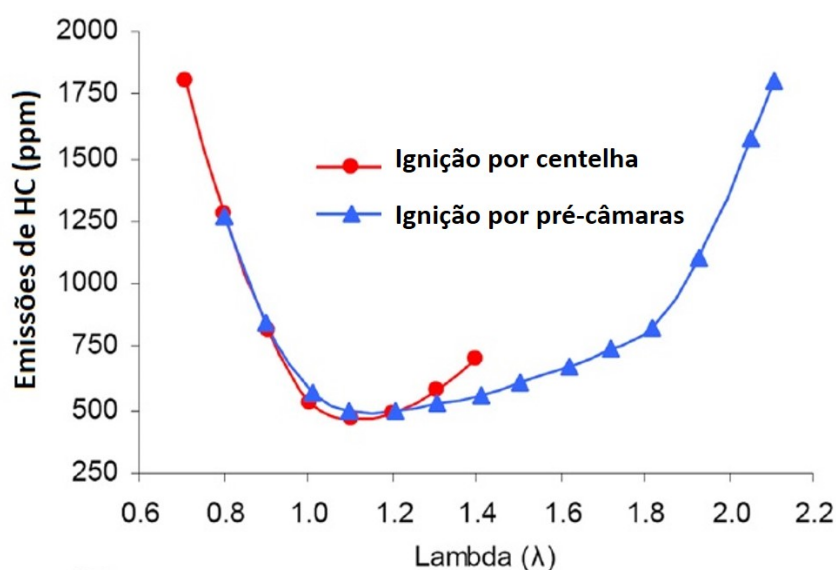
- Hidrocarbonetos

Wimmer (1973) também identificou um aumento de 83% nas emissões de HC não queimados para o motor com pré-câmaras se comparado ao motor original, atribuindo tal comportamento à extinção das reações de oxidação na parede da câmara de combustão.

Para variações nos diâmetros de interconexão, Sakai (1974) e Wall (1978) observaram que, para maiores diâmetros, maiores emissões de HC eram observadas. Ambos autores atribuíram este comportamento à facilidade com que os gases, produtos da combustão mais rica na pré-câmara, passam para a câmara principal.

Attard (2010) identificou que as emissões mínimas de HC ocorrem para condições de λ entre 1,1 e 1,2, tanto para o motor com ignição por centelha quanto para o motor com pré-câmaras, aumentando os valores para misturas mais ricas ou mais pobres (Figura 2.28). Estes aumentos foram atribuídos ao fato de que, para misturas mais ricas, a combustão incompleta resulta na emissão de HCs, enquanto que para misturas pobres, as temperaturas de combustão mais baixas reduzem a temperatura das paredes da câmara de combustão, conseqüentemente reduzindo a queima de hidrocarbonetos durante o curso de expansão e exaustão. Ainda, Attard (2010) observa que os valores mínimos nas emissões de HC foram superiores para o sistema com pré-câmara do que para o motor SI convencional, uma vez que aumentaram as cavidades no interior do cilindro e da câmara de combustão (*crevice*), nas quais quantidade de combustível se deposita. Segundo Lawrence (1998), este aumento nas emissões de HC pode ser parcialmente compensado pelos radicais ativos, produtos da combustão rica na pré-câmara.

Figura 2.28 – Emissões de HC para o motor SI (*Spark Ignition*) original e o dotado de ignição por pré-câmaras (*Turbulent Jet Ignition*)



Fonte: Adaptado de Attard (2010)

Jarosinski (2001) estudou a utilização de um catalisador como sistema para pós-

tratamento em um motor com pré-câmaras de mistura homogênea. Com catalisador em temperatura elevadas, suficientes para assegurar suas reações e a ignição da mistura principal, a faixa de operação se estendeu para até $\lambda = 1,65$, com redução nas emissões de HC em até 50% para cargas parciais.

- Óxidos de Nitrogênio

Para o caso de MCI com pré-câmaras de mistura estratificada, a formação de NO na combustão de misturas ricas nas pré-câmaras, decorrente da falta de oxigênio, é controlada a medida que os jatos atingem a câmara principal, uma vez que a mistura relativamente fria ali existente, promove a rápida extinção das reações que formam NO. Ainda, a rápida liberação de energia permite o uso de menores atrasos de ignição, o que favorece a redução das emissões de NO_x (ROESSLER; MURASZEW, 1975).

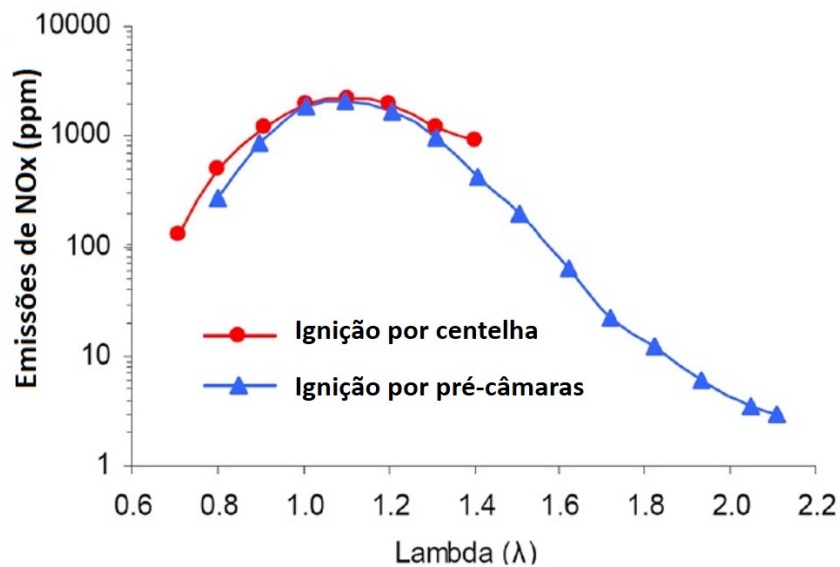
Davis (1974) reduziu em mais de 80% as emissões específicas de NO_x quando operando com sistema de pré-câmaras e empobrecimento da mistura na câmara principal de até 25%. Já Wimmer (1973) observou uma redução de mais de 50% nas emissões de NO_x quando comparou um motor com pré-câmaras à um SI convencional, ambos com $\lambda = 1,2$.

Wall (1978) observou que as emissões de NO_x aumentam com o aumento do volume da pré-câmara. Além disso, Dimick (1979) concluiu que pré-câmaras com volume de aproximadamente 8% do volume da câmara principal apresentam o melhor compromisso entre emissões de HC e NO_x. Já Shah (2015) considerou a operação com gás natural, concluindo que a redução dos orifícios de interligação de um sistema de pré-câmaras provocou o aumento nas emissões de NO_x.

A influência do gás residual da pré-câmara sobre as emissões de NO_x foi avaliada por Konishi (1979), comparando à um motor SI original. Através de estudos experimentais, o autor observou que o gás residual na pré-câmara não afeta a formação de NO_x, para qualquer razão ar-combustível. Konishi (1979) concluiu que o volume de gases queimados na pré-câmara correspondia à uma parcela pouco significativa do volume total dos gases do escape, e portanto, o NO_x formado na pré-câmara não exercia influência sobre as emissões totais.

Attard (2010) observou que o uso de um sistema de pré-câmaras em um MCI monocilindro de pesquisa possibilitou operar com valores de até $\lambda = 1,8$, quando a combustão tornou-se instável. Nesta faixa de operação, as emissões de NO_x apresentaram comportamento bastante semelhante ao motor original, de ignição por centelha, entretanto atingindo valores próximos à zero quando operando em $\lambda = 1,8$ (Figura 2.29), o que dispensaria o uso de sistemas de pós-tratamento para atingir os valores impostos pela legislação para este composto. Attard (2010) atribuiu esta redução aos menores picos de temperatura observados com o empobrecimento da mistura.

Figura 2.29 – Emissões de NO_x para o motor SI (*Spark Ignition*) original e o dotado de ignição por pré-câmaras (*Turbulent Jet Ignition*)



Fonte: Adaptado de Attard (2010)

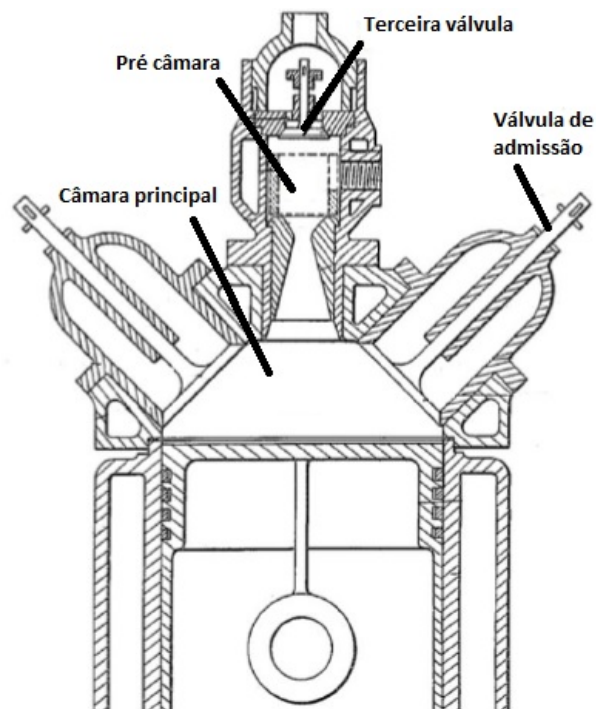
2.2.2.3 Histórico de sistemas de ignição por pré-câmaras em motores SI

A Figura 2.30 mostra o primeiro conceito, patenteado por Harry Ralph Ricardo em 1918 (RICARDO, 1918), onde apenas ar era introduzido na câmara principal através da válvula de admissão, enquanto que uma mistura de combustível era introduzida na pré-câmara através da terceira válvula. O controle de potência era feito alterando-se a quantidade de combustível e ar induzidos na pré-câmara, sendo mantida constante a vazão de ar para a câmara principal, reduzindo assim as perdas por estrangulamento na admissão.

Posteriormente, pesquisas foram conduzidas para avaliar diferentes configurações de sistemas com pré-câmaras, considerando usualmente variações construtivas que beneficiassem a eficiência, a geometria, as características de escoamento, além da presença de válvulas e de velas de ignição (WALL; HEYWOOD, 1978). A Figura 2.31 apresenta alguns destes diferentes conceitos, aplicados em protótipos de pesquisa e em motores comerciais.

Em 1974, Davis (1974) realizou estudos com misturas estratificadas utilizando o conceito apresentado na Figura 2.31(a), nomeado de *Jet Ignition Stratified Charge Engines* (JISCE), calculando a relação ar-combustível durante a compressão e demais características da combustão. O cabeçote precisou ser adaptado para monitoramento da pressão e temperatura no pré-câmara. Com isso, os resultados apresentaram descrições de fluxo e do processo de combustão.

Figura 2.30 – Conceito do uso de pré-câmaras com três válvulas, patenteado por Ricardo em 1918



Fonte: Adaptado de Ricardo (1918)

Gussak apresentou em 1975 um estudo sobre ignição ativada por avalanche (ou LAG, do russo *Lavinia Aktivatsia Gorenia*), conforme Figura 2.31(b). Neste conceito, uma pequena pré-câmara próxima à câmara de combustão é preenchida imediatamente após a ignição com uma pequena quantidade de uma mistura ar-combustível fornecida por um sistema auxiliar de alimentação. Assim, a alta energia química dos produtos da combustão incompleta na pré-câmara rica favorece uma combustão rápida, estável e completa na câmara principal. Estes produtos eram emitidos como uma tocha para o interior da câmara principal, queimando completamente com o combustível adicionado. Apesar dos resultados observados para diferentes misturas ar-combustível, Gussak (1975) afirma que o sistema poderia ser otimizado utilizando diferentes características de pré-câmaras e de injeção de combustível.

Adams desenvolveu estudos para avaliar os efeitos da geração e intensidade de turbulência, além do volume e diâmetro de orifícios da pré-câmara na taxa de queima (ADAMS, 1978); (ADAMS, 1979). O primeiro artigo (Adams, 1978) determina uma teoria para estas relações, independentemente da orientação dos jatos, apontando efeitos em emissões, potência e consumo de combustível. No segundo artigo (Adams, 1979) avalia o efeito da orientação dos orifícios nas emissões, potência e consumo de combustível, estabelecendo a relação entre a duração da combustão e a orientação dos orifícios de interconexão em um motor com pré-câmaras. Através do mecanismo apresentado na Figura 2.31(c), a mistura existente no cilindro é comprimida pelo movimento do pistão e forçada através do

orifício para a câmara auxiliar, criando um bom nível de turbulência.

Lumsden (1995) apresentou um conceito para iniciar a combustão utilizando misturas ar-combustível com lambdas superiores à 5,0. A ignição assistida por hidrogênio (HAJI, do inglês *Hydrogen Assisted Jet Ignition*) usa as características fluido mecânicas de um jato turbulento e quimicamente ativo, aliado à ignição por centelha de uma mistura rica em hidrogênio. Para os ensaios experimentais, Lumsden (1995) utilizou um motor mono cilindro à gasolina, com sistema suplementar de hidrogênio em uma pré-câmara cilíndrica, conforme Figura 2.31(d).

Robinet (1999) avaliou um sistema de ignição por injeção de radicais (APIR, do francês *Auto-inflammation Pilotée par Injection de Radicaux*) que permite estender a operação para regiões próximas ao limite de empobrecimento, garantindo ainda, bons níveis de torque. O dispositivo mostrado na Figura 2.31(e) é instalado na posição da vela de ignição, com volume de aproximadamente 1% do volume deslocado. O combustível é fornecido através de um sistema suplementar, garantindo que a mistura rica seja formada na pré-câmara.

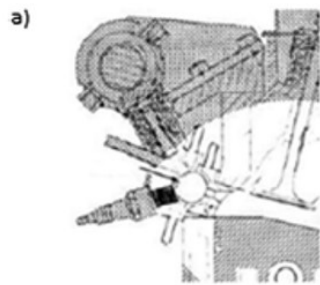
Em termos de conceitos para misturas homogêneas, o sistema *Bowl-Prechamber Ignition* (BPI) apresentou uma alternativa para altas temperaturas de combustão e consequentemente altos níveis de NO_x (KETTNER et al., 2004). A principal característica do sistema é a estratégia de dupla injeção, sendo a primeira no tempo de admissão e responsável pela formação de uma mistura homogênea pobre, com relação ar-combustível entre 1,4 e 1,7. Já a segunda injeção é realizada no tempo de compressão, com uma pequena quantidade de combustível direcionada ao *bowl* do pistão, conforme Figura 2.31(f). O formato do pistão e a diferença de pressão entre a câmara principal e a auxiliar, favorecem a formação de um fluxo turbulento da mistura na pré-câmara. Depois da ignição da mistura rica na pré-câmara, os jatos de chama adentram na câmara principal e iniciam a combustão da mistura pobre. Misturas pobres resultam em baixas temperaturas de combustão e assim, baixos índices de emissões de NO_x .

Toulson (2012) avaliou um sistema de ignição turbulenta (TJI, do inglês *Turbulent Jet Ignition*) em um motor monocilindro óptico com pré-câmara. Esta geração de pré-câmara, mostrada na Figura 2.31(g), simplesmente substitui a vela de ignição em um motor SI convencional (ATTARD et al., 2012). Os produtos da combustão na pré-câmara eram os responsáveis por iniciar a combustão na câmara principal, possibilitando elevadas velocidades de queima em múltiplas e distribuídas regiões. A operação ultra pobre com valores de $\lambda = 1,8$ foi garantida por combustões de curta duração em função das distâncias relativamente pequenas a serem percorridas pelas chamas.

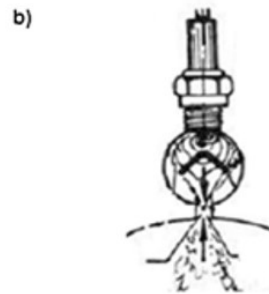
O interesse pela aplicação comercial de MCI com a tecnologia de ignição com pré-câmaras iniciou em meados de 1960, com a criação das legislações para emissões veiculares e a consequente necessidade de reduzir as emissões de gases de exaustão, favorecendo também a economia de combustível. Desde então, diversas montadoras aplicaram

modelos com pré-câmaras de mistura estratificada em seus veículos comerciais.

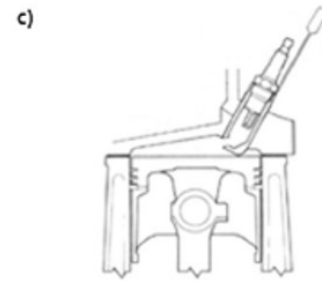
Figura 2.31 – Diferentes configurações de sistemas de ignição com pré-câmaras



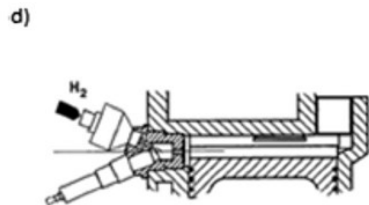
Jet Ignition Stratified Charge Engines (JISCE). Fonte: Davis, 1974



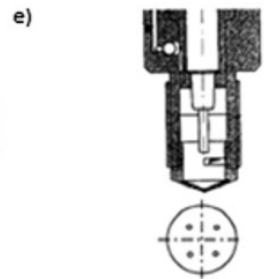
Ignition by Avalanche Activation (LAG). Fonte: Gussak et al.1975



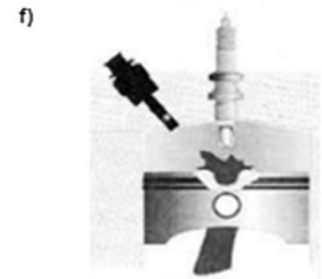
Torch Ignition (TI). Fonte: Adams, 1979



Hydrogen Assisted Jet Ignition (HAJI). Fonte: Lumsden and Watson, 1995



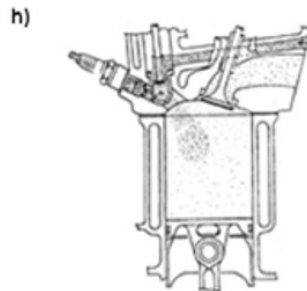
Self-ignition Triggerred by Radical Injection (APIR). Fonte: Robinet et al., 1999



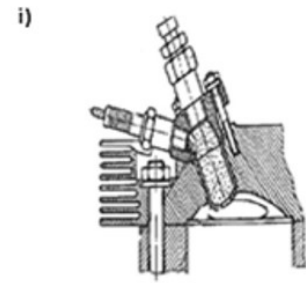
Bowl Prechamber Ignition (BPI). Fonte: Kettner and Rothe, 2005



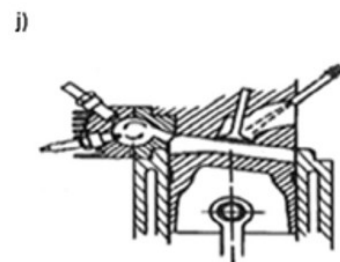
Turbulent Jet Ignition (TJI). Fonte: Toulson et al., 2012



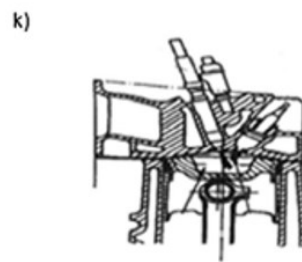
Compound Vortex Controlled Combustion (CVCC). Fonte: Date et al 1974



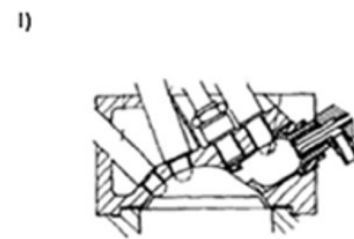
Stable Kernel of Combustion (SKS). Fonte: Garret, 1975



Volkswagen PCI system. !Fonte: Brandstetter, 1975



Ford PROCO engine. Fonte: Scussel, 1978



Turbulence Generating Pot. Fonte: Konishi, 1979

O sistema *Compound Vortex Controlled Combustion* da Honda, apresentado na Figura 2.31(h) utilizava um carburador auxiliar para fornecer uma mistura levemente rica à pré-câmara. A operação baseava-se em uma estratificação de três zonas, onde, durante o tempo de admissão uma porção da mistura rica deixava a pré-câmara e dissolvia-se com a mistura pobre da câmara principal. Durante a compressão, esta mistura adentrava novamente à pré-câmara. Com este sistema, a Honda reduziu simultaneamente as emissões de HC, CO e NO_x. Os orifícios de interconexão faziam com que os gases queimados e não queimados voltassem à câmara principal para um evento de combustão secundário. Os níveis de emissões atenderam a legislação vigente nos Estados Unidos e Japão, sem prejuízos ao consumo de combustível e à dirigibilidade (DATE et al., 1974).

Em 1975 a Porsche apresentou seu sistema de mistura estratificada, denominado SKS (do alemão, *Schichtlade Kammer System*), com injeção de combustível na pré-câmara e na câmara principal (Figura 2.31i). Com λ entre 0,4 e 0,8 na pré-câmara e entre 1,5 e 3,0 na principal, o sistema produzia uma relação ar-combustível global aproximadamente estequiométrica, ou seja, com $\lambda = 1,0$. A intensa turbulência proporcionada pelos jatos oriundos da pré-câmara facilitaram a propagação da chama, fazendo com que uma queima mais completa fosse observada e os níveis de emissões do modelo 911 da Porsche fossem reduzidos. Entretanto os níveis de HC ainda eram consideráveis, dependendo de um pós tratamento para que se atingissem os níveis estabelecidos na legislação (GRUDEN, 1975); (GARRETT, 1994).

A Volkswagen apresentou um sistema de ignição com pré-câmara similar ao da Porsche, onde o combustível é injetado diretamente na pré-câmara e a mistura da câmara principal é formada externamente (Figura 2.31j). Entretanto, enquanto o sistema da Porsche utilizou da turbulência para aumentar a taxa de combustão, o da Volkswagen aproveita o *swirl* (movimento dos gases em torno do eixo axial do cilindro) gerado pela entrada da mistura na pré-câmara no tempo de compressão. O combustível é injetado no início da compressão para aproveitar a ocorrência desse fenômeno. Apesar da redução nos níveis de NO_x, os altos índices de HC e CO obrigavam o uso de sistemas de pós tratamento (BRANDSTETTER; DECKER; REICHEL, 1975).

Em 1978 a Ford apresentou o conceito PROCO, de mistura estratificada e injeção direta, que dependia do *swirl* e do tempo de injeção para a estratificação da mistura (Figura 2.31k). Uma pequena redução no consumo específico de combustível e nos níveis de NO_x fora atingida, especialmente em médias cargas, atribuindo-se os resultados ao eficiente sistema de injeção de combustível. Entretanto, os índices de HC e CO eram expressivos, fazendo com que a adoção de sistemas de pós tratamento fosse necessária para atingir os valores impostos pela legislação (SCUSSEL; SIMKO; WADE, 1978).

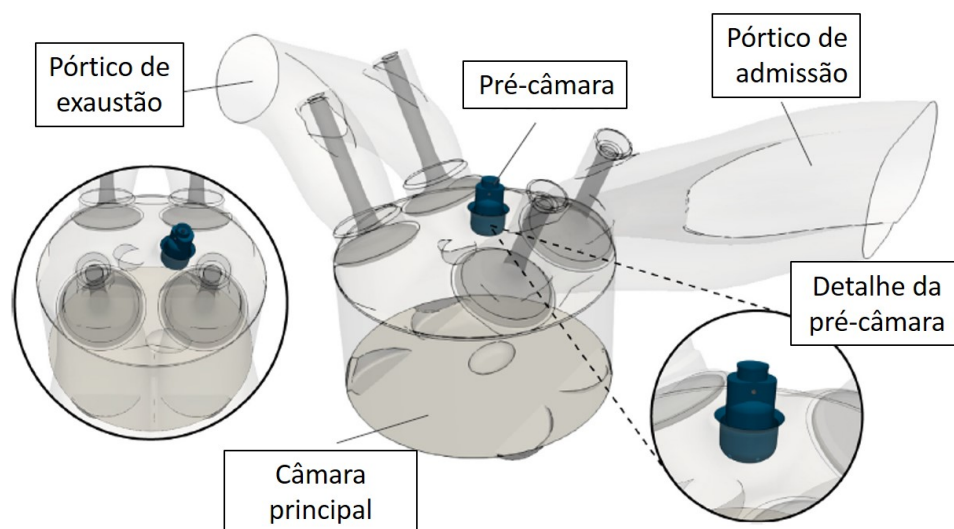
O motor com sistema de pré-câmaras desenvolvido pela Toyota tinha o objetivo de favorecer a combustão de misturas pobres. Nomeado de TGP (do inglês, *Turbulence Generating Pot*, ou câmara geradora de turbulência), o conceito apresentado na Figura 2.31(l)

tinha a finalidade de estender o limite de inflamabilidade de misturas pobres e também de aumentar a velocidade de propagação da chama (KONISHI et al., 1979). De acordo com Noguchi (1976), as emissões de NO_x foram reduzidas a um nível mínimo devido à intensa turbulência gerada pela TGP.

Entretanto, o uso de sistemas adicionais como carburadores e válvulas auxiliares contribuía para a elevação no custo de produção e manutenção dos MCIs equipados com pré-câmaras. Aliado à legislações não tão restritas para emissões de gases de exaustão, a utilização destes sistemas em motores comerciais entrou em desuso (CALVERT, 1994).

Atualmente, as atuais restrições das legislações de emissões de gases de exaustão e os modernos sistemas de injeção direta e gerenciamento eletrônico dos motores, compõe um cenário favorável para o ressurgimento da tecnologia de pré-câmaras em motores SI (ALVAREZ et al., 2018). Com isso, o interesse por parte da indústria automotiva tem estimulado novas pesquisas, fazendo com que o conceito seja melhor explorado. O conceito da Figura 2.32 está em desenvolvimento na Universidade Politécnica de Valência com a participação do Grupo Renault, sendo parcialmente apresentado na pesquisa publicada por Benajes (2019). Nesta pesquisa, os autores avaliam o sistema considerando apenas injeção de gasolina na câmara principal, em $4500rpm$ e $12,5bar$ de IMEP, através de experimentos e simulações computacionais, comprovando os efeitos de duas diferentes geometrias na melhoria da estabilidade da combustão e na redução das emissões de NO_x .

Figura 2.32 – Conceito de pré-câmaras de mistura homogênea desenvolvida por Benajes (2019)



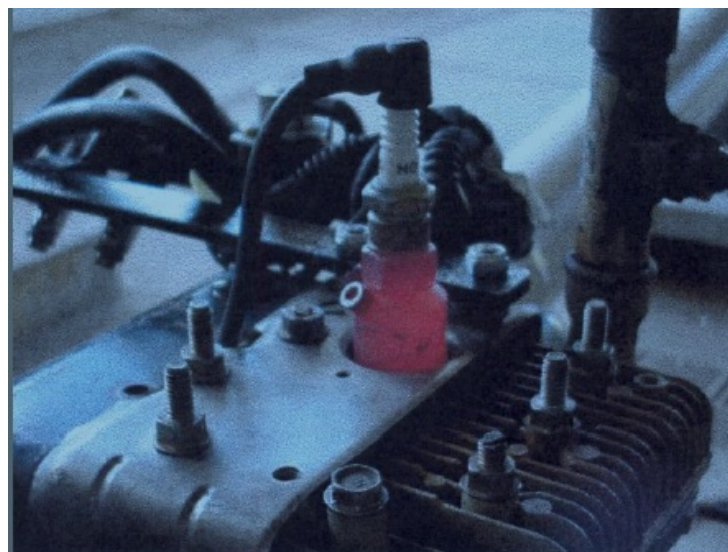
Fonte: Adaptado de Benajes (2019)

2.2.2.4 Pesquisas desenvolvidas no Centro de Tecnologia da Mobilidade envolvendo PCIS

Sistemas de ignição por lança chamas, caracterizados pelo uso de pré-câmaras, constituem uma das linhas de pesquisa do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da Universidade Federal de Minas Gerais. Estudos pioneiros foram realizados por Sá em 2001, seguido das pesquisas de Gomes em 2004, de Baptista em 2007, de Moreira em 2009 e em 2014, de Rodrigues Filho em 2014, de Costa em 2016, de Couto em 2017 e a de Alvarez em 2018. Nesta evolução já fora evidenciado o potencial a ser explorado com o uso da tecnologia de pré-câmaras, sendo a cada novo projeto, corrigidas as dificuldades observadas nos projetos anteriores.

Na pesquisa de Sá (2001), um motor mono-cilindro com injeção eletrônica e refrigeração a ar recebeu o sistema de pré-câmaras. Operando com mistura homogênea, os ensaios experimentais em bancada dinamométrica evidenciaram a necessidade de aprimoramento no sistema de arrefecimento, já que a pré-câmara apresentou temperaturas superiores à 500 °C (Figura 2.33), extremamente elevadas segundo Heywood (2018), que aponta estar entre 200 °C e 500 °C a faixa de operação de melhores resultados para as câmaras de combustão constituídas de aço e ligas de alumínio. Além disso, um sistema de alimentação direta para a pré-câmara de ignição, estratifica a mistura e auxilia também no resfriamento da pré-câmara. Em termos de consumo específico de combustível e emissões de gases de exaustão, a pesquisa de Sá (2001) não apresentou reduções para o sistema com pré-câmara se comparado ao motor original, sendo as dificuldades atribuídas ao superaquecimento do sistema.

Figura 2.33 – Superaquecimento do sistema de ignição por pré-câmara com mistura homogênea desenvolvido por Sá (2001)



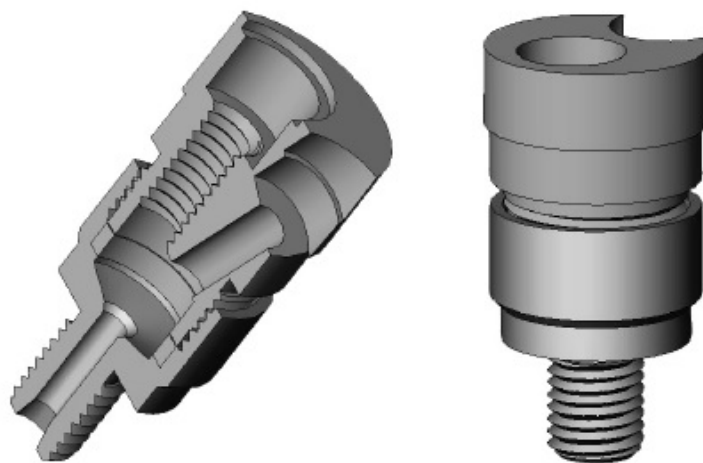
Fonte: Sá (2001)

Em 2004, Gomes adaptou um motor multi-cilindros para operar em apenas um cilindro, testando três diferentes geometrias de pré-câmara de mistura homogênea, em plena

carga, mistura estequiométrica e gasolina tipo C. Uma ligeira redução nos parâmetros de desempenho foi observada para o motor operando com pré-câmaras, sendo relacionada à presença dos gases residuais e à redução na razão volumétrica de compressão do motor, uma vez que não fora compensado o volume acrescido pela pré-câmara. O consumo específico de combustível não apresentou variações significativas. Em termos de emissões, a turbulência gerada pelo sistema resultou em melhorias nos índices de CO, entretanto, maiores emissões de HC e NO_x foram observadas. Tais efeitos negativos nas emissões de NO_x foram, assim como no trabalho realizado por Sá (2001), atribuídos à deficiência no arrefecimento da câmara auxiliar.

Baptista aplicou em 2007 o sistema de ignição por lança-chamas à um motor multi-cilindros. Apesar de o protótipo ter sido projetado para estratificação da mistura (Figura 2.34), os testes foram realizados operando em condições de mistura homogênea. Neste projeto, um sistema externo de arrefecimento das pré-câmaras, aliado à usinagem no cabeçote para que o corpo da pré-câmara fique mais próximo à galeria de água do cabeçote, buscou sanar os problemas antes observados em função das elevadas temperaturas. Cada pré-câmara utilizada representava 7,47% do volume total da câmara de combustão, o que reduziu a razão volumétrica de compressão de 10,5 : 1 para 9,8 : 1, resultando em acentuada redução na potência e no torque observados, além de aumento no consumo específico de combustível. Neste trabalho não houve análise de emissões de gases do escapamento.

Figura 2.34 – Pré-câmara desenvolvida por Baptista (2007) para estratificação da mistura



Fonte: Baptista (2007)

Em 2009, Moreira também utilizou um motor multi-cilindros para implementação do sistema de ignição por lança-chamas, realizando usinagem no cabeçote para permitir a instalação e favorecer a refrigeração. A metodologia definida por Moreira (2009) buscou criar um sistema de injeção que possibilitasse a estratificação da mistura, um de arrefecimento

que evitasse o super aquecimento, além de um sistema capaz de lavar adequadamente os gases remanescentes de combustões anteriores na pré-câmara (Figura 2.35). A razão volumétrica de compressão do motor foi mantida original através da usinagem do cabeçote, buscando evitar reduções de torque e potência. Entretanto, ensaios experimentais do protótipo foram realizados somente para fins de estanqueidade, não sendo realizadas análises de desempenho, consumo e emissões.

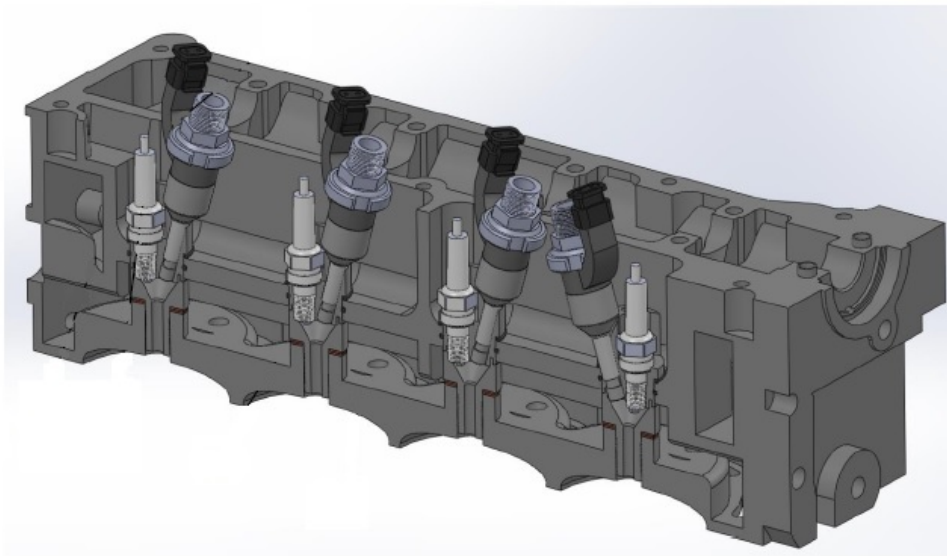
Figura 2.35 – Esquema da montagem da pré-câmara desenvolvida por Moreira (2009), com válvula de ar, eletroinjetor e vela de ignição



Fonte: Moreira (2009)

Rodrigues Filho (2014) também projetou, construiu e caracterizou um sistema de ignição por lança chamas, operando com estratificação de carga em um motor multicilindros, utilizando gasolina tipo C como combustível. O processo de usinagem do cabeçote contribuiu para a instalação dos sistemas de pré-câmara tanto em termos de posicionamento quanto de arrefecimento (Figura 2.36). Além disso, a usinagem da face superior do bloco permitiu a compensação da razão volumétrica de compressão, necessária em função da adição de volumes às câmaras de combustão. Em comparação ao motor original operando com mistura estequiométrica, o protótipo com pré-câmaras operou com λ de até 1,30, apresentando reduções expressivas no consumo específico de combustível (de até 11%), além melhorias na eficiência térmica (de até 12,35%). Reduções nas emissões específicas de CO (em até 87,33%), CO_2 (em até 18,91%) e de NO_x (em até 75,60%) foram verificadas, tendo em contrapartida um aumento de até 41,0% nas emissões de HC, atribuído ao contato do *spray* de combustível com as paredes da pré-câmara. Em termos de combustão, Rodrigues Filho (2014) conclui que o sistema com pré-câmaras de mistura estratificada é capaz de elevar a eficiência térmica em relação ao MCI original, além de reduzir a duração do processo de combustão e permitir baixa variabilidade cíclica.

Figura 2.36 – Vista em corte do sistema desenvolvido por Rodrigues Filho (2014), com pré-câmaras, eletroinjetores e velas de ignição montados no cabeçote



Fonte: Adaptado de Rodrigues Filho (2014)

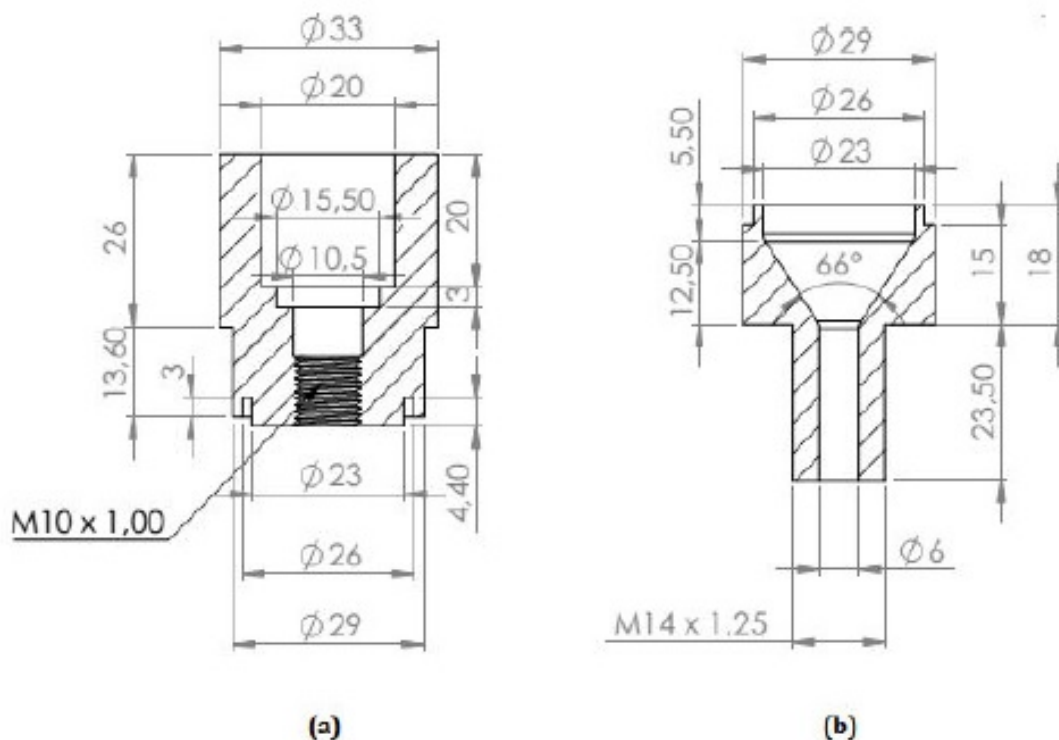
Em 2014, Moreira analisou e caracterizou um protótipo de MCI provido de sistema de ignição por lança chamas operando com mistura homogênea, utilizando o sistema desenvolvido em seu trabalho anterior (MOREIRA, 2009) e gasolina tipo C como combustível. O motor original operando com mistura estequiométrica fora comparado com o protótipo com pré-câmaras, utilizando λ de até 1,30 onde observou-se o limite de empobrecimento da mistura. O consumo específico de combustível apresentou redução máxima de 10,39%, além de um aumento de até 11,59% no rendimento térmico. Em termos de emissões de gases de escapamento, as de CO apresentaram redução de até 91,21%, as de CO_2 redução de até 8,82% e as de NO_x redução de até 76%. Já as emissões de HC apresentaram reduções de até 59,24% porém com incrementos de até 185,50%, dependendo da condição de operação quanto à torque, rotação e razão ar-combustível. Moreira (2014) afirma que, em geral, as emissões de HC apresentaram um aumento significativo no motor operando com pré-câmaras homogêneas, fato atribuído à forma que o jato era fornecido a câmara principal.

Da Costa *et al.* (2016) desenvolveram uma pré-câmara para ser adaptada em um motor monocilindro de pesquisa e operar com mistura homogênea. O conceito apresentava volume interno de $4,18\text{cm}^3$ e um orifício central único, com 5mm de diâmetro. Posteriormente, da Costa fez uma análise mais detalhada das emissões gasosas e da combustão com a utilização do sistema (COSTA *et al.*, 2019), considerando o uso de etanol como combustível e a operação em 3000rpm com vazão mássica de combustível fixa, variando a vazão de ar admitido para que houvesse alterações no lambda. Para $\lambda = 1,4$, a eficiência de conversão de combustível foi aumentada em 5,4%, o consumo específico de combustível foi reduzido em 22%, as emissões de NO_x reduzidas em 52%, enquanto foi observado

um aumento nas emissões de THC.

Couto (2017) avaliou experimentalmente um protótipo multi cilindros de MCI dotado de sistema de ignição com pré-câmaras operando com mistura homogênea de gasolina tipo C e $\lambda = 1,1$. Utilizando o conceito desenvolvido por Rodrigues Filho (2014), Couto (2017) observou redução do consumo específico de combustível para todas as condições de carga e rotação ensaiadas, apresentando uma redução máxima de 13% se comparado ao motor original. Apesar de não realizada uma análise dos gases de exaustão, observou-se uma redução média de 20 °C na temperatura destes, o que pode apontar para uma redução nas emissões de NO_x. A configuração final das pré-câmaras utilizadas é obtida pela união por soldagem entre as suas partes superior (a) e inferior (b) mostradas na Figura 2.37. Assim, a fragilidade deste conceito fora observada em função da necessidade de usinagem do conjunto posteriormente à soldagem, o que fragiliza a estrutura do sistema e deixa-o suscetível à aparição de fissuras.

Figura 2.37 – Dimensões da parte superior (a) e inferior (b) da pré-câmara utilizadas no trabalho de Couto (2017)



Fonte: Couto (2017)

No trabalho de Alvarez (2018) foi apresentado um novo conceito à ser aplicado em motores multicilindros SI. Visando corrigir as deficiências apresentadas nos protótipos anteriores, o sistema proposto operou com combustível gasoso na pré-câmara, reduzindo as emissões de hidrocarbonetos e facilitando a entrada do combustível através de dutos capilares, que também favorecem a troca de calor e impedem o retrocesso da combustão

ao reservatório de combustível. Além disso, o volume da pré-câmara foi totalmente imerso no cabeçote, sendo arrefecido pelas galerias de água originais do motor sem necessitar alterações geométricas, o que contribui para a redução da temperatura e consequente integridade do sistema. Este sistema ainda está em desenvolvimento, sendo apresentado em maiores detalhes no Capítulo 3, uma vez que será utilizado nos ensaios deste trabalho.

Além dos trabalhos experimentais, avaliações via simulação CFD (*Computational Fluid Dynamics*) também foram desenvolvidas no CTM, com o objetivo de analisar o escoamento, a lavagem da pré-câmara e formação da mistura na pré-câmara (RADICCHI, 2015), de estimar a transferência de calor das pré-câmaras com o sistema de arrefecimento do motor (MOREIRA et al., 2014b), de avaliar a geometria da pré-câmara (CRUZ, 2015); (CRUZ et al., 2016), de estimar as emissões de NO_x (MOREIRA et al., 2014a) e de definir a geometria das pré-câmaras (ALVAREZ, 2015). Revisões bibliográficas sobre sistemas para ignição de misturas pobres também têm sido alvo de pesquisas no CTM, como as realizadas por Couto (2017) e por Alvarez (2018), garantindo embasamento consistente para o tema estudado.

2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo foi dividido em duas macro seções necessárias para o entendimento do tema abordado. Na primeira delas, apresenta-se a *Fundamentação Teórica* de motores de combustão interna, como os ciclos, parâmetros operacionais, ensaios dinamométricos, além de características necessárias para o início e desenvolvimento da combustão, formação e controle das emissões. Já a segunda seção destinou-se à apresentação do *Estado da Arte* do tema abordado, especialmente quanto à utilização de sistemas de ignição por pré-câmara, onde são descritos os principais conceitos já desenvolvidos e seus efeitos na combustão e nas emissões.

Com isso, pode-se observar em termos gerais que:

- (a) Apesar do aumento significativo da frota mundial, as emissões oriundas do setor de transporte não se elevaram na mesma proporção. De onde se conclui que os métodos adotados para atender a legislação e reduzir as emissões veiculares têm se mostrado eficazes;
- (b) Dentre as alternativas, a utilização de misturas pobres em combustível em motores de combustão interna apresenta potencial para reduzir as emissões de NO_x , por exemplo, uma vez que reduz a temperatura da combustão. Tal redução é extremamente significativa, uma vez que pode dispensar a adoção de sistemas de pós tratamento, como catalisadores de três vias;

- (c) A operação de MCIs em condições de $\lambda > 1,0$ reduz as perdas por bombeamento, já que necessita de uma maior abertura da válvula borboleta para que se mantenha a carga desejada;
- (d) A simples redução da proporção de combustível dificulta a ignição da mistura, fazendo com instabilidades ocorram durante a operação, sendo traduzidas no aumento da variabilidade cíclica;
- (e) Os inúmeros estudos realizados com pré-câmaras em motores de ignição por centelha permitem garantir a eficácia da turbulência gerada pelo sistema para a ignição de misturas pobres;
- (f) Apesar das pré-câmaras serem um conceito antigo e de não estarem sendo comercialmente utilizadas em motores SI, o constante desenvolvimento de sistemas de injeção de combustível e de gerenciamento de motores contribuem para que novos estudos sejam realizados;
- (g) Ensaios de motores em condições transientes de operação apresentam resultados mais próximos à realidade veicular do que os observados em condições estacionárias. Com isso, a calibração dos parâmetros de operação do motor deve ser otimizada em termos de desempenho, consumo de combustível e emissões de gases, avaliando o real efeito do sistema testado perante o motor original;
- (h) A utilização de modelos computacionais em conjunto com ensaios estacionários experimentais apresenta-se como uma alternativa viável para avaliação do comportamento de um motor ou sistema quando aplicado à um veículo. Com isso, torna-se uma etapa imprescindível no desenvolvimento do sistema, uma vez que propicia o aprimoramento das regiões de interesse e a consequente redução dos custos envolvidos;
- (i) Até a elaboração deste documento não se verificaram nas bases de dados consultadas, estudos que abordassem a avaliação, em condições de operação veicular, de sistemas com pré-câmaras em MCIs para a queima de misturas pobres. Entende-se esta etapa como fundamental no desenvolvimento de um protótipo robusto e passível de aplicação veicular comercial.

3 METODOLOGIA

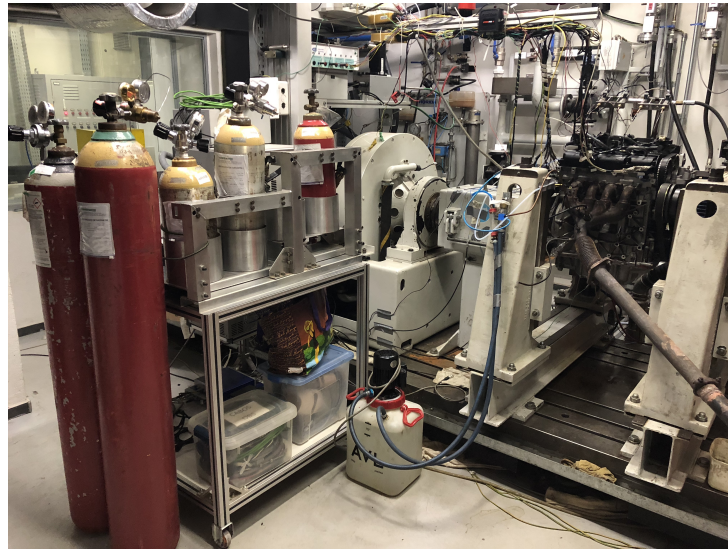
Este capítulo tem como objetivo apresentar o *Aparato Experimental* utilizado na pesquisa, seja o motor, o sistema de ignição por pré-câmaras, os sistemas utilizados para monitoramento de parâmetros da combustão e de emissões, além da estrutura existente na sala dinamométrica. Também é apresentada a *Preparação do Experimento*, com a estratégia para calibração do motor e os procedimentos utilizados para tratamento dos dados. Além disso, a seção *Modelo Computacional para Simulação Veicular* é destinada a apresentar as características do modelo utilizado para a predição de consumo de combustível e emissões de gases quando submetido à um ciclo de condução veicular. Por fim, um resumo dos materiais e métodos adotados no desenvolvimento deste trabalho é apresentado na seção *Considerações Finais da Metodologia*.

3.1 APARATO EXPERIMENTAL UTILIZADO

Nesta seção é apresentada a estrutura do laboratório do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da UFMG no qual desenvolve-se esta pesquisa. Assim, as subseções a seguir apresentam além da estrutura fixa do laboratório, composta pelo dinamômetro, sensores e sistemas, também as características do motor e do sistema de ignição por pré-câmaras considerado nos ensaios.

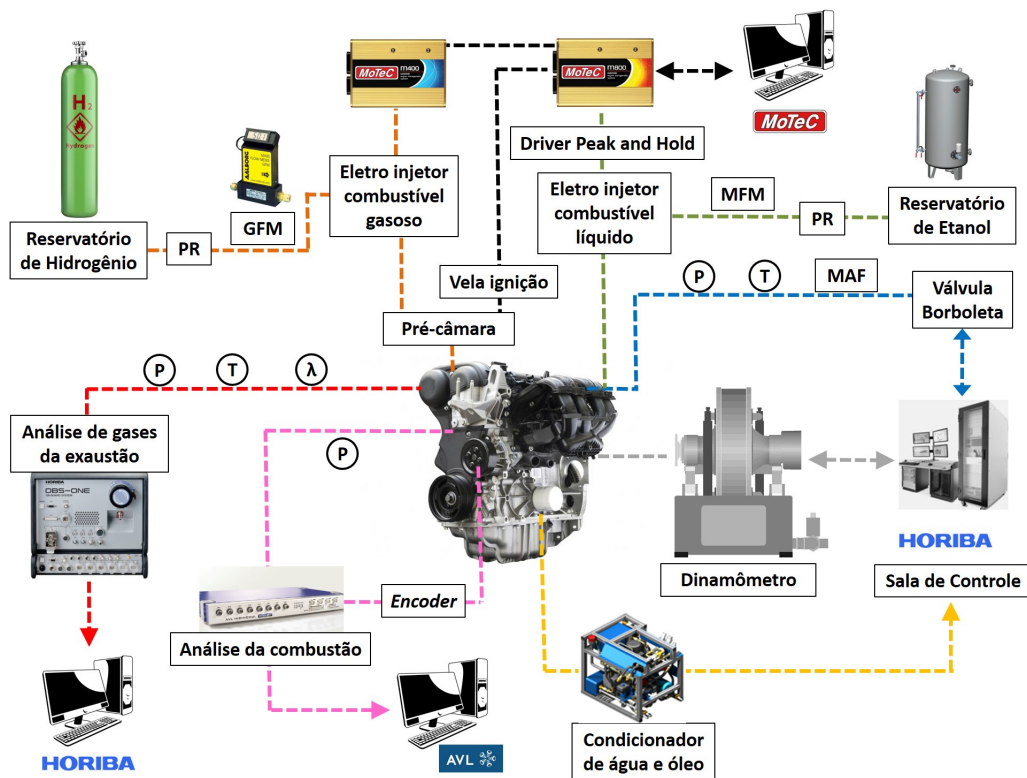
Todos os experimentos foram realizados em um motor veicular comercial, montado em uma bancada dinamométrica para testes estacionários devidamente instrumentada, conforme apresentado na Figura 3.1. Uma visão esquemática geral destas instalações é apresentada na Figura 3.2, onde os subsistemas de controle e aquisição de dados são separados por cores, sendo as linhas pretas relacionadas ao sistema de ignição, as cinzas ao dinamômetro, as amarelas ao condicionamento de água e óleo, as vermelhas ao sistema para análise de gases de exaustão, as rosas ao sistema para análise da combustão, as azuis ao sistema de admissão de ar, as verdes ao sistema de injeção de combustível líquido e as laranjas contemplam o sistema para injeção de combustível gasoso, considerado para estratificação da mistura quando utilizado o sistema com pré-câmaras. Além disso, na Figura 3.2 é apresentado o posicionamento de diferentes sensores de temperatura (T), pressão (P), oxigênio(λ), medição de vazão de combustível gasoso (GFM, do inglês *gas flow meter*), de vazão mássica (MFM e MAF, do inglês *mass flow meter* e *mass air flow*) e reguladores de pressão de combustível (PR).

Figura 3.1 – Visão geral do banco de testes do motor e instalações experimentais



Fonte: O autor

Figura 3.2 – Representação esquemática do motor e da instrumentação utilizada



Fonte: O autor

3.1.1 Especificações do motor

O motor utilizado nos experimentos é um Ford Sigma 1.6 16v, bi-combustível, quatro cilindros, já utilizado em projetos anteriores do CTM e escolhido pelo posicionamento superior e central das velas de ignição (RODRIGUES FILHO et al., 2016); (COUTO, 2017). De acordo com Ryu (1987), tal disposição das velas favorece a instalação de pré-câmaras. A Tabela 3.1 apresenta as características técnicas do motor utilizado, fornecidas pelo fabricante.

Tabela 3.1 – Principais características do motor Ford Sigma 1.6 16v utilizado

Variável	Valor
Volume deslocado total	1596 cm ³
Cilindros	4
Combustível	Flex (etanol e/ou gasolina)
Diâmetro interno do cilindro	79,0 mm
Curso do pistão	81,4 mm
Válvulas por cilindro	4
Razão volumétrica de compressão	11:1
Sistema de injeção de combustível	No pósito (PFI)
Potência máxima	80,4 kW a 6250 rpm (gasolina) 85,8 kW a 5500 rpm (etanol)
Torque máximo	151,2 Nm a 4250 rpm (gasolina) 158,9 Nm a 4250 rpm (etanol)

Fonte: Ford Motor Company (2007)

Para controlar os sistemas originais de ignição e injeção, representados pelas linhas preta e verde na Figura 3.2, uma central eletrônica de gerenciamento MoTeC M800 foi utilizada em todos os testes, possibilitando a calibração em cada um dos pontos de operação ensaiados. Para o sincronismo da centelha com a injeção de combustível foram utilizados dois sensores indutivos, sendo um deles instalado na polia do virabrequim e responsável pela detecção da frequência de rotação do motor, e o outro um sensor de efeito Hall, instalado no cabeçote para identificar o tempo de compressão do primeiro cilindro.

A adição de outra ECU se fez necessária para controlar a injeção de combustível gasoso na pré-câmara, conforme descrito no item 3.1.2. Além disso, no motor original a vela de ignição é instalada diretamente no cabeçote, tendo sido realocada para a utilização do sistema de pré-câmaras. Em todos os testes utilizou-se o etanol hidratado comercial (E96) (ANP, 2015a) como combustível do sistema de injeção original, o qual é composto por aproximadamente 96% de etanol anidro e 4% de água em volume. A Tabela 3.2 apresenta as características do etanol comercial conforme ensaios e cálculos de Melo (2012), estando em acordo com as especificações estabelecidas pela ANP (ANP, 2015b), vigente na elaboração deste trabalho.

As linhas verdes da Figura 3.2 apresentam o escoamento e o controle do combustível líquido desde o tanque até o motor. Antes de chegar ao eletro injetor, o combustível teve sua pressão regulada em 3 bar através de um regulador de pressão (PR) e a vazão mássica medida por um MFM Rheonik RHM 03 da Metroval.

Tabela 3.2 – Características do etanol hidratado comercial

Propriedade	Método de Ensaio	Etanol
Massa específica (kg/m ³)	ASTM D4052	808,7
Carbono (%m/m)	ASTM D5291	50,7
Hidrogênio (%m/m)	ASTM D5291	13,0
Carbono (%m/m)	ASTM D5291	50,7
Oxigênio (%m/m)	ASTM D5622	36,3
Relação molar (H/C)	Calculado	3,0
Etanol (%v/v)	Calculado	95,7
Água (%v/v)	Calculado	4,3
A/C_{est}	Calculado	8,8
PCI (MJ/kg)	ASTM D5865	24,76

Fonte: Adaptado de Melo (2012)

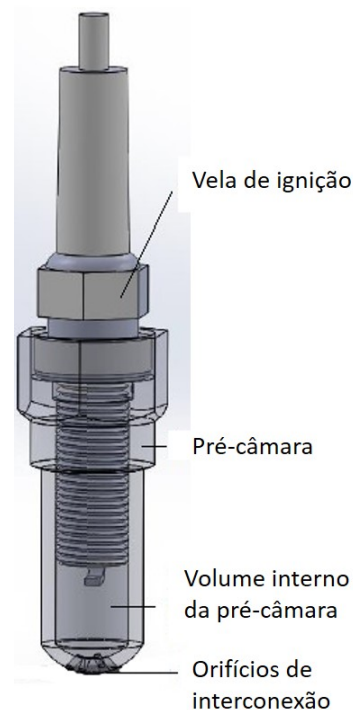
A vazão de ar admitida pelo motor, representada pela linha azul na Figura 3.2, é medida por um sensor MAF, que fornece um sinal de tensão de acordo com a quantidade de ar que passa pelo sensor, enquanto a temperatura na admissão é medida através de um termopar (T) tipo K e a pressão através de um sensor piezoresistivo LP11DA da AVL.

3.1.2 Sistema de ignição com pré-câmaras

O sistema de pré-câmaras utilizado neste trabalho refere-se ao projeto desenvolvido por Alvarez (2018), com alterações que visam corrigir as deficiências verificadas em projetos anteriores, conforme apresentado no item 2.2.2.4. Para este último protótipo, alterações dimensionais foram realizadas para que a pré-câmara (PC) pudesse ser usinada por inteiro, dispensando a necessidade de uniões soldadas e beneficiando aspectos de robustez e vedação. O projeto também prevê a fixação das PCs diretamente nos orifícios destinados às velas de ignição (FILHO et al., 2018). Com isso foram sanadas as dificuldades de vedação de galerias de água e óleo, observadas em função da necessidade de usinagem dos cabeçotes em projetos prévios. Tal característica beneficia a aplicação comercial, uma vez que além de ser de fácil produção, possibilita a utilização do cabeçote original, sem modificações. Assim, a rosca externa da PC apresenta as mesmas características dimensionais da vela de ignição original (M14), a qual fora substituída por uma de menor diâmetro (M10) e posicionada no interior da PC. Este posicionamento também é estraté-

gico para prevenir o sobre aquecimento, uma vez que o volume da câmara de combustão da pré-câmara está completamente envolvido pelas galerias de água, responsáveis pelo arrefecimento original do motor. Desta forma, a diferença entre o comprimento da PC e o da vela utilizada determina o volume da câmara auxiliar, conforme visto na Figura 3.3. De acordo com Alvarez (2018), o volume da PC pode ser variado entre 2% e 6% do volume da câmara principal através da adoção de velas de ignição com diferentes comprimentos de rosca. Para os testes realizados neste trabalho, foram utilizadas pré-câmaras com volume interno de $0,88\text{cm}^3$, as quais apresentaram menores incrementos nas emissões de HC em trabalhos anteriores (ALVAREZ, 2018).

Figura 3.3 – Pré-câmaras desenvolvidas por Alvarez (2018)



Fonte: Adaptado de Alvarez (2018)

O aumento do volume com a adição das câmaras auxiliares reduz a razão volumétrica de compressão, o que foi compensado através do rebaixamento do bloco do motor, para que se mantivesse a razão volumétrica de compressão igual à do motor original. A instalação das PCs e velas possibilita a operação em condições de mistura homogênea, isto é, sem a injeção de combustível na PC. Entretanto, para operar com mistura estratificada e reduzir as emissões de HC observadas por Rodrigues Filho (2014), o atual projeto das PCs foi concebido para operar com fornecimento de combustível gasoso à câmara auxiliar, evitando a formação de filme fluido nas paredes durante o instante da injeção.

O pequeno espaçamento entre as câmaras (aproximadamente 2 mm) favorece a quantidade das espécies químicas ativas, produtos da combustão na PC e que chegam à câmara principal (citada aqui como MC, do inglês, *main-chamber*), uma vez que estas são

instáveis e tem curta duração. Tais espécies são fundamentais para garantir uma combustão estável com misturas pobres na MC. Ainda, a adoção de múltiplos orifícios (cinco no total, um centralizado com 2 mm de diâmetro e outros quatro distribuídos uniformemente no perímetro e inclinados à 45 °C, com 1 mm de diâmetro) se dá em benefício da durabilidade, uma vez que Moreira (2014) observou o desgaste na superfície do pistão com a incidência de um jato único centralizado. Além disso, espera-se que esta configuração distribua a energia liberada pela PC, criando diferentes pontos para início da combustão e consequentemente, aumentando a velocidade da queima.

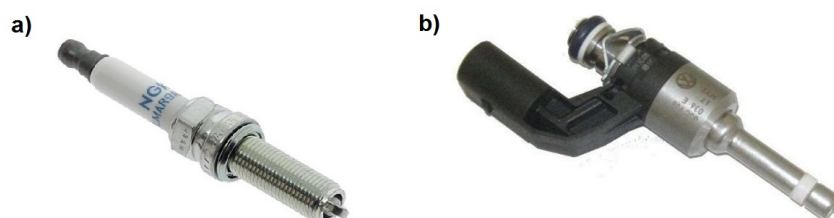
A escolha da vela de ignição baseou-se nas características dimensionais da mesma, uma vez que necessitava-se de um diâmetro inferior ao da vela original, com comprimento de rosca que possibilitasse a variação significativa do volume da PC. A vela de ignição NGK Laser Iridium - LMAR9AI-8, mostrada na Figura 3.4a, atende aos requisitos dimensionais além de apresentar grau térmico 9, o que a caracteriza como uma vela fria, e, portanto, capaz de dissipar o calor dos gases da combustão, evitando assim a ocorrência de detonação em função da formação de pontos quentes. Para testes específicos, a vela de ignição foi substituída por uma vela dotada de um sensor piezoelétrico da AVL, modelo *Z121_U3C*, possibilitando a medição da pressão também no interior da pré-câmara.

A injeção do combustível gasoso foi realizada por eletro injetores Magneti Marelli GDI IHP3 mostrados na Figura 3.4b, controlados por um *Driver Peak and Hold* também da Magneti Marelli, diretamente em condutos capilares que direcionam o combustível à PC. Apesar de originalmente projetado para trabalhar com combustíveis líquidos, a utilização deste eletro injetor com combustível gasoso é possível se garantida a sua preservação da temperatura de combustão, uma vez que o combustível líquido atua também refrigerando a extremidade do eletro injetor. Assim, a condução do combustível por capilares, do eletro injetor à PC, garante que este possa estar à uma distância segura da câmara de combustão, favorecendo também para a redução dimensional da PC, uma vez que o eletro injetor não está posicionado diretamente na PC.

Como combustível das pré-câmaras foi utilizado o hidrogênio 4.5, com pureza mínima de 99,995% e $PCI = 120,1 MJ/kg$, o qual apresenta limites de impureza até 3ppm de O_2 e até 5ppm de H_2O , não sendo definidos limites para THC , N_2 , CO_2 e CO (WHITEMARTINS, 2013). Conforme apresentado na Figura 3.2, antes de chegar propriamente ao sistema de injeção, o combustível gasoso tem sua pressão regulada em 10 bar por um regulador de pressão (PR) na saída do reservatório de armazenamento e a vazão medida através de um medidor de fluxo mássico (GFM) da Aalborg, modelo GFM67. Em função da extensa faixa de medição deste sensor (de 0 a 500 litros/minutos), os resultados observados foram validados através de valores calculados, obtidos mediante a estimativa de combustível necessária para provocar a variação do lambda. Com isso, garantiu-se a representatividade dos valores observados através do medidor GFM. Apesar do sistema já ter tido seu funcionamento comprovado também com GNV, o uso do hidrogênio como

combustível para estratificação da mistura apresentou benefícios nas emissões de hidrocarbonetos não queimados (ALVAREZ, 2018).

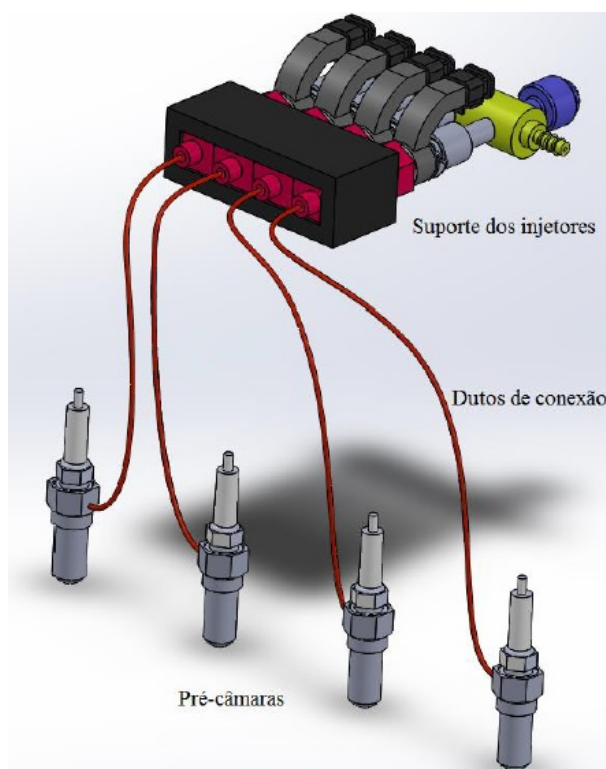
Figura 3.4 – Vela de ignição NGK LMAR9AI-8 (a) e eletro injetor Magneti Marelli GDI IHP3 (b) utilizados no sistema de ignição com pré-câmaras



Fonte: Adaptado de Alvarez (2018)

A Figura 3.5 apresenta o sistema de injeção de combustível gasoso desenvolvido por Alvarez (2018) e utilizado neste trabalho. O gás a ser injetado provém de um reservatório externo, chegando ao sistema através da flauta de combustível representada na cor amarela na Figura 3.5. Controlados por uma ECU suplementar, uma MoTeC M400, os injetores fornecem o gás à PC na quantidade e instante desejados. Como condutos de combustível, são utilizados capilares em aço inox com seção interna de um milímetro, unidos por brasagem ao topo da PC.

Figura 3.5 – Sistema de ignição por pré-câmaras desenvolvido por Alvarez (2018)



Fonte: Alvarez (2018)

3.1.3 Sistema para análise de gases da exaustão

As linhas vermelhas da Figura 3.2 apresentam a instrumentação existente na tubulação de exaustão do motor. Ainda no coletor, uma sonda de banda larga LSU 4.2 da Bosch (λ) foi utilizada para medir a quantidade de oxigênio nos gases de exaustão, possibilitando assim o controle da relação ar-combustível e a operação em diferentes condições de lambda. A pressão foi monitorada por um sensor piezoresistivo (P) da AVL, modelo LP21DA, enquanto a temperatura foi medida por um termopar (T) tipo K. Devido às elevadas temperaturas atingidas pelo coletor de exaustão, utilizou-se um sistema de arrefecimento para o transdutor de pressão instalado. As emissões de CO (em %Vol), CO₂ (em %Vol), NO_x (em ppm), THC (em ppm) e de H₂O (em %Vol) foram analisadas através do equipamento OBS 2200 da Horiba, o qual realiza medições em base úmida, que podem ser corrigidas instantaneamente para base seca (HORIBA, 2005). A coleta dos gases de exaustão foi realizada ao final da tubulação de escapamento, sem o uso de sistemas de pós tratamento.

No OBS 2200, um analisador infravermelho não dispersivo (NDIR, do inglês *non-dispersive infrared*) aquecido foi utilizado para medir as concentrações de CO e CO₂, consistindo de uma fonte de luz, de uma célula de amostra aquecida e de um dispositivo para interromper o feixe de luz (*light chopper*). Este analisador é equipado com filtros óticos de passagem de banda e sensores específicos para CO, CO₂ e H₂O, com seus respectivos comprimentos de onda de referência. A luz infravermelha passa pela célula de amostra aquecida, sendo modulada pelo *light chopper*, atingindo então os sensores. Os filtros óticos selecionam os comprimentos de onda característicos dos compostos medidos. Quando o gás de amostra na célula aquecida contém CO, CO₂ e H₂O, a absorção de luz ocorre em cada um dos comprimentos de onda característicos e a intensidade da luz trazida para cada um dos detectores é diminuída. Esta redução da intensidade da luz é diretamente relacionada com a concentração de CO e CO₂ no gás, sendo calculada com o sinal de saída de cada sensor. A concentração de H₂O é monitorada para compensar a interferência em outros compostos. A célula de amostragem é aquecida a 120 °C. Com esta configuração, torna-se possível a amostragem de gases em base úmida, sem a necessidade de extração de água.

A medição dos hidrocarbonetos totais (THC) é feita no OBS 2200 por um analisador de ionização de chama (FID, do inglês *Flame Ionization Detector*). A ionização por chama de hidrogênio utiliza o fenômeno em que os íons, gerados pela energia térmica quando hidrocarbonetos são introduzidos em uma chama de hidrogênio, são proporcionais ao número de átomos de carbono na amostra. Este método é amplamente utilizado nas medições de gases de exaustão em motores pois é sensível a quase todos compostos de HC. Para a formação da chama de hidrogênio, H₂ e ar são admitidos no queimador. Dois eletrodos são posicionados em cada lado da chama e uma corrente contínua é aplicada.

O gás de amostra é misturado com o H_2 e a mistura é introduzida na chama. A mistura é então dissociada e gera íons na área de alta temperatura, os quais são detectados como corrente pelos eletrodos. O valor identificado é quase proporcional ao número de átomos de carbono e, portanto, é utilizado para medir o total de hidrocarbonetos. Entretanto, este método não permite a quantificação dentre diferentes compostos de HC, como por exemplo a medição de metano.

O OBS 2200 utiliza um detector de quimiluminescência (CLD, do inglês *Chemiluminescence Detector*) para verificar a concentração de NO_x nos gases de exaustão. Este método é bastante utilizado para medição de NO e NO_x em motores por ser altamente sensível ao NO e por não sofrer influência de outros componentes. Quando uma amostra de gás com NO e ozônio (O_3) é misturada em um reator, NO é oxidado e transformado em NO_2 . Devido à excitação, uma parcela do NO_2 gerado apresenta energia maior do que a normal, dissipando-a em forma de luz até retornar ao estado fundamental. Este fenômeno é chamado de quimiluminescência e o grau de luminosidade é diretamente proporcional a quantidade de moléculas de NO existentes antes da reação. O NO_2 contido na amostra inicial não apresenta quimiluminescência e portanto não pode ser medido pelo CLD. Então, antes da medição é convertido para NO através de uma reação com carbono (conversor de NO_x), o qual é consumido durante o processo.

Para operar, o OBS 2200 utiliza dois cilindros de gases de calibração, um deles contendo uma mistura de hidrocarbonetos e o outro contendo monóxido de nitrogênio. Além disso, um cilindro contendo uma mistura de hélio e hidrogênio e outro contendo ar sintético são utilizados para sustentar a chama do FID. O ar sintético também é utilizado na descontaminação do sistema, sendo a referência de "zero" para o equipamento. A Tabela 3.3 apresenta as características dos gases utilizados pelo equipamento.

Tabela 3.3 – Gases utilizados para calibração e operação do analisador Horiba OBS 2200

Cilindro	Gás	Função	Faixa de medição do equipamento	Concentração utilizada nos testes
1	CO	Calibração	0 – 10%vol	0,45%vol
	CO ₂	Calibração	0 – 20%vol	17,98%vol
	Propano (C_3H_8) CO	Calibração	0 – 10000ppm	900ppm
2	NO	Calibração	0 – 3000ppm	2730ppm
3	He e H ₂	Manutenção da chama FID	—	60%He e 40%H ₂
4	Ar sintético	Manutenção da chama FID / Calibração	—	80%N ₂ e 20%O ₂

Fonte: O autor

3.1.4 Sistema para análise de parâmetros da combustão

A análise da combustão em motores de combustão interna é usualmente realizada através da medição da pressão no cilindro. Para isso, utilizou-se a estrutura representada pelas linhas rosa na Figura 3.2, onde um transdutor piezoelétrico de pressão (P) da AVL, modelo GH14P, foi instalado na câmara de combustão do primeiro cilindro através de um orifício usinado no cabeçote, com dimensões e inclinações especificadas pelo fabricante do sensor. Como transdutores piezoelétricos somente respondem a variações de pressão, então eles devem ser correlacionados à sensores de pressão absoluta, o que é conhecido como *pegging*. Para isso, se utiliza o sensor de pressão absoluta LP11DA da AVL instalado na admissão, possibilitando identificar a variação de pressão entre os dois sensores, a qual é realizada a cada ângulo de virabrequim.

A saída do sensor de pressão no cilindro é ligada à um amplificador de carga da AVL, modelo Micro IFEM. O tratamento e gravação dos dados de pressão foram realizados através de um sistema de medição de dados de combustão da AVL, modelo IndiModul XTension, armazenando informações a cada $0,1^\circ\text{C}$ de ângulo do eixo de manivelas. O monitoramento dos dados da combustão é realizado através do *software Indicom*, também da AVL.

Para referenciar o sinal de pressão, um *encoder* ótico foi utilizado fornecendo um sinal digital na forma de pulso, possibilitando a determinação da posição angular do eixo de manivelas. Com o sincronismo dos sinais, é possível traçar a curva de pressão do cilindro por ângulo do virabrequim em tempo real. Os dados utilizados nos resultados foram calculados da média de 200 ciclos coletados para cada condição de teste, conforme realizado em trabalhos anteriores (ALVAREZ, 2018); (ROSO et al., 2019).

O sistema do *Indimodul* calcula o IMEP em função da pressão medida na câmara de combustão, de acordo com a relação estabelecida na Equação 3.1, onde V_d é o volume deslocado pelo motor dado em m^3 , P_c é a pressão da câmara de combustão dada em Pa e V é o volume do cilindro dado em m^3 .

$$IMEP = \frac{\oint P_c dV}{V_d} \quad (3.1)$$

A taxa de transferência líquida de calor (\dot{Q}) é calculada através da pressão no cilindro utilizando a primeira lei da termodinâmica e a equação dos gases ideais. Na equação 3.2, T é a temperatura do fluido (em K), P é a pressão do fluido (em Pa), m é a massa de fluido no cilindro (em kg), c_v é o calor específico do fluido a volume constante (em J/kgK). Assim, \dot{Q} é a taxa de transferência líquida de calor para o fluido, ou seja, é a taxa de transferência de calor decorrente do processo de combustão, decrescida da taxa de transferência de calor do fluido de trabalho para o sistema de arrefecimento do motor.

$$\dot{Q} = mc_v \frac{dT}{dt} + P \frac{dV}{dt} \quad (3.2)$$

De acordo com Rodrigues Filho (2014), a Equação 3.2 pode ser simplificada pela equação dos gases ideais (Equação 3.3).

$$PV = mRT \quad (3.3)$$

Considerando a massa constante e diferenciando a Equação 3.3, obtêm-se que:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mR} \left[P \frac{dV}{dt} + V \frac{dP}{dt} \right] \quad (3.4)$$

Substituindo a Equação 3.2 na Equação 3.4, chega-se à Equação 3.5.

$$\frac{dQ}{dt} = \left[\frac{c_v}{R} + 1 \right] P \frac{dV}{dt} + \frac{c_v}{R} V \frac{dP}{dt} \quad (3.5)$$

Considerando que o calor específico a pressão constante é dado por $c_p = c_v + R$ e que a relação com o calor específico a volume constante é dada pelo coeficiente politrópico $k = c_p/c_v$, chega-se à equação utilizada pelo Indimodul para cálculo da taxa de liberação de calor $\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)$ em função da curva de pressão e do ângulo do eixo do virabrequim (θ).

$$\frac{dQ(\theta)}{d\theta} = \frac{k(\theta)}{k(\theta) - 1} P(\theta) \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{1}{k - 1} V(\theta) \frac{dP(\theta)}{d\theta} \quad (3.6)$$

A fração de energia liberada durante a combustão com relação ao ângulo do virabrequim (MFB(θ)) é obtida ao dividir os valores obtidos na curva de calor liberado ($Q(\theta)$) pelo valor de total do calor liberado (Q_t) e normalizar os dados em 100% (AVL, 2012).

Neste trabalho, considera-se o modelo matemático *Thermodynamics 2A* do *software Indicom*, em que os valores do coeficiente politrópico (k) são calculados a cada dois graus de rotação do virabrequim em função da inclinação das curvas de expansão e compressão do gráfico do logaritmo da pressão ($\log P$) versus o logaritmo do volume deslocado no cilindro ($\log V$). A consideração da variação do coeficiente politrópico durante o ciclo é fundamental para a análise de misturas pobres, uma vez que o valor de k depende da razão ar-combustível e é utilizado na estimativa da η_{cc} (Equação 2.17).

3.1.5 Sala dinamométrica

A instalação do motor em uma bancada dinamométrica permite o estabelecimento dos pontos operacionais, uma vez que se controlam características como torque, potência e rotação. Com isso, torna-se possível o mapeamento dos parâmetros do motor e das

variáveis resultantes, como consumo de combustível e emissões de gases, por exemplo.

Os experimentos deste trabalho foram realizados utilizando um dinamômetro de bancada Horiba TITAN S 470, com imposição de carga por corrente parasita (*Foucault*), conforme representado pelas linhas cinza da Figura 3.2. De acordo com o fabricante, o equipamento é aconselhado para mapeamento de motores, medições de potência, testes de durabilidade e de emissões. As características do dinamômetro são apresentadas na Tabela 3.4. A medição de torque é feita de forma indireta, utilizando uma célula de carga modelo U2A-D1 da HBM, acoplada ao dinamômetro, com capacidade de 500 kg e medição tanto por tração quanto por compressão.

Tabela 3.4 – Principais características do dinamômetro de bancada Horiba TITAN S470

Torque máximo [Nm]	2800
Rotação máxima [rpm]	10000
Momento de inércia [kgm ²]	>1,2
Potência máxima [kW]	470

Fonte: Adaptado de Horiba (2017)

O gerenciamento, indicação e controle das grandezas medidas pela bancada dinamométrica são feitos através do *software* STARS da Horiba. Além de permitir o controle manual do dinamômetro, através da especificação de características como posição de borboleta, rotação e torque demandados, o *software* permite também a programação de ciclos automáticos de testes, amplamente utilizados para a realização de ciclos de aquecimento e ensaios de durabilidade.

As linhas amarelas da Figura 3.2 apresentam o sistema de condicionamento de água e de óleo para controle da temperatura dos líquidos de arrefecimento e lubrificação do motor. Além da bomba d'água, o sistema é composto por uma válvula de três vias com controle de abertura automatizado e por um trocador de calor água/água. Com isso, o motor é mantido à temperatura de funcionamento definida pelo operador, variando a proporção entre as vazões de água utilizadas para resfriar o motor e o trocador de calor.

O controle da temperatura do óleo lubrificante é realizado de maneira similar ao da água. Entretanto, é utilizado um circuito primário fechado com um trocador de calor óleo/água, responsável pela refrigeração do óleo lubrificante, e um circuito secundário com trocador de calor água/água, responsável pela refrigeração da água utilizada no sistema primário. Assim, o sistema de condicionamento de óleo controla o volume de água a ser resfriado no trocador secundário para que a temperatura de óleo desejada seja mantida no trocador primário. O fluido de arrefecimento tem a temperatura monitorada através de medições na entrada e na saída do motor por termômetros de resistência de bulbo de platina (PT-100).

A Tabela 3.5 apresenta um resumo dos principais instrumentos utilizados nos en-

saios experimentais do motor, com as incertezas descritas no Apêndice A.

Tabela 3.5 – Instrumentação utilizada no motor

Variável medida	Tipo do instrumento	Fabricante/Modelo
Pressão no cilindro	Sensor piezoelétrico	AVL/GH14P
Pressão na pré-câmara	Sensor piezoelétrico	AVL/ZI21U3C
Pressão no coletor de admissão	Sensor piezoresistivo	AVL/LP11DA
Pressão no coletor de exaustão	Sensor piezoresistivo	AVL/LP21DA
Temperatura da água	Termopar	PT100
Temperatura do óleo	Termopar	TC Direct/Tipo K
Temperatura no coletor de exaustão	Termopar	TC Direct/Tipo K
Temperatura no coletor de admissão	Termopar	TC Direct/Tipo K
Posição do virabrequim e rotação do motor	Encoder	AVL/365C AngleEncoder
NO_x , CO , HC , CO_2	Analizador de gases	Horiba/OBS2200
Vazão mássica de etanol	Medidor de vazão Coriolis	Metroval/Rheonik RHE08
Vazão mássica de hidrogênio	Medidor de vazão gasosa	Aalborg/GFM-67
Vazão mássica de ar	Medidor de vazão de ar	ABB/Sensyflow P (FMT700-P)
Carga do motor	Célula de carga	HBM/U2A-D1

Fonte: O autor

3.2 PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO

Previamente ao início dos testes, realizou-se uma análise metrológica dos sistemas de medição utilizados a fim de se estabelecerem as incertezas associadas às medições. A avaliação baseou-se nas informações fornecidas pelos fabricantes dos equipamentos e sensores, utilizando o Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (2008), a norma NBR ISO 376 (2012a) e as orientações de Albertazzi e Souza (2008) para a determinação das incertezas de medição. O Apêndice A apresenta as incertezas associadas aos sistemas de medição utilizados.

O desenvolvimento dos experimentos necessários a este trabalho considerou duas macro etapas. Uma vez que o motor e a instrumentação já se encontravam instalados na sala dinamométrica, a primeira etapa dos experimentos contemplou a *calibração do motor e a definição dos pontos de ensaio*. Para isso, inicialmente foi considerado o motor original, operando com etanol e $\lambda = 1,0$. Ainda na primeira etapa, foi instalado o conceito PCIS desenvolvido por Alvarez (2018), para o qual foi realizado todo o mapeamento do motor em três condições de lambda diferentes, sempre medidos globalmente através da sonda lambda posicionada no coletor de exaustão. Para cada uma das calibrações considerou-se a operação em intervalos de $250rpm$, iniciando em $1000rpm$ até $3000rpm$,

com diferentes pontos de carga em cada uma das rotações. Com os mapeamentos realizados, uma segunda etapa do planejamento dos experimentos refere-se à *aquisição e tratamento dos dados*, onde são definidos os sistemas a serem utilizados e a frequência da coleta de dados por cada um deles. Além disso, é apresentada a rotina utilizada para compilação dos resultados experimentais, bem como a metodologia empregada na conversão das emissões volumétricas para específicas. Nos tópicos a seguir são descritas com maiores detalhes cada uma destas etapas.

3.2.1 Ajuste do sistema de gerenciamento do motor e definição dos pontos de ensaio

O processo de calibração consiste no procedimento de ajuste dos parâmetros operacionais do motor controlados pela ECU. Esta etapa deve ser realizada para cada configuração testada, no caso, para cada sistema de ignição e para cada relação ar-combustível. Assim, inicialmente desenvolveu-se a calibração inicial do motor original em diferentes pontos estacionários, utilizando etanol como combustível e condição de mistura estequiométrica. Em um segundo momento, a calibração contemplou a adição do sistema de ignição com pré-câmaras e a calibração para diferentes relações ar-combustível. Com isso, obtiveram-se diferentes mapas de operação, cada um deles otimizado para o sistema de ignição e o λ desejados. A Tabela 3.6 apresenta as quatro condições nas quais se realizou a calibração do motor.

Tabela 3.6 – Condições consideradas para a calibração do motor

Condição	Sistema de ignição	Lambda global(λ)	Mistura	Combustível	
				MC	PC
1	Original	1,0	Homogênea	Etanol	-
2	Pré-câmara	$\approx 1,0$	Homogênea	Etanol	-
3	Pré-câmara	1,2	Homogênea	Etanol	-
4	Pré-câmara	1,4	Estratificada	Etanol	H ₂

Fonte: Autor

O objetivo da realização de testes com pré-câmaras em condições de mistura homogênea foi o de avaliar os efeitos do sistema sem o fornecimento suplementar de combustível, o que reduziria o custo do projeto e conseqüentemente o custo de implementação.

Os mapas de calibração contemplam matrizes com valores que controlam determinadas variáveis em função da condição de operação do motor, como a duração e o instante

da injeção de combustível e também o instante da ignição, por exemplo. Estas matrizes são geradas de forma a correlacionar uma ou mais condições do motor com a variável a ser controlada. Neste trabalho, a condição de funcionamento foi definida pelo monitoramento da pressão na admissão e pela rotação do motor. Para isso, os mapas contemplaram colunas com variações de rotação a cada 250 rpm, enquanto as linhas representaram a carga observada pelo motor a cada 10 kPa de pressão no coletor de admissão.

Como base para calibração do motor foram utilizados os mapas desenvolvidos no trabalho de Couto (2017). Seguindo a metodologia apresentada por Baeta (2006), realizou-se o refinamento dos mapas base para todas as condições de operação, fazendo o ajuste dos mapas de controle de injeção e de ignição para as rotações e pressões observadas, desde condições de marcha lenta até 3000 rpm e plena carga.

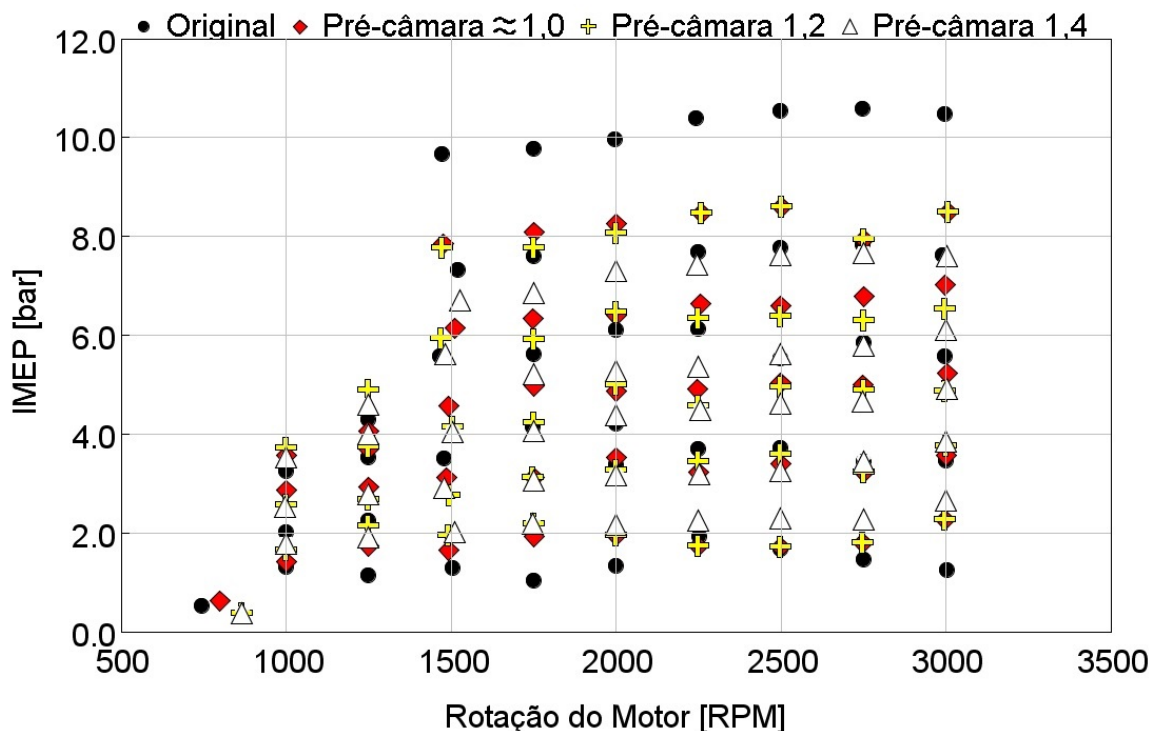
Antes de iniciar os testes é realizada uma inspeção visual nos componentes mecânicos e elétricos utilizados, com a finalidade de identificar a probabilidade de ocorrência de falhas. Nesse momento são verificados os encaixes de cabos, o distanciamento deles de superfícies quentes, os níveis de água e óleo, as tensões nas fontes de alimentação dos sistemas elétricos, entre outros. Posteriormente o motor é ligado e, em seguida, entra em um ciclo de aquecimento que objetiva a elevação da temperatura dos sistemas até as condições de operação. Este ciclo é controlado automaticamente pelo sistema *Stars* e consta de quatro etapas, onde na primeira o motor permanece em marcha lenta por 3 minutos, na segunda passa à operar em 1500rpm com 13% de abertura de borboleta, permanecendo até que a temperatura do motor atinja 50 °C. Na terceira etapa a válvula borboleta é aberta em 17% até que o fluido de arrefecimento esteja em 70 °C. Na última etapa, o motor permanece em 2000rpm e 17% de borboleta até que o fluido de arrefecimento atinja a temperatura de operação de 80 °C, definida para todos os testes realizados.

A pressão de injeção do combustível líquido, no caso o etanol, é fixada em 3bar, enquanto a pressão de injeção de combustível gasoso, no caso o hidrogênio utilizado para estratificar a mistura, é mantida em 10bar. Para o combustível gasoso, tal valor é limitado pela máxima pressão do regulador utilizado na saída do cilindro de H₂. Entretanto, a injeção de hidrogênio só foi realizada em condições em que se observariam elevadas instabilidades na combustão, tendo como indicador o CoV_{IMEP} maior do que 5%. Como verificado em trabalhos anteriores (ALVAREZ, 2018);(ROSO et al., 2018);(SANTOS et al., 2018), quando utilizado o sistema com pré-câmaras, o limite de empobrecimento da mistura em condições de mistura homogênea foi de $\lambda = 1,3$, sendo necessária a estratificação da mistura para lambdas mais pobres.

Como o objetivo do presente trabalho foi a avaliação em condições veiculares de operação, a rotação máxima do motor considerada na calibração e aquisição de dados (de 3000rpm) foi definida visando preservar a integridade do mesmo durante os ensaios. Além disso, rotações acima destas não são usualmente observadas em conduções urbanas e rodoviárias, não sendo representativas à operação real veicular. Nesse sentido,

definiram-se 43 pontos de ensaio para cada condição avaliada, conforme apresentado na Figura 3.6. Entre $1500rpm$ e $3000rpm$ foram definidos 5 pontos de carga a cada $250rpm$, sendo estabelecido um ponto mínimo em baixa carga e um ponto máximo em carga plena, com 3 pontos distribuídos em cargas intermediárias. Cargas plenas foram desconsideradas para as rotações de $1000rpm$ e $1250rpm$, tendo sido avaliados 3 e 4 pontos de carga, respectivamente, uma vez que estas rotações representam condições de paradas e partidas, onde comumente não se desenvolvem cargas plenas. Além disso, pontos de marcha lenta também foram avaliados.

Figura 3.6 – Pontos experimentais de ensaio do motor com os diferentes sistemas de ignição e nas diferentes condições de lambda



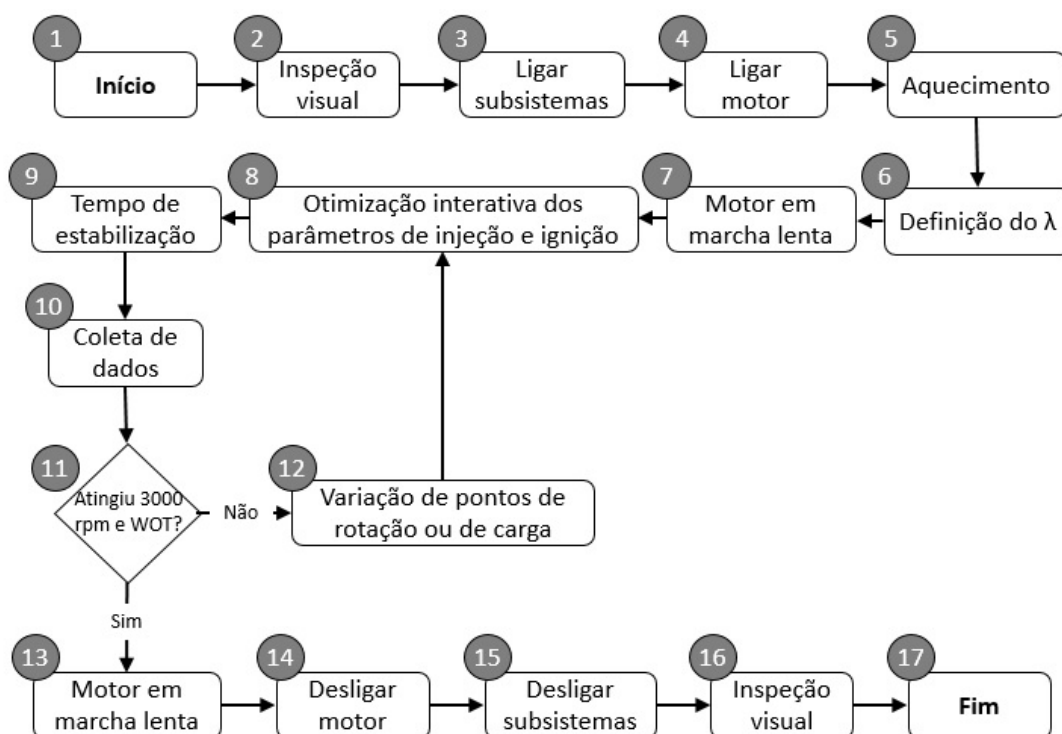
Fonte: O autor

Ainda na Figura 3.6, observa-se que os pontos de ensaio foram diferentes se comparado o sistema original e o sistema com pré-câmaras, especialmente quando considerada mistura ar-combustível pobre. Tal redefinição de pontos foi necessária uma vez que a carga máxima não se manteve a mesma com o aumento do lambda, alterando a disposição dos pontos de cargas intermediárias. Também observa-se a similaridade entre os pontos de plena carga para as condições 2 (pré-câmara com $\lambda \approx 1,0$) e 3 (pré-câmara com $\lambda = 1,2$), decorrente de anomalias que serão discutidas no Capítulo 4 (*Resultados*). Tais anomalias impossibilitaram a operação com pré-câmaras em $\lambda = 1,0$ para cargas elevadas (acima de aproximadamente $6bar$), sendo necessário o empobrecimento das misturas nessas condições, as quais serão abordadas pela nomenclatura de $\lambda \approx 1,0$.

Após a estabilização em cada condição de operação, realiza-se um processo inte-

rativo de ajustes de parâmetros. O dinamômetro e a posição do pedal do acelerador são definidos para atingir a carga e rotação desejadas, respectivamente. A duração da injeção e o instante em que ela ocorre são calibrados para que se obtenha o λ e a menor variabilidade cíclica da IMEP, enquanto o instante da centelha é estabelecido para que se atinga o máximo torque de eixo. Quando utilizada estratificação da mistura, a duração e o instante da injeção de hidrogênio na pré-câmara são otimizados para que se tenha o menor CoV_{IMEP} possível. A Figura 3.7 apresenta o fluxograma das atividades realizadas para calibração do motor, tanto com o sistema de ignição original quanto com o sistema de ignição por pré-câmaras. Como padronização dos experimentos, os ajustes foram realizados para cada rotação, variando a condição de carga através da posição da borboleta até que se coletassem as cargas previstas para as diferentes rotações.

Figura 3.7 – Fluxograma de atividades para calibração do motor e realização dos ensaios



Fonte: O autor

Para cada condição de operação, é observada uma faixa de valores de avanço de ignição em que o torque do motor atinge seu valor máximo. De acordo com Corti (2011), essa faixa ocorre quando a metade da fração mássica queimada (50% de MFB) é observada em 8°C depois do ponto morto superior. Esta condição fora determinada como ponto de partida para ajuste do avanço de ignição no motor original, em condições estequiométricas, sendo avaliada e confirmada também para o uso de misturas pobres (ROSO et al., 2019).

3.2.2 Aquisição e tratamento de dados

De acordo com o item 3.1.5 são quatro os sistemas utilizados na aquisição dos dados: da sala dinamométrica (via *Stars*), do motor (via *MoTeC*), da combustão (via *Indicom*) e de emissões (via *OBS*). O *software* *Indicom* gera uma planilha com as curvas médias e os parâmetros da combustão calculados para cada um dos 200 ciclos. As variáveis salvas pelas centrais eletrônicas *MoTeC*, tanto pela M800 quanto pela M400, são coletadas em média por 30 segundos com uma frequência de 50 Hz, sendo posteriormente exportadas em um arquivo *.csv* através do *software* *I2 Pro*. As variáveis coletadas pelo *Stars* representam uma média dos dados coletados durante 20 segundos a 10 Hz, podendo ser exportadas para um arquivo *.csv*. Por fim, os dados de emissões são coletados durante 1 minuto com uma frequência de 1 Hz através do *OBS*, sendo também exportados em um arquivo *.csv*.

Conforme descrito na subseção 3.2.1 (*calibração do motor e definição dos pontos de ensaio*), foram considerados 43 pontos de operação em cada uma das 4 condições avaliadas (dois sistemas de ignição e diferentes relações ar-combustível), o que totalizou a observação de 172 pontos. Com isso, em função da elevada amostragem de cada um dos sistemas de aquisição e do expressivo número de pontos de operação, fez-se necessária a adaptação de uma rotina no *software* *MatLab* para o pós processamento dos dados. A rotina utilizada por Alvarez (2018) para um ponto de operação foi atualizada para converter, tratar e resumir os dados de ensaio em uma planilha de *Excel*, permitindo a realização de análises. A Figura 3.8 ilustra uma parte da tabela gerada para os testes com diferentes cargas e rotações, onde os parâmetros resultantes de cada sistema são agrupados por cores, sendo as células cinzas provenientes do *Stars*, as azuis das centrais *Motec*, as vermelhas do *Indicom* e as verdes do *OBS*.

A conversão dos resultados de emissões, obtidos em fração volumétrica (PPM ou %) pelo analisador, para valores específicos (g/kWh), foi realizada através da norma CFR 40 (EPA, 2009), uma vez que a legislação brasileira não dispõe de normas aplicáveis à motores de ignição por centelha, somente para uso em motores de ignição por compressão. Ainda, conforme citado na seção 3.1.3, o analisador de gases utilizado nos experimentos deste trabalho realiza as medições em base úmida, não sendo necessária a correção da umidade relativa observada na sala dinamométrica.

Figura 3.8 – Ilustração da planilha utilizada na compilação dos resultados dos ensaios experimentais

Pontos		Posição da Borboleta STARS	Potência	Torque	Vazão etanol	BSFC (g/kWh)				Vazão H2	Dados da MOTEC		Dados Indicon C1		Dados OBS					
RPM	Carga					ET+ H2	Etanol	ET+ H2	Etanol		Vazão H2	Lambda	Ign Advance	IMP	CoV_IMP	HC	CO	CO2	H2O	Nox
%	kW					Nm	g/h	kg/h	g/h		g/h	-	dBTOC	Bar	%	PPM	%	%	%	PPM
744	Carga 1	0.0	0.7	7.90	1826.0	0.1	2762.0	2762.0	0.0	1.00	27.0	0.630	32.0	5045.00	0.790	6.65	10.94	57.31		
1000	Carga 1	14.2	2.5	23.75	1302.8	0.1	540.3	523.9	40.8	1.40	23.0	2.190	4.1	3472.18	0.151	7.22	8.70	79.21		
	Carga 2	15.7	3.5	33.81	1537.0	0.1	449.9	434.2	55.8	1.40	21.0	2.941	2.7	3297.15	0.146	7.48	9.04	131.97		
	Carga 3	18.5	5	47.55	1988	0	407	399	41	1.40	19.0	3.963	2.4	3091.8	0.145	7.56	9.16	192.0		
1250	Carga 1	12.0	3.1	23.92	1567.9	0	515.2	500.6	46	1.40	22.1	2.193	2.9	3487.9	0.136	6.97	8.25	71.9		
	Carga 2	18.0	4.6	35.51	2014.4	0	442.7	433.5	43	1.40	19.9	3.116	3.2	2997.6	0.130	7.25	8.65	107.5		
	Carga 3	20.0	6.8	51.92	2609.7	0	390.1	384.0	41	1.39	18.5	4.319	2.0	2499.9	0.117	7.09	8.50	218.6		
	Carga 4	22.0	7.7	59.03	2969.1	0	377.6	371.3	49	1.40	18.3	4.907	2.5	2421.5	0.111	6.89	8.23	228.9		
1500	Carga 1	12.0	3.8	23.89	1899.0	0.1	519.3	506.0	50.1	1.40	21.7	2.215	3.4	3265.7	0.128	7.43	8.70	57.1		
	Carga 2	19.0	5.6	35.62	2366.1	0.1	434.5	422.9	64.7	1.40	19.4	3.116	3.2	2812.3	0.117	7.53	8.86	85.6		
	Carga 3	21.0	8	49.71	3015	0	392	386	45	1.40	18.8	4.224	2.7	2504.0	0.108	7.45	8.79	130.5		
	Carga 4	27.0	11	63.86	3896	1	362	355	82	1.40	17.0	5.818	2.1	2266.2	0.104	7.39	8.76	257.1		
	Carga 5	100.0	13.1	83.15	4630.7	2.6	373.0	354.6	240.4	1.40	13.7	6.884	3.9	2488.1	0.100	7.36	8.61	207.5		
1750	Carga 1	15.0	4.6	25.05	2215.5	0	494.2	482.7	53	1.40	23.8	2.315	4.0	2790.5	0.111	7.64	8.93	81.9		
	Carga 2	20.0	6.7	36.76	2847.7	0	428.5	422.7	39	1.40	22.0	3.186	3.0	2421.3	0.102	7.75	8.98	88.0		
	Carga 3	22.5	8.9	48.62	3461.3	1	395.2	388.5	60	1.40	19.8	4.176	3.4	2411.4	0.099	7.72	8.98	111.1		
	Carga 4	26.0	11.6	63.25	4191.8	2	367.7	361.6	70	1.40	18.3	5.322	2.3	2914.0	0.098	7.60	8.90	157.7		
	Carga 5	100.0	15.0	81.80	5535.2	5	375.9	369.3	97	1.40	18.8	6.978	4.3	5397.9	0.105	7.25	8.65	146.9		
2000	Carga 1	19.0	4.8	22.98	2442.1	0.1	520.4	507.4	62.7	1.40	22.7	2.226	4.4	2700.4	0.099	7.64	8.78	69.3		
	Carga 2	21.0	7.5	35.81	3165.9	0.4	433.4	422.1	84.9	1.40	21.6	3.206	3.9	2091.2	0.088	7.79	9.03	148.5		
	Carga 3	24.0	11	51.77	4086	2	385	377	91	1.40	19.6	4.412	4.1	2075.2	0.088	7.78	9.10	216.3		
	Carga 4	27.0	13	63.45	4774	3	363	359	53	1.40	19.7	5.309	3.2	3299.8	0.255	7.96	14.10	192.5		
	Carga 5	100.0	17.8	84.87	6325.1	7.7	361.5	355.8	100.7	1.40	16.1	7.351	2.8	3230.6	0.089	7.68	9.01	207.1		
2250	Carga 1	20.0	5.5	23.55	2855.7	0	528.8	514.6	79	1.40	21.2	2.257	4.1	2609.0	0.091	7.62	8.76	85.4		
	Carga 2	22.0	8.3	35.32	3391.2	1	425.2	407.5	147	1.40	20.1	3.182	3.6	2331.3	0.084	7.74	8.98	113.7		
	Carga 3	25.0	12.4	52.67	4464.8	3	368.9	359.8	114	1.40	20.2	4.489	3.2	2083.2	0.079	7.78	9.06	179.0		
	Carga 4	28.0	15.2	64.38	5132.8	6	347.8	338.4	143	1.42	20.1	5.549	3.1	2081.2	0.077	7.71	8.94	198.6		
	Carga 5	100.0	20.9	88.90	6770.1	13	334.4	323.2	234	1.40	17.1	7.481	3.2	2483.3	0.079	7.77	9.06	247.6		

Fonte: O autor

Para a utilização da metodologia apresentada na norma CFR 40 é necessário o cálculo da massa molecular dos compostos da exaustão. A massa molecular dos hidrocarbonetos totais (MMHC) é obtida através da relação molar hidrogênio/carbono (y) do combustível utilizado (Equação 3.7), fazendo com que esta norma seja aplicável para diferentes composições de combustível, como por exemplo, diferentes misturas de etanol e gasolina.

$$MMHC = 12,01 + 1,008y \quad (3.7)$$

Utilizando o etanol hidratado como combustível para todos os testes, a Tabela 3.7 apresenta os valores de massa molecular dos gases considerados neste trabalho (HC , NO_x , CO e CO_2), os quais serão considerados para a conversão através do método proposto pela norma CFR 40. Como mais de 95% das emissões de óxidos de nitrogênio em motores de ignição por centelha são de NO , para fins de cálculo e conversão das emissões de NO_x , considera-se a massa molecular do NO .

Tabela 3.7 – Massa molecular dos gases de exaustão avaliados neste trabalho

Gás	Massa Molecular (kg/kmol)
HC	15,03
NO	30,01
CO	28,01
CO ₂	44,01

Fonte: Adaptado de Melo (2012)

Como a medição do OBS é realizada em base úmida, a água permanece na forma de vapor durante a medição. Dessa forma, a massa molecular dos gases de exaustão (MM_{ex}) é calculada em base úmida, de acordo com o Equação 3.8 (EPA, 2009).

$$MM_{ex} = \frac{MM_{HC} \cdot Conc_{HC}}{10^6} + \frac{28,01 \cdot Conc_{CO}}{10^2} + \frac{44,01 \cdot Conc_{CO_2}}{10^2} + \frac{30,01 \cdot Conc_{NO_x}}{10^6} + 28,01 \cdot \frac{100 - \frac{Conc_{HC}}{10^4} - Conc_{CO} - Conc_{CO_2} - \frac{Conc_{NO_x}}{10^4}}{10^2}$$

Onde os termos $Conc_{HC}$ e $Conc_{NO_x}$ representam as concentrações em *ppm* de HC e de NO_x , enquanto $Conc_{CO}$ e $Conc_{CO_2}$ são as concentrações em % de CO e de CO_2

Como exemplo, a Equação 3.8 é utilizada para calcular as emissões específicas de NO_x em *g/kWh* (MNO_x).

$$MNO_x = \frac{V_{ar} + V_{comb}}{P} \cdot \frac{MM_{NO_x}}{MM_{ex}} \cdot Conc_{NO_x} \cdot 10^{-6} \quad (3.8)$$

Onde V_{ar} e V_{comb} representam as vazões de ar de combustível, P refere-se à potência medida através da célula de carga no eixo do dinamômetro e MM_{NO_x} é a massa molecular de NO, conforme justificado anteriormente.

As emissões específicas dos demais gases considerados neste trabalho (CO, CO_2 e HC) são calculadas através do mesmo método, considerando a Equação 3.8, as massas moleculares apresentadas na Tabela 3.7 e a concentração do gás avaliado. Além disso, o termo "10⁶" ao final da Equação 3.8, utilizado para emissões medidas em *ppm*, deve ser substituído por "10²" para o caso das concentrações medidas em percentual.

3.2.3 Cálculo das incertezas de medição

A incerteza de medição caracteriza um intervalo ou faixa de dispersão (BIPM et al., 2008), referindo-se à uma dúvida remanescente associada ao resultado da medição, a qual representa o grau de desconhecimento sobre aquilo que está sendo medido. Como um resultado de medição nada mais é do que uma estimativa do valor verdadeiro do mensurando, a incerteza torna-se necessária para expressar o grau de dúvida associado ao resultado da medição.

Para garantir a confiabilidade dos resultados, foi realizada uma avaliação metrológica dos sistemas de medição utilizados através dos valores fornecidos em manuais e certificados de calibração dos equipamentos envolvidos. Quando a incerteza do instrumento não foi disponibilizada, utilizou-se a resolução do instrumento dividida pela raiz quadrada de três, conforme descrito por Melo (2006) para uma distribuição de probabilidade retangular e com valores máximos e mínimos da variação conhecidos.

Conforme identificado no Apêndice A, para os sensores e dispositivos sem certificados de calibração, esta foi realizada mediante procedimentos experimentais padronizados. Para a calibração da célula de carga, forças conhecidas foram aplicadas a um braço de alavanca, de comprimento também conhecido, instalado entre o motor ensaiado e o dinamômetro. Através da multiplicação do módulo de cada valor de força pela distância entre o ponto de sua aplicação e o centro do eixo, calculou-se o valor de torque. Estes valores padrão foram comparados com os torques indicados pelo sistema de medição, possibilitando a calibração do sistema. Os termopares e termoresistências foram calibrados através de um calibrador portátil, modelo Forno BT da marca Ecil. O sensor MAP foi calibrado utilizando um manômetro digital da marca Zurich, com uma bomba de calibração também da Zurich modelo 800-D, realizando-se um método de intercomparação com a pressão gerada hidráulicamente utilizando água destilada. Para isso, aplicou-se um carregamento crescente de pressão em pontos pré-determinados atingindo um valor máximo, diante do qual foi realizada a gradativa redução de pressão e aferição dos pontos também em ordem decrescente. No Apêndice A, as Tabelas A.1, A.2, A.3, A.4 apresentam as incertezas máximas das grandezas envolvidas nos resultados apresentados.

A metodologia utilizada neste trabalho para estimativa de incertezas foi desenvolvida originalmente para laboratório de emissões veiculares (MELO, 2006), tendo sido aplicada posteriormente também em laboratório de motores (MELO, 2006). De acordo com Melo (2006), a incerteza de medição pode ser dividida em incerteza devido à repetitividade (Tipo "A") e incerteza devido a calibrações, resolução e padrões utilizados (Tipo "B"). As incertezas Tipo "A" (I_A) e Tipo "B" (I_B), podem ser combinadas através do cálculo da incerteza combinada (I_C), conforme a Equação 3.9.

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (3.9)$$

Posteriormente, pode ser calculada a incerteza expandida I_E através da relação apresentada na Equação 3.10, multiplicando a incerteza combinada pelo fator de abrangência (k_{ab}), que pode ser assumido com o valor 2 para um grau de confiança de 95% (MELO, 2012).

$$I_E = k_{ab} * I_C \quad (3.10)$$

Uma vez que não foram efetuadas repetições das medições realizadas neste trabalho, ou seja, cada ponto foi coletado uma única vez, a incerteza devido à repetitividade (Tipo "A") foi desconsiderada, sendo utilizada a incerteza do Tipo "B", oriunda de calibrações, manuais e certificados, para a elaboração das incertezas envolvidas. Não sendo observada a incerteza do Tipo "A", I_C assumirá o mesmo valor observado para a incerteza do Tipo "B" e, de acordo com a Equação 3.10, assumindo que k_{ab} seja igual a 2 para um grau de confiança de 95%, as incertezas expandidas serão duas vezes as incertezas do Tipo "B".

Os resultados observados na análise de incertezas deste trabalho são apresentados no Apêndice A, através das Figuras A.1 a A.4.

3.3 MODELO COMPUTACIONAL VEICULAR UTILIZADO

As pesquisas sobre sistemas de ignição com pré-câmaras encontradas na literatura e as realizadas no CTM até o instante do desenvolvimento deste trabalho (conforme abordado no item 2.2), contemplam exclusivamente a análise em condições estacionárias de operação. Tais restrições ignoram os efeitos de acelerações e desacelerações observadas em conduções veiculares rotineiras e abordam, em geral, condições onde os maiores benefícios do sistema são observados. Mediante à imposição de um ciclo de operação, faz-se com que o motor opere em diferentes regiões de seus mapas de calibração, favorecendo o aprimoramento das condições de interesse. Assim, torna-se possível a avaliação da eficácia do sistema em atingir os objetivos propostos, seja de redução no consumo de combustível e nas emissões de gases, sem a necessidade de realização de testes experimentais transientes do motor em dinamômetro ativo de bancada ou do motor instalado à um veículo e avaliado em dinamômetro de chassi, reduzindo o tempo e os custos de desenvolvimento.

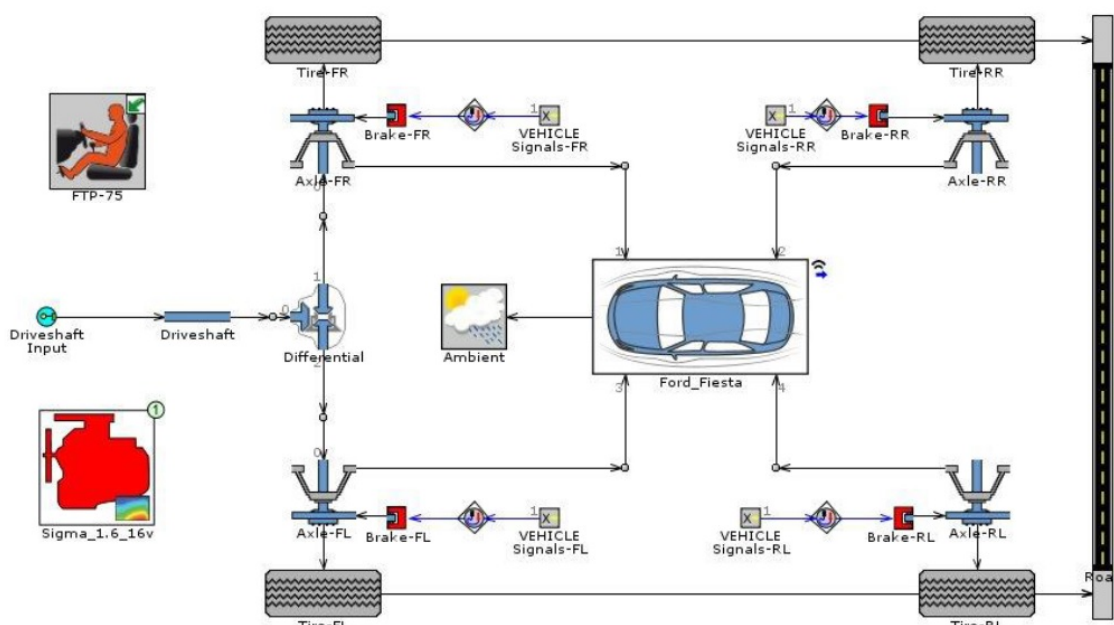
Para isso, a avaliação do sistema de pré-câmaras aqui considerado utiliza as condições impostas pelo ciclo HWFET (do inglês, *Highway Fuel Economy Test*), apresentado na Figura 2.16 e adotado pela norma brasileira NBR 7024 para a homologação de veículos leves de passeio em condições rodoviárias de operação, e também pelas condições impostas pelo ciclo FTP-75, utilizado no Brasil para a homologação de veículos de passeio em

condições urbanas. De acordo com os procedimentos de ensaio para a regulamentação do veículo, este é colocado em dinamômetro de chassi onde deve atingir às velocidades alvo descritas nos ciclos. Entretanto, este trabalho visa reproduzir estas condições através de modelos computacionais, utilizando como dados de entrada os mapas operacionais de desempenho, consumo e emissões do motor que sejam abrangentes às condições observadas nestes ciclos de condução e também as condições de velocidade desenvolvidas pelo veículo durante os ciclos.

Conforme mencionado, a NBR 7024 estabelece em seu Anexo A, as coordenadas do ciclo de condução em rodovia, que constituem um valor de velocidade do veículo para cada um dos 765 segundos do ciclo. De maneira análoga, a NBR 6601 apresenta em seu Anexo B as coordenadas de velocidade do veículo para condução urbana, durante 1877 segundos. Apesar da norma contemplar fases de ensaio a quente e a frio, os dados experimentais utilizados como entrada no modelo computacional foram coletados com o motor quente, sendo assim, as simulações referem-se ao comportamento do motor em temperaturas de operação de 80 °C. Além disso, neste trabalho não foram considerados os fatores de deterioração das emissões de gases durante o acúmulo de rodagem, utilizados nos procedimentos de homologação veicular (ABNT, 2000).

O *software* GT-Suite da *Gamma Technologies*® dispõe de uma ferramenta de modelagem unidimensional capaz de auxiliar nos cálculos do comportamento de um veículo sobre um ciclo de condução. Para isso, um modelo representativo de um Ford Fiesta 1.6 16v ano 2014, foi desenvolvido (Figura 3.9), representando o veículo comercial à que se aplica o motor considerado nos ensaios experimentais, com o intuito de se obter o comportamento desenvolvido pelo veículo durante os ciclos de condução.

Figura 3.9 – Modelo de um Ford Fiesta 1.6 16v desenvolvido no *software* GT-Suite



Neste modelo, equações diferenciais de movimento são integradas no tempo, calculando as velocidades e torques no sistema de acordo com as cargas demandadas pelo ciclo de condução. A resistência ao deslocamento pode ser calculada através dos coeficientes f_0 e f_2 , obtidos através de ensaios de desaceleração do veículo, como apresentado pela norma NBR 10312 (ABNT, 2014). Essa força resistiva é inserida à Equação 3.11, que calcula o torque requerido para o movimento do veículo.

$$\begin{aligned} \tau_{vehicle} = & \left[I_{trans1} + \frac{I_{trans2}}{R_t^2} + \frac{I_{dsh}}{R_d^2} + \frac{I_{axl}}{(R_d^2)(R_t^2)} + \frac{(M_{veh})(r_{whl}^2)}{(R_d^2)(R_t^2)} \right] \frac{d\omega_{drv}}{dt} \\ & - \left[\frac{I_{trans2}}{R_t^3} + \frac{I_{dsh}}{R_d^3} + \frac{I_{axl}}{(R_d^2)(R_t^3)} + \frac{(M_{veh})(r_{whl}^2)}{(R_d^2)(R_t^3)} \right] \omega_{drv} \frac{dR_t}{dt} \\ & + \left[\frac{F_{aer} + F_{rol} + F_{grd}}{R_d R_t} \right] r_{whl} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Ainda na Equação 3.11, I_{trans1} e I_{trans2} representam os momentos de inércia na entrada e na saída do conjunto de transmissão, respectivamente. Os termos R_d e R_t representam as relações de transmissão final e para cada marcha. O momento de inércia do eixo de transmissão é dado por I_{dsh} , enquanto o referente ao número de rodas é dado por I_{axl} . O raio da roda é representado no termo r_{whl} e a massa do veículo em M_{veh} . Todos estes termos estão relacionados com a velocidade ω_{drv} do veículo no instante de tempo t . Esta primeira parte da equação representa o torque requerido para acelerar a inércia efetiva, avaliada diretamente no sistema de embreagem e de transmissão.

Na segunda parte da equação, os termos são relacionados à derivada temporal da relação de transmissão R_t , representando a carga induzida em função do transiente da relação de marchas. As forças externas são adicionadas na terceira parte da equação através dos termos F_{aer} (forças aerodinâmicas), F_{rol} (forças de resistência à rolagem) e F_{grd} (força gravitacional), sendo convertidas em torque através da relação estabelecida com o raio das rodas r_{whl} . Detalhes específicos da composição de cada uma das forças e demais equações relacionadas ao modelo computacional podem ser observados no manual do *software* GT-Suite (GT-SUITE, 2015).

A Tabela 3.8 apresenta as características do veículo e de condução consideradas no modelo computacional. Os dados utilizados nas seções *Veículo* e *Transmissão* da Tabela 3.8 foram obtidos através do manual do fabricante. Uma vez que a NBR 6601 permite que o requisitante do ensaio defina as trocas de marchas, o modelo computacional também foi utilizado para estabelecer os instantes de troca marcha que propiciassem melhor desempenho no ciclo. As estratégias avaliadas consideraram regiões de máximo torque e potência, além das condições extremas avaliadas experimentalmente. Com isso, objetivou-se o pleno desenvolvimento dos ciclos de condução à que o veículo foi imposto, visando reduzir os erros entre a velocidade desenvolvida e a velocidade alvo.

Tabela 3.8 – Dados de entrada no modelo computacional

<i>Vehicle</i> (Veículo)		
Pneus		185/60/15
Massa do veículo (<i>kg</i>)		1.290
Massa dos passageiros (<i>kg</i>)		150
Coeficiente desaceleração f_0 (N)		153,2
Coeficiente desaceleração f_2 (N/km/h ²)		0,03964
Distância entre-eixos (<i>m</i>)		2,489
Transmissão		Manual
<i>Engine</i> (Motor)		
Volume deslocado (<i>cm</i> ³)		1596
Número de cilindros		4
Ciclo		Otto
	Original	$\lambda = 1,0$
	PCIS	$\lambda \approx 1,0$
Mapas experimentais	PCIS	$\lambda = 1,2$
	PCIS	$\lambda = 1,4$
	PCIS	Estratégia "A"
	PCIS	Estratégia "B"
<i>Transmission</i> (Transmissão)		
Relação	1ª Marcha	3,846
	2ª Marcha	2,038
	3ª Marcha	1,281
	4ª Marcha	0,951
	5ª Marcha	0,756
Eficiência		0,97
Relação Final Diferencial		4,56
<i>Driver</i> (Motorista)		
Troca de Marcha	Estratégia 1	1250rpm – 2250rpm
	Estratégia 2	1250rpm – 2500rpm
	Estratégia 3	1500rpm – 2500rpm
	Estratégia 4	1500rpm – 2750rpm
	Estratégia 5	1500rpm – 3000rpm
	Estratégia 6	1750rpm – 2500rpm
	Estratégia 7	1750rpm – 2750rpm
	Estratégia 8	1750rpm – 3000rpm
Ciclos de condução		FTP-75
		HWFET

Fonte: Adaptado do fabricante (Ford Motor Company, 2007)

Conforme descrito na seção 3.2.2, as características do motor utilizadas no modelo computacional são baseadas em mapas experimentais, coletados em pontos estacionários na bancada dinamométrica. Como entrada no modelo, utiliza-se uma tabela XYZ relacionando rotação do motor, posição da borboleta e BMEP resultante. Relacionados ao mapa

de operação, utilizam-se também mapas semelhantes que vinculam o consumo de combustível e as emissões de gases à rotação e carga observadas no motor, por exemplo. Assim, além dos mapas obtidos nas quatro condições nas quais o motor foi calibrado experimentalmente, duas estratégias ("A" e "B") foram desenvolvidas com o uso das regiões ótimas observadas, objetivando reduzir os níveis de emissões de HC.

Para isso, foram geradas tabelas de desempenho, consumo de combustível e emissões de gases para cada uma das condições consideradas na calibração do motor, conforme apresentado na Tabela 3.6. A Figura 3.10 mostra um exemplo dos parâmetros obtidos experimentalmente e utilizados como dados de entrada no modelo, relacionando rotação, carga e posição do acelerador à parâmetros de consumo de combustível e emissões de gases.

Figura 3.10 – Exemplo de parâmetros obtidos experimentalmente do motor em bancada para serem utilizados como dados de entrada no *software* GT-Suite

Original										Homogêneo 1.0									
Rotação Motor	% accel	IMEP	λ	BSFC total	MHC	MCO	MCO ₂	MH ₂ O	MNO _x	Rotação Motor	% accel	IMEP	λ	BSFC total	MHC	MCO	MCO ₂	MH ₂ O	MNO _x
rpm		bar		g/kWh						rpm		bar		g/kWh					
743.48	0.00	0.53	1.0	1898.3	12.0	25.8	775.8	463.8	0.1	799.4	0.0	0.6	0.9	1246.8	27.4	80.1	1058.5	712.9	0.6
999.72	13.60	1.32	1.0	651.0	5.8	61.4	826.5	551.9	1.2	999.0	18.0	1.4	1.0	643.8	6.6	39.9	998.3	629.3	3.2
998.79	20.74	2.01	1.0	520.3	4.2	20.1	935.7	620.2	4.5	1000.5	36.4	2.9	1.0	486.4	5.4	33.5	792.8	506.1	6.1
999.88	33.52	3.24	1.0	417.6	3.6	18.1	781.3	523.2	6.0	998.6	45.4	3.6	1.0	451.0	5.4	34.2	766.4	491.8	6.8
1249.01	11.74	1.13	1.0	726.2	6.2	27.3	884.2	535.3	1.4	1250.0	22.2	1.7	1.0	588.3	4.8	29.3	818.7	512.7	2.9
1249.51	23.23	2.25	1.0	480.4	3.6	19.5	827.8	540.0	4.5	1249.2	37.3	2.9	1.0	465.8	4.7	30.5	744.4	474.8	4.8
1249.47	36.43	3.52	1.0	407.2	2.8	16.6	673.8	446.1	5.4	1249.7	47.0	3.7	1.0	424.0	4.1	26.4	654.3	422.6	5.3
1249.88	44.45	4.30	1.0	386.5	2.3	16.1	580.8	390.2	5.4	1249.2	51.8	4.1	1.0	419.1	3.8	25.5	622.9	399.8	5.9
1503.40	13.40	1.30	1.0	668.1	4.7	30.5	1134.8	780.9	1.9	1493.2	21.1	1.7	1.0	594.9	5.0	40.8	1013.2	653.3	3.9
1480.50	36.35	3.51	1.0	406.1	2.4	16.6	731.0	503.8	6.0	1484.7	39.7	3.1	1.0	448.5	4.0	32.9	737.6	485.7	4.9
1466.09	57.66	5.58	1.0	370.6	3.7	23.3	622.2	431.5	6.7	1490.8	58.2	4.6	1.0	405.6	5.3	30.1	639.7	420.3	6.0
1520.42	75.81	7.33	1.0	360.7	6.3	17.6	550.2	379.5	7.7	1510.4	78.5	6.2	1.0	384.2	5.4	23.9	562.7	367.9	6.5
1471.40	100.00	9.67	1.0	356.1	8.9	17.2	662.3	449.6	11.0	1476.2	100.0	7.8	1.2	368.6	12.1	16.5	786.2	534.9	4.2
1749.27	10.56	1.03	1.0	796.2	7.1	30.9	1359.1	952.3	1.6	1749.3	23.9	1.9	1.0	575.3	3.5	31.9	866.8	577.4	3.4
1749.19	42.39	4.15	1.0	384.4	2.0	15.1	686.7	476.0	6.0	1749.5	38.7	3.1	1.0	463.7	4.2	33.6	758.0	503.8	4.7
1749.70	57.36	5.61	1.0	365.5	3.4	20.6	636.7	448.5	6.7	1749.4	61.5	5.0	1.0	399.7	3.6	27.6	634.9	427.9	6.9
1749.97	77.76	7.61	1.0	351.9	5.6	17.4	603.3	425.7	8.2	1748.7	78.5	6.3	1.1	370.1	4.6	12.8	604.0	409.8	4.2

Fonte: O Autor

3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS DA METODOLOGIA

Este capítulo descreveu os equipamentos e procedimentos necessários para que os objetivos estabelecidos neste projeto fossem desenvolvidos, apresentando o motor e o sistema de pré-câmaras utilizados, bem como descrevendo a estratégia adotada para calibração do motor, os pontos de ensaio e o tratamento dos dados a serem utilizados no modelo computacional. Para isso, é relevante destacar as principais etapas da metodologia adotada:

- Os experimentos foram realizados em um motor Ford Sigma 1.6l 16v, inicialmente com sistema de ignição original e etanol hidratado como combustível;
- Em dinamômetro de bancada, consideraram-se 43 pontos estacionários de operação, variando carga e rotação do motor, para que contemplassem desde condições de marcha lenta (em aproximadamente $800rpm$), cargas baixas e plenas, até a rotação de $3000rpm$. Em cada um dos pontos o motor teve sua calibração otimizada e foram salvos os parâmetros de interesse;
- O sistema de ignição por pré-câmaras testado foi apresentado no trabalho de Alvarez (2018), sendo utilizado neste trabalho com mistura homogênea ($\lambda \approx 1,0$ e $\lambda = 1,2$) e estratificada ($\lambda = 1,4$), considerando injeção de hidrogênio na pré-câmara para fins de estratificação;
- Para cada uma das condições de lambda foram redefinidos os pontos de ensaio e repetida a metodologia de calibração desenvolvida para o motor original. Para as condições de estratificação de mistura, a injeção de hidrogênio ocorreu objetivando a redução da variabilidade cíclica até níveis operacionais. Após a estabilização foram salvos os parâmetros de interesse;
- Os dados adquiridos pelos diferentes sistemas de controle e monitoramento foram processados e agrupados, criando mapas de operação com informações de desempenho, consumo de combustível e emissões de gases, sendo utilizados como informações de entrada no modelo computacional;
- Um modelo computacional representativo à um veículo leve de passageiros foi desenvolvido e diferentes casos foram considerados para avaliar cada condição individualmente (motor original com $\lambda = 1,0$, pré-câmara com mistura homogênea com $\lambda \approx 1,0$ e com $\lambda = 1,2$, pré-câmara com mistura estratificada com $\lambda = 1,4$ e duas estratégias mistas com o uso das pré-câmaras). Além disso, o modelo computacional possibilitou a avaliação de diferentes estratégias para troca de marcha e a aplicação em diferentes condições de condução, representadas por ciclos urbanos e rodoviários utilizados na homologação veicular;
- A metodologia proposta possibilita a obtenção das condições do motor no veículo a partir da interpolação entre pontos de operação estacionários obtidos em dinamômetro de bancada, sem a necessidade de realização de testes do veículo em dinamômetro de chassis, podendo esta metodologia ser aplicada a motores em desenvolvimento que ainda não foram instalados em um veículo, reduzindo o tempo e o custo do projeto.

4 RESULTADOS

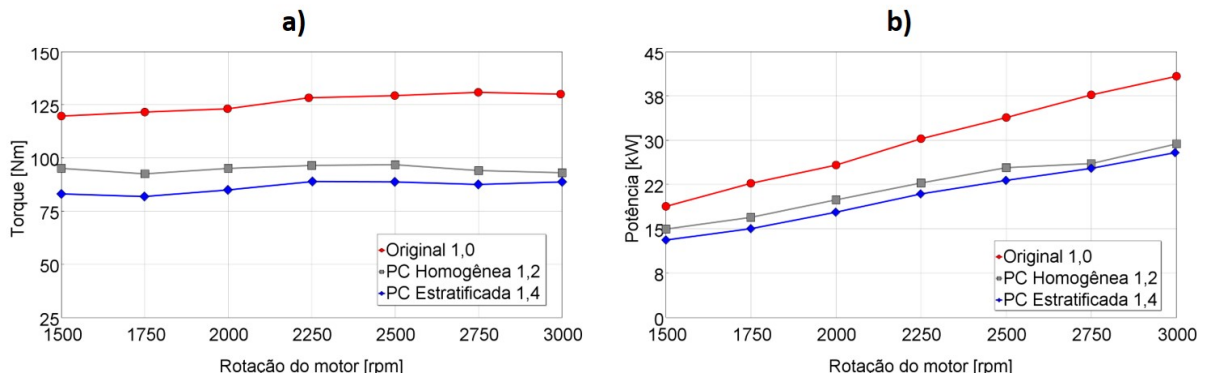
Os resultados desta pesquisa são apresentados em cinco seções. A primeira destina-se à definição dos limites de operação do protótipo, principalmente no que tange à razão ar-combustível, uma vez que o sistema de pré-câmaras considerado nesta pesquisa havia sido testado somente em uma condição de operação, de $2250rpm$ e $5bar$ de IMEP (ALVAREZ, 2018). Na segunda seção são apresentados os mapas do motor em condições estacionárias de operação obtidos através dos ensaios experimentais, em termos de emissões e consumo de combustível. Com isso, foi possível observar as regiões ótimas de funcionamento para cada estratégia adotada. Com base nestes resultados, a terceira seção apresenta duas estratégias alternativas para reduzir o consumo de combustível durante ciclos de condução e seus respectivos mapas de consumo e emissões, considerando a operação em diferentes razões ar-combustível de acordo com a carga e a rotação demandada ao motor. A quarta seção aborda a aplicação do sistema de pré-câmaras em veículos, considerando ciclos de condução urbana e rodoviária, e os impactos do sistema em consumo de combustível e emissões de gases, apresentando os valores médios para cada ciclo. Ainda, são avaliadas diferentes estratégias para trocas de marchas visando posicionar a operação do motor em condições que beneficiem o desempenho através dos ciclos de condução considerados. Na quinta seção são apresentadas as considerações finais dos resultados, com um resumo do que se espera em uma aplicação veicular do sistema de ignição por pré-câmaras.

4.1 LIMITES DE OPERAÇÃO PARA O CONCEITO PCIS AVALIADO

A Figura 4.1 apresenta os resultados dos máximos valores de torque e de potência observados nas rotações avaliadas. De acordo com os dados do fabricante (Tabela 3.1), os valores máximos de torque e potência do motor são observados em rotações superiores, $4250rpm$ e $5500rpm$, respectivamente. Entretanto, as rotações ensaiadas foram limitadas às usualmente observadas em condições de condução veicular visando preservar a integridade do motor e do sistema.

A redução na quantidade de combustível fornecida ao motor para operar com pré-câmaras em $\lambda=1,2$ e $\lambda=1,4$, se comparado ao sistema original em $\lambda=1,0$, reduz em porcentagens similares o torque e a potência desenvolvidos pelo motor. Entretanto, o uso de misturas pobres pode mitigar a ocorrência de detonação (DUAN et al., 2018), tornando possível o aumento da razão volumétrica de compressão e a adoção de outras estratégias de recuperação de potência como a sobre-alimentação.

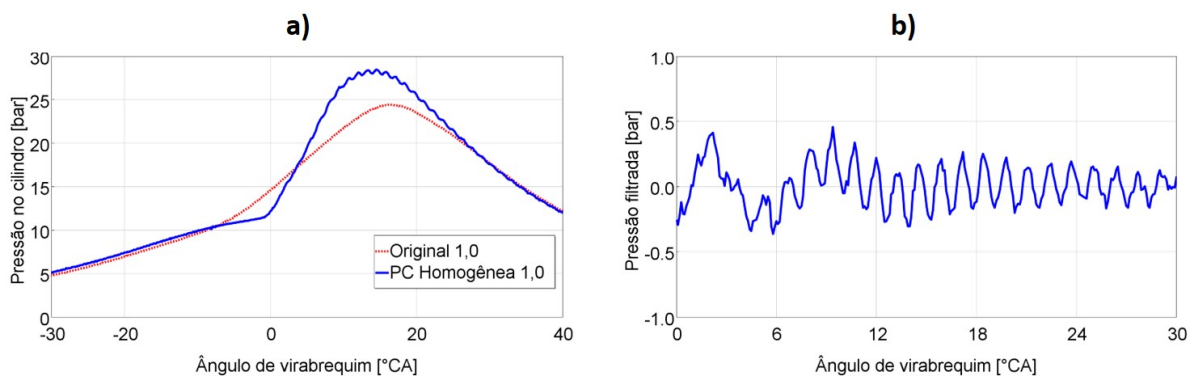
Figura 4.1 – Curva de torque (a) e potência (b) para o motor original em $\lambda=1,0$ com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda=1,2$ e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$



Fonte: O Autor

Na Figura 4.1 são observadas somente curvas em $\lambda=1,2$ e $\lambda=1,4$ para os ensaios com pré-câmaras, uma vez que não são atingidas condições de plena carga em $\lambda=1,0$. Tal limitação é justificada em função da ocorrência de anomalias na combustão, conforme visualizado através da curva de pressão do cilindro na Figura 4.2a. Na Figura 4.2b é apresentada a curva de pressão filtrada, obtida pela diferença entre os dados reais e a curva de tendência observada entre eles.

Figura 4.2 – Curvas de pressão no cilindro para o motor original e com pré-câmaras em $\lambda = 1,0$ (a) e dados filtrados para pré-câmaras em $\lambda = 1,0$ (b). Operação em $1500rpm$ e $4bar$ de IMEP



Fonte: O Autor

Essas oscilações na pressão do cilindro podem ser associadas com o fenômeno de detonação, uma vez que a detonação é caracterizada por um aumento súbito e agudo na pressão. Porém, de acordo com Sens (2019), essas oscilações são típicas de motores com pré-câmaras e podem também ser atribuídas à dinâmica dos gases que atravessam os orifícios de interconexão da pré-câmara para a câmara principal, resultando em múltiplos pontos de ignição e conseqüentemente a propagação de diferentes frentes de chama.

Esta alteração no comportamento da combustão com o uso de pré-câmaras dificulta a identificação da detonação através da análise da pressão no cilindro, tornando necessária a avaliação por outros métodos, como por emissão acústica (BONDARENKO; FUKUDA, 2016) ou por redes neurais (LAZARESCU; LAZARESCU; UNGUREANU, 2004), por exemplo.

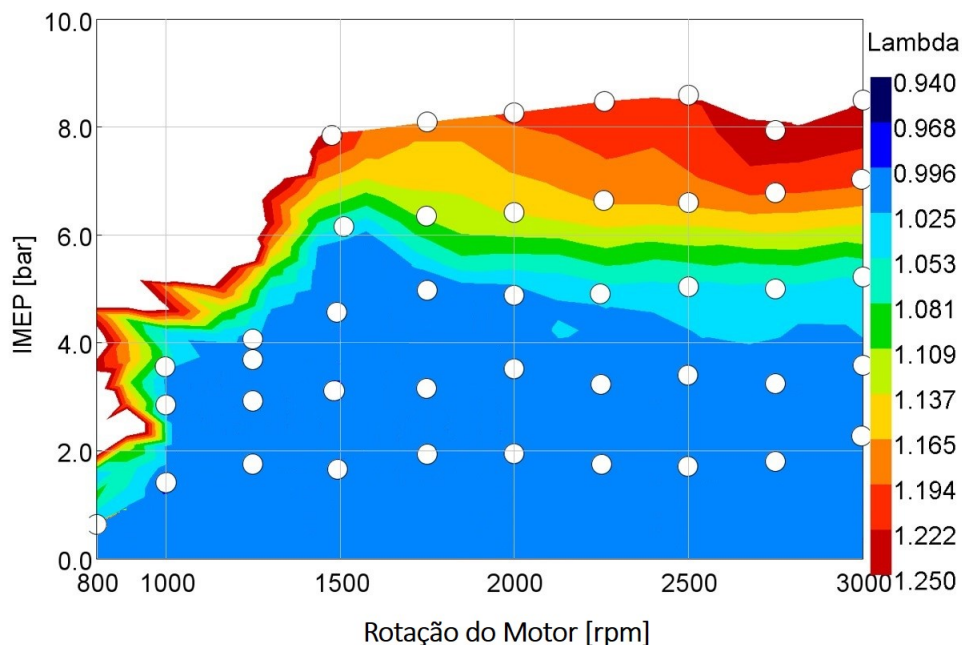
Na Figura 4.2a também observa-se a diferença no formato das curvas de pressão entre os dois sistemas. Com as pré-câmaras, a maior energia de ignição e o aumento da turbulência resultam em uma combustão mais rápida. Como a energia do combustível é fornecida em um menor tempo, observa-se um aumento no pico de pressão. A aplicação do filtro passa-alta (do inglês, *high-pass filter*), apresentada na Figura 4.2b, teve como objetivo separar as oscilações da tendência da curva de pressão, possibilitando a avaliação da magnitude da oscilação.

Com isso, visando a integridade do protótipo, este trabalho limitou a operação em plena carga às condições de mistura pobre, próximas à $\lambda = 1,2$, onde não se observaram oscilações acentuadas na curva de pressão. Assim, os pontos experimentais mais próximos da estequiometria obtidos com pré-câmaras, aos quais referem-se por PC Homogênea $\lambda \approx 1,0$, apresentaram valores de lambda de acordo com a Figura 4.3. A estratégia de calibração utilizada para estes pontos foi a mesma utilizada para as demais condições, conforme descrito na seção 3.2.2, entretanto com um aumento na razão ar-combustível até que não fossem observadas oscilações similares às apresentadas na Figura 4.2.

Os valores observados na Figura 4.3 para regiões abaixo dos pontos experimentais mínimos ($\approx 2,0$ bar de IMEP) são oriundos da interpolação destes pontos com eles mesmos, assumindo que se mantenham aproximadamente constantes até regiões de cargas mais baixas. Tal procedimento é necessário para que o *software* não execute uma interpolação com um valor nulo, o que resultaria em significativos erros computacionais.

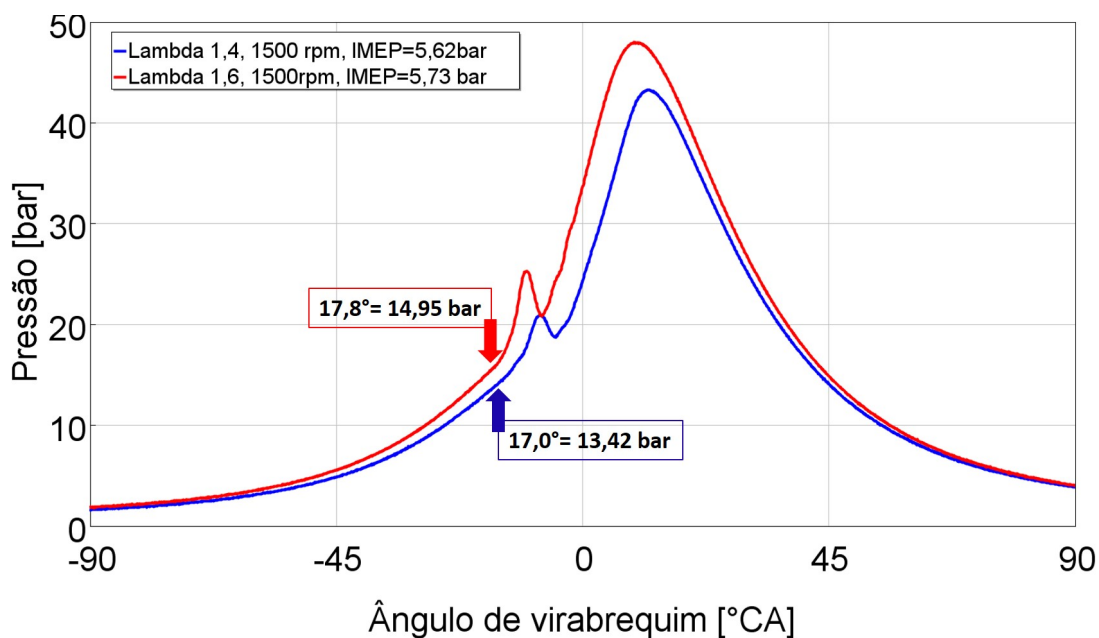
Por outro lado, uma das limitações de um maior empobrecimento com o uso do sistema de ignição por pré-câmaras foi observada em função da capacidade do sistema em injetar o combustível suplementar, responsável pela estratificação da mistura. O regulador de pressão utilizado na linha de hidrogênio tem limite de operação em 10bar , fazendo com que pressões desta ordem dentro da pré-câmara impeçam a entrada do combustível. Para esta definição, a Figura 4.4 apresenta duas curvas de pressão na pré-câmara em condições similares de carga, uma para $\lambda = 1,4$ e outra para $\lambda = 1,6$, ambas a 1500rpm , resultando respectivamente em $5,62\text{bar}$ e $5,73\text{bar}$ de IMEP. As setas na Figura indicam os instantes da ignição pela vela e as respectivas pressões na pré-câmara. Neste caso, as injeções de combustível líquido ocorreram a 170° antes do PMS para $\lambda = 1,4$ e a 150° antes do PMS para $\lambda = 1,6$, enquanto as de combustível gasoso ocorreram a 100° para ambos os casos.

Figura 4.3 – Pontos experimentais e os respectivos fatores lambda observados com o sistema de ignição por pré-câmaras e mistura homogênea



Fonte: O Autor

Figura 4.4 – Curvas de pressão na pré-câmara para o motor com pré-câmaras em $\lambda = 1,4$ e $\lambda = 1,6$ e os respectivos instantes de ignição pela vela.



Fonte: O Autor

Observa-se que o incremento da parcela de ar com o aumento do fator lambda resulta em uma elevação da pressão dentro da pré-câmara. Para garantir que o combustível suplementar supere esta contra-pressão e assim adentre ao volume da pré-câmara, a pressão de injeção deve ser elevada de acordo com o lambda. Entretanto, para que

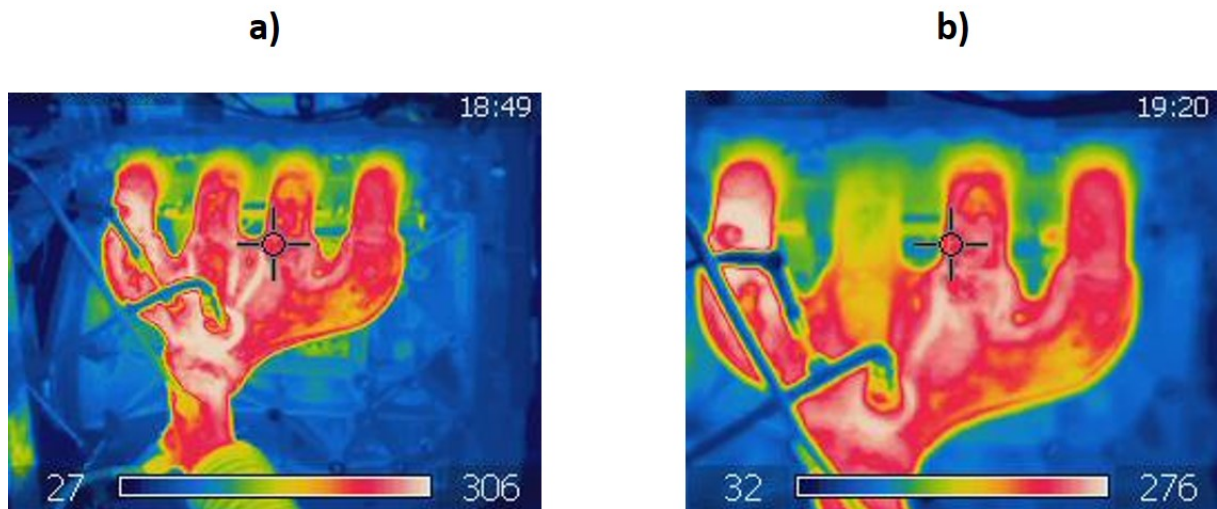
haja eficácia na estratificação da mistura, ou seja, para que a maior parcela possível do combustível suplementar permaneça na pré-câmara e não escoe para a câmara principal, é fundamental que o instante da injeção seja próximo do instante da centelha dada pela vela. Para ilustrar, os pontos representados pelas setas na Figura 4.4 referem-se aos instantes em que ocorrem as centelhas pelas velas de ignição. De acordo com a metodologia estabelecida para a calibração, estes instantes são definidos para garantir condições de MBT. Apesar do empobrecimento da mistura, o aumento na vazão de hidrogênio contribui para acelerar a combustão, fazendo com que poucas alterações sejam realizadas no avanço de ignição para se atingir MBT. Devido à restrição no aumento da pressão de injeção imposta pela faixa de operação do regulador de pressão, a injeção de hidrogênio foi realizada a 10bar entre 30 e 100 graus antes do PMS para todas as condições ensaiadas, não sendo observadas variações de eficácia desde que realizadas dentro do tempo de compressão e respeitando a contra-pressão imposta pelo movimento acendente do pistão.

Conforme descrito no Capítulo 3, a medição de pressão no cilindro foi realizada em somente um dos quatro cilindros do motor avaliado. Assim, a estratégia de calibração baseou-se no comportamento deste cilindro, assumindo que os demais apresentassem parâmetros similares. Entretanto, em condições próximas aos limites de empobrecimento, a variabilidade entre cilindros mostra-se mais presente, influenciando diretamente no aprimoramento da calibração. No caso em questão, a diferença de comportamento entre os cilindros pode ser atribuída à pequenas variações construtivas nos componentes do sistema de ignição por pré-câmaras empregados em cada um dos cilindros, o que apresenta influência direta na chegada do combustível suplementar à pré-câmara. Na Figura 4.5 é observada a diferença de temperatura entre os dutos do coletor de exaustão quando um dos cilindros apresenta falhas de ignição. Tais condições foram verificadas através de uma câmera termográfica em testes de diferentes pontos de operação em $\lambda = 1,6$, podendo ser corrigidas com a calibração da quantidade de combustível individualmente em cada cilindro. Entretanto, em função de um único cilindro estar sendo monitorado, adotou-se o limite de $\lambda = 1,4$ para garantia da integridade do protótipo.

4.2 MAPAS EXPERIMENTAIS PARA CONSUMO DE COMBUSTÍVEL E EMISSÕES GASOSAS

Nesta seção, a operação do motor original, utilizando vela de ignição e $\lambda = 1,0$ foi comparada diretamente com a operação do motor com pré-câmaras em três condições de mistura, conforme descrito no capítulo 3 e na seção 4.1. Para isso, utilizam-se os dados obtidos experimentalmente nos pontos de operação da Figura 3.6, sendo graficados em forma de mapas através do *software* GT-Suite, o qual realiza um processo de interpolação entre os pontos para estabelecer os limites das regiões. Nas Figuras 4.6 à 4.12, a posição

Figura 4.5 – Gradiente de temperaturas no coletor de exaustão para o motor operando em condições estáveis (a) e com um cilindro apresentando falhas de ignição (b)



Fonte: O Autor

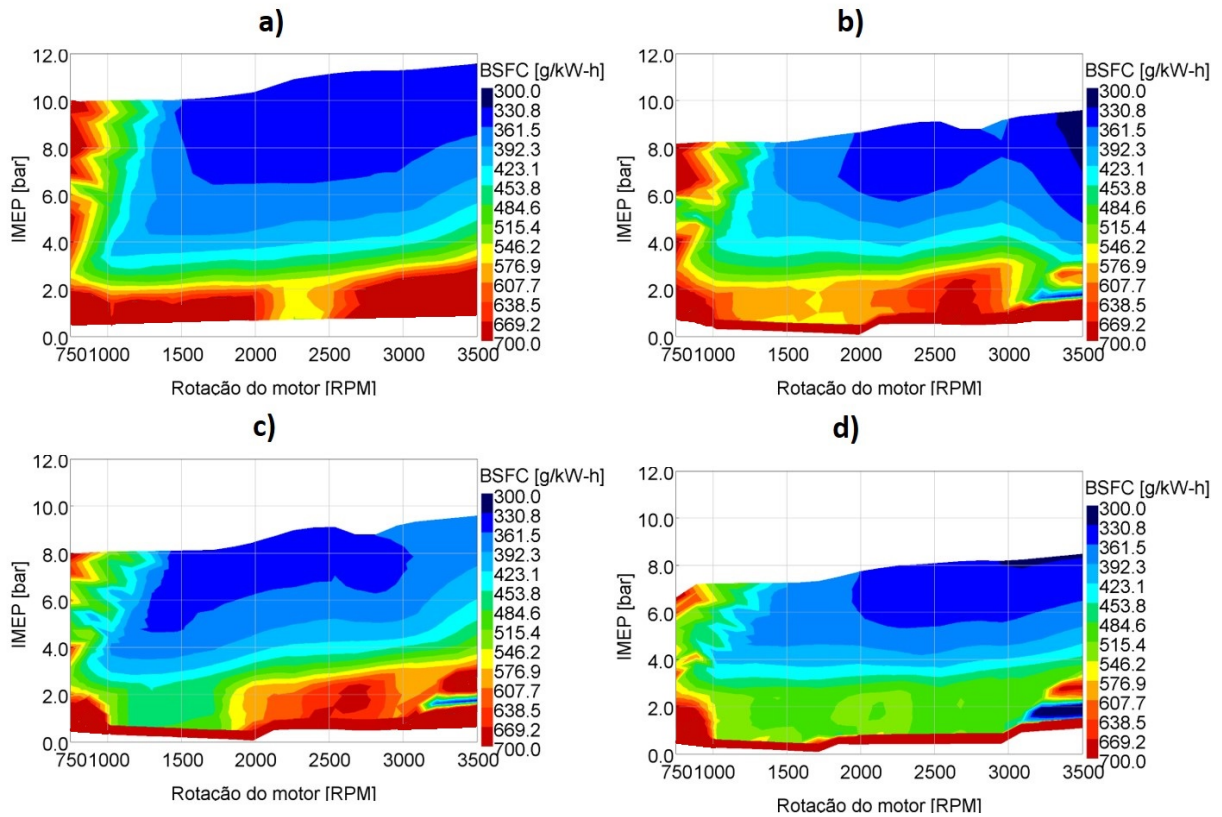
(a) representa o motor original com $\lambda = 1,0$, enquanto a posição (b) representa o motor com PCIS, mistura homogênea e λ de acordo com a Figura 4.3, obtidos nas condições mais próximas da estequiometria e que garantissem estabilidade na combustão. As posições (c) e (d) das Figuras referem-se ao uso das pré-câmaras em condições de mistura homogênea com $\lambda = 1,2$ e de mistura estratificada com $\lambda = 1,4$, respectivamente. Ainda nas Figuras 4.6 à 4.12, os valores apresentados para a rotação de $3500rpm$ referem-se à uma extrapolação dos dados obtidos experimentalmente para $3000rpm$, sendo necessários especialmente para a simulação de ciclos de condução em estrada, abordados na seção 4.4.

4.2.1 Resultados para o consumo de combustível

Os gráficos da Figura 4.6 apresentam como o consumo específico de combustível de eixo (BSFC, do inglês *Brake Specific Fuel Consumption*) varia de acordo com a carga e a rotação do motor nas quatro condições avaliadas. Para todas elas, observa-se que o BSFC sofre maior influência com a carga imposta ao motor e em alguns casos mantém-se praticamente constante com a variação da rotação. De acordo com Heywood (2018), em uma mesma carga, as rotações menores tendem a apresentar maiores consumos específicos de combustível em função dos menores picos de liberação de calor, que resultam em uma menor eficiência de conversão de combustível. Já em uma mesma rotação, o consumo específico de combustível tende a ser maior em baixas cargas em função das perdas por atrito, em boa parte decorrentes das perdas por bombeamento devido à restri-

ção imposta pela válvula borboleta.

Figura 4.6 – Mapas do consumo específico total de combustível para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d), considerando a vazão de etanol e a de hidrogênio



Fonte: O Autor

A Figura 4.6b apresenta o consumo específico de etanol para o motor equipado com pré-câmaras com mistura estequiométrica até, aproximadamente, 6 bar de IMEP. Acima disso, de acordo com a Figura 4.3, já ocorre empobrecimento na mistura. Nessas condições, a piora mais expressiva no BSFC quando comparado ao motor original ocorre em rotações parciais (entre 2250 e 2750rpm) e cargas baixas (inferiores a 3bar), estando abaixo de 10%. Por outro lado, o empobrecimento da mistura em cargas acima de 6bar favorece o BSFC, apresentando reduções de aproximadamente 5% entre as rotações de 2000 e 2500rpm. A melhoria no BSFC é estendida à outras regiões de operação quando o empobrecimento da mistura é considerado em todo o mapa de operação, como mostrado na Figura 4.6c. Nesse caso observa-se uma redução média de aproximadamente 3% para todo o mapa, com máximos de 10% para todas as cargas avaliadas abaixo de 1500rpm. Em rotações superiores, o percentual de redução é menos expressivo (em torno de 2% a 3%), com melhores valores em cargas acima de 6bar.

Os valores expressos na Figura 4.6d referem-se ao consumo específico total de

combustível, somando o fluxo de etanol com o de hidrogênio, para o motor operando com λ global de 1,4. Até $2000rpm$ o conceito PCIS apresenta BSFC similar ao motor original para condições de carga acima de $3bar$ de IMEP. Para baixas cargas, são observadas reduções entre 10% e 20% no BSFC total em toda a faixa de rotação. Benefícios também são observados para todas as faixas de carga em condições de rotação média e alta (acima de $2000rpm$), com reduções de até 8%.

Este comportamento no BSFC com o uso de sistemas de ignição por pré-câmaras, especialmente com a queima de misturas pobres, pode ser justificado pelas menores perdas por bombeamento, resultantes da necessidade da maior abertura da válvula borboleta para compensar as perdas de potência e também pela redução na temperatura da combustão, que reduz as perdas por transferência de calor. Os benefícios da maior abertura da válvula borboleta tornam-se ainda mais evidentes em condições de elevadas cargas e rotações. Esta redução nas perdas por bombeamento em motores SI, especialmente em condições parciais de operação, é um desafio para aumentar a economia de combustível em situações de condução veicular urbana, tendo sido objeto de diferentes pesquisas nos últimos anos (LI et al., 2018); (GALLONI; FONTANA; PALMACCIO, 2012); (SHIAO; DAT, 2012).

A Tabela 4.1 apresenta valores de consumo específico de combustível e de pressão média efetiva de bombeamento (PMEP, do inglês *Pumping Mean Effective Pressure*) em 1500, 2250 e $3000rpm$, para três diferentes cargas impostas ao motor. Assim como no mapa da Figura 4.6d, a condição com PCIS e $\lambda = 1,4$ apresenta o consumo total de combustível, considerando a vazão de etanol e de hidrogênio. Além de 3 e $6bar$ de IMEP, também são apresentados os consumos específicos de combustível para as cargas máximas observadas em cada rotação nas diferentes condições. Os valores apresentados são oriundos dos mapas de operação da Figura 4.6, ou seja, provém da interpolação linear dos valores observados experimentalmente nas condições apresentadas na Figura 3.6.

A pressão média efetiva de bombeamento é obtida através do sensor de pressão no cilindro, onde os valores negativos indicam as perdas por bombeamento, mais expressivas em condições cargas parciais, quando a válvula borboleta impõe restrições ao fluxo de ar admitido. Ou seja, quanto mais negativo o valor de PMEP, maior é o trabalho necessário para bombeamento. Conforme descrito, a necessidade de uma maior abertura da válvula em condições de mistura pobre para que se obtenham as potências desejadas, faz com que haja menores perdas por bombeamento (expressas por maiores valores de PMEP) e consequentes reduções no consumo específico de combustível. Já os valores positivos observados em altas cargas, indicam benefícios de enchimento volumétrico do cilindro, sendo favorecidos por pulsamentos no coletor de admissão e também pelo cruzamento de válvulas (HEYWOOD, 2018).

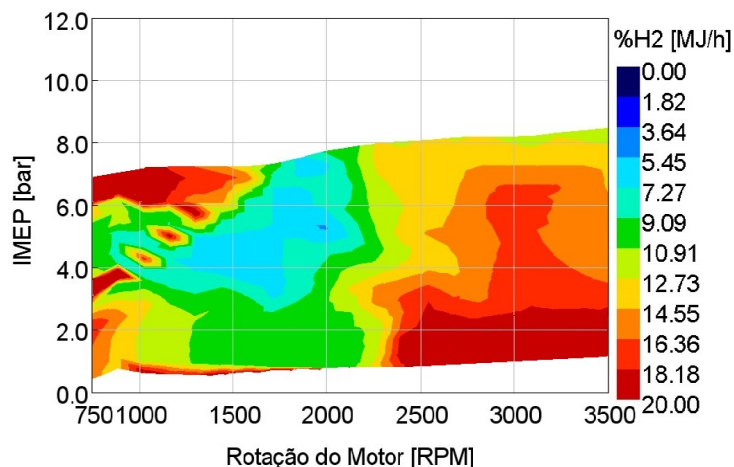
Tabela 4.1 – Estimativas de consumo específico total de combustível e pressões de bombeamento obtidos através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações, considerando a vazão de etanol e a de hidrogênio, quando realizada

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)					
		1500		2250		3000	
		BSFC (g/kWh)	PMEP (bar)	BSFC (g/kWh)	PMEP (bar)	BSFC (g/kWh)	PMEP (bar)
Original $\lambda = 1,0$	3	459,33	-0,46	481,55	-0,50	561,5	-0,52
	6	370,58	-0,17	369,33	-0,25	378,35	-0,28
	Máximo	361,14 (em 10,05 bar)	0,14 (em 10,91 bar)	341,57 (em 10,91 bar)	0,07 (em 11,29 bar)	334,54 (em 11,29 bar)	-0,01 (em 11,29 bar)
PCIS $\lambda \approx 1,0$	3	480,61	-0,24	490,7	-0,35	573,14	-0,42
	6	392,76	0,08	354,87	-0,07	383,69	-0,17
	Máximo	381,21 (em 8,25 bar)	0,28 (em 8,98 bar)	344,23 (em 8,98 bar)	0,14 (em 9,25 bar)	360,19 (em 9,25 bar)	-0,01 (em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,2$	3	423,28	-0,19	506,3	-0,33	591,27	-0,41
	6	351,56	0,13	370,83	-0,04	376,86	-0,17
	Máximo	351,22 (em 8,11 bar)	0,28 (em 8,98 bar)	344,27 (em 8,98 bar)	0,14 (em 9,25 bar)	364,83 (em 9,25 bar)	-0,01 (em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,4$	3	469,54	-0,17	494,81	-0,29	490,18	-0,35
	6	367,7	0,18	349,31	0,02	355,58	-0,09
	Máximo	391,72 (em 7,26 bar)	0,24 (em 7,99 bar)	334,48 (em 7,99 bar)	0,12 (em 8,21 bar)	327,56 (em 8,21 bar)	0,01 (em 8,21 bar)

Fonte: O Autor

A Figura 4.7 apresenta o percentual de hidrogênio diante da energia total fornecida pelos combustíveis ao motor, considerando a condição que houve estratificação de mistura em $\lambda=1,4$. Tal mapa é elaborado considerando as vazões de ambos os combustíveis medidas pelos sensores de fluxo mássico e o poder calorífico inferior para o etanol ($27MJ/kg$) e para o hidrogênio ($120MJ/kg$). Conforme observado, o percentual energético referente ao hidrogênio é de, no máximo, 20%, especialmente para condições de baixa carga e rotações mais altas. Entre 1500 e 2250rpm, o percentual energético referente ao hidrogênio é inferior a 14% para todas as condições de carga impostas ao motor. Diante do apresentado na Figura 4.7 e da estratégia adotada para a calibração do sistema, as regiões com maior substituição do etanol pelo hidrogênio representam as com maior dificuldade de se estabilizar a combustão com mistura pobre somente com o uso do combustível líquido, observadas principalmente em condições de baixas cargas.

Figura 4.7 – Mapa da substituição energética percentual do etanol pelo hidrogênio quando considerada mistura estratificada e $\lambda=1,4$



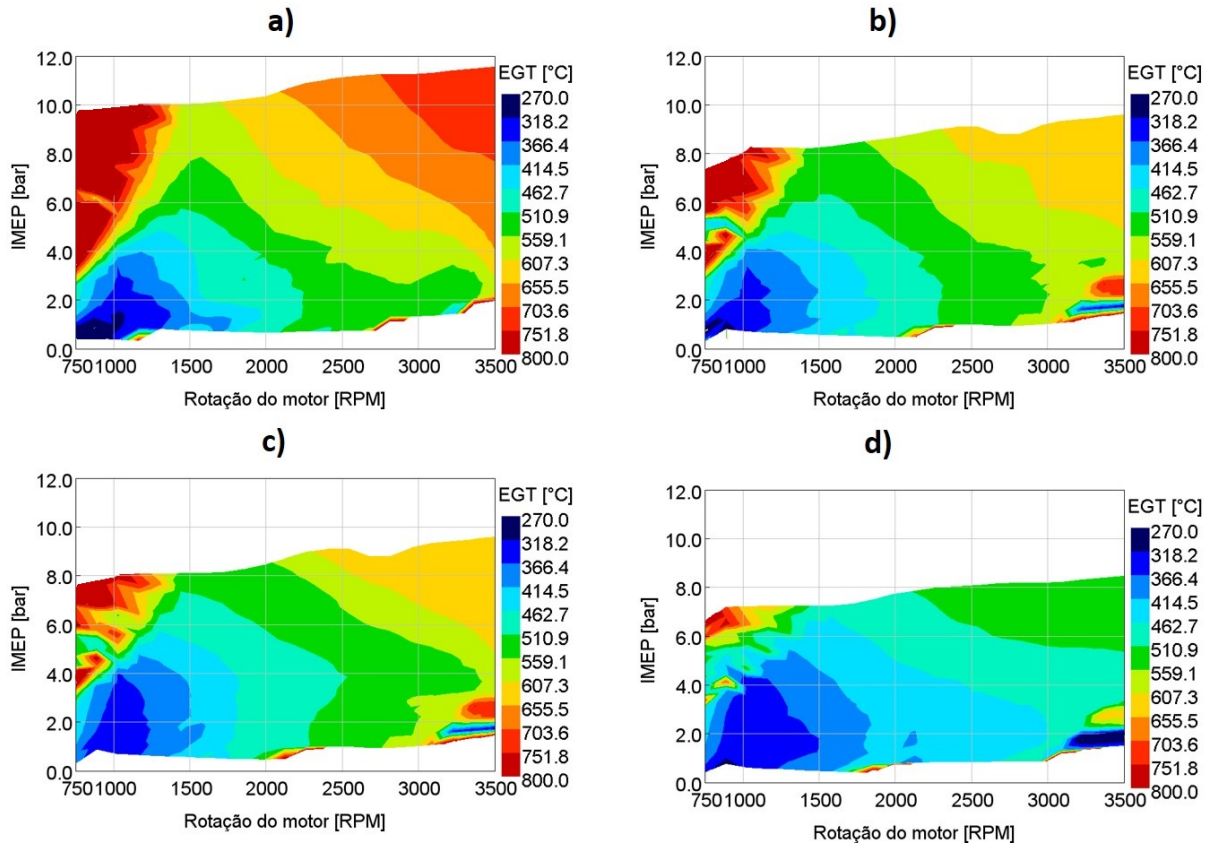
Fonte: O Autor

4.2.2 Resultados para as emissões de óxidos de nitrogênio

Além de contribuir para a redução do consumo específico de combustível, um dos maiores objetivos do uso de sistemas de ignição por pré-câmaras em motores SI é a redução das emissões de NO_x , as quais geralmente são controladas através de sistemas de pós-tratamento. O uso de dispositivos como os catalisadores de três vias, por exemplo, além de elevar os custos de produção e de manutenção do veículo, pode provocar impactos ambientais ao final da vida útil do componente, uma vez que os materiais utilizados nos conversores (platina, paládio, ródio, molibdênio, alumina, entre outros) necessitam de descartes especiais.

Devido à turbulência gerada por sistemas de ignição com pré-câmaras e a consequente homogeneização da mistura ar-combustível contida na câmara principal de combustão, o uso de PCIS promove uma combustão mais rápida do que o sistema tradicional por centelha se considerada a mesma razão ar-combustível. Então, a formação de NO_x , a qual depende da presença de ar, da temperatura da combustão e do tempo disponível para ocorrerem as reações entre N_2 e O_2 , será menos propensa a acontecer em combustões mais rápidas (RAMADHAS et al., 2016). Outra alternativa para a redução das emissões de NO_x é o uso de misturas pobres, que contribui para reduzir a temperatura da combustão, o que reduz a formação térmica de NO_x em função das menores temperaturas envolvidas no processo de combustão (ALVAREZ, 2018). Tal redução na temperatura da combustão reflete na redução da temperatura dos gases de exaustão, conforme observado através da Figura 4.8, que apresenta os mapas de temperatura dos gases de exaustão (EGT, do inglês *Exhaust Gas Temperature*) para as quatro condições analisadas.

Figura 4.8 – Mapas de temperatura dos gases de exaustão (EGT, em °C) para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)



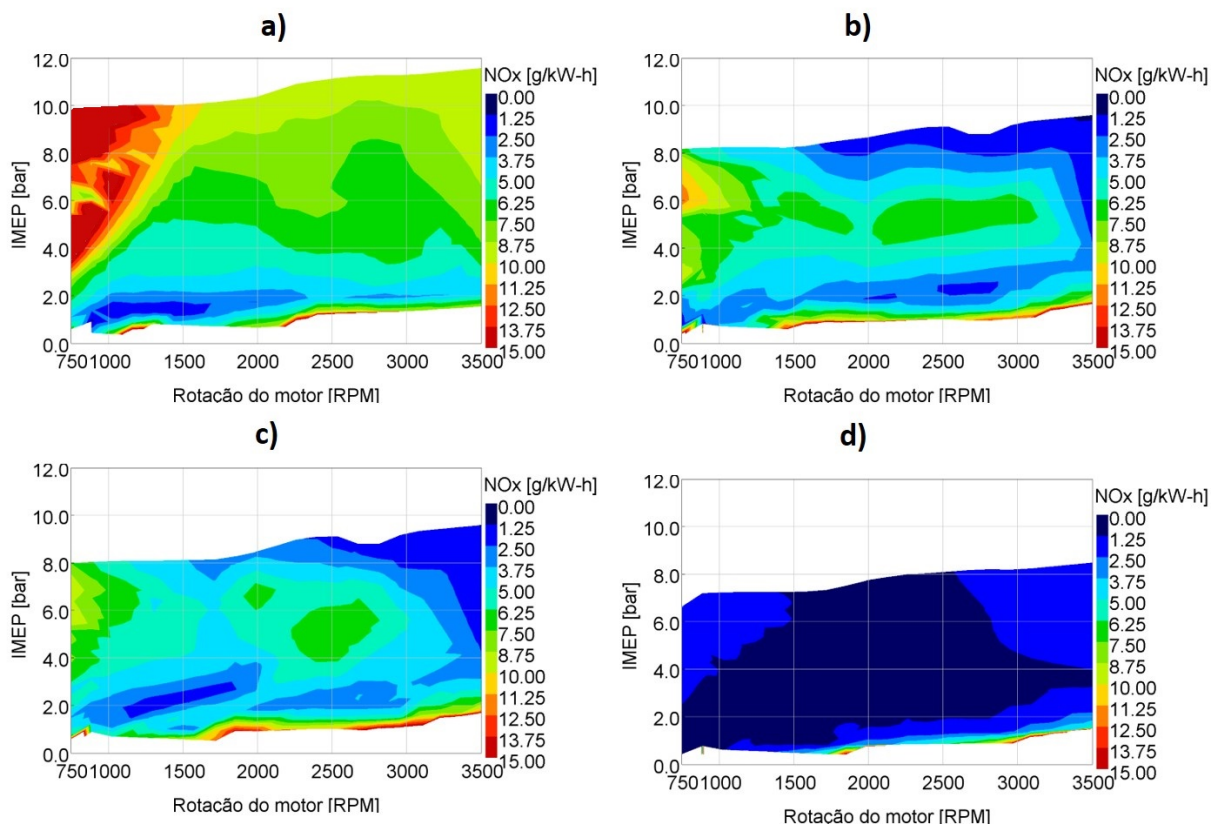
Fonte: O Autor

Entretanto, a queima de misturas pobres tende a aumentar a duração da combustão, e conseqüentemente disponibilizar maior tempo para as reações de oxidação. Nesse sentido, o uso de PCIS para condições de mistura pobre compensa a redução na duração da combustão observada com o empobrecimento da mistura, reduzindo o tempo disponível para as reações entre N_2 e O_2 ocorrerem, aliando menores temperaturas de combustão à menores durações de combustão. A Figura 4.9 apresenta as emissões específicas de NO_x ($BSNO_x$, do inglês *Brake Specific Nitrogen Oxides emission*) observadas experimentalmente nas quatro diferentes condições avaliadas.

A Figura 4.9b apresenta os benefícios da menor duração da combustão com o uso de PCIS mesmo nas condições estequiométricas observadas abaixo de $6bar$. Comparado ao motor original, reduções entre 15% e 30% são observadas em rotações médias e altas (de 1750 a 3000rpm) especialmente para cargas baixas (abaixo de $4bar$). Entretanto, a redução da temperatura da combustão com o empobrecimento da mistura e a recuperação da velocidade de propagação da frente de chama com o sistema PCIS resultam nas reduções mais expressivas das emissões de NO_x . Na Figura 4.9b, essas estratégias são

observadas em conjunto a partir de aproximadamente 6bar de IMEP, apontando para reduções de mais 40% quando operando em plena carga para toda a faixa de operação. Assim como para o BSFC, a operação com misturas pobres também apresenta resultados positivos quando aplicada em todo o mapa de operação do motor, conforme observado na Figura 4.9c. Nessas condições, além dos benefícios já citados em plena carga, as vantagens também ocorrem sobre o motor original em cargas baixas e médias (entre 3 e 5bar de IMEP), principalmente para rotações abaixo de 2000rpm , com reduções de 25 a 40% nas emissões específicas de NO_x . A partir disso verifica-se que nas condições analisadas para mistura homogênea, a redução na temperatura da combustão (obtida com PCIS em $\lambda = 1,2$) apresenta influencia ligeiramente superior a redução da duração na combustão (obtida com PCIS em $\lambda = 1,0$) para o controle das emissões de NO_x .

Figura 4.9 – Mapas das emissões específicas de NO_x para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)



Fonte: O Autor

Entretanto, ao se comparar o motor original com condições de maior empobrecimento da mistura, como observado através da Figura 4.9d, observa-se uma redução entre 80% e 90% nas emissões de NO_x para todo o mapa de operação, nas diferentes cargas e rotações consideradas, com maiores reduções em rotações médias e cargas altas. As

menores reduções são observadas em baixas cargas e rotações parciais, próximo à 2bar de IMEP e entre 1500rpm e 2500rpm , mesmo assim estando na faixa de 70%. Com isso, a redução nas emissões de NO_x pode ser esperada para diferentes aplicações do motor, seja em veículos ou para geração de energia elétrica, por exemplo.

A Tabela 4.2 apresenta valores de emissões específicas de NO_x em diferentes condições dos mapas de operação da Figura 4.9. Assim como considerado para o BSFC, os valores referentes as condições de 3 e 6bar de IMEP são uma interpolação linear dos valores observados experimentalmente nos pontos da Figura 3.6. Já os valores referentes ao IMEP máximo, representam os observados experimentalmente na plena carga atingida na rotação.

Tabela 4.2 – Estimativas de emissões específicas de NO_x (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Original $\lambda = 1,0$	3	5,18	5,23	5,62
	6	6,78	7,77	6,68
	Máximo	10,82	9,85	9,49
		(em 10,05 bar)	(em 10,91 bar)	(em 11,29 bar)
PCIS $\lambda \approx 1,0$	3	4,55	4,28	3,13
	6	6,57	6,24	6,46
	Máximo	3,64	1,90	1,26
		(em 8,25 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,2$	3	3,49	4,87	3,80
	6	5,40	6,01	4,66
	Máximo	3,86	2,53	1,65
		(em 8,11 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,4$	3	0,50	0,70	1,03
	6	1,20	1,04	1,61
	Máximo	1,16	1,22	1,83
		(em 7,26 bar)	(em 7,99 bar)	(em 8,21 bar)

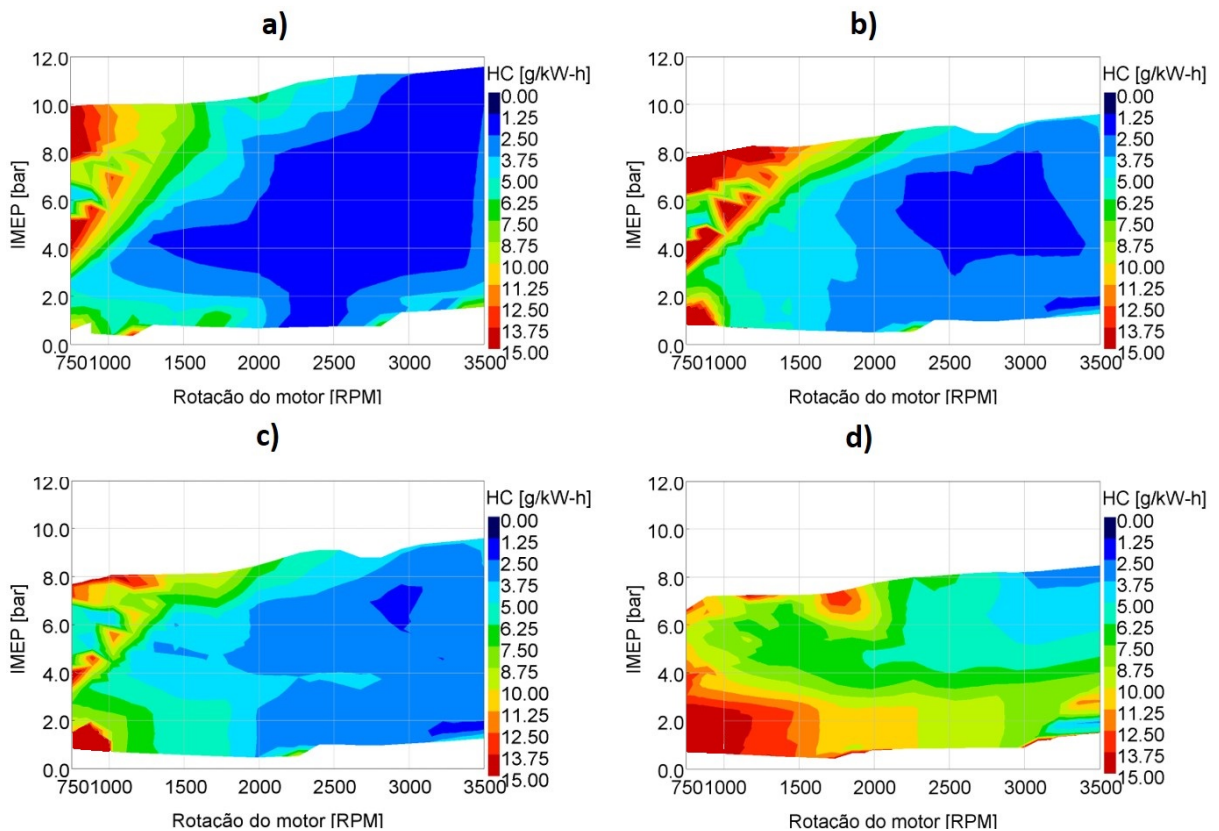
Fonte: O Autor

4.2.3 Resultados para as emissões de hidrocarbonetos não queimados

A Figura 4.10 mostra os mapas de emissões específicas de HC para ambos os sistemas de ignição nas diferentes condições avaliadas. De acordo com o apresentado na seção 2.2.2.2, tanto a queima de misturas pobres quanto o uso de sistemas de ignição com pré-câmaras contribuem para o aumento das emissões de HC. Com isso, o menor incremento nas emissões de HC com a adoção do sistema de pré-câmaras é observado

quando operando em condições próximas da estequiometria, conforme representado pela Figura 4.10b. Em $\lambda = 1,0$ (abaixo de 6bar de IMEP), as melhores condições são observadas a partir de rotações médias (acima de 1750rpm), com aumentos de 20 a 30% nas emissões de HC se comparado ao motor original (Figura 4.10a). Já com o empobrecimento da mistura observado aproximadamente a partir de 6bar , os menores incrementos nas emissões de HC ocorrem entre 2000 e 2250rpm , estando na faixa de 15%. Acima de 2500rpm o aumento chega a 50%.

Figura 4.10 – Mapas das emissões específicas de HC para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)



Fonte: O Autor

Através da Figura 4.10c torna-se evidente o incremento das emissões de hidrocarbonetos quando em combustões pobres. As emissões de HC aumentam uma vez que a temperatura da combustão é reduzida e a chama tende a ser apagada em regiões próximas às paredes da câmara de combustão, resultando em uma queima incompleta do combustível e consequentes perdas de energia. Apesar das pré-câmaras fornecerem uma maior energia de ignição do que as velas de ignição convencionais, o aumento na turbulência dentro do cilindro faz com que uma fração do combustível seja direcionada para regiões de difícil escoamento na câmara de combustão, como os volumes existentes entre os pis-

tões, anéis e paredes ou então nas sedes de válvulas. Com isso, as emissões de HC são intensificadas de acordo com a rotação do motor, ultrapassando os 100% de aumento com relação ao original em condições de carga parcial (em torno de $4bar$ de IMEP) e acima de $2000rpm$. Até esta rotação, a adoção de $\lambda = 1, 2$ e PCIS apresenta aumento de 50 a 80% nas emissões de HC.

Condições de média carga e baixas rotações do motor, em torno de 4 a $5bar$ de IMEP e abaixo de $1500rpm$, apresentaram o menor aumento nas emissões de HC quando utilizando pré-câmaras com estratificação de mistura e lambda global de 1, 4. Mesmo nestas regiões do mapa, os aumentos foram de aproximadamente 100% se comparado às mesmas condições no motor original com $\lambda = 1, 0$. Os maiores incrementos nas emissões de HC foram observados em baixas cargas (em torno de $3bar$ de IMEP) e rotações acima de $1750rpm$, onde o PCIS apresentou o triplo das emissões específicas de HC do sistema de ignição convencional.

A Tabela 4.3 apresenta valores de emissões específicas de HC em diferentes condições dos mapas de operação da Figura 4.10. Assim como considerado para o BSFC, os valores referentes as condições de 3 e $6bar$ de IMEP são uma interpolação linear dos valores observados experimentalmente nos pontos da Figura 3.6. Já os valores referentes ao IMEP máximo representam os observados experimentalmente na plena carga atingida na rotação.

Uma alternativa eficaz para reduzir as emissões de hidrocarbonetos não queimados é a elevação da temperatura de operação do motor, uma vez que reduz a diferença de temperatura entre os gases da combustão e a câmara de combustão, reduzindo consequentemente a transferência de calor da mistura com as paredes do cilindro. De acordo com trabalhos anteriores, a operação com PCIS, $\lambda = 1, 4$ e temperatura do motor à $100^\circ C$ ao invés dos $80^\circ C$ considerado nos testes realizados para este trabalho, reduzem em aproximadamente 25% as emissões volumétricas de HC em condições de carga e rotações médias ($2250rpm$ e $5bar$ de IMEP), sem prejuízos a qualidade da combustão (PIRES, 2018). Entretanto, os efeitos desta variação de temperatura também devem ser avaliados em outros aspectos, como de desempenho e de durabilidade, por exemplo.

Outra alternativa para reduzir as emissões de HC é a avaliação de diferentes geometrias da pré-câmara, principalmente em termos de dimensões e distribuição dos orifícios de interconexão. Estas modificações teriam como objetivo a alteração no fluxo dos gases no interior da câmara principal, evitando o acúmulo de combustível não queimado nos volumes compreendidos entre os pistões, anéis e paredes ou então nas sedes de válvulas. De acordo com o observado por Alvarez (2018), a variação do volume interno da pré-câmara, que pode ser obtido no sistema através da substituição da vela de ignição por uma de outro comprimento, também afeta significativamente as emissões volumétricas de HC.

Tabela 4.3 – Estimativas de emissões específicas de HC (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Original $\lambda = 1,0$	3	2,82	1,99	2,40
	6	3,94	1,97	1,44
	Máximo	8,00	5,15	2,50
		(em 10,05 bar)	(em 10,91 bar)	(em 11,29 bar)
PCIS $\lambda \approx 1,0$	3	4,11	2,87	2,70
	6	5,11	2,39	1,92
	Máximo	11,90	5,85	3,86
		(em 8,25 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,2$	3	4,89	3,53	2,73
	6	4,00	2,99	2,58
	Máximo	9,49	5,85	3,86
		(em 8,11 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,4$	3	10,32	9,28	8,22
	6	6,80	5,48	4,45
	Máximo	9,54	6,25	3,63
		(em 7,26 bar)	(em 7,99 bar)	(em 8,21 bar)

Fonte: O Autor

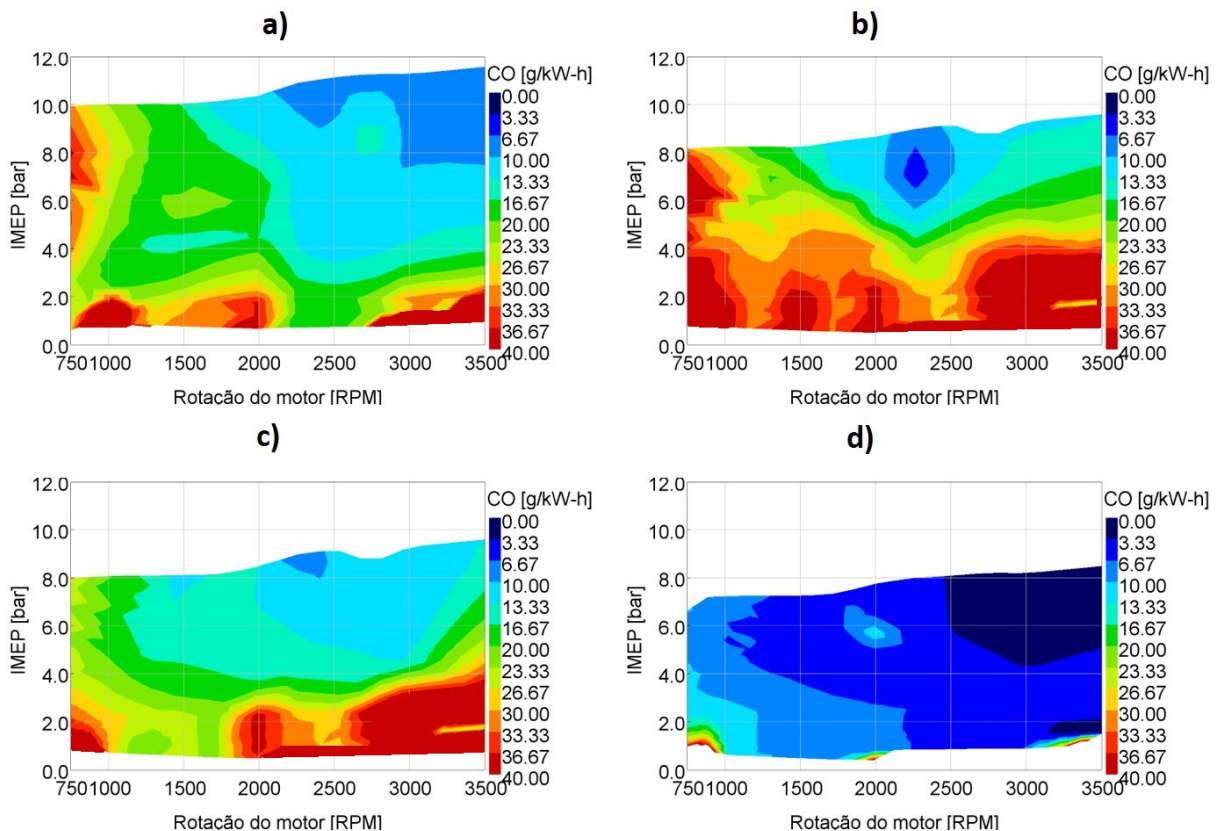
4.2.4 Resultados para as emissões de monóxido de carbono

O monóxido de carbono também é um produto da combustão incompleta que deve ter sua emissão controlada. A dificuldade em homogeneizar a carga de ar e combustível contida dentro do cilindro resulta em combustões parciais em algumas regiões da mistura, fazendo com que haja a formação de CO (Figura 4.11)a. Portanto, a adoção de sistemas que favoreçam a qualidade da mistura tende a contribuir na redução das emissões de CO. Com relação à razão ar-combustível, para misturas ricas em combustível, não há oxigênio suficiente para queimar completamente todo o carbono contido no combustível e formar CO₂, resultando na formação de CO. Para misturas pobres, nas quais o oxigênio está em excesso, a produção de CO é quase inexistente.

De acordo com a Figura 4.11b, para as condições de mistura estequiométrica observadas abaixo de 6bar de IMEP, aparentemente a turbulência gerada com o uso das pré-câmaras contribui para queimas incompletas e consequentes incrementos nas emissões de CO. Este argumento é reforçado pelo aumento na emissões de HC nas mesmas condições, onde uma fração do combustível admitido pode estar sendo direcionada para regiões de difícil escoamento na câmara de combustão, como os volumes existentes entre os pistões, anéis e paredes do cilindro, formando regiões onde a chama é extinguida e ocorre a formação de CO. Esta constatação remete para a importância do projeto de pré-

câmaras no controle da turbulência gerada na câmara de combustão. Com a necessidade de empobrecimento da mistura para cargas mais altas, as emissões de CO são potencialmente reduzidas quando comparadas às emissões do motor original em $\lambda = 1,0$. Assim, as maiores reduções nas emissões específicas de CO com o uso de PCI estão entre 10 e 50% e são observadas em plena carga, na faixa de $1500rpm$ a $2500rpm$.

Figura 4.11 – Mapas das emissões específicas de CO para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)



Fonte: O Autor

Para PCIS com $\lambda = 1,2$ as melhorias sobre o sistema original são observadas principalmente abaixo de $2000rpm$, com reduções de 25 a 30% nas emissões de CO para as condições de cargas elevadas (acima de $6bar$ de IMEP). Entretanto, em rotações maiores, especialmente em condições de média e baixa carga (até $5bar$ de IMEP), ocorrem incrementos de 20 a 40% nas emissões de CO. Tais resultados demonstram o efeito do pronunciamento da turbulência com o aumento da rotação, que mesmo em condições de mistura global levemente pobre, é capaz de formar regiões de mistura rica em pontos específicos do interior da câmara de combustão, como por exemplo, nas regiões compreendidas entre os pistões e cilindros.

O excesso de ar com o uso do conceito de PCIS em condições de $\lambda = 1,4$ resulta

em uma redução significativa nas emissões de CO em função da oxidação de CO em CO₂, como observado na Figura 4.11d. Especialmente com o aumento da carga e da rotação do motor, a temperatura da câmara de combustão e os níveis de turbulência aumentam, beneficiando a homogeneização da mistura e favorecendo uma combustão mais completa, onde, conseqüentemente, menores níveis de emissões específicas de CO serão produzidas. Se comparado ao sistema de ignição original em $\lambda = 1,0$, o PCIS na condição de lambda 1,4 apresenta reduções nas emissões de CO em mais de 60% em todo o mapa de operação, ultrapassando os 75% a partir de 2500rpm e altas cargas (acima de 6bar).

Os valores de emissões específicas de CO apresentados na Tabela 4.4 representam diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.11. Assim como considerado nas tabelas anteriores, os valores referentes as condições de 3 e 6bar de IMEP são uma interpolação linear dos valores observados experimentalmente nos pontos da Figura 3.6. Já os valores referentes ao IMEP máximo, representam os observados experimentalmente na plena carga atingida na rotação.

Tabela 4.4 – Estimativas de emissões específicas de CO (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Original $\lambda = 1,0$	3	19,75	15,60	19,04
	6	21,57	12,46	11,34
	Máximo	16,03	8,63	8,05
		(em 10,05 bar)	(em 10,91 bar)	(em 11,29 bar)
PCIS $\lambda \approx 1,0$	3	33,29	25,04	42,69
	6	25,20	8,49	18,52
	Máximo	15,62	7,69	13,02
		(em 8,25 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,2$	3	20,14	21,94	42,24
	6	14,84	12,93	11,67
	Máximo	12,86	7,69	13,02
		(em 8,11 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,4$	3	7,76	6,08	4,49
	6	5,13	3,74	2,70
	Máximo	5,67	3,66	2,33
		(em 7,26 bar)	(em 7,99 bar)	(em 8,21 bar)

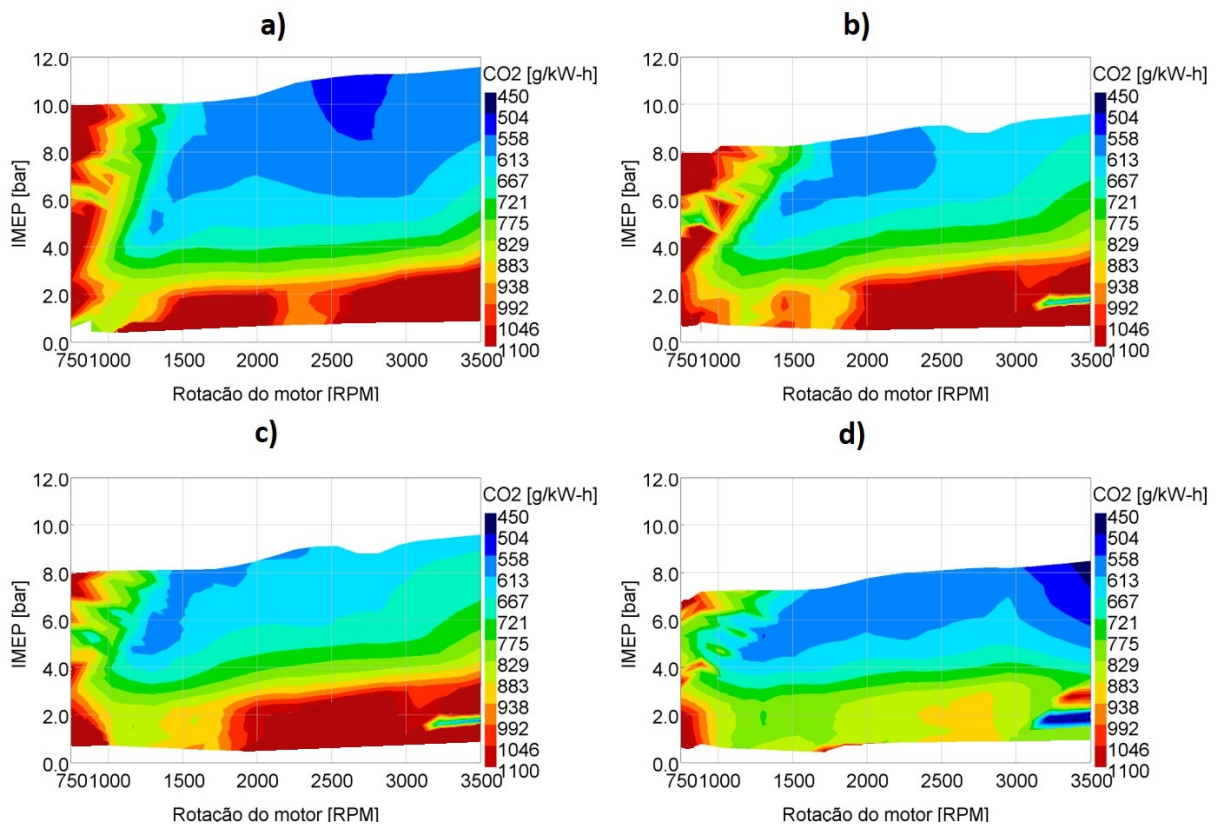
Fonte: O Autor

4.2.5 Resultados para as emissões de dióxido de carbono

A completa oxidação de hidrocarbonetos produz água e CO_2 . Então, para condições nas quais ocorre uma redução no consumo específico de combustível, se espera uma redução nas emissões volumétricas de CO_2 . Ao mesmo tempo, uma redução no consumo específico de combustível resultante de uma combustão pobre não necessariamente reduz as emissões específicas de CO_2 , uma vez que é necessário aumentar a vazão de ar sem reduzir significativamente a vazão de combustível para que o torque seja mantido.

Esta teoria é comprovada através das Figuras 4.6 e 4.12, onde as reduções e incrementos discutidos anteriormente para o BSFC não se refletem diretamente nas emissões de CO_2 . Com a adoção do conceito PCIS, é observada uma redução nas emissões de CO_2 em baixas cargas (abaixo de 3bar de IMEP) e baixas rotações (abaixo de 2000rpm) mesmo com o uso de misturas estequiométricas. Para a condição representada pela Figura 4.12b, acima destas rotações há um incremento de aproximadamente 10% se comparado ao motor original. Para cargas médias o comportamento das emissões de CO_2 é similar ao original, com aumentos de aproximadamente 5% a partir de 2000rpm .

Figura 4.12 – Mapas das emissões específicas de CO_2 para o motor original em $\lambda=1,0$ (a), com pré-câmaras com mistura homogênea em $\lambda \approx 1,0$ (b) e $\lambda=1,2$ (c) e com mistura estratificada em $\lambda=1,4$ (d)



O empobrecimento da mistura em altas cargas não traz benefícios diretos na redução das emissões de CO_2 , com variações de aproximadamente 5% de acordo com a rotação desenvolvida. A extensão do empobrecimento para as demais regiões do mapa, conforme observado na Figura 4.12, apresenta reduções nas emissões específicas de CO_2 sobretudo em condições de baixas rotações (até $1750rpm$). Em rotações maiores, as emissões superam as observadas no motor original em aproximadamente 7%.

Para a condição representada pela Figura 4.12d, as emissões de CO_2 mostram-se bastante similares por todo o mapa do motor se comparadas às resultantes do motor original (Figura 4.12a), com aumentos máximos de 5% para o motor com PCIS em regiões de alta carga e rotação, como as observadas acima de $2500rpm$ e $6bar$ de IMEP. Nas demais regiões do mapa, o motor com PCIS apresenta reduções de 5 a 10% nas emissões de CO_2 . A substituição parcial do etanol pelo hidrogênio poderia levar à uma redução nas emissões de CO_2 , entretanto, a necessidade de conservação da massa, relacionando as moléculas de carbono admitidas e emitidas, causa um aumento nas emissões de CO_2 e de HC em condições onde ocorrem reduções maiores nas emissões de CO, como mostrado nas Figuras 4.10, 4.11 e 4.12.

Os valores de emissões específicas de CO_2 apresentados na Tabela 4.5 representam diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.12. Assim como considerado nas tabelas anteriores, os valores referentes as condições de 3 e $6bar$ de IMEP são uma interpolação linear dos valores observados experimentalmente nos pontos da Figura 3.6. Já os valores referentes ao IMEP máximo, representam os observados experimentalmente na plena carga atingida na rotação.

Tabela 4.5 – Estimativas de emissões específicas de CO₂ (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para diferentes cargas e rotações

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Original $\lambda = 1,0$	3	809,61	832,88	956,76
	6	615,46	625,76	619,76
	Máximo	654,35	569,69	562,39
		(em 10,05 bar)	(em 10,91 bar)	(em 11,29 bar)
PCIS $\lambda \approx 1,0$	3	783,15	914,45	1036,37
	6	586,94	638,59	683,67
	Máximo	754,34	607,35	652,91
		(em 8,25 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,2$	3	782,92	919,49	1036,57
	6	613,40	656,40	687,11
	Máximo	596,82	607,37	652,89
		(em 8,11 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
PCIS $\lambda = 1,4$	3	756,27	828,85	848,61
	6	575,37	590,20	614,55
	Máximo	649,70	571,53	561,66
		(em 7,26 bar)	(em 7,99 bar)	(em 8,21 bar)

Fonte: O Autor

4.3 PROPOSTA DE MAPAS DE OPERAÇÃO

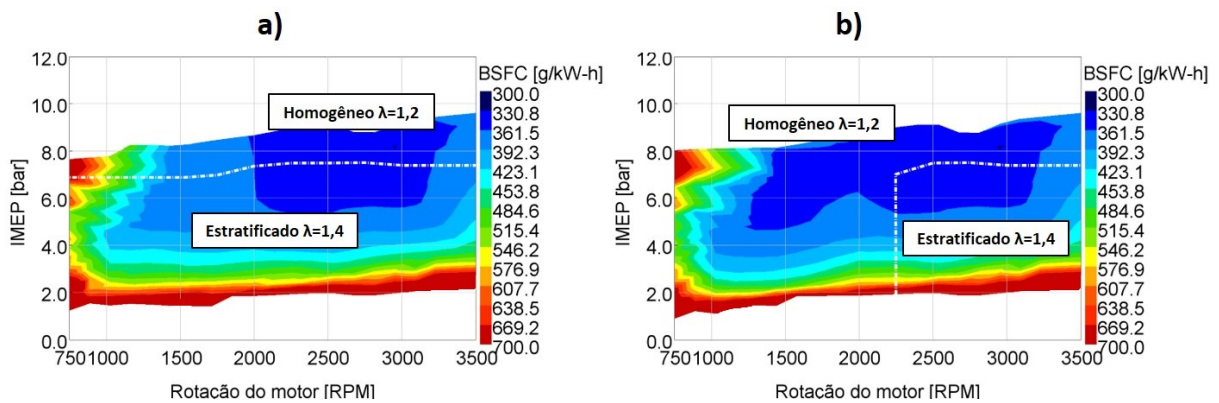
Com o objetivo de reduzir o consumo de combustível e as emissões de gases em condições veiculares de operação, nesta seção são apresentados os resultados de duas estratégias de calibração para o motor com PCIS. Para isso, foram considerados os dados experimentais utilizados na composição dos resultados apresentados na seção 4.2, organizando-os de acordo com a razão ar-combustível a ser utilizada. Ambas as propostas consideram a operação com mistura homogênea e $\lambda = 1,2$ em plena carga, fazendo com que a perda de desempenho com a adoção das pré-câmaras seja a menor possível, uma vez que não foram adotadas alternativas para recuperação de potência.

A estratégia "A" considera a aplicação de estratificação de mistura e $\lambda = 1,4$ até o máximo IMEP de cada rotação, visando principalmente os benefícios em consumo específico de combustível. Atingido o limite de desempenho em $\lambda = 1,4$, o sistema passaria a operar com mistura homogênea e $\lambda = 1,2$. De modo análogo, a estratégia "B" é estabelecida com o objetivo de contemplar os níveis de consumo de combustível observados abaixo de 2250rpm para a operação com mistura homogênea e $\lambda = 1,2$, como apresentado na Figura 4.6c. Para isso, a estratégia "B" considera a operação em $\lambda = 1,2$ para

todas as cargas nas rotações abaixo de $2250rpm$ e em plena carga para rotações entre 2250 e $3500rpm$, restringindo a operação com estratificação de mistura e $\lambda = 1,4$ para rotações acima de $2250rpm$ e cargas baixas e médias. Assim, a diferença entre as duas estratégias é observada para as rotações abaixo de $2250rpm$.

A Figura 4.13 apresenta o consumo específico de combustível para as duas estratégias consideradas. Comparado ao motor utilizando sistema de ignição original e $\lambda = 1,0$, a estratégia "A" não apresenta variações no BSFC para as rotações abaixo de $2000rpm$. Acima destas, reduções em torno de 5% são observadas para cargas médias e altas até $3000rpm$. A estratégia "B" apresenta redução de aproximadamente 10% no consumo específico de combustível para todas as cargas abaixo de $1500rpm$. Entre 1500 e $2250rpm$, o BSFC não apresenta reduções expressivas com relação ao original.

Figura 4.13 – Mapa do consumo específico total de combustível para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b), considerando e a vazão de etanol e a de hidrogênio, quando realizada em $\lambda = 1,4$



Fonte: O Autor

A Tabela 4.6 apresenta o consumo específico de combustível, considerando a vazão de etanol e de hidrogênio, para as estratégias "A" e "B" em diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.13. Assim como considerado nas tabelas anteriores, os valores referentes as condições de 3 e 6bar de IMEP são uma interpolação linear dos valores observados experimentalmente nos pontos da Figura 3.6. Já os valores referentes ao IMEP máximo, representam os observados experimentalmente na plena carga atingida na rotação.

Além dos benefícios descritos para o consumo de combustível, as duas estratégias apresentam diferentes vantagens para as emissões de gases. Enquanto a predominância da operação em $\lambda = 1,4$ reduz em mais de 80% as emissões específicas médias de NO_x para a estratégia "A", a estratégia "B" apresenta menores incrementos nas emissões de hidrocarbonetos não queimados. A Figura 4.14 ilustra de forma clara o efeito da variação do lambda e conseqüentemente, da temperatura da combustão na formação de NO_x . Apesar das reduções mais expressivas só serem exploradas pela estratégia "B" a partir

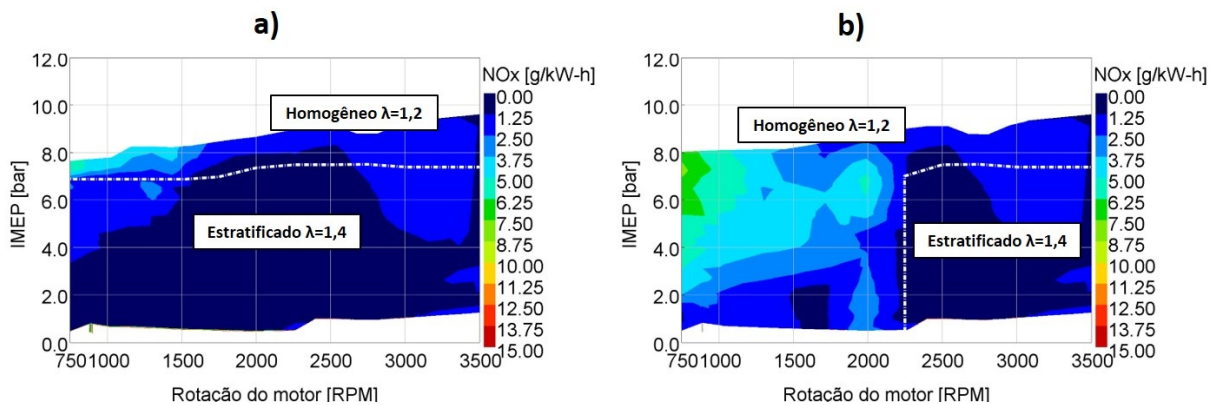
de 2250rpm, em rotações mais baixas ainda se observam reduções de mais de 40% nas emissões específicas de NO_x com relação ao motor com sistema de ignição original e $\lambda = 1,0$.

Tabela 4.6 – Estimativas de consumo específico total de combustível (g/kWh) obtidos através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B", considerando a vazão de etanol e a de hidrogênio, quando realizada em $\lambda = 1,4$

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Estratégia "A"	3	469,77	496,29	534,10
	6	367,85	349,75	354,75
	Máximo	380,992 (em 8,26 bar)	344,27 (em 8,98 bar)	364,85 (em 9,25 bar)
Estratégia "B"	3	423,46	496,16	534,46
	6	346,11	349,77	354,71
	Máximo	367,23 (em 8,20 bar)	345,01 (em 9,01 bar)	364,71 (em 9,25 bar)

Fonte: O Autor

Figura 4.14 – Mapas das emissões específicas de NO_x para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)



Fonte: O Autor

Assim como apresentado anteriormente para o consumo de combustível e para outros gases, a Tabela 4.7 apresenta as emissões específicas de NO_x para as estratégias "A" e "B" em diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.14.

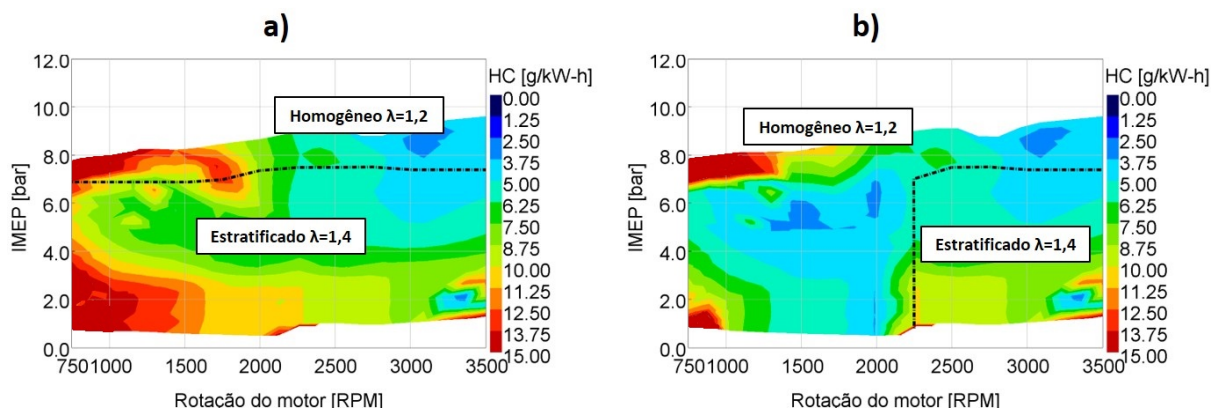
Tabela 4.7 – Estimativas de emissões específicas de NO_x (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Estratégia "A"	3	0,51	0,70	1,07
	6	1,21	1,03	1,58
	Máximo	3,64	1,90	1,27
		(em 8,26 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
Estratégia "B"	3	2,68	0,70	1,07
	6	4,14	1,03	1,58
	Máximo	3,47	1,89	1,27
		(em 8,20 bar)	(em 9,01 bar)	(em 9,25 bar)

Fonte: O Autor

A Figura 4.15 apresenta as emissões de HC para as duas estratégias avaliadas. Comparado ao motor original, a condição "A" apresenta incrementos expressivos nas emissões de hidrocarbonetos devidos a predominância da operação em $\lambda = 1,4$, justificados na subseção 4.2.3, sendo menos expressivos para as condições de plena carga devido a mistura relativamente mais rica. Em termos de emissões de HC, a estratégia "B" apresenta vantagens sobre a estratégia "A", pois substitui a região de maiores níveis de emissão de HC quando em $\lambda = 1,4$, observadas abaixo de 2250rpm (Figura 4.10d), por níveis de menor magnitude, observados com a operação em $\lambda = 1,2$. A Tabela 4.8 apresenta as emissões específicas de HC para as estratégias "A" e "B" em diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.15.

Figura 4.15 – Mapas das emissões específicas de HC para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)



Fonte: O Autor

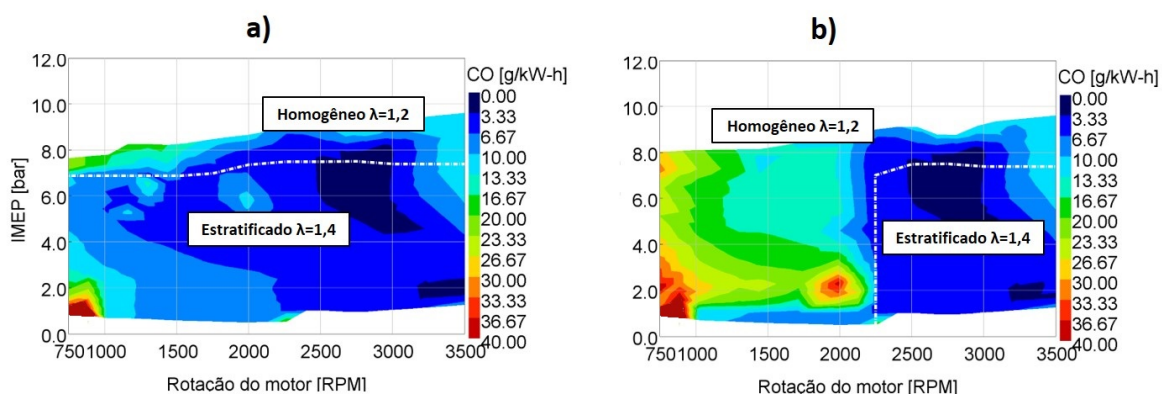
Tabela 4.8 – Estimativas de emissões específicas de HC (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Estratégia "A"	3	10,33	9,31	8,18
	6	6,74	5,50	4,52
	Máximo	11,90	5,85	3,86
		(em 8,26 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
Estratégia "B"	3	4,88	9,31	8,18
	6	3,63	5,50	4,52
	Máximo	11,05	5,83	3,86
		(em 8,20 bar)	(em 9,01 bar)	(em 9,25 bar)

Fonte: O Autor

De acordo com a Figura 4.16, a redução de mais de 60% nas emissões de CO obtida com a operação em $\lambda = 1,4$ é mais explorada pela estratégia "A". Em plena carga, a estratégia ainda apresenta reduções significativas para todas as faixas de rotação. Apesar dos valores ótimos em termos de emissão de CO serem predominantemente observados na estratégia "A", a operação com PCIS na estratégia "B" apresenta reduções de mais de 40% para condições de operação abaixo de 2250rpm se comparada com o motor original em $\lambda = 1,0$. Na Tabela 4.9 são apresentadas as emissões específicas de CO para as estratégias "A" e "B" em diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.16.

Figura 4.16 – Mapas das emissões específicas de CO para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)



Fonte: O Autor

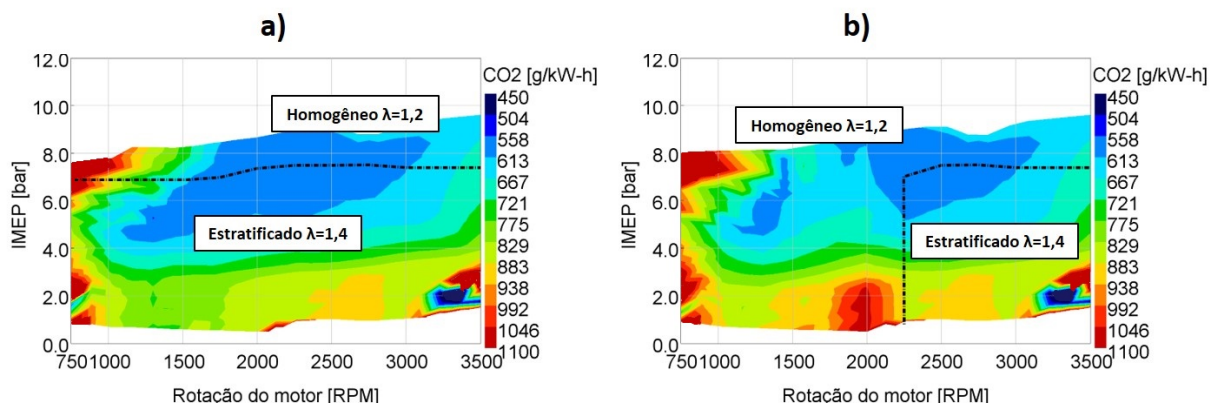
Tabela 4.9 – Estimativas de emissões específicas de CO (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)			
		1500	2250	3000	
Estratégia "A"	3	7,77	6,09	4,47	
	6	5,14	3,75	4,01	
	Máximo		15,62	7,69	12,70
			(em 8,26 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
Estratégia "B"	3	20,16	6,09	4,47	
	6	14,92	3,75	2,70	
	Máximo		14,69	7,87	12,66
			(em 8,20 bar)	(em 9,01 bar)	(em 9,25 bar)

Fonte: O Autor

De acordo com a Figura 4.17, a região de maiores emissões de CO₂ com a operação em $\lambda = 1,2$ (observada na Figura 4.12c) não é considerada pelas estratégias "A" e "B". Com a operação em $\lambda = 1,4$ a partir de 2250rpm, a estratégia "A" corrige a principal dificuldade em termos de emissões de CO₂ do mapa inicial para mistura homogênea em $\lambda = 1,2$, observada principalmente em baixas cargas. Já a estratégia "B" contempla os benefícios já discutidos da operação em $\lambda = 1,4$, garantindo uma extensão da faixa de operação sem aumentos expressivos das emissões de CO₂ (inferiores à 2%) com relação ao motor original. A Tabela 4.10 apresenta as emissões específicas de CO₂ para as estratégias "A" e "B" em diferentes condições de operação nos mapas da Figura 4.17.

Figura 4.17 – Mapas das emissões específicas de CO₂ para a estratégia "A" (a) e para a estratégia "B" (b)



Fonte: O Autor

Tabela 4.10 – Estimativas de emissões específicas de CO₂ (g/kWh) obtidas através dos mapas de operação para as estratégias "A" e "B"

Condição	IMEP (bar)	Rotação do motor (rpm)		
		1500	2250	3000
Estratégia "A"	3	756,59	830,67	861,34
	6	576,33	590,70	630,90
	Máximo	754,33	607,37	652,90
		(em 8,26 bar)	(em 8,98 bar)	(em 9,25 bar)
Estratégia "B"	3	783,08	836,67	860,90
	6	620,32	590,22	630,46
	Máximo	702,82	607,37	652,93
		(em 8,20 bar)	(em 9,01 bar)	(em 9,25 bar)

Fonte: O Autor

4.4 SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO EM CICLOS DE CONDUÇÃO

Esta seção apresenta os resultados de uma combinação entre os resultados experimentais obtidos em testes estacionários e a aplicação de diferentes condições de condução, realizada através de simulações computacionais. Para avaliar o potencial de sistemas e tecnologias a serem utilizadas em veículos, é fundamental realizar uma predição do que será observado quando em aplicações urbanas ou rodoviárias, por exemplo. O modelo computacional utilizado neste trabalho é capaz de simular um veículo com o sistema de ignição convencional por centelha e com o conceito PCIS em diferentes situações de condução veicular e, portanto, prever o comportamento das estratégias em termos de desempenho, consumo de combustível e emissões gasosas. Para isso, são considerados os mapas experimentais apresentados nas Seções 4.2 e 4.3, sendo para: sistema de ignição original e $\lambda = 1,0$; PCIS em $\lambda = 1,0$, $\lambda = 1,2$ e $\lambda = 1,4$, além das estratégias "A" e "B". Com isso, pontos de operação são gerados através dos mapas experimentais, possibilitando a predição de valores instantâneos e totais. Como os mapas experimentais foram formulados com o motor a temperatura de 80 °C, as simulações não consideraram emissões de fase fria, como as observadas em fases de homologação veicular.

Dentro desta seção, são apresentadas quatro subseções. A primeira delas é destinada a determinar as estratégias para troca de marchas que resultem no menor erro de velocidade desenvolvida pelo veículo durante cada ciclo de condução. Com esses resultados, a segunda seção apresenta o comportamento das diferentes estratégias quando aplicadas à um veículo percorrendo ciclos de condução utilizados para homologação veicular, em termos de consumo de combustível e emissões de gases. A terceira seção utiliza os resultados de consumo de combustível obtidos com o modelo computacional para realizar uma estimativa do custo de operação com o uso das PCIS em diferentes estratégias de operação urbana e rodoviária. Na quarta seção, os valores médios de emissões obtidos

através da simulação computacional são confrontados com os observados para as legislações atualmente em vigor, visando identificar o potencial do sistema no atendimento das exigências impostas pelos órgãos regulamentadores.

4.4.1 Resultados das estratégias para troca de marcha

Oito estratégias de troca de marcha são avaliadas utilizando ambos os sistemas de ignição (original e por PCIS) através de ciclos de condução urbano e rodoviário. As regiões de operação contempladas por estas estratégias abrangem condições de máximo torque e máxima potência, além dos extremos de operação considerados durante os testes estacionários experimentais. O principal objetivo desta avaliação é determinar a estratégia que possibilite ao veículo desenvolver ciclos de condução, apresentando os menores erros possíveis de velocidade com relação ao perfil seguido, mesmo quando utilizadas misturas pobres, como as condições de $\lambda = 1,4$ consideradas para o conceito PCIS. Para isso, as diferentes estratégias de troca de marcha são testadas e a melhor delas é considerada na simulação computacional, objetivando apresentar os resultados dos sistemas em suas melhores condições de operação.

Para quantificar a capacidade das estratégias de troca de marcha nas diferentes condições, a Tabela 4.11 apresenta o percentual de redução na distância percorrida pelo veículo simulado relativo a distância total dos ciclos considerados, onde os valores negativos referem-se a condições em que o veículo simulado percorre uma distância superior à do ciclo proposto. De acordo com os resultados, para todos os casos, a estratégia que permitiu ao veículo percorrer os ciclos propostos com menor erro considerou as rotações de $1500rpm$ para a redução de marchas e $3000rpm$ para o avanço de marchas. Com estes instantes de troca de marchas o modelo apresenta erro máximo na distância percorrida de 2,08% para o ciclo urbano FTP-75 e 0,37% para o ciclo estrada HWFET, ambos observados quando considerada a operação com PCIS e $\lambda = 1,4$. Além disso, esta faixa de operação representa os limites de operação experimentais em plena carga, o que reduz o erro oriundo da extrapolação computacional.

A Figura 4.18 apresenta o perfil de velocidade do ciclo FTP-75 e os desvios de velocidade observados para cada um dos modelos. Estes valores representam as condições em que o veículo não acompanha o perfil de velocidade imposto pelo ciclo, sendo obtidos pela subtração dos valores instantâneos de velocidade alvo (do ciclo de homologação) dos valores instantâneos de velocidade desenvolvidas pelo veículo simulado. Com isso, quando o modelo não desenvolve uma aceleração imposta pelo ciclo, têm-se valores positivos, e quando o modelo não acompanha uma desaceleração, têm-se valores negativos. Uma representatividade de 100% das condições ideais seria atingida se o desvio de velocidade fosse constantemente igual à zero. Como o FTP-75 representa um ciclo de

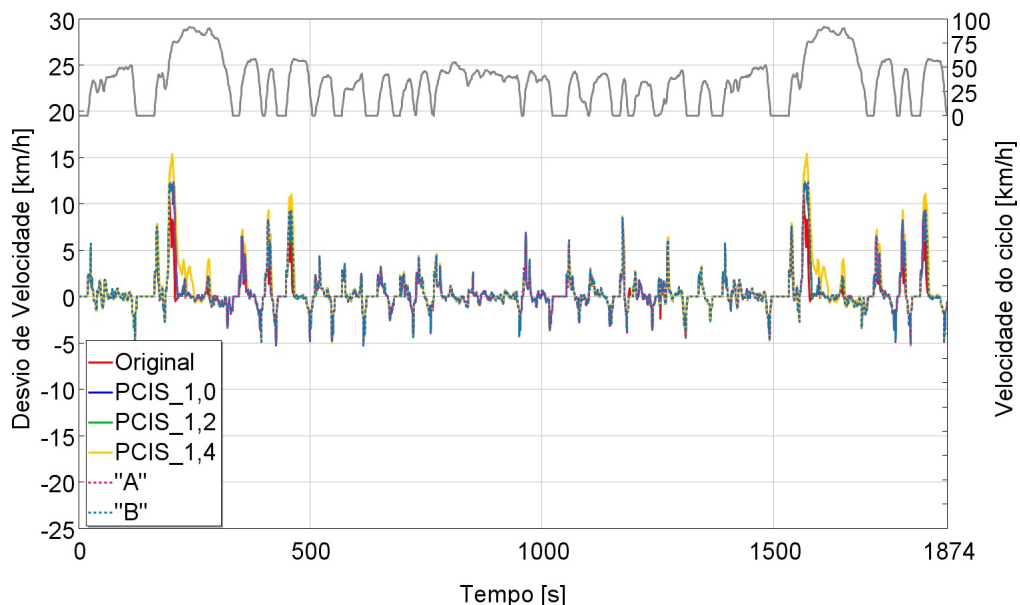
condução urbana, com frequentes acelerações e desacelerações, é esperado que ocorram pequenos desvios de velocidade para cada variação brusca de movimento do veículo.

Tabela 4.11 – Redução percentual na distância trafegada pelo veículo simulado com relação a distância dos ciclos à que foram submetidos

Faixa de operação (rpm)	Ciclo de condução	Original		Sistema de ignição por pré-câmaras			
		$\lambda = 1,0$	$\lambda = 1,0$	$\lambda = 1,2$	$\lambda = 1,4$	"A"	"B"
1250	2250	1,74	3,69	4,02	5,85	8,06	3,68
1250	2500	1,23	2,55	2,75	4,24	2,56	2,54
1500	2500	1,42	2,78	2,97	5,13	2,78	2,75
1500	2750	1,11	1,81	1,87	2,89	1,81	1,80
1500	3000	0,88	1,38	1,42	2,08	1,39	1,38
1750	2500	6,84	4,33	4,33	7,15	4,33	4,33
1750	2750	2,43	3,53	3,62	6,94	3,53	3,52
1750	3000	0,97	1,49	1,52	2,23	1,49	1,48
<hr/>							
1250	2250	0,05	0,26	0,38	1,34	0,27	0,26
1250	2500	0,02	0,11	0,16	0,92	0,11	0,10
1500	2500	0,01	0,11	0,16	0,91	0,11	0,10
1500	2750	0,02	0,05	0,09	0,53	0,06	0,05
1500	3000	0,00	-0,02	0,01	0,37	-0,02	-0,02
1750	2500	0,30	2,67	3,78	0,91	2,89	2,88
1750	2750	0,09	0,12	0,13	0,57	0,12	0,12
1750	3000	-0,02	-0,10	-0,09	0,22	-0,10	-0,11

Fonte: O Autor

Figura 4.18 – Perfil de velocidade do ciclo FTP-75 e desvios de velocidade para as diferentes estratégias no ciclo urbano FTP-75



Fonte: O Autor

Apesar dos consecutivos picos de aproximadamente 5km/h observados na Figura 4.18 tanto em acelerações quanto em desacelerações, observa-se que estes apresentam curta duração. De acordo com a NBR6601 2012b, a tolerância estabelecida para a velocidade em qualquer instante do ciclo FTP-75 é de $\pm 3,2\text{km/h}$. Entretanto, a norma também define que variações na velocidade além dessa tolerância são aceitáveis, desde que ocorram por menos de 2s . Velocidades inferiores às prescritas também são aceitas, desde que o veículo seja operado com a máxima potência disponível nas rodas. Ou seja, como os desvios observados através da Figura 4.18 ocorrem mesmo com a máximo desempenho do veículo e apresentam curta duração, não são capazes de invalidar os testes, representando pouca influência na dinâmica geral do ciclo. Já os desvios negativos de velocidade, observados em desacelerações, podem ser atribuídos às características do veículo como, por exemplo, ao sistema de freios. Além de não estarem no foco do trabalho, os desvios em desacelerações representam um erro sistemático, que se propaga para as diferentes estratégias estudadas.

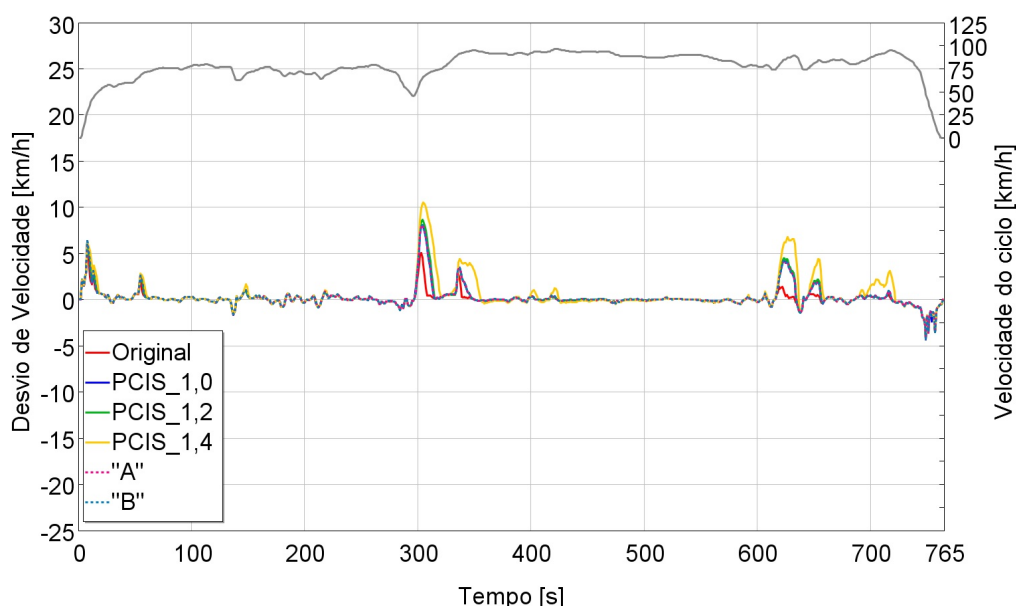
Além disso, observa-se que o melhor desempenho é atribuído ao motor original, principalmente em função da operação com mistura estequiométrica, sendo refletido em menores desvios de velocidade ao longo do ciclo. Para as calibrações do conceito PCIS, com as perdas de torque e potência apresentadas na Figura 4.1 em função do empobrecimento, o afastamento da velocidade do ciclo é maior para as condições de mistura mais pobres. Ainda na Figura 4.18 pode ser observada a influência do desempenho em plena carga no desenvolvimento de um ciclo urbano de condução, uma vez que as estratégias "A" e "B" apresentam exatamente os mesmos desvios de velocidade da condição de PCIS com $\lambda = 1, 2$. Conforme apresentado na seção 4.3, tanto a estratégia "A" quanto a "B" consideram a operação com mistura homogênea e $\lambda = 1, 2$ para condições de plena carga, com $\lambda = 1, 4$ apenas em diferentes regiões de carga parcial.

De forma análoga ao apresentado para o ciclo urbano, a Figura 4.19 apresenta os desvios de velocidade do modelo para as diferentes condições analisadas, agora percorrendo o perfil de velocidades referente ao ciclo rodoviário HWFET. Em função da menor incidência de acelerações e desacelerações quando comparado ao ciclo urbano, o distanciamento entre a velocidade desenvolvida pelo veículo e a velocidade alvo do ciclo também é reduzido. A NBR7024 (2010), que regulamenta os ensaios rodoviários de veículos automotores leves no Brasil, estabelece que a tolerância na velocidade desenvolvida pelo veículo deve seguir o apresentado pela NBR6601, ou seja, ser de $\pm 3,2\text{km/h}$, sendo também aceitável variações além dessa tolerância desde que ocorram por menos de 2s ou então que sejam oriundas da incapacidade do veículo em atingir os perfis impostos pelo ciclo em função da restrição na potência disponível. Com isso, os desvios observados na Figura 4.19 também enquadram-se nas tolerâncias impostas pela legislação brasileira vigente.

O desempenho em acelerações é prejudicado para todas as condições simuladas,

seja em ciclos urbanos ou rodoviários, devido à estratégia de calibração considerada no modelo computacional. Ao contrário do adotado em condições reais de operação veicular, além da calibração do motor em regime estacionário, são realizados ajustes de injeção e ignição para beneficiar o desempenho em operações transientes. Entretanto, os ensaios experimentais desenvolvidos para este trabalho não possibilitaram a avaliação destes parâmetros, sendo considerada a transição linear entre os pontos de operação.

Figura 4.19 – Perfil de velocidade do ciclo HWFET e desvios de velocidade para as diferentes estratégias no ciclo rodoviário HWFET



Fonte: O Autor

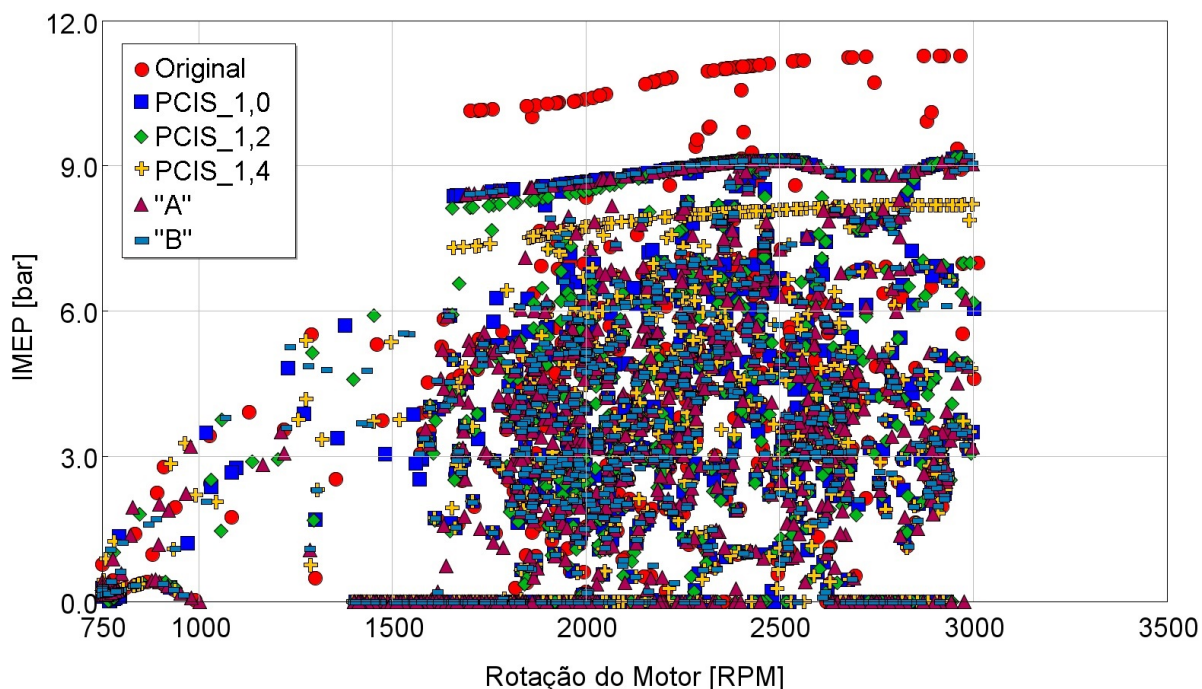
Além disso, diante das Figuras 4.18 e 4.19 verifica-se que a operação com misturas ar-combustível pobres em regiões de média e baixa cargas não traz prejuízos de desempenho durante o desenvolvimento dos ciclos de condução. Entretanto, as regiões de alta carga devem ser otimizadas para garantir a resposta do motor à exigência de acelerações bruscas. Com isso, o uso de misturas pobres e estratégias para a recuperação de potência como a sobre alimentação, por exemplo, pode estender os benefícios observados nos mapas das seções 4.2 e 4.3 para regiões de cargas mais altas, até maiores que as desenvolvidas pelo motor original, aliando desempenho a reduções de consumo de combustível e emissões de gases.

4.4.2 Regiões de operação do motor nos ciclos de condução

A Figura 4.20 apresenta os pontos de operação simulados para os motores com os diferentes sistemas de ignição e nas diferentes condições de lambda quando aplicados ao veículo percorrendo o ciclo FTP-75. Para todas as simulações, cada um dos pontos repre-

senta a condição média de operação no intervalo de $1s$, em termos da carga e da rotação impostas ao motor. Em função da utilização da estratégia otimizada para troca de marchas, a operação do motor não excede os $3000rpm$, ficando abaixo de $1500rpm$ somente para condições de partidas e paradas. Já as frequentes condições transientes do ciclo fazem com que os pontos de operação sejam distribuídos de maneira similar por todo o mapa. Entre as estratégias avaliadas, seja pela utilização da ignição original ou do conceito PCIS nas diferentes razões ar-combustível, as principais diferenças são observadas em função da carga máxima desenvolvida por cada uma das propostas. O empobrecimento da mistura e a consequente perda de potência faz com que haja uma redistribuição dos pontos de operação em carga máxima. Entretanto, a maior concentração dos pontos de operação está em condições de até média carga (abaixo de $6bar$ de IMEP). Assim, em função do reduzido número de pontos de operação em plena carga observado para o motor original, conclui-se que o ciclo urbano FTP-75 não demanda potências elevadas para que seja desenvolvido. Nesse sentido, a região ótima de operação do motor deve estar compreendida em cargas médias e baixas, para a faixa de rotação mais extensa possível.

Figura 4.20 – Pontos de operação para as diferentes estratégias no ciclo urbano FTP-75

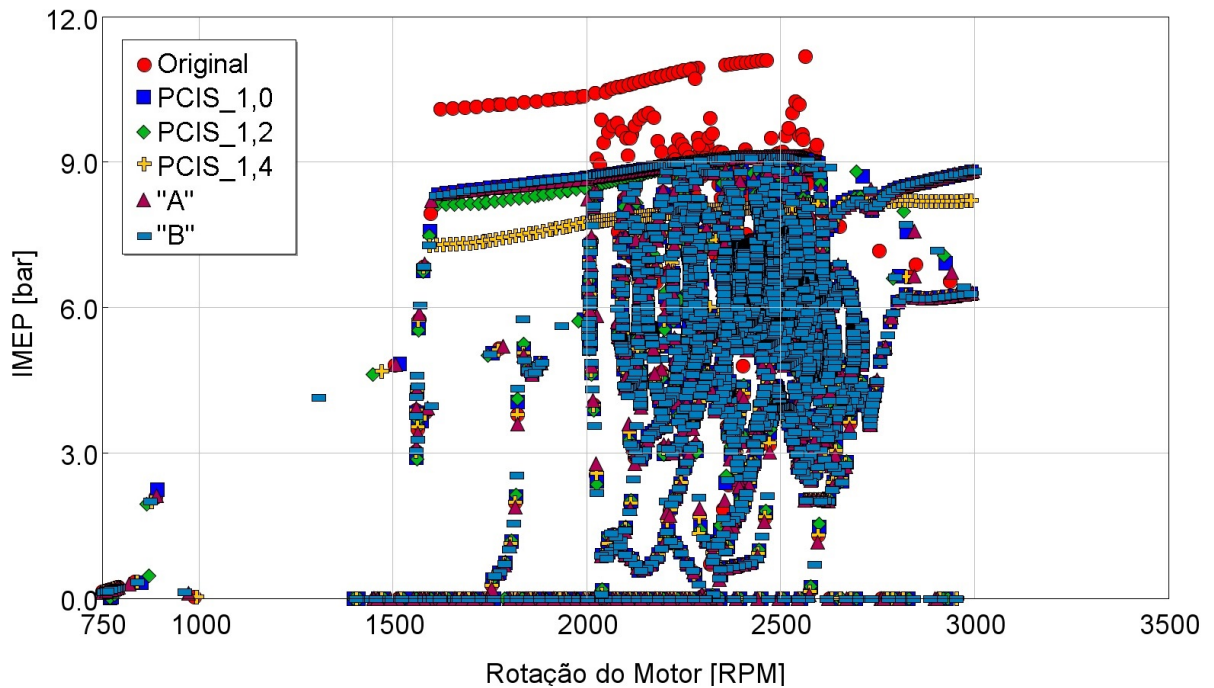


Fonte: O Autor

De maneira similar ao apresentado para o ciclo FTP-75, a Figura 4.21 apresenta os pontos de operação simulados para o ciclo HWFET. Entretanto, diferentemente das condições urbanas, no ciclo rodoviário a operação concentra-se em rotações mais elevadas, decorrentes da alta velocidade desenvolvida pelo veículo. Apesar disso, devido a relação de transmissão do veículo, não foram desenvolvidas rotações no motor acima de $3000rpm$, mesmo para as velocidades de até $95km/h$ observadas no ciclo. O ciclo rodoviário HW-

FET também exige condições de cargas mais elevadas do que o ciclo urbano FTP-75, tendo uma distribuição quase uniforme desde $2bar$ de IMEP até condições de plena carga. A limitação da potência observada com a adoção do conceito PCIS resulta em uma maior incidência de pontos em plena carga.

Figura 4.21 – Pontos de operação para as diferentes estratégias no ciclo rodoviário HW-FET



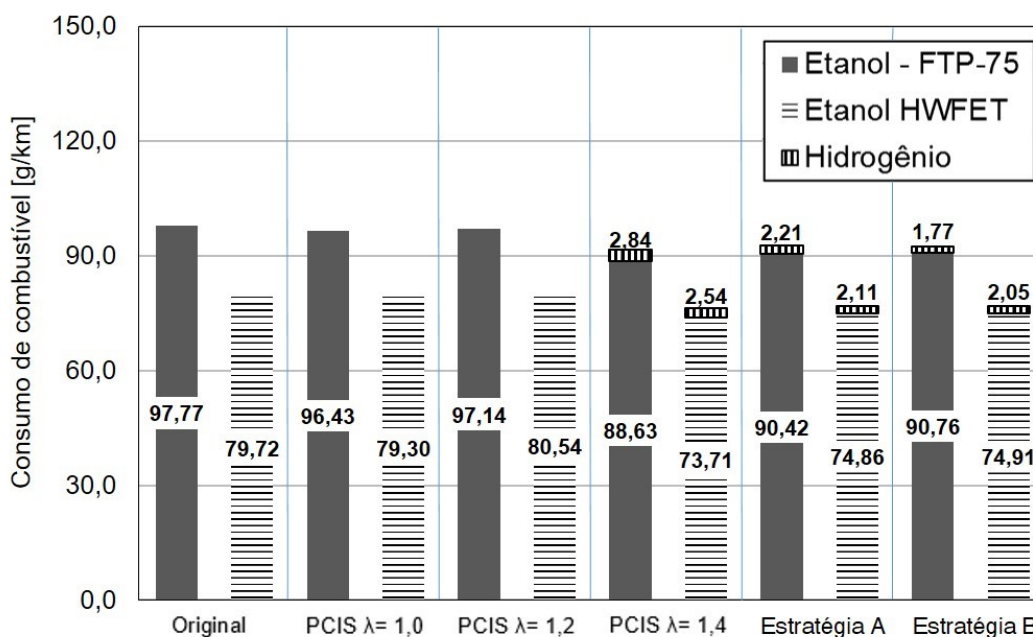
Fonte: O Autor

Para as condições consideradas, tanto de motor quanto construtivas do veículo e do sistema de transmissão, observa-se que o ciclo urbano exige uma ampla faixa de rotação do motor, enquanto o ciclo rodoviário impõe uma operação mais restrita a altas rotações. Entretanto, como veículos leves de passageiros costumam ser desenvolvidos para as diferentes aplicações, é fundamental que existam regiões ótimas de operação do motor capazes de atender as diferentes características de condução. Assim, os resultados apresentados nesta seção são fundamentais para o projeto e desenvolvimento de motores e sistemas, pois possibilitam avaliar as condições de operação nas quais o motor é submetido quando aplicado a um veículo e, com isso, o desenvolvimento de estratégias para otimização de desempenho, emissões e consumo de combustível, por exemplo.

4.4.3 Resultados do consumo médio de combustível

Esta seção apresenta uma avaliação da aplicação veicular do conceito de ignição por pré-câmaras considerando a operação na melhor faixa de desempenho como estabelecido na seção 4.4.1, entre $1500rpm$ e $3000rpm$, em termos de consumo de combustível. As estimativas dos valores totais são realizadas pelo modelo computacional em função da localização dos pontos de operação, representados nas Figuras 4.20 e 4.21, no mapa de operação apresentado pela Figura 4.6. Os valores médios de consumo de combustível para o motor original e para as condições com PCIS nos dois ciclos de condução veicular são apresentados na Figura 4.22. Estes resultados são estimados através do modelo no GT-Suite descrito previamente, considerando a duração total de cada ciclo de condução.

Figura 4.22 – Consumo médio de combustível para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET



Fonte: O Autor

Considerando a massa específica de $808,7kg/m^3$ para o etanol hidratado de referência (ANP, 2018), o modelo computacional representativo ao veículo original apresentou consumo de 2,18 e de 1,67 litros quando percorridos os ciclos FTP-75 e HWFET, respectivamente. Tais valores representam médias de $8,07km/l$ para o consumo de combustível urbano e de $9,91km/l$ para o consumo rodoviário. Os resultados apresentados pelo Inmetro na *Tabela de Consumo/Eficiência Energética para Veículos Automotores Leves* de 2014 (INMETRO, 2014) para o veículo considerado neste trabalho, apontam para uma média de $8,0km/l$ no ciclo urbano e de $10,0km/l$ no ciclo estrada. Com isso, um erro de menos de 1% no consumo médio de combustível é observado quando são comparados os resultados obtidos na simulação aos resultados utilizados na homologação veicular, tor-

nando o modelo representativo às condições reais. Apesar de o Inmetro também divulgar informações referentes as emissões de HC, CO, NO_x e CO₂, as comparações não podem ser realizadas diretamente com as observadas neste trabalho, uma vez que o fabricante utiliza um catalisador de três vias como sistema de pós tratamento de gases, objetivando que não sejam ultrapassados os limites impostos pela legislação vigente (CONAMA, 2009), o que não foi considerado no desenvolvimento dos ensaios experimentais desta pesquisa.

Entretanto, o erro apresentado serve apenas como referência para a ordem de grandeza dos resultados obtidos, uma vez que os ensaios de homologação dos quais originam-se os valores divulgados pelo Inmetro, consideram operações com o motor quente e frio, onde o veículo apresenta comportamentos distintos. Com isso, as condições reproduzidas computacionalmente apresentam divergências substanciais das observadas experimentalmente em homologações.

Conforme discutido, em condições urbanas a faixa de rotação explorada é mais extensa, fazendo com que o consumo de combustível e as emissões sejam influenciadas por toda a região existente entre os instantes de trocas de marcha, além das condições de marcha lenta. Em função do FTP-75 não apresentar demandas frequentes de plena carga, o melhor desempenho das misturas mais próximas da estequiometria, como o observado para o motor original, não é tão explorado como as regiões de média carga. De acordo com a Figura 4.22, por apresentar maior potencial de redução nessas condições, o motor com PCIS e $\lambda = 1,4$ atinge o menor consumo mássico médio de combustível quando comparado ao motor original, com uma redução de 6,5%. Mesmo limitando a operação à rotações mais elevadas, a aplicação do conceito PCIS em $\lambda = 1,4$ nas condições rodoviárias do ciclo HWFET também apresenta os maiores benefícios dentre as estratégias testadas, com redução de 4,4% se comparado ao motor original. Ambas as estratégias "A" e "B" apresentam reduções similares, de aproximadamente 5,3% para o ciclo urbano e de 3,5% para o ciclo rodoviário.

Em maio de 2019, o preço médio do litro de etanol combustível comercializado no Brasil foi de R\$2,99 (ANP, 2019). Isso significa que, para o veículo original nas condições consideradas nesta pesquisa, o custo de 100 quilômetros rodados em vias urbanas seria de R\$37,06, enquanto para vias rodoviárias seria de R\$30,21. Os menores custos quando utilizado o conceito PCIS e mistura homogênea são observadas em $\lambda = 1,0$, sendo reduzidos para R\$36,55 em 100km de FTP-75 e para R\$30,06 em 100km de HWFET.

Considerando a estratificação da mistura, na Figura 4.22 são apresentados separadamente o consumo de etanol e o consumo de hidrogênio quando operando com estratificação de mistura. Apesar do consumo médio (em g/km) com os dois combustíveis ser mais baixo na condição de $\lambda = 1,4$, o consumo de hidrogênio, inexistente para as operações com o sistema original em $\lambda = 1,0$ e com o conceito PCIS exclusivamente em $\lambda \approx 1,0$ e $\lambda = 1,2$, deve ser considerado principalmente na avaliação dos custos de operação.

O hidrogênio utilizado neste trabalho é industrializado, sendo abastecido através de

um cilindro tipo T adquirido em fevereiro de 2018 por R\$662,40. A equação dos gases ideais (Equação 3.3) pode ser utilizada para calcular a massa (m) de gás contida no cilindro (WARK, 1995), uma vez que o gás está sob uma pressão (P) de 168kgf/cm^2 em um cilindro com volume (V) de 50 litros. Para o hidrogênio, considera-se a constante R como $4,124\text{kPa}\cdot\text{m}^3/\text{kg}\cdot\text{K}$

Assim, o cilindro T utilizado contém uma massa de $0,657\text{kg}$ de H_2 , o que resulta em aproximadamente R\$1,01 para cada grama de hidrogênio, fazendo com que o combustível gasoso seja predominante na composição dos custos de operação quando considerada a estratificação da mistura. De modo análogo ao realizado para o motor original, para cada 100 quilômetros rodados em vias urbanas, o uso do conceito PCIS e $\lambda = 1,4$ resultaria em um custo total de R\$320,35, onde quase 90% (R\$286,76) seria atribuído ao custo do hidrogênio injetado. Nesse sentido, apesar das menores reduções no consumo médio de combustível quando comparado ao motor original, as condições com PCIS sem estratificação de mistura tendem a representar benefícios mais expressivos para o usuário do veículo.

Alvarez (2018) avaliou o uso do Gás Natural Veicular (GNV) ao invés do hidrogênio como uma alternativa para o combustível responsável pela estratificação. Mesmo o GNV apresentando uma menor velocidade de queima do que o H_2 , o que resulta em uma combustão 4% mais lenta, a operação em $\lambda = 1,4$ mostrou-se estável para a condição de 2250rpm e 5bar de IMEP. Entretanto, o uso de GNV para estratificação da mistura apresentou índices, em média, 19% superiores nas emissões de THC quando comparado ao uso de H_2 , não gerando alterações significativas nos outros gases avaliados. Apesar de não terem sido apresentados resultados de consumo específico para a condição avaliada, a disponibilidade do GNV no mercado para fins rodoviários tende a reduzir os custos de aplicação, além de apresentar facilidades referentes à logística.

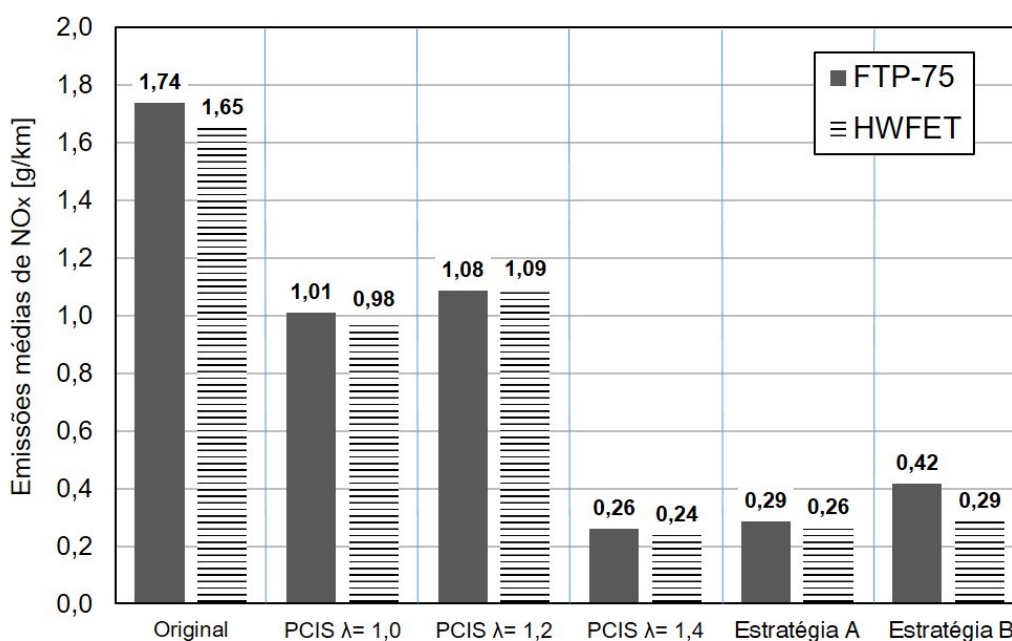
4.4.4 Resultados das emissões médias de gases de exaustão

De modo análogo ao realizado para o consumo de combustível na seção 4.4.3, esta seção apresenta resultados da aplicação veicular do conceito de ignição por pré-câmaras em termos de emissões de gases de exaustão. As estimativas dos valores totais são realizadas pelo modelo computacional em função da localização dos pontos de operação, representados nas Figuras 4.20 e 4.21, nos mapas de operação apresentados pelas Figuras 4.9 a 4.17. Com isso, os valores médios de emissões para o motor original e para as condições com PCIS nos dois ciclos de condução veicular são calculados, sendo apresentados através das Figuras 4.23 a 4.26. As discussões consideram, além do comparativo entre os sistemas e entre os ciclos de condução, uma avaliação quanto à legislação vigente no Brasil para controle das emissões veiculares.

4.4.4.1 Emissões de óxidos de nitrogênio

A redução nas emissões de NO_x com o uso do conceito PCIS, conforme apresentado e discutido através da Figura 4.9, é refletida em reduções médias das emissões de NO_x quando aplicado o sistema a um veículo. Como a melhoria é observada em todo o mapa de operação, as reduções ocorrem tanto em condições de condução urbana quanto rodoviária. A maior incidência de acelerações e desacelerações durante o ciclo FTP-75 faz com que o motor opere também em condições de baixas cargas para diferentes rotações, o que em geral contribui para o aumento nas emissões específicas, como observado para o NO_x .

Figura 4.23 – Emissões médias de NO_x para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET



Fonte: O Autor

Para as estratégias que não consideraram estratificação de mistura, a operação com razão ar-combustível estequiométrica em baixas cargas é mais favorável para a redução nas emissões de NO_x do que com $\lambda = 1,2$. Em tais condições, apesar da combustão ter a temperatura reduzida com o empobrecimento da mistura, o que resulta em uma menor formação de NO_x , o consequente aumento na duração da combustão faz com que haja mais tempo disponível para a oxidação, fazendo com que a redução nas emissões específicas seja compensada. Mesmo assim, para as condições de $\lambda \approx 1,0$ e de $\lambda = 1,2$, as reduções médias nas emissões de NO_x se comparadas ao motor original são da ordem de 40% e 35%, respectivamente, tanto para a operação urbana quanto para a operação em condições rodoviárias.

Entretanto, o potencial de redução da formação térmica de NO_x é observado para

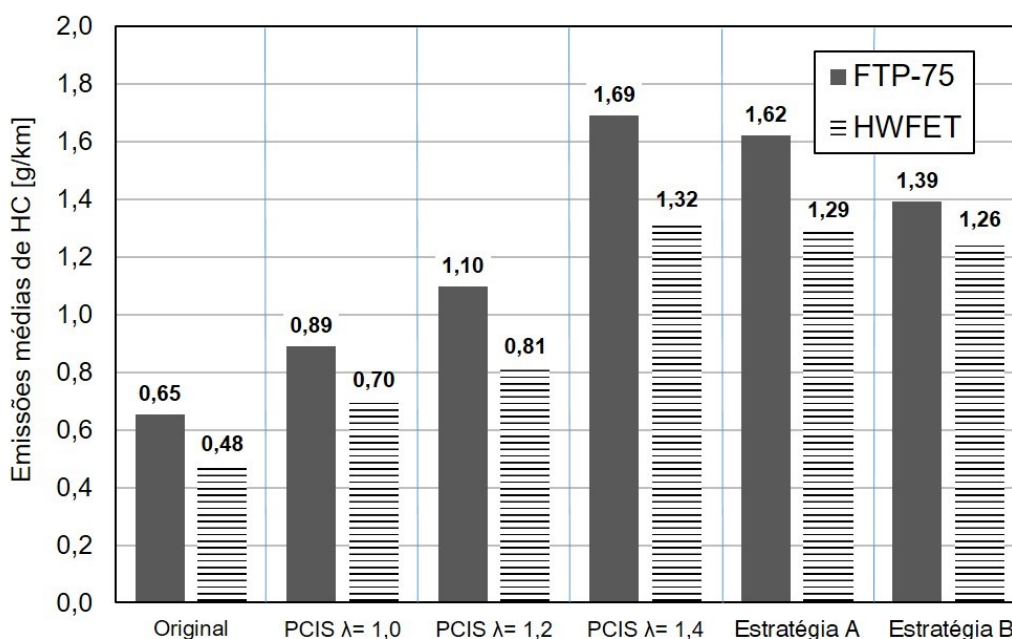
maiores razões ar-combustível, como nas condições que consideram a operação com $\lambda = 1,4$ (Figuras 4.9d e 4.14). Para o ciclo HWFET, as três estratégias com PCIS e estratificação de mistura apresentaram reduções na faixa de 85% para as emissões médias de NO_x , uma vez que a maior parcela dos pontos de operação apresentam-se em rotações acima de 2000rpm , onde mesmo para as propostas "A" e "B", o motor já estaria operando com $\lambda = 1,4$. Já no ciclo FTP-75, a faixa mais extensa de rotações posiciona os pontos de operação da estratégia "B" em condições de $\lambda = 1,2$, o que resulta em uma redução menos expressiva nas emissões médias de NO_x quando comparado a estratégia "A" ou a operação exclusiva em $\lambda = 1,4$. Mesmo assim, em relação ao motor original no ciclo urbano, a estratégia "B" já apresenta uma redução de 75% nas emissões médias de NO_x , enquanto as estratégias "A" e de $\lambda = 1,4$ reduzem em aproximadamente 85%.

De acordo com a fase L6 do Proconve em vigor no Brasil desde janeiro de 2012, o limite de emissões médias de NO_x para veículos automotores leves de passageiros é de $0,08\text{g}/\text{km}$, tendo sido de $0,25\text{g}/\text{km}$ e $0,12\text{g}/\text{km}$ nas fases L4 e L5, respectivamente. Para fins de homologação, o veículo analisado neste trabalho emite em média $0,04\text{g}/\text{km}$ de NO_x (INMETRO, 2014). A diferença com relação ao veículo original simulado se dá por critérios utilizados para a calibração do motor, pela adoção pelo Inmetro de fatores de deterioração de emissões (ABNT, 2017) e, principalmente, ao uso de um sistema de pós tratamento. Nesse sentido, apesar de nenhuma das estratégias propostas com o sistema PCIS apresentar valores que se enquadrem no estabelecido pela legislação, a necessidade de redução nas emissões de NO_x é muito inferior com o uso do conceito do que com o sistema de ignição original. Uma alternativa a ser considerada para o atendimento da legislação é a queima de misturas ainda mais pobres, como sugerido por Alvarez (2018), que em 2250rpm e 5bar de IMEP, observou uma redução nas emissões volumétricas de NO_x de 64% para $\lambda = 1,4$ e de 92% para $\lambda = 1,6$ quando comparado ao motor original.

4.4.4.2 Emissões de hidrocarbonetos não queimados

Com menores emissões de HC sendo observadas em rotações e cargas mais elevadas, a tendência é que as condições rodoviárias impostas pelo ciclo HWFET façam uso dessas melhores regiões de operação. Já para as condições urbanas representadas pelo ciclo FTP-75, a operação em rotações inferiores à 2000rpm , em condições de média e baixa carga, faz com que as emissões de HC sejam superiores às observadas no ciclo HWFET. O aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados com o empobrecimento da mistura e uso do conceito PCIS, apresentado nas Figuras 4.10 e 4.15, é refletido nas emissões médias durante um ciclo de condução, conforme Figura 4.24.

Figura 4.24 – Emissões médias de HC não queimados para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET



Fonte: O Autor

A utilização do conceito PCIS com mistura ar-combustível pobre apenas em cargas mais altas já apresenta um incremento de mais de 35% nas emissões médias de HC quando submetido ao ciclo FTP-75 e de 45% quando submetido ao ciclo HWFET. Nesse caso, o incremento nas emissões médias de HC relativo ao ciclo urbano é menor do que o rodoviário justamente por apresentar uma menor concentração de pontos de operação em plena carga (Figuras 4.20 e 4.21), onde se observam condições de $\lambda = 1, 2$. Assim, para essas condições, os aumentos se devem em grande parte à adoção das pré-câmaras. Considerando todo o mapa de operação em $\lambda = 1, 2$, os incrementos nas emissões de HC são similares para os ciclos urbano e rodoviário, sendo de aproximadamente 69% com relação ao motor original.

Conforme observado nos mapas das Figuras 4.10 e 4.15, com a estratificação da mistura e operação em $\lambda = 1, 4$, é esperado um aumento nas emissões médias de hidrocarbonetos para as diferentes condições de operação, uma vez que os valores específicos em todo o mapa são aumentados. Com isso, tanto a operação exclusivamente em $\lambda = 1, 4$, quanto as estratégias "A" e "B", apresentam valores médios de emissões de HC mais de duas vezes superiores aos observados para o motor original. Entretanto, dentre as três estratégias, a proposta "B" apresenta menores prejuízos, principalmente para operação no ciclo FTP-75, uma vez que considera $\lambda = 1, 2$ para rotações inferiores à 2250rpm. Para o ciclo rodoviário, as três estratégias apresentam resultados similares em função de grande parte dos pontos de operação estarem nas regiões com estratificação da mistura e $\lambda = 1, 4$.

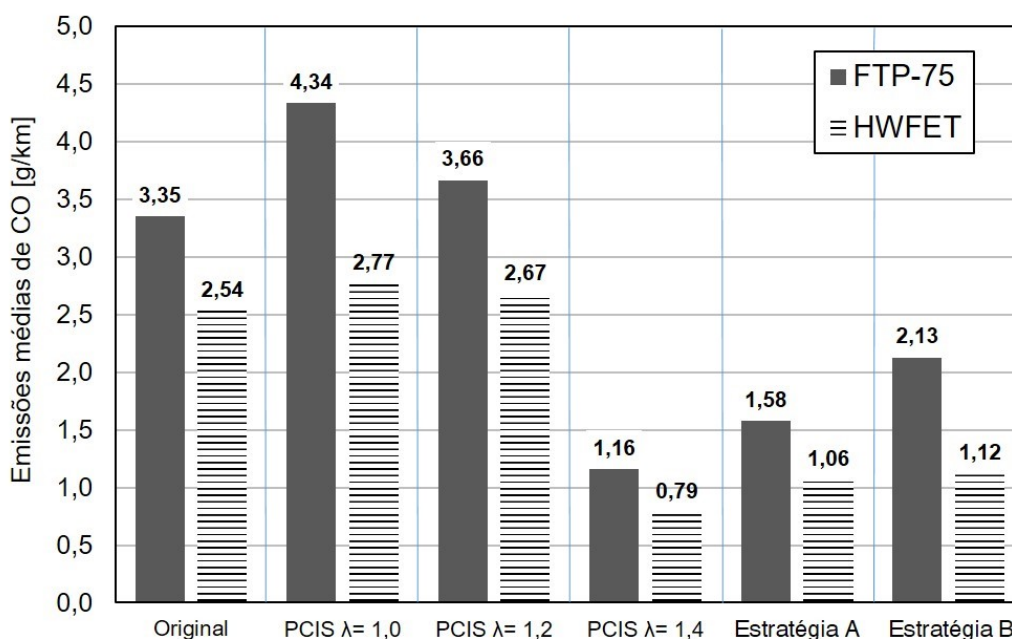
Em termos de legislação, a fase L6 do Proconve estabelece o limite de $0,05g/km$ para as emissões médias de hidrocarbonetos não metano (*NMHC*) no ciclo urbano. Limites para hidrocarbonetos totais (*THC*), que consideram também o metano, são estipulados somente para veículos que utilizam GNV como combustível, sendo de $0,30g/km$. Como o equipamento utilizado na medição dos gases de exaustão para este trabalho não distingue entre diferentes compostos, medindo somente *THC*, não torna-se possível a comparação direta dos valores obtidos com os limites impostos pela legislação. De acordo com o observado por Alvarez (2018), uma alternativa para reduzir as emissões de hidrocarbonetos é a otimização da geometria da pré-câmara, seja em termos de volume ou de disposição de orifícios, uma vez que é alterado o modo em que os gases são fornecidos à câmara principal.

4.4.4.3 Emissões de monóxido de carbono

As emissões médias de monóxido de carbono simuladas para os ciclos FTP-75 e HWFET quando operando com o motor original ou com o conceito PCIS são apresentadas na Figura 4.25. Para todos os casos, de acordo com os mapas das Figuras 4.11 e 4.16, menores emissões específicas são observadas com o aumento da carga e da rotação. Com isso, a tendência é de que as emissões médias de CO também sejam menores quando operando no ciclo rodoviário.

Além disso, a Figura 4.25 também reflete o comportamento observado nos mapas com relação a utilização do conceito PCIS, apresentando um incremento nas emissões de CO para as condições que apresentam o uso das pré-câmaras sem estratificação da mistura, sobretudo em cargas médias e baixas. Entretanto, em função da operação em regiões de cargas médias e altas durante o ciclo HWFET, o uso de PCIS mesmo com $\lambda \approx 1,0$ e $\lambda = 1,2$ resulta em aumentos médios inferiores à 10% com relação ao motor original. Já para o ciclo urbano, o uso de PCIS e a predominância do mapa em $\lambda = 1,0$ apresenta os efeitos negativos de um possível excesso de turbulência e consequente combustão incompleta observado em cargas médias e baixas. Nesse caso, as frequentes transições de carga observadas em função das acelerações e desacelerações no FTP-75, resultam em um acréscimo de 29% nas emissões médias de CO se comparadas ao motor original. Com o excesso de oxigênio na mistura em $\lambda = 1,2$, os efeitos negativos provavelmente provocados por um excesso de turbulência com o uso das pré-câmaras são atenuados, resultando em aumentos de 5 e 10% nas emissões médias de CO se comparadas ao motor original nas condições rodoviária e urbana, respectivamente.

Figura 4.25 – Emissões médias de CO para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET



Fonte: O Autor

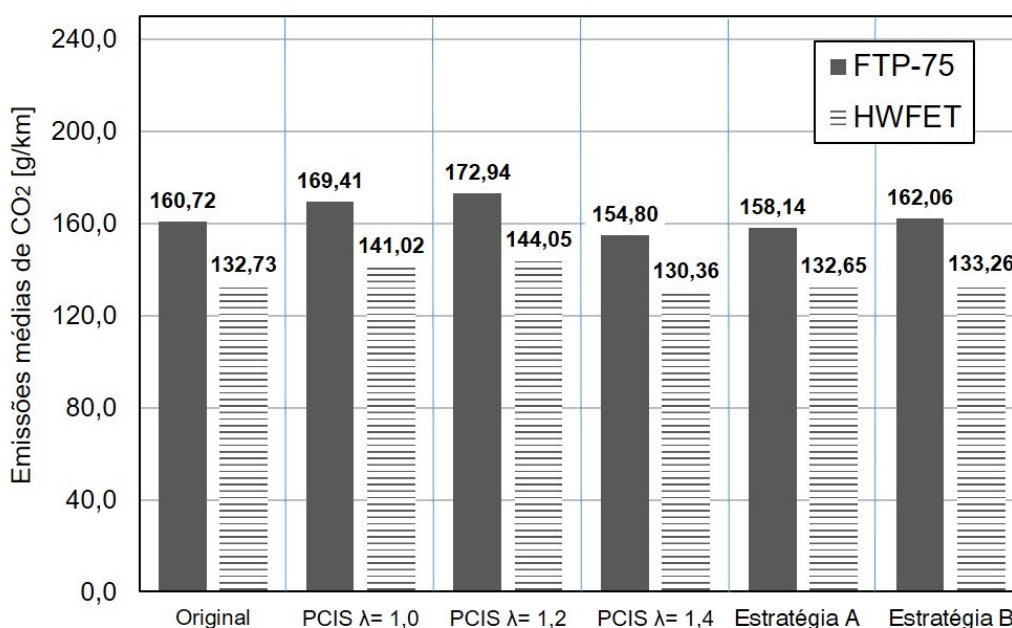
De acordo com o discutido para a Figura 4.11 sobre as emissões específicas de CO em $\lambda = 1,4$, a redução de aproximadamente 60% nas emissões em todo o mapa de operação se comparadas ao motor original, resulta em reduções de ordens similares quando aplicado o conceito PCIS em $\lambda = 1,4$ a ciclos de condução, tanto para condições rodoviária quanto urbana. Mesmo com $\lambda = 1,2$ na operação em plena carga, a estratégia "A" ainda apresenta reduções de aproximadamente 55% nas emissões médias de CO para ambos os ciclos. A estratégia "B" apresenta menores ganhos, sobretudo em aplicações urbanas, devido à operação em rotações baixas e médias em $\lambda = 1,2$.

Os limites impostos pelo Proconve nas fases L4 e L5 eram de $2,00g/km$ de CO no ciclo FTP-75, sendo atualmente de $1,30g/km$ na fase L6. De acordo com o fabricante do veículo considerado na análise deste trabalho, com a utilização do catalisador de três vias, as emissões médias de CO observadas na homologação foram de $0,537g/km$ (INMETRO, 2014). Conforme apresentado na Figura 4.25, as emissões médias de CO simuladas no ciclo FTP-75 para a condição com PCIS e $\lambda = 1,4$ foram inferiores ao limite imposto pela legislação vigente. Entretanto, em função da necessidade de consideração de fatores de deterioração de emissões (ABNT, 2017) e da calibração do sistema para operação real em transiente, não se pode afirmar que os requisitos para homologação sejam atendidos sem a utilização de sistemas de pós-tratamento. Apesar das reduções observadas para as propostas "A" e "B", as estratégias não mostraram-se suficientes para enquadrarem as emissões médias de CO dentro do exigido pela fase L6 do Proconve.

4.4.4.4 Emissões de dióxido de carbono

As emissões médias de CO_2 simuladas nos ciclos FTP-75 e HWFET são apresentadas na Figura 4.26 para as diferentes propostas avaliadas. Com a tendência de menores emissões específicas em maiores cargas e rotações, as emissões médias de dióxido de carbono em condições urbanas também são superiores as observadas para condições rodoviárias em função das regiões de operação, conforme apresentado pelas Figuras 4.20 e 4.21. Para as seis condições avaliadas, as emissões de CO_2 no ciclo HWFET são aproximadamente 17% menores que as observadas no ciclo FTP-75. Esta diferença quase constante entre o observado para o ciclo urbano e o rodoviário se deve à homogeneidade das reduções ou incrementos nas emissões de CO_2 , observadas em todo o mapa de operação, o que resulta em valores similares para diferentes condições de condução.

Figura 4.26 – Emissões médias de CO_2 para cada uma das condições nos ciclos de condução FTP-75 e HWFET



Fonte: O Autor

Conforme já discutido, a utilização do conceito PCIS sem estratificação da mistura ar-combustível, seja em $\lambda \approx 1,0$ ou em $\lambda = 1,2$, apresenta aumentos mais expressivos nas emissões de CO_2 em baixas cargas (abaixo de $3bar$ de IMEP), para toda a faixa de rotação e também para cargas médias e altas, especialmente em rotações superiores à $2000rpm$. Assim, em termos de CO_2 , as regiões de operação nos ciclos FTP-75 e HWFET são diretamente impactadas, apresentando um incremento nas emissões médias de 7%.

A operação em razões ar-combustível mais pobres especialmente para baixas cargas (abaixo de $3bar$ de IMEP), como avaliado em $\lambda = 1,4$ e também nas estratégias "A" e "B", contribui para a redução nas emissões médias de CO_2 com a adoção das pré-câmaras.

Mesmo a proposta "B", que considera esta condição somente acima de $2250rpm$, contribui para praticamente igualar as emissões médias simuladas para o motor original, assim como ocorre também para a estratégia "A". Com a operação exclusivamente em $\lambda = 1,4$, ocorre uma pequena redução nas emissões médias de CO_2 se comparado ao motor original, pois ao contrário das propostas "A" e "B", também são observadas reduções em plena carga.

Apesar de o Proconve nunca ter estabelecido limites para as emissões de CO_2 em suas diferentes fases e o Inmetro considerar nula a emissão de CO_2 por veículos abastecidos com combustível de origem renovável (INMETRO, 2014), o governo brasileiro estabeleceu o Programa Inovar-Auto com o objetivo de estimular o investimento na indústria automobilística nacional, fornecendo incentivos para as montadoras que, dentre outros fatores, melhorassem a eficiência energética de seus veículos, o que resulta diretamente na redução das emissões de CO_2 (FILHO, 2018). De forma semelhante, a recente política industrial estabelecida pelo Programa Rota 2030 também prevê benefícios às montadoras que proverem reduções nas emissões de CO_2 (MP..., 2018). Nesse sentido, a redução das emissões médias de CO_2 com o uso do conceito PCIS para $\lambda = 1,4$ em 4% para o ciclo urbano e 2% para o ciclo rodoviário pode gerar benefícios para as montadoras, devendo-se atentar, entretanto, para possíveis alterações nos resultados com o uso de sistemas de pós-tratamento. Além disso, Alvarez (2018) aponta para reduções de 28% nas emissões volumétricas de CO_2 para o conceito PCIS em $\lambda = 1,6$ se comparado ao motor original em $\lambda = 1,0$, quando operando em $2250rpm$ e $5bar$ de IMEP. Tal redução pode ser refletida nas emissões específicas e, se estendida ao restante do mapa de operação, nas emissões médias em um ciclo de condução.

4.5 COMPARATIVO ENTRE AVALIAÇÕES ESTÁTICAS E DINÂMICAS

Nesta seção são apresentados os efeitos de diferentes abordagens para análise de consumo de combustível e emissões gasosas. Através da Tabela 4.12 são apresentadas as variações percentuais observadas com o uso do conceito PCIS em um ponto estacionário de operação, em um mapa de operação e quando simulados em ciclos de condução veicular. Os percentuais são relativos ao motor original operando com $\lambda = 1,0$, onde o sinal negativo indica redução com o uso das pré-câmaras em relação ao original e o sinal positivo indica aumento com o uso das pré-câmaras em relação ao original.

Os valores do ponto estacionários, obtidos em $2250rpm$ e $5bar$ de IMEP, foram observados por Alvarez (2018) utilizando o mesmo conceito PCIS adotado neste trabalho. Em função do trabalho de Alvarez (2018) não apresentar dados de consumo específico de combustível, os valores identificados por "*" na Tabela 4.12 referem-se aos resultados obtidos neste trabalho através dos mapas de operação. Os valores para os mapas de ope-

ração foram obtidos através da média de 45 pontos estacionários entre 1500 e 3000rpm, em cargas baixas, médias e altas. Além disso, também são apresentados os efeitos do sistema quanto avaliado em ciclos de condução. Para as análises de pontos estacionários, o percentual é dado em relação aos valores específicos observados, ou seja, em g/kWh . Já para a simulação dos ciclos transientes, os percentuais são referentes aos valores médios observados no ciclo, em g/km .

Tabela 4.12 – Efeitos percentuais do conceito PCIS em consumo de combustível e em emissões gasosas quando observado um ponto estacionário (ALVAREZ, 2018), o mapa de operação e os ciclos de condução FTP-75 e HWFET

Lambda	Condição	Combustível	NO_x	HC	CO	CO_2
1,0	2250rpm, 5bar	-2,5*	+14,3	+26,6	-13,9	-3,7
	Mapa de operação	+1,7	-17,0	+33,7	+48,7	+4,0
	Ciclo FTP-75	-1,4	-41,8	+36,3	+29,5	+5,4
	Ciclo HWFET	-0,5	-40,3	+45,9	+9,3	+6,2
1,2	2250rpm, 5bar	+0,6*	-0,1	+14,3	-70,3	-4,0
	Mapa de operação	-0,4	-18,5	+58,4	+14,5	+5,9
	Ciclo FTP-75	-0,6	-37,6	+67,9	+9,4	+7,6
	Ciclo HWFET	+1,0	-34,0	+70,0	+5,5	+8,5
1,4	2250rpm, 5bar	-5,2*	-64,5	-0,1	-100,0	-5,8
	Mapa de operação	-5,0	-82,4	+225,4	-70,3	-6,2
	Ciclo FTP-75	-6,4	-85,1	+158,8	-65,3	-3,7
	Ciclo HWFET	-4,3	-85,6	+176,3	-68,9	-1,8
Estratégia "A"	Mapa de operação	+2,2	-84,1	+325,3	-68,9	-5,8
	Ciclo FTP-75	-5,2	-83,6	+148,2	-53,0	-1,6
	Ciclo HWFET	-3,4	-84,1	+168,9	-58,0	-0,0
Estratégia "B"	Mapa de operação	+0,3	-66,4	+163,3	-46,9	-2,3
	Ciclo FTP-75	-5,3	-76,0	+113,2	-36,4	+0,8
	Ciclo HWFET	-3,4	-82,7	+162,5	-55,9	+0,4

* Valores obtidos neste trabalho

Fonte: O Autor; Adaptado de Alvarez (2018)

Como visto na seção 4.4.2, o ciclo FTP-75 exige que o motor opere em uma maior extensão do mapa. Com isso, a tendência é de que os resultados observados na simulação do ciclo aproximem-se dos observados em uma média do mapa de operação, com as diferenças sendo atribuídas às condições de baixas rotações e cargas, representativas aos períodos de marcha lenta observados no ciclo urbano. De acordo com Alvarez (2018), a escolha do ponto estacionário de 2250rpm e 5bar de IMEP se deu pois, excetuando as condições de marcha lenta, esta seria uma condição de operação predominante no ciclo FTP-75. Entretanto, os resultados apresentados na Tabela 4.12 apresentam divergências entre o observado para o ponto estacionário e o simulado para o ciclo FTP-75, evidenci-

ando a baixa representatividade da avaliação em um único ponto de operação de um motor ou sistema que será aplicado à um veículo.

Devido à variação das emissões de NO_x e HC na extensão do mapa de operação, a diferença dos resultados em condições estacionárias e transientes chegou a 55% para as emissões de NO_x , a 53% para as emissões de HC e superaram os 60% para as emissões de CO. Para as emissões de CO_2 as diferenças entre os resultados observados nas condições estacionárias e transientes foi inferior à 10% e para o consumo de combustível, inferior à 5%.

Além disso, análises em condições de operação instáveis, como as observadas em baixas cargas, não são usualmente publicadas em trabalhos científicos, apesar da alta incidência em ciclos de condução urbanos. Assim, melhorias nestas regiões de operação podem resultar em benefícios diretos quando em operação veicular, reduzindo o consumo de combustível e as emissões de gases.

4.6 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE OS RESULTADOS

Os resultados apresentados neste capítulo mostram os efeitos em termos de consumo de combustível e emissões gasosas da aplicação de um conceito de ignição por pré-câmaras em um motor SI comercial, tanto em condições estacionárias de operação quanto em estimativas de uso veicular. As comparações foram realizadas em relação ao motor original, calibrado através da estratégia apresentada no capítulo anterior para operar em $\lambda = 1,0$. Assim, esta seção tem como objetivo apresentar de maneira condensada os resultados discutidos neste capítulo visando facilitar futuras pesquisas e a evolução do projeto. Para isso, cabe ressaltar que:

- O conceito PCIS apresentou limitações de operação em cargas altas para condições estequiométricas, sendo necessário o empobrecimento da mistura para que as anomalias observadas na combustão fossem neutralizadas;
- A pressão de 10bar para injeção do combustível gasoso nas pré-câmaras limita a operação em razões ar-combustível superiores à 1,6. A ausência do hidrogênio para estratificação da mistura é identificada pela falhas de ignição e consequente aumento no consumo específico de combustível;
- Com base nos dados experimentais, foram definidas duas propostas de operação ("A" e "B") mesclando regiões em $\lambda = 1,2$ e em $\lambda = 1,4$, objetivando benefícios no consumo de combustível com o uso do conceito PCIS. Entretanto, para ambas estratégias, o mapa de $BSFC$ permaneceu similar ao original;

- As seis condições avaliadas na simulação da aplicação veicular foram capazes de percorrer os ciclos de condução FTP-75 e HWFET com pequenos erros de velocidade, validando a utilização do conceito PCIS em um veículo de passageiros. Entretanto, em função da redução dos parâmetros de desempenho observada com o empobrecimento da mistura, houveram divergências nos perfis de velocidade desenvolvidos por cada condição simulada, o que traz prejuízos aos comparativos entre as estratégias simuladas;
- A faixa de operação entre 1500 e 3000 rpm, limitada pelas trocas de marcha, apresentou os melhores desempenhos para todas as estratégias avaliadas, independente de sistema de ignição, fator lambda ou ciclo de condução;
- Apesar da redução no consumo médio de combustível para as condições que consideraram PCIS e $\lambda = 1,4$, o custo de operação foi mais elevado em função do preço do cilindro de hidrogênio;
- A aplicação do conceito PCIS em veículos apresenta potencial redução média nas emissões de NO_x e de CO, elevando os níveis de emissões médias de HC e não apresentando alterações significativas em CO_2 , tanto para a condução em ciclos urbanos quanto para ciclos rodoviários;
- As emissões médias de CO simuladas para o uso do conceito PCIS em $\lambda = 1,4$ apresentaram valores inferiores ao limite imposto pela fase L6 do Proconve, fazendo com que para este gás, não seja necessário um sistema de pós tratamento;
- Os efeitos da utilização do conceito PCIS foram diferentes quando avaliado em pontos de operação estacionários e simulados os transientes. Devido à benefícios do sistema observados em rotações e cargas mais baixas do que as consideradas para o ponto estacionário, de $2250rpm$ e $5bar$ de IMEP, sobretudo em termos de emissões de NO_x , as reduções destas emissões em ciclos de condução foram ainda maiores do que as observadas em trabalhos anteriores;
- Comparando os ciclos de condução à trabalhos anteriores em ponto estacionário ($2250rpm$ e $5bar$ de IMEP), as emissões de HC e CO apresentaram comportamento inverso as de NO_x , com menores ganhos sendo observados em ciclos de condução se comparado ao ponto estacionário. Esses resultados são justificados em função do ponto estacionário localizar-se na região de maiores reduções observada para os mapas de emissões de HC e CO.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma abordagem não observada na literatura até o momento, de avaliação de um sistema de ignição com pré-câmaras em condições de operação veicular. Conforme apresentado na *Revisão Bibliográfica*, todas as pesquisas publicadas abordando este tipo de sistema contemplam operações em pontos estacionários específicos. Entretanto, para aplicações veiculares, faz-se necessária uma avaliação mais ampla dos mapas de operação, contemplando diferentes condições de carga e rotação. Para esse propósito, mapas experimentais com o sistema de ignição convencional e com o conceito PCIS foram comparados. Os resultados apontaram para alterações no desempenho, no consumo específico de combustível e nas emissões gasosas, especialmente com a queima de misturas pobres. Com isso, conclui-se que:

- Através da calibração e coleta de 43 pontos de operação estacionários em diferentes rotações e cargas, foram desenvolvidos mapas de operação para o motor com sistema de ignição original, utilizando etanol como combustível e $\lambda = 1,0$. De maneira similar, mapas também foram elaborados quando utilizando um sistema de ignição por pré-câmaras em 3 condições de *lambda* diferentes (1,0, 1,2 e 1,4), sendo necessária a adição de combustível suplementar na pré-câmara quando em $\lambda = 1,4$ para garantia da estabilidade da combustão;
- Devido a anomalias na combustão, não foi realizada a operação em condições de plena carga e $\lambda = 1,0$ com o conceito PCIS, realizando-se o empobrecimento da mistura até que a combustão fosse normalizada. Estudos são necessários para identificar se as oscilações na curva de pressão são oriundas de fenômenos de detonação ou representam a dinâmica dos gases expelidos da pré-câmara;
- As limitações do sistema observadas em trabalhos anteriores, principalmente para operação em condições de mistura pobre, foram atribuídas a dificuldade de penetração do combustível suplementar nas pré-câmaras, o que dificulta a estratificação da mistura e reduz a energia proveniente da queima nas pré-câmaras. Tal fato é atribuído à pressão de injeção do combustível gasoso de 10bar , que deveria ser aumentada para superar a contra-pressão existente na câmara de combustão principal;
- Com o empobrecimento da mistura não ocorre necessariamente a redução nos valores específicos de consumo de combustível e emissões de gases, uma vez que é aumentada a vazão de ar sem reduzir significativamente a quantidade de combustível para que o torque seja mantido;
- Para as condições que consideraram o conceito PCIS com mistura ar-combustível homogênea, não foram observadas variações significativas no consumo específico

de combustível, sendo observados incrementos nas emissões de HC, CO e CO₂. Entretanto, a maior velocidade de queima com o uso das pré-câmaras (ALVAREZ, 2018) e a menor temperatura da combustão com o empobrecimento resultaram em reduções entre 15% e 30% nas emissões de NO_x se comparado os testes em $\lambda \approx 1,0$ e $\lambda = 1,2$ ao motor original em $\lambda = 1,0$;

- Os testes com o conceito PCIS em $\lambda = 1,4$, apresentaram o potencial do sistema em reduzir emissões específicas de NO_x e CO, com reduções também nas emissões específicas de CO₂ e no consumo específico de combustível, apresentando incrementos nas emissões específicas de HC;

Além disso, modelos computacionais foram utilizados para simular os ciclos de condução utilizados para homologação veicular no Brasil. Oito estratégias de troca de marcha foram avaliadas em termos de desempenho do veículo, sendo definido o intervalo de operação entre 1500 e 3000rpm como o melhor para todas as condições, considerando tanto a operação no ciclo FTP-75 quanto no HWFET. A simulação também permitiu avaliar as regiões de operação do motor quando submetido aos diferentes ciclos de condução. Para condições rodoviárias o motor precisa desenvolver maiores rotações, sendo submetido à diferentes cargas. Já no ciclo urbano, devido às frequentes acelerações e desacelerações, uma maior faixa de rotação do motor é explorada. Como, em geral, um veículo de passageiros é desenvolvido para atender as duas propostas, é fundamental que seja considerado todo o mapa de operação no desenvolvimento de um motor ou sistema.

Ainda, através da simulação foi possível avaliar as emissões médias de gases e o consumo médio de combustível ao longo dos ciclos de condução para ambos os sistemas de ignição. Destes resultados, conclui-se que:

- O modelo computacional desenvolvido foi capaz de representar as condições observadas em homologações veiculares, uma vez que o consumo médio de combustível simulado assemelha-se ao divulgado pelo fabricante. Sendo os dados experimentais de emissões coletados nos mesmos pontos dos de consumo de combustível, acredita-se que as predições de emissões de gases também sejam condizentes com as observadas em ensaios veiculares, desconsiderando os fatores de deterioração de emissões observados em homologações veiculares. Com isso, as estimativas para o conceito PCIS também tornam-se válidas e a distribuição dos 43 pontos estacionários coletados experimentalmente mostra-se suficiente;
- O não uso de um sistema de injeção suplementar de combustível no conceito PCIS com mistura homogênea, resulta em um menor custo de implementação se comparado ao uso do conceito com mistura estratificada. Entretanto, benefícios foram observados somente nas emissões de NO_x, decorrendo em incrementos no consumo médio de combustível e nas emissões médias de HC, CO e CO₂;

- As maiores vantagens da aplicação do conceito PCIS foram observadas quando operando exclusivamente em $\lambda = 1,4$, com reduções de mais de 85% nas emissões médias de NO_x e de mais de 65% nas emissões médias de CO;
- Além disso, apesar da necessidade de injeção de hidrogênio para controlar a estabilidade da combustão em $\lambda = 1,4$, o consumo médio de combustível com o conceito PCIS foi 7% menor no ciclo FTP-75 e 5% no ciclo HWFET, se comparado ao motor original com $\lambda = 1,0$. Entretanto, para que seja uma alternativa economicamente viável, o custo do combustível gasoso deve ser potencialmente reduzido;
- Com o conceito PCIS, as emissões médias de HC apresentaram um aumento considerável quando comparadas ao observado com o sistema de ignição convencional, sobretudo em condições de misturas pobres. Tal resultado indica para a necessidade de se aprimorar a geometria da pré-câmara ou então para a utilização de sistemas de pós-tratamento de gases;
- O empobrecimento da mistura ar-combustível sem uma estratégia de recuperação de potência fez com que houvesse uma maior incidência de pontos de operação em plena carga. Apesar de apresentar desvios de velocidade ao longo do ciclo, estratégias como a sobrealimentação e o aumento da razão volumétrica de compressão podem ser aliados à queima de misturas pobres em motores veiculares, fazendo com que sejam observados benefícios no consumo de combustível e nas emissões sem perdas de desempenho;
- Para as condições avaliadas, somente em $\lambda = 1,4$ observou-se estimativas de emissões médias de CO abaixo das impostas pela fase L-6 do Proconve. Para os demais gases, apesar da expressiva redução nas emissões de NO_x , os valores observados estão acima dos limites da legislação vigente, o que não possibilitaria a homologação de um veículo sem a utilização de sistemas de pós tratamento. Entretanto, tais resultados apresentam uma referência para o potencial do sistema, o qual deve ser instalado em um veículo e calibrado para condições transientes de operação;
- As estratégias "A" e "B" mostraram-se como uma alternativa para reduzir o incremento das emissões de HC com o uso do conceito PCIS, ainda apresentando benefícios pontuais da aplicação de $\lambda = 1,4$. Entretanto, devem apresentar maiores efeitos com a utilização de razões ar-combustível ainda mais pobres;
- Os resultados de consumo de combustível e emissões de gases observados em pontos estacionários, sejam individualmente ou em diferentes regiões do mapa de operação, apresentaram comportamentos distintos dos resultados simulados para ciclos de condução veicular, evidenciando a importância da simulação dinâmica realizada

neste trabalho para o adequado desenvolvimento de motores e sistemas, avaliando-os nas condições de operação à que estarão submetidos quando aplicados à um veículo;

- Diante do exposto, pode-se observar o potencial do conceito PCIS em controlar as emissões veiculares. Ainda, a metodologia apresentada neste trabalho mostrou-se consistente, possibilitando a avaliação e o aprimoramento do sistema previamente à instalação em um veículo.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Apesar da consistência observada nos resultados obtidos e do potencial verificado para o conceito PCIS em reduzir consumo de combustível e emissões de gases, estudos ainda devem ser realizados em diferentes aspectos para que se possa extrair os máximos benefícios do sistema. Dentre eles, sugere-se:

- Implementar o sistema em um motor monocilindro de pesquisa, visando eliminar as variabilidades inerentes à um motor multicilindro;
- Avaliar o aumento da pressão de injeção do combustível gasoso, objetivando estender o limite de empobrecimento;
- Desenvolver um modelo CFD para avaliar os efeitos do uso de diferentes geometrias das pré-câmaras, sendo capaz de prever as emissões gasosas;
- Avaliar estratégias para reduzir as emissões de HC, dentre elas, simular diferentes geometrias da pré-câmara, avaliando variações de volume e disposição de orifícios;
- Identificar e testar combustíveis alternativos ao H_2 ;
- Avaliar a aplicação de estratégias para recuperação de potência quando operando com misturas pobres, como aumento da razão volumétrica de compressão e uso de sistemas de sobrealimentação;
- Identificar as anomalias observadas na combustão quando operando com o conceito PCIS, mistura estequiométrica e cargas elevadas, caracterizando possíveis alterações na frequência da combustão;
- Instalar o conceito PCIS em um veículo e realizar os testes de homologação afim de validar os resultados apresentados neste trabalho;

Além disso, a metodologia considerada para avaliação de transientes através de pontos estacionários pode auxiliar ainda mais no desenvolvimento do sistema, através da qual sugere-se:

- Avaliar um sistema de pós tratamento mais simples e de menor custo do que o catalisador de três vias, que seja capaz de reduzir as emissões observadas à níveis inferiores aos limites da legislação vigente e das legislações futuras, como as fases L7 e L8 do Proconve;
- Propor diferentes estratégias de combustão, além das "A" e "B" consideradas neste trabalho;
- Avaliar a aplicabilidade do conceito em um veículo híbrido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. **NBR 14489 - Motor diesel: Análise e determinação dos gases e do material particulado emitidos por motores do ciclo diesel, ciclo de 13 pontos.** 2000.

_____. **NBR 7024 Veículos rodoviários automotores leves Medição do consumo de combustível Método de ensaio.** 2010.

_____. **NBR 376 - Materiais metálicos - Calibração de instrumentos de medição de força utilizados para a verificação de máquinas de ensaio uniaxiais.** 2012.

_____. **NBR 6601 - Veículos rodoviários automotores leves — Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento.** 2012.

_____. **NBR 10312 - Veículos rodoviários automotores leves — Determinação da resistência ao deslocamento por desaceleração livre em pista de rolamento e simulação em dinamômetro.** 2014.

_____. **NBR 14008 - Veículos rodoviários automotores leves - Determinação do fator de deterioração das emissões de gases durante o acúmulo de rotação.** 2017.

ADAMS, T. Theory and evaluation of auxiliary combustion (torch) chambers. **SAE Technical Paper**, 1978.

ADAMS, T. G. Torch ignition for combustion control of lean mixtures. **SAE Technical Paper**, 1979.

ADLER, U. et al. **Automotive electric/electronic Systems.** [S.l.]: Postfach, Robert Bosch GmbH, 1988.

ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. **Fundamentos de metrologia científica e industrial.** Florianópolis: Editora Manole, 2008.

ALIRAMEZANI, M.; CHITSAZ, I.; MOZAFARI, A. A. Thermodynamic modeling of partially stratified charge engine characteristics for hydrogen-methane blends at ultra-lean conditions. **International Journal of Hydrogen Energy**, Elsevier, v. 38, n. 25, p. 10640–10647, 2013.

ALKEMADE, U. G.; SCHUMANN, B. Engines and exhaust after treatment systems for future automotive applications. **Solid State Ionics**, Elsevier, v. 177, n. 26, p. 2291–2296, 2006.

ALVAREZ, C. E. C. Metodologia para o cálculo da pré-câmara de combustão de um motor de ignição por lanças chamadas multicombustível. In: **12º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica.** [S.l.: s.n.], 2015.

ALVAREZ, C. E. C. **Análise da combustão e das emissões gasosas de um motor multicombustível de ignição por centelha com pré-câmara:** Tese de doutorado. 2018. Tese (Doutorado), 2018.

ALVAREZ, C. E. C. et al. A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, 2018.

AMATAYAKUL, W.; RAMNÄS, O. Life cycle assessment of a catalytic converter for passenger cars. **Journal of Cleaner Production**, Elsevier, v. 9, n. 5, p. 395–403, 2001.

ANP. **Resolução nº 19, 15.04.2015 –DOU 17.04. 2015–RET**. [S.I.]: DOU, 2015.

_____. **Resolução nº07 - Especificações para a comercialização de álcool etílico hidratado combustível no Brasil**. [S.I.]: DOU, 2015.

_____. **Resolução nº764 - Especificações dos combustíveis de referência utilizados nos ensaios de avaliação de consumo de combustível e de emissões veiculares para a homologação de veículos automotores novos**. [S.I.]: DOU, 2018.

_____. **Série histórica do levantamento de preços e de margens de comercialização de combustíveis**. [S.I.]: DOU, 2019.

ARMAS, O.; HERNÁNDEZ, J. J.; CÁRDENAS, M. D. Reduction of diesel smoke opacity from vegetable oil methyl esters during transient operation. **Fuel**, Elsevier, v. 85, n. 17, p. 2427–2438, 2006.

ARTELT, S. et al. Engine dynamometer experiments: platinum emissions from differently aged three-way catalytic converters. **Atmospheric Environment**, Elsevier, v. 33, n. 21, p. 3559–3567, 1999.

ASHIDA, K.; NODA, T.; KURODA, M. **Auxiliary combustion chamber type internal combustion engine**. [S.I.]: Google Patents, ago. 30 2011. US Patent 8,006,666.

ATTARD, W. P. et al. A new combustion system achieving high drive cycle fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain. **SAE Technical Paper**, 2011.

_____. Knock limit extension with a gasoline fueled pre-chamber jet igniter in a modern vehicle powertrain. **SAE International Journal of Engines**, v. 5, n. 2012-01-1143, p. 1201–1215, 2012.

_____. A turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain. **SAE International Journal of Engines**, v. 3, n. 2010-01-1457, p. 20–37, 2010.

_____. Spark ignition and pre-chamber turbulent jet ignition combustion visualization. **SAE Technical Paper**, 2012.

AVL. **AVL Indicom 2013 - Exploration Guide**. v2.5. [S.I.], 2012. (Rev.6, AR2644E).

AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. Effects of combustion phasing, relative air-fuel ratio, compression ratio, and load on si engine efficiency. **SAE Technical Paper**, 2006.

BAETA, J. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. 2006. Tese (Doutorado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2006.

BAETA, J. G. C. et al. Multi-fuel spark ignition engine-optimization performance analysis. **SAE Technical Paper**, 2005.

BALLAL, D. R.; LEFEBVRE, A. H. The influence of flow parameters on minimum ignition energy and quenching distance. v. 15, n. 1, p. 1473–1481, 1975.

BAPTISTA, B. de S. **Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para motor Ciclo Otto**. 2007. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

BARLOW, T. J. et al. **A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emissions**. Washington: IHS, 2009.

BASSHUYSEN, R. V.; SCHÄFER, F. **Internal combustion engine handbook-basics, components, systems and perspectives**. Warrendale: SAE Internacional, 2004.

BECK, N. J. et al. Evolution of heavy duty natural gas engines-stoichiometric, carbureted and spark ignited to lean burn, fuel injected and micro-pilot. **SAE Technical Paper**, 1997.

BENAJES, J. et al. Fuel consumption and engine-out emissions estimations of a light-duty engine running in dual-mode rcci/cdc with different fuels and driving cycles. **Energy**, Elsevier, v. 157, p. 19–30, 2018.

_____. Evaluation of the passive pre-chamber ignition concept for future high compression ratio turbocharged spark-ignition engines. **Applied Energy**, Elsevier, v. 248, p. 576–588, 2019.

BIPM, I. et al. Evaluation of measurement data—guide for the expression of uncertainty in measurement. **JCGM 100: 2008**, p. 167, 2008.

BLAIR, G. P. **Design and simulation of four-stroke engines**. [S.l.: s.n.], 1999.

BONDARENKO, O.; FUKUDA, T. Potential of acoustic emission in unsupervised monitoring of gas-fuelled engines. **IFAC-PapersOnLine**, Elsevier, v. 49, n. 23, p. 329–334, 2016.

BOSCH, R. **Automotive Electric Electronic Systems**. [S.l.]: Robert Bosch, 1988.

BRAGA, G. T. **Uma contribuição ao controle de motores de combustão interna de ignição por centelha na condição de marcha lenta**. 2007. Disserta (Mestrado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

BRANDSTETTER, W. R.; DECKER, G.; REICHEL, K. The water-cooled volkswagen pci-stratified charge engine. **SAE Technical Paper**, 1975.

CAIRNS, J. A. **Catalyst of a coating on an alloy substrate**. [S.l.]: Google Patents, jun. 20 1978. US Patent 4,096,095.

CALVERT, I. **Pre-chamber charge stratification of a spark ignited internal combustion engine**. 1994. Tese (Doutorado), 1994.

CANAKCI, M. Combustion characteristics of a di-hcci gasoline engine running at different boost pressures. **Fuel**, Elsevier, v. 96, p. 546–555, 2012.

ÇELİK, M. B.; OZDALYAN, B. Gasoline direct injection. In: **Fuel Injection**. [S.l.]: InTech Open, 2010.

COMMISSION, E. **Commission Regulation (EC) No 692/2008 of 18 July 2008 Implementing and Amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on Type-Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on Access to Vehicle Repair and Maintenance Information**. [S.l.]: EC Brussels, Belgium, 2008.

_____. **Supplementing Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council on type-approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, amending Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, Commission Regulation (EC) No 692/2008 and Commission Regulation (EU) No 1230/2012 and repealing Commission Regulation (EC) No 692/2008.** [S.I.]: EC Brussels, Belgium, 2017.

CONAMA. **Resolução CONAMA Nº 415/2009 - Dispõe sobre nova fase (PROCONVE L6) de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores-PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário e dá outras providências.** [S.I.]: DOU, 2009.

_____. **Resolução nº 492 - Estabelece as Fases PROCONVE L7 e PROCONVE L8 de exigências do Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE para veículos automotores leves novos de uso rodoviário.** [S.I.]: DOU, 2018.

CORTI, E.; FORTE, C. Spark advance real-time optimization based on combustion analysis. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, American Society of Mechanical Engineers, v. 133, n. 9, p. 092804, 2011.

COSTA, R. B. R. da et al. Design and combustion characteristics of an ethanol homogeneous charge torch ignition system for a single-cylinder optical engine. 2016.

_____. Development of a homogeneous charge pre-chamber torch ignition system for an si engine fuelled with hydrous ethanol. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 152, p. 261–274, 2019.

COUTO, G. E. **Sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura homogênea em um motor de ignição por centelha.** 2017. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2017.

COUTO, G. E.; ALVAREZ, C. E. C. A review of prechamber ignition systems applied in si engines. **Acta Mechanica et Mobilitatem**, v. 1, n. 2, p. 54–68, 2017.

CRUZ, I. W. S. L. **Análise da influência dos parâmetros geométricos das pré-câmaras de um motor de combustão interna com ignição por lança-chamas.** 2015. Trabalho de conclusão de curso (Graduação), Universidade Federal de Minas Gerais, 2015.

CRUZ, I. W. S. L. et al. Zero-dimensional mathematical model of the torch ignited engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 103, p. 1237–1250, 2016.

CUPIAŁ, K.; JAMROZIK, A.; SPYRA, A. Single and two-stage combustion system in the si test engine. **Journal of KONES**, v. 9, n. 3-4, p. 67–74, 2002.

DA SILVA, R. et al. Effect of additives on the antiknock properties and Reid vapor pressure of gasoline. **Fuel**, Elsevier, v. 84, n. 7, p. 951–959, 2005.

DALE, J. et al. Laser-ignited internal combustion engine. **Combustion and Flame**, Elsevier, v. 30, p. 319–320, 1977.

DALE, J. D.; CHECKEL, M.; SMY, P. Application of high energy ignition systems to engines. **Progress in energy and combustion science**, Elsevier, v. 23, n. 5, p. 379–398, 1997.

DATE, T. et al. Research and development of the honda cvcc engine. **SAE Technical Paper**, 1974.

DAVIS, G.; KRIEGER, R.; TABACZYNSKI, R. J. Analysis of the flow and combustion processes of a three-valve stratified charge engine with a small prechamber. **SAE Technical Paper**, 1974.

DELPHI. **Worldwide Emissions Standards: Passenger car and light duty**. september 2016-2017. Disponível em: <<https://www.delphi.com/sites/default/files/inline-files/delphi-worldwide-emissions-standards-passenger-cars-light-duty-2016-7.pdf>>.

DENATRAN. **Frota de Veículos no Brasil**. 2017.

DENTON, T. **Automobile electrical and electronic systems**. 4. ed. Burlington: Routledge, 2004.

DIESEL, R. **diesel**. [S.l.]: Google Patents, jul. 16 1895. US Patent 542,846.

DIESELNET. **Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC)**. 2017. Disponível em: <<http://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php>>.

DIMICK, D. L. et al. Emissions and economy potential of prechamber stratified charge engines. **SAE Technical Paper**, 1979.

DUAN, X. et al. Performance, combustion and knock assessment of a high compression ratio and lean-burn heavy-duty spark-ignition engine fuelled with n-butane and liquefied methane gas blend. **Energy**, Elsevier, v. 158, p. 256–268, 2018.

EASTOP, T. D.; CONKEY, A. M. **Applied Thermodynamics for engineering technologies**. [S.l.]: John Wiley and Sons Inc., New York, NY, 1986.

EL-MAHALLAWY, F.; HABIK, S.-D. **Fundamentals and technology of combustion**. Cairo, Egypt: Elsevier, 2002.

ELIEZER, S.; ELIEZER, Y. **The fourth state of matter: an introduction to plasma science**. Jerusalem: CRC Press, 2001.

EPA (Ed.). **Certification Guidance for Engines Regulated Under: 40 CFR Part 86 (On-Highway Heavy-Duty Engines) and 40 CFR Part 89 (Nonroad CI Engines)**. United States: Environmental Protection Agency, 1999.

EPA. **EPA Information 90/04 - Photochemical smog: what it means for us**. Australia, 2004.

_____. **Gaseous Exhaust Test Procedures - 40 CFR Subpart E**. 2009. 344-370 p.

EUROPEAN COMMISSION. **Impact Assessment for Euro 6 emission limits for light duty vehicles**. 2006.

EUROPEAN COMMISSION (EC). **EC - Proposal for a Regulation of the European Parliament and of The Council amending Regulations (EC) No 715/2007 and (EC) No 595/2009 as regards the reduction of pollutant emissions from road vehicles 2014**. 2014.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal combustion engines: applied thermosciences**. California: John Wiley & Sons, 2015.

FILHO, F. A. R. et al. **Sistema de ignição com pré-câmara de mistura estratificada para motores de combustão interna**: Patente depositada sob o código br 10 2018 015617 9, em 31/07/2018. 2018.

FILHO, G. M. d. A. **Programa Inovar-Auto: atendimento das metas de eficiência energética e suas externalidades.**: Dissertação de mestrado. 2018. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2018.

Ford Motor Company. **2007 WQ Fiesta Repair Manual**. Canberra, Australia, 2007.

FRANCO, V. et al. Road vehicle emission factors development: A review. **Atmospheric Environment**, Elsevier, v. 70, p. 84–97, 2013.

FRANCQUEVILLE, L. de. Effects of ethanol addition in ron 95 gasoline on gdi stratified combustion. **S**, 2011.

GALLONI, E.; FONTANA, G.; PALMACCIO, R. Numerical analyses of egr techniques in a turbocharged spark-ignition engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 39, p. 95–104, 2012.

GANESAN, V. **Internal combustion engines**. India: McGraw Hill Education Pvt Ltd, 2012.

GARCÍA, A. et al. Evaluating the emissions and performance of two dual-mode rcci combustion strategies under the world harmonized vehicle cycle (whvc). **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 149, p. 263–274, 2017.

_____. Performance and emissions of a series hybrid vehicle powered by a gasoline partially premixed combustion engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 150, p. 564–575, 2019.

_____. Sizing a conventional diesel oxidation catalyst to be used for rcci combustion under real driving conditions. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 140, p. 62–72, 2018.

GARRETT, T. K. **AUTOMOTIVE FUELS AND FUEL SYSTEMS. VOLUME 2: DIESEL**. London: Pentech Press, 1994.

GENTZ, G. et al. Combustion visualization, performance, and cfd modeling of a pre-chamber turbulent jet ignition system in a rapid compression machine. **SAE International Journal of Engines**, v. 8, n. 2015-01-0779, p. 538–546, 2015.

GESTEIRA, L. G. G. K. **Sistema de aquisição de dados baseado em LabVIEW para um dinamômetro de chassi**. 2015. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Bahia, 2015.

GETZLAFF, J. et al. Investigations on pre-chamber spark plug with pilot injection. **SAE Technical Paper**, 2007.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos**. Espanha: Omega, 1989.

_____. **Motori endotermici**. Espanha: HOEPLI EDITORE, 2000.

GOMES, J. **Projeto e adaptação de um sistema de ignição por lança-chamas a um motor térmico do ciclo Otto**. 2004. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2004.

GRAMMELIS, P. **Energy, Transportation and Global Warming**. Greece: Springer International Publishing, 2016.

GRUDEN, D. Combustion and exhaust emission of an engine using the porsche-stratified-charge-chamber-system. **SAE Technical Paper**, 1975.

GRYGLEWSKI, W. **Influence of Rotation Rate on Combustion in Spark Ignition Engine**". 1995. Tese (Doutorado) — PhD Thesis, Lodz, Poland, 1995.

GT-SUITE. **Engine Performance Application Manual**. 7.6. ed. [S.l.], 2015.

GUIMARÃES, L. E.; LEE, F. Levantamento do perfil e avaliação da frota de veículos de passeio brasileira visando racionalizar as emissões de dióxido de carbono. **Sociedade & Natureza**, Universidade Federal de Uberlândia, v. 22, n. 3, 2010.

GUSSAK, L.; KARPOV, V.; TIKHONOV, Y. V. The application of lag-process in prechamber engines. **SAE Technical Paper**, 1979.

GUSSAK, L.; TURKISH, M. C.; SIEGLA, D. C. High chemical activity of incomplete combustion products and a method of prechamber torch ignition for avalanche activation of combustion in internal combustion engines. **SAE Technical Paper**, 1975.

GUZZELLA, L.; ONDER, C. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. 2^a. ed. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2009.

HAMORI, F. **Exploring the limits of hydrogen assisted jet ignition**. 2006. Tese (Doutorado), University of Melbourn, 2006.

HECK, R. M.; FARRAUTO, R. J. Automobile exhaust catalysts. **Applied Catalysis A: General**, Elsevier, v. 221, n. 1, p. 443–457, 2001.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. Second. New York: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1-26-011611-3.

HEYWOOD, J. B. et al. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: Mcgraw-hill New York, 1988.

HODGSON, P.; RAINE, J. Computer simulation of a variable fill hydraulic dynamometer: Part 2: Steady state and dynamic open-loop performance. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 206, n. 1, p. 49–56, 1992.

HORIBA. **On board emission measurement system OBS-2200 - Instruction Manual**. [S.l.], 2005.

Horiba Automotive Test Systems. **Engine Test Systems**. 2017. Disponível em: <<http://www.horiba.com/automotive-test-systems/products/mechatronic-systems/engine-test-systems/details/titan-s-510/>>.

HOUGHTON, R. A. **Carbon Flux to the Atmosphere from Land-Use Changes: 1850-2005**. Tenn., U.S.A., 2008. Oak Ridge National Laboratory, U.S. Department of Energy, Oak Ridge.

HWANG, J. et al. Microwave-assisted plasma ignition in a constant volume combustion chamber. **Combustion and Flame**, Elsevier, v. 167, p. 86–96, 2016.

HYNES, J. **Turbulence effects on combustion in spark ignition engines**. 1986. Tese (Doutorado) — University of Leeds, 1986.

IBAMA. **Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE / PROMOT**. 3. ed. Brasil, nov. 2011.

INMETRO. **Tabela de Consumo / Eficiência Energética para Veículos Automotores Leves**. [S.l.]: Programa Brasileiro de Etiquetagem - PBE, 2014.

IPCC. **Climate change 2014: mitigation of climate change**. United Kingdom: Cambridge University Press, 2015.

JAMROZIK, A. Lean combustion by a pre-chamber charge stratification in a stationary spark ignited engine. **Journal of Mechanical Science and Technology**, Springer, v. 29, n. 5, p. 2269–2278, 2015.

JAROSINSKI, J. et al. Combustion system of a lean-burn piston engine with catalytic pre-chamber. **SAE Technical Paper**, 2001.

JCGM (Ed.). **Guia para a expressão de incerteza de medição**. Brasil: Joint Committee for Guides in Metrology, 2008.

JOHANSSON, B.; ÅHMAN, M. A comparison of technologies for carbon-neutral passenger transport. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, Elsevier, v. 7, n. 3, p. 175–196, 2002.

KERIMOV, N. A.; MEKTIEV, R. I. Engines with stratified charge. **SAE Technical Paper**, 1978.

KETTNER, M. et al. The bpi flame jet concept to improve the inflammation of lean burn mixtures in spark ignited engines. **SAE Technical Paper**, 2004.

_____. A new flame jet concept to improve the inflammation of lean burn mixtures in si engines. **SAE Technical Paper**, 2005.

KIM, J. et al. An assessment of the biodiesel low-temperature combustion engine under transient cycles using single-cylinder engine experiment and cycle simulation. **Energy**, Elsevier, v. 95, p. 471–482, 2016.

KIM, T. Y.; KIM, J. Assessment of the energy recovery potential of a thermoelectric generator system for passenger vehicles under various drive cycles. **Energy**, Elsevier, v. 143, p. 363–371, 2018.

KOMIYAMA, K.; HEYWOOD, J. B. Predicting nox emissions and effects of exhaust gas recirculation in spark-ignition engines. **SAE Technical Paper**, 1973.

KONISHI, M. et al. Effects of a prechamber on nox formation process in the si engine. **SAE Technical Paper**, 1979.

KRYZANOWSKY, C. J. **Apparatus for treating exhaust gases of internal combustion engines**. [S.l.]: Google Patents, ago. 30 1932. US Patent 1,875,024.

LABARGE, W. J. et al. **Torch jet spark plug electrode**. [S.l.]: Google Patents, ago. 26 2003. US Patent 6,611,083.

LANDE, B.; KONGRE, S. The effect of advanced ignition timing on ethanol-gasoline blended spark ignition engine. In: IEEE. **Electrical, Electronics, and Optimization Techniques (ICEEOT), International Conference on**. India, 2016. p. 19–26.

LANZIERI, G. Demographic estimates for 2009. Statistical Office of the European Union (Eurostat). December 2009.

LAWRENCE, J.; WATSON, H. C. Hydrocarbon emissions from a haji equipped ultra-lean burn si engine. **SAE Technical Paper**, 1998.

LAZARESCU, D.; LAZARESCU, V.; UNGUREANU, M. Knock detection based on som. In: IEEE. **7th Seminar on Neural Network Applications in Electrical Engineering, 2004. NEUREL 2004. 2004.** [S.l.], 2004. p. 117–120.

LENZ, H. P. **Mixture formation in spark-ignition engines.** Vienna: Springer Science & Business Media, 2012.

LI, Q. et al. Comparative study on the pumping losses between continuous variable valve lift (cvvl) engine and variable valve timing (vvt) engine. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 137, p. 710–720, 2018.

LINDGREN, M.; HANSSON, P.-A. Effects of transient conditions on exhaust emissions from two non-road diesel engines. **Biosystems Engineering**, Elsevier, v. 87, n. 1, p. 57–66, 2004.

LIU, W. et al. Experimental investigations and large-eddy simulation of low-swirl combustion in a lean premixed multi-nozzle combustor. **Experiments in Fluids**, Springer, v. 56, n. 2, p. 34, 2015.

LIU, Z. G. et al. Influence of engine operating conditions on diesel particulate matter emissions in relation to transient and steady-state conditions. **Environmental science & technology**, ACS Publications, v. 41, n. 13, p. 4593–4599, 2007.

LUMSDEN, G.; EDDLESTON, D.; SYKES, R. Comparing lean burn and egr. **SAE Technical Paper**, 1997.

LUMSDEN, G.; WATSON, H. C. Optimum control of an si engine with a $\lambda = 5$ capability. **SAE Technical Paper**, 1995.

MA, F. et al. Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, Elsevier, v. 32, n. 18, p. 5067–5075, 2007.

MAGA, J. A.; HASS, G. C. The development of motor vehicle exhaust emission standards in california. **Journal of the Air Pollution Control Association**, Taylor & Francis, v. 10, n. 5, p. 393–414, 1960.

MAHATO, C. **Lean burn and stratified combustion strategies for small utility engines.** 2010. Tese (Doutorado), Tuscaloosa, 2010.

MARTINS, M. E. S. **Investigation of performance and characteristics of a multi-cylinder gasoline engine with controlled auto-ignition combustion in naturally aspirated and boosted operation.** 2007. Tese (Doutorado) — Brunel University School of Engineering and Design PhD Thesis, 2007.

MEHDIYEV, R.; WOLANSKI, P. Bi-modal combustion chamber for a stratified charge engine. **SAE Technical Paper**, 2000.

MELO, T. **Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina.** 2012. Tese (Doutorado) — Thesis, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brazil, 2012.

MELO, T. C. C. D. Incerteza de medição em ensaios de emissões veiculares—proposta de metodologia de cálculo. **PETROBRAS/CENPES - Laboratório de Ensaio Veiculares**, 2006.

MONTGOMERY, M. T.; SMITH, R. K. Recent developments in the fluid dynamics of tropical cyclones. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Annual Reviews, v. 49, p. 541–574, 2017.

MOREIRA, T. **Projeto e Construção de um Sistema de Ignição por Lança Chamas com carga estratificada para Motor do Ciclo Otto**. 2009. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2009.

MOREIRA, T. A. A. **Análise e caracterização de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea**. 2014. Tese (Doutorado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

MOREIRA, T. A. A. et al. Modeling of a torch ignition system using one-dimensional model of computational simulation. **SAE Technical Paper**, 2014.

_____. Numerical analysis of cooling process of an torch ignition system. **SAE Technical Paper**, 2014.

MOTEC. **User Manual of M400/M600/M800/M880**. [S.I.], 2003.

MP n° 843: Estabelece requisitos obrigatórios para a comercialização de veículos no Brasil, institui o programa Rota 2030 - mobilidade e logística e dispõe sobre o regime tributário de autopeças não produzidas. Presidência da República, Governo Federal, 2018. Disponível em: <<https://www.congressonacional.leg.br/materias/medidas-provisorias/-/mpv/133866>>.

NOGUCHI, M.; SANDA, S.; NAKAMURA, N. Development of Toyota lean burn engine. **SAE Technical Paper**, 1976.

NOH, H. K.; NO, S.-Y. Effect of bioethanol on combustion and emissions in advanced CI engines: HCCI, PPC and GCI mode—a review. **Applied Energy**, Elsevier, v. 208, p. 782–802, 2017.

OBERT, E. F.; LARA, C. M. et al. **Motores de combustión interna: análisis y aplicaciones**. 1a. ed. México: Continental, 1966.

OKUYAMA, T. et al. **Method of preparing a catalyst for treatment of exhaust gases**. [S.I.]: Google Patents, maio 17 1977. US Patent 4,024,079.

ORGANIZATION, W. H. Air quality guidelines for Europe. **World Health Organization Regional Office for Europe: Copenhagen**, WHO, 2007.

OTTO, N. A. **Improvement in gas-motor engines**. [S.I.]: Google Patents, out. 23 1877. US Patent 196,473.

PIRES, M. **Efeito da temperatura de operação sobre as emissões de gases em um motor de ignição por centelha com pré-câmara de mistura estratificada**. 2018. Trabalho de conclusão de curso (Graduação), Universidade Federal de Minas Gerais, 2018.

PISCHINGER, F. F.; KLÖCKER, K.-J. Single-cylinder study of stratified charge process with prechamber-injection. **SAE Technical Paper**, 1974.

PUJATTI, F. J. P. **Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico para motores de ignição por centelha**. 2007. Tese (Doutorado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. New Jersey: Editorial Prentice Hall, 2004.

RADICCHI, F. C. **Análise numérica do escoamento a frio em um sistema de ignição com pré-câmara desenvolvido para um motor de ciclo Otto**. 2015. Trabalho de conclusão de curso (Graduação), Universidade Federal de Minas Gerais, 2015.

RAKOPOULOS, C. D. et al. Investigating the emissions during acceleration of a turbocharged diesel engine operating with bio-diesel or n-butanol diesel fuel blends. **Energy**, Elsevier, v. 35, n. 12, p. 5173–5184, 2010.

RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOURIS, E. G. **Diesel engine transient operation: principles of operation and simulation analysis**. Athens, Greece: Springer Science & Business Media, 2009.

RAKOPOULOS, D. C.; RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOURIS, E. G. Impact of properties of vegetable oil, bio-diesel, ethanol and n-butanol on the combustion and emissions of turbocharged hddi diesel engine operating under steady and transient conditions. **Fuel**, Elsevier, v. 156, p. 1–19, 2015.

RAMADHAS, A. et al. Effect of ethanol-gasoline blends on combustion and emissions of a passenger car engine at part load operations. 2016.

RICARDO, H. R. **Internal-combustion engine**. [S.l.]: Google Patents, jul. 9 1918. US Patent 1,271,942.

ROBINET, C. et al. A new firing concept for internal combustion engines:“i’apir”. **SAE Technical Paper**, 1999.

RODRIGUES FILHO, F. A. **Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada**. 2014. Tese (Doutorado), Universidade Federal de Minas Gerais, 2014.

RODRIGUES FILHO, F. A. et al. E25 stratified torch ignition engine performance, co 2 emission and combustion analysis. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 115, p. 299–307, 2016.

ROESSLER, W.; MURASZEW, A. Evaluation of prechamber spark ignition engine concepts. **SAE Technical Paper**, 1975.

ROETHLISBERGER, R.; FAVRAT, D. Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part i: engine geometrical parameters. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 22, n. 11, p. 1217–1229, 2002.

_____. Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part ii. experimentation. **International journal of thermal sciences**, Elsevier, v. 42, n. 3, p. 239–253, 2003.

RONNEY, P. D. Laser versus conventional ignition of flames. **Optical Engineering**, International Society for Optics and Photonics, v. 33, n. 2, p. 510–521, 1994.

ROSO, V. R. et al. Combustion influence of a pre-chamber ignition system in a si commercial engine. **SAE Technical Paper**, 2018.

_____. Effects of mixture enleanment in combustion and emission parameters using a flex-fuel engine with ethanol and gasoline. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, 2019.

ROUBAUD, A.; RÖTHLISBERGER, R.; FAVRAT, D. Lean-burn cogeneration biogas engine with unscavenged combustion prechamber: Comparison with natural gas. **International Journal of Thermodynamics**, v. 5, n. 4, p. 169–175, 2002.

RYU, H.; ASANUMA, T. Combustion analysis with gas temperature diagrams measured in a prechamber spark ignition engine. In: ELSEVIER. **Symposium (International) on Combustion**. [S.l.], 1985. v. 20, n. 1, p. 195–200.

RYU, H.; CHTSU, A.; ASANUMA, T. Effect of torch jet direction on combustion and performance of a prechamber spark-ignition engine. **SAE Technical Paper**, 1987.

SÁ, D. **Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo Otto**. Belo Horizonte. 2001. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Minas Gerais, 2001.

SABATHE, L. G. **Internal-combustion engine**. [S.l.]: Google Patents, mar. 31 1908. US Patent 883,240.

SAGAR, A. D. Automobiles and global warming: Alternative fuels and other options for carbon dioxide emissions reduction. **Environmental Impact Assessment Review**, Elsevier, v. 15, n. 3, p. 241–274, 1995.

SAKAI, Y. et al. Combustion characteristics of the torch ignited engine. **SAE Technical Paper Series**, 1974.

SAMUEL, S. et al. **Numerical investigation of real-world gasoline car drive-cycle fuel economy and emissions**. [S.l.], 2004.

SANTOS, N. D. S. A. et al. Combustion analysis in a si engine with homogeneous and stratified pre-chamber system. **SAE Technical Paper**, 2018.

SCHRÖDER, A.; KOMPENHANS, J. Investigation of transitional structures in artificially excited boundary layer flows by means of stereo and multi-plane piv. In: **Recent Results in Laminar-Turbulent Transition**. Gottingen, Germany: Springer, 2004. p. 255–268.

SCUSSEL, A.; SIMKO, A.; WADE, W. The ford proco engine update. **SAE Technical Paper**, 1978.

SEINFELD, J. H.; PANDIS, S. N. **Atmospheric chemistry and physics: from air pollution to climate change**. New York: John Wiley & Sons, 2016.

SENS, M.; BINDER, E. Pre-chamber ignition as a key technology for future powertrain fleets. **MTZ worldwide**, Springer, v. 80, n. 2, p. 44–51, 2019.

SHAH, A.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B. Effect of pre-chamber volume and nozzle diameter on pre-chamber ignition in heavy duty natural gas engines. **SAE Technical Paper**, 2015.

SHIAO, Y.; DAT, L. Efficiency improvement for an unthrottled si engine at part load. **International Journal of Automotive Technology**, Springer, v. 13, n. 6, p. 885–893, 2012.

SHIN, J. et al. Consumer preferences and willingness to pay for advanced vehicle technology options and fuel types. **Transportation Research Part C: Emerging Technologies**, Elsevier, v. 60, p. 511–524, 2015.

SMY, P. et al. Plasma expulsion from the plasma jet igniter. **Journal of Physics D: Applied Physics**, IOP Publishing, v. 15, n. 11, p. 2227, 1982.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines**. Oxford: Palgrave Macmillan, 2012.

TAN, P.-q. et al. Particle number emissions from a light-duty diesel engine with biodiesel fuels under transient-state operating conditions. **Applied Energy**, Elsevier, v. 113, p. 22–31, 2014.

TAYLOR, C. F. **The Internal-combustion Engine in Theory and Practice: Combustion, fuels, materials, design**. Massachusetts: MIT press, 1985.

THRING, R. H. Homogeneous-charge compression-ignition (hcci) engines. **SAE Technical Paper**, 1989.

TORRES-JIMÉNEZ, E. et al. Methodology to simulate normalized testing cycles for engines and vehicles via design of experiments with low number of runs. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 177, p. 817–832, 2018.

TOULSON, E. **Applying alternative fuels in place of hydrogen to the jet ignition process**. 2008. Tese (Doutorado), University of Melbourne, Department of Mechanical Engineering, 2008.

TOULSON, E. et al. Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion. **SAE International Journal of Engines**, v. 5, n. 2012-32-0002, p. 1821–1835, 2012.

TOULSON, E.; SCHOCK, H. J.; ATTARD, W. P. A review of pre-chamber initiated jet ignition combustion systems. **SAE Technical Paper**, 2010.

TOULSON, E.; WATSON, H. C.; ATTARD, W. P. The effects of hot and cool egr with hydrogen assisted jet ignition. **SAE Technical Paper**, 2007.

_____. The lean limit and emissions at near-idle for a gasoline hcci system with alternative pre-chamber fuels. **SAE Technical Paper**, 2007.

_____. Gas assisted jet ignition of ultra-lean lpg in a spark ignition engine. **SAE Technical Paper**, 2009.

_____. Modeling alternative prechamber fuels in jet assisted ignition of gasoline and lpg. **SAE Technical Paper**, 2009.

TULLY, E. J. **Lean-burn characteristics of a gasoline engine enriched with hydrogen from a plasmatron fuel reformer**. 2002. Tese (Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, 2002.

TUTUIANU, M. et al. Development of a world-wide worldwide harmonized light duty driving test cycle (wltc). **Draft Technical Report**, 2013.

WALL, J. C.; HEYWOOD, J. B. The influence of operating variables and prechamber size on combustion in a prechamber stratified-charge engine. **SAE Technical Paper**, 1978.

WANG, Z. et al. Homogeneous charge compression ignition (hcci) combustion of polyoxy-methylene dimethyl ethers (pode). **Fuel**, Elsevier, v. 183, p. 206–213, 2016.

WARK, K. **Advanced thermodynamics for engineers**. [S.l.]: McGraw-Hill New York, 1995.

WHITEMARTINS. Catálogo, **Gases especiais e equipamentos**. 2013. Disponível em: <<http://www.praxair.com.br/-/media/corporate/praxair-brazil/documents/specialty-gases/vimpressa-catlogo-ge-miolo-ago2013--layout-02--pgs--independentes.pdf?la=pt-br>>.

WIMMER, D. B.; LEE, R. An evaluation of the performance and emissions of a cfr engine equipped with a prechamber. **SAE Technical Paper**, 1973.

XU, Z. et al. Comparison of in-cylinder combustion and heat-work conversion processes of vehicle engine under transient and steady-state conditions. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 132, p. 400–409, 2017.

YAMAGUCHI, S.; OHIWA, N.; HASEGAWA, T. Ignition and burning process in a divided chamber bomb. **Combustion and flame**, Elsevier, v. 59, n. 2, p. 177–187, 1985.

YOUSEFI, A.; BIROUK, M. Numerical study of the performance and emissions characteristics of natural gas/diesel dual-fuel engine using direct and indirect injection systems. **Proceedings of Combustion Institute - Canadian Section**, 2016.

ZARE, A. et al. Engine performance during transient and steady-state operation with oxygenated fuels. **Energy & Fuels**, ACS Publications, v. 31, n. 7, p. 7510–7522, 2017.

_____. The influence of oxygenated fuels on transient and steady-state engine emissions. **Energy**, Elsevier, v. 121, p. 841–853, 2017.

ZUO, C.; ZHAO, K. A study on the combustion system of a spark ignition natural gas engine. **SAE Technical Paper**, 1998.

APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

As Tabelas A.1, A.2, A.3, A.4 apresentam as incertezas máximas das grandezas envolvidas nos resultados apresentados, onde FE representa o fundo de escala e VM representa o valor medido. Os dados são provenientes da calibração ou de manuais e certificados de calibração dos instrumentos. Quando a incerteza do instrumento não foi disponibilizada, utilizou-se a resolução do instrumento dividida pela raiz quadrada de três, conforme descrito por Melo (2006) para uma distribuição de probabilidade retangular e com valores máximos e mínimos da variação conhecidos.

Tabela A.1 – Incerteza máxima associada às grandezas de controle do motor

Grandeza	Sigla	Tipo do sensor	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza
Vazão mássica de ar	MAF	Fio quente	-15 a 480 kg/h	Fabricante	$\pm 3\%$ VM
Temperatura na admissão	IT	Termistor NTC	-40 a 150°C	Fabricante	$\pm 2^\circ\text{C}$ VM
Temperatura no motor	ET	Termistor NTC	-40 a 150°C	Fabricante	$\pm 3,4^\circ\text{C}$ VM
Pressão na admissão	IPM	Piezoresistivo	20 a 115 kPa	Fabricante	$\pm 1,6\%$ FE
Sensor de sincronismo	SS	Indutivo	1 a 720°	Calculado	$\pm 0,01\%$ FE
Sonda lambda	OS	Difusão de oxigênio	0,65 a 9,99 λ	Fabricante	$\pm 0,05\%$ VM
Sensor de rotação	RM	Indutivo	0 a 7000 rpm	Fabricante	$\pm 0,05\%$ FE
Posição da borboleta	TPM	Resistivo	0 a 100%	Fabricante	$< \pm 0,3$

Fonte: Adaptado de Couto (2017)

Tabela A.2 – Incerteza máxima associada às grandezas de análise de gases da exaustão

Grandeza	Sigla	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza
Monóxido de Carbono	CO	0-0,5% vol a 0-10% vol	Fabricante	$\pm 2,5\%$
Dióxido de Carbono	CO ₂	0-0,5% vol a 0-20% vol	Fabricante	$\pm 2,5\%$
Hydrocarbonetos	HC	0-1000 ppm a 0-10000 ppm	Fabricante	$\pm 2,5\%$
Óxidos de Nitrogênio	NO _x	0-100 ppm a 0-3000 ppm	Fabricante	$\pm 2,5\%$

Fonte: Adaptado de Horiba (2005)

Tabela A.3 – Incerteza máxima associada às grandezas de controle da sala dinamométrica

Grandeza	Sigla	Tipo do sensor	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza
Rotação	RD	Indutivo	0 a 10000 rpm	Fabricante	$\pm 0,05\%$ FE
Torque	SC	Célula de carga	0 a 500 kgf	Calibração	$< \pm 0,2\%$ FE
Posição da borboleta	TPD	Resistivo	0 a 100%	Fabricante	$< \pm 0,3$
Vazão mássica de combustível	MF	Medidor Mássico Coriolis	0,1 a 5 kg/min	Fabricante	$\pm 0,1\%$ VM
Temperatura líquido arrefecimento (entrada)	IWT	PT100	-200 a 800°C	Calibração	$\pm 0,1\%$ FE
Temperatura líquido arrefecimento (saída)	OWT	PT100	-200 a 800°C	Calibração	$\pm 0,2\%$ FE
Temperatura do ar na admissão	ITD	PT100	-200 a 800°C	Calibração	$\pm 0,2\%$ FE
Temperatura dos gases na exaustão	EGT	Termopar tipo K	-40 a 1000°C	Calibração	$\pm 0,4\%$ FE
Temperatura do óleo no cárter	OT	Termopar tipo K	-40 a 1000°C	Calibração	$\pm 0,4\%$ FE
Pressão barométrica	OS	Piezo-resistivo	0 a 160 mbar	Fabricante	$\pm 0,15\%$ FE
Temperatura ambiente	TS	Termopar tipo K	-40 a 1000°C	Calibração	$\pm 0,2\%$ FE

Fonte: Adaptado de Couto (2017)

Tabela A.4 – Incerteza máxima associada às grandezas do sistema para análise da combustão

Grandeza	Sigla	Tipo do sensor	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza
Rotação (indicada)	ES	Óptico	50 a 20000 rpm	Fabricante	$< \pm 0,03^\circ$
Pressão na PC	PCP	Piezoelétrico	0 a 200 bar	Fabricante	$\pm 0,5\%$ FE
Pressão na MC	CP	Piezoelétrico	0 a 250 bar	Fabricante	$\pm 0,3$ FE
Pressão na admissão	IPI	Piezo-resistivo	0 a 10 bar	Fabricante	$\pm 0,1\%$ FE
Pressão na exaustão	EP	Piezo-resistivo	0 a 10 bar	Fabricante	$\pm 0,1\%$ FE

Fonte: Adaptado de Couto (2017)

Como não foram efetuadas repetições das medições realizadas neste trabalho, ou seja, cada ponto foi coletado uma única vez, a incerteza devido à repetitividade (Tipo A) foi desconsiderada, sendo utilizada a incerteza do Tipo B, oriunda de calibrações, manuais e certificados, para a elaboração das informações contidas nas Figuras A.1 a A.4. Nestas figuras, os valores representam todos os pontos experimentais coletados na elaboração deste trabalho e utilizados como dados de entrada nos modelos computacionais. Como as emissões de gases são medidas pelo equipamento OBS 2200 em termos volumétricos, assim como as incertezas fornecidas pelo fabricante, as incertezas foram propagadas para que se obtivessem os valores específicos, considerando para isso as incertezas da célula de carga, dos sensores de vazão mássica de combustível e de ar. Não sendo considerada a incerteza do tipo A, I_C assumirá o mesmo valor observado para a incerteza do tipo "B" e, de acordo com a Equação 3.10, assumindo que k_{ab} seja igual a 2 para um grau de confiança de 95%, as incertezas expandidas serão duas vezes as incertezas apresentadas nas Figuras A.1 a A.4.

Figura A.1 – Incertezas do tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor original em $\lambda = 1,0$

Rotação Motor	% accel	IMEP	Potência eixo		Vazão de combustível		BSFC		Vazão de ar		Emissões - conversão de acordo com normativa CFR40							
			kW	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	BSHC		BSCO		BSCO2		BSNOx	
											g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA
743,48	0,00	0,53	0,22	0,45	419,95	0,42	1898,26	0,93	2208,79	66,26	12,05	0,00	25,83	0,01	775,82	0,11	0,13	0,00
999,72	13,60	1,32	1,37	0,45	891,72	0,89	650,96	1,98	7845,96	235,38	5,83	0,01	61,38	0,13	826,46	0,76	1,25	0,00
998,79	20,74	2,01	2,34	0,45	1219,81	1,22	520,35	2,71	10570,43	317,11	4,23	0,01	20,15	0,07	935,72	1,48	4,53	0,01
999,88	33,52	3,24	4,11	0,45	1717,63	1,72	417,60	3,82	15360,89	460,83	3,61	0,02	18,05	0,11	781,28	2,17	5,99	0,02
1249,01	11,74	1,13	1,44	0,45	1049,23	1,05	726,23	2,33	8958,46	268,75	6,25	0,01	27,30	0,06	884,18	0,86	1,39	0,00
1249,51	23,23	2,25	3,43	0,45	1649,90	1,65	480,43	3,67	14535,69	436,07	3,57	0,02	19,49	0,10	827,78	1,92	4,52	0,01
1249,47	36,43	3,52	5,60	0,45	2281,96	2,28	407,20	5,07	20436,28	613,09	2,76	0,02	16,59	0,14	673,82	2,55	5,41	0,02
1249,88	44,45	4,30	6,89	0,45	2664,38	2,66	386,47	5,92	25360,91	705,81	2,33	0,02	16,07	0,17	580,82	2,70	5,44	0,03
1503,40	13,40	1,30	2,08	0,45	1386,58	1,39	668,05	3,08	11376,25	341,29	4,65	0,01	30,49	0,09	1134,85	1,57	1,95	0,00
1480,50	36,35	3,51	6,69	0,45	2717,10	2,72	406,14	6,04	23527,96	705,84	2,38	0,02	16,58	0,17	731,03	3,29	6,00	0,03
1466,09	57,66	5,58	10,75	0,45	3985,25	3,99	370,55	8,86	33788,68	1013,66	3,70	0,06	23,25	0,37	622,22	4,49	6,70	0,05
1520,42	75,81	7,33	14,26	0,45	5142,17	5,14	360,67	11,43	42589,21	1277,68	6,34	0,13	17,56	0,37	550,21	5,25	7,66	0,07
1471,40	100,00	9,67	18,81	0,45	6697,31	6,70	356,07	14,88	75247,04	2257,41	8,92	0,26	17,22	0,50	662,29	8,57	11,02	0,14
1749,27	10,56	1,03	1,78	0,45	1417,05	1,42	796,21	3,15	11841,83	355,25	7,14	0,02	30,91	0,08	1359,10	1,62	1,62	0,00
1749,19	42,39	4,15	9,15	0,45	3518,09	3,52	384,39	7,82	30470,77	914,12	1,95	0,03	15,06	0,21	686,67	4,22	5,99	0,04
1749,70	57,36	5,61	12,55	0,45	4588,99	4,59	365,52	10,20	39638,26	1189,15	3,43	0,06	20,61	0,39	636,73	5,36	6,71	0,06
1749,97	77,76	7,61	17,15	0,45	6036,02	6,04	351,86	13,41	51058,16	1531,74	5,61	0,14	17,37	0,44	603,33	6,93	8,23	0,09
1750,54	100,00	9,78	22,27	0,45	7710,80	7,71	346,26	17,14	65541,94	1966,26	4,78	0,16	11,41	0,38	579,14	8,64	9,38	0,14
1999,40	13,46	1,34	2,79	0,45	1867,05	1,87	670,21	4,15	16393,07	491,79	4,12	0,02	37,66	0,16	1169,48	2,19	2,42	0,00
1999,46	33,89	3,37	8,34	0,45	3481,47	3,48	417,53	7,74	30168,79	905,06	2,06	0,03	20,66	0,26	727,48	4,07	5,33	0,03
1999,94	42,18	4,20	10,51	0,45	4086,16	4,09	388,87	9,08	35488,84	1064,67	1,95	0,03	16,26	0,25	669,40	4,72	5,99	0,04
2000,04	61,40	6,11	15,55	0,45	5617,41	5,62	361,25	12,48	49015,14	1470,45	2,60	0,06	19,45	0,45	628,31	6,56	7,12	0,07
1998,96	78,27	7,79	19,95	0,45	6852,19	6,85	343,50	15,23	57603,86	1728,12	2,62	0,08	13,96	0,41	581,10	7,75	8,41	0,11
1998,26	100,00	9,96	25,78	0,45	8974,04	8,97	348,12	19,94	73809,05	2214,27	6,82	0,26	10,92	0,42	571,83	9,82	9,49	0,16
2250,77	18,61	1,93	4,82	0,45	2627,02	2,63	544,68	5,84	23026,75	690,80	2,07	0,01	18,11	0,13	941,35	3,05	4,01	0,01
2248,12	35,48	3,69	10,16	0,45	4159,59	4,16	409,47	9,24	36483,75	1094,51	1,91	0,03	13,03	0,20	710,09	4,85	6,54	0,04
2248,76	58,92	6,12	17,54	0,45	6300,95	6,30	359,15	14,00	54288,54	1628,66	2,05	0,05	12,16	0,32	611,14	7,20	8,19	0,10
2249,66	73,98	7,69	22,27	0,45	7668,03	7,67	344,37	17,04	63458,51	1903,76	2,33	0,08	10,95	0,36	564,46	8,40	8,37	0,12
2242,21	100,00	10,39	30,22	0,45	10319,90	10,32	341,53	22,93	87661,10	2629,83	5,14	0,23	8,68	0,39	572,27	11,58	9,87	0,20
2499,86	15,87	1,67	4,46	0,45	2638,40	2,64	591,74	5,86	23299,22	698,98	2,20	0,01	17,82	0,12	1014,82	3,05	3,92	0,01
2499,43	35,39	3,73	11,46	0,45	4667,51	4,67	407,27	10,37	41197,77	1235,93	1,73	0,03	11,35	0,19	700,06	5,40	6,64	0,05
2498,98	52,51	5,54	17,50	0,45	6442,47	6,44	368,08	14,32	55410,99	1662,33	1,81	0,05	10,77	0,28	614,31	7,22	7,84	0,09
2498,91	73,64	7,76	24,89	0,45	8622,62	8,62	346,37	19,16	72931,95	2187,96	2,00	0,07	10,33	0,38	564,46	9,43	7,90	0,13
2499,45	100,00	10,54	33,84	0,45	11559,44	11,56	341,55	25,69	96194,36	2885,83	5,20	0,26	8,09	0,41	542,32	12,28	9,68	0,22
2749,55	13,82	1,46	3,95	0,45	2681,94	2,68	678,67	5,96	23336,08	700,08	2,88	0,02	20,52	0,12	1121,66	2,98	4,48	0,01
2749,45	32,62	3,45	11,38	0,45	4816,61	4,82	423,08	10,70	42806,89	1284,21	1,63	0,03	12,29	0,21	727,07	5,58	6,43	0,05
2749,60	55,28	5,85	20,40	0,45	7431,16	7,43	364,36	16,51	61475,25	1844,26	1,41	0,04	12,10	0,37	582,37	7,95	6,76	0,09
2748,53	73,99	7,83	27,74	0,45	9697,58	9,70	349,61	21,55	81419,85	2442,60	1,80	0,07	16,02	0,66	556,67	10,34	7,25	0,13
2749,06	100,00	10,58	37,69	0,45	12639,34	12,64	335,38	28,09	105294,01	3158,82	2,95	0,16	8,64	0,48	546,63	13,73	9,27	0,23
3002,44	11,95	1,25	3,18	0,45	2670,02	2,67	840,55	5,93	23740,15	712,20	3,92	0,02	31,10	0,15	1416,65	3,02	3,26	0,01
2998,57	33,10	3,46	12,41	0,45	5243,08	5,24	422,51	11,65	45867,48	1376,02	1,66	0,03	13,36	0,25	730,54	6,08	6,87	0,06
2997,64	53,30	5,58	21,10	0,45	7784,01	7,78	368,99	17,30	63915,46	1917,46	1,32	0,04	11,05	0,35	600,33	8,44	6,64	0,09
2991,94	72,70	7,61	29,43	0,45	10230,41	10,23	347,57	22,73	83980,87	2519,43	1,21	0,05	8,82	0,38	564,64	11,08	7,53	0,15
2996,10	100,00	10,47	40,82	0,45	13658,97	13,66	334,59	30,35	117812,89	3534,39	2,46	0,15	7,99	0,49	563,94	15,45	9,51	0,26

Fonte: O Autor

Figura A.2 – Incertezas tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor utilizando o conceito PCIS em $\lambda = 1,0$

Rotação Motor	% accel	IMEP	Potência eixo		Vazão de combustível		BSFC		Vazão de ar		Emissões - conversão de acordo com normativa CFR40							
											BSHC		BSCO		BSCO2		BSNOx	
											g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA
rpm	bar	kW	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	
799,39	0,00	0,63	0,66	0,45	827,51	0,83	1246,81	1,84	5875,71	176,27	27,44	0,03	80,07	0,08	1058,50	0,46	0,62	0,00
998,96	17,97	1,41	1,99	0,45	1278,79	1,28	643,78	2,84	10888,18	326,65	6,58	0,02	39,87	0,12	998,31	1,34	3,18	0,00
1000,49	36,41	2,86	3,98	0,45	1937,78	1,94	486,40	4,31	16453,12	493,59	5,38	0,03	33,47	0,20	792,77	2,13	6,06	0,02
998,62	45,37	3,56	4,95	0,45	2230,48	2,23	451,01	4,96	20140,22	604,21	5,35	0,04	34,21	0,25	766,37	2,57	6,81	0,02
1249,96	22,25	1,75	2,76	0,45	1625,79	1,63	588,31	3,61	14121,07	423,63	4,77	0,02	29,26	0,12	818,73	1,53	2,91	0,01
1249,24	37,26	2,92	4,78	0,45	2224,96	2,22	465,77	4,94	20144,57	604,34	4,68	0,03	30,54	0,22	744,36	2,41	4,84	0,02
1249,72	47,00	3,69	6,03	0,45	2558,68	2,56	424,01	5,69	23081,94	692,46	4,07	0,04	26,40	0,24	654,27	2,68	5,32	0,02
1249,21	51,79	4,06	6,69	0,45	2801,51	2,80	419,05	6,23	24714,18	741,43	3,84	0,04	25,51	0,26	622,92	2,82	5,86	0,03
1493,22	21,11	1,66	2,96	0,45	1761,46	1,76	594,91	3,91	16139,72	484,19	5,01	0,02	40,79	0,18	1013,17	2,04	3,94	0,01
1484,72	39,68	3,11	5,93	0,45	2660,21	2,66	448,52	5,91	23148,38	694,45	4,01	0,04	32,90	0,29	737,57	2,95	4,92	0,02
1490,76	58,23	4,57	8,78	0,45	3563,43	3,56	405,64	7,92	30788,93	923,67	5,28	0,07	30,10	0,40	639,72	3,79	5,96	0,04
1510,43	78,45	6,16	11,79	0,45	4528,00	4,53	384,17	10,06	36410,11	1092,30	5,36	0,09	23,89	0,42	562,66	4,44	6,53	0,05
1476,17	100,00	7,85	14,67	0,45	5409,04	5,41	368,63	12,02	77024,62	2310,74	12,15	0,28	16,51	0,38	786,21	8,10	4,17	0,04
1749,25	23,89	1,93	3,94	0,45	2264,58	2,26	575,35	5,03	17362,10	520,86	3,47	0,02	31,90	0,19	866,84	2,27	3,36	0,01
1749,52	38,66	3,13	6,69	0,45	3102,74	3,10	463,73	6,89	26335,82	790,07	4,16	0,04	33,58	0,34	757,96	3,42	4,73	0,02
1749,39	61,47	4,97	10,97	0,45	4386,11	4,39	399,71	9,75	36069,68	1082,09	3,64	0,06	27,57	0,45	634,87	4,68	6,87	0,05
1748,66	78,45	6,35	13,85	0,45	5125,48	5,13	370,06	11,39	50239,65	1507,19	4,57	0,10	12,84	0,27	604,02	5,71	4,19	0,04
1749,31	100,00	8,09	16,99	0,45	6460,77	6,46	380,36	14,36	65221,57	1956,65	10,15	0,26	11,76	0,30	598,53	6,96	1,86	0,02
1999,61	23,49	1,94	3,73	0,45	2211,09	2,21	593,02	4,91	20761,14	622,83	3,65	0,02	38,69	0,22	1070,36	2,71	3,09	0,01
1998,99	42,56	3,52	7,44	0,45	3207,20	3,21	431,22	7,13	29709,22	891,28	3,42	0,04	32,99	0,37	769,74	3,89	5,95	0,03
1999,80	59,05	4,88	12,12	0,45	4594,04	4,59	379,13	10,21	42819,10	1284,57	2,53	0,05	16,11	0,29	654,83	5,39	5,81	0,05
2000,18	77,61	6,41	16,00	0,45	5576,47	5,58	348,45	12,39	56825,13	1674,75	2,83	0,07	11,97	0,29	584,65	6,40	3,75	0,04
1998,94	100,00	8,26	19,90	0,45	7125,21	7,13	358,12	15,83	74977,87	2249,34	7,91	0,24	11,92	0,36	599,50	8,20	1,80	0,02
2250,50	20,62	1,75	3,97	0,45	2441,78	2,44	614,87	5,43	22676,96	680,31	3,21	0,02	30,88	0,19	1116,01	3,01	2,58	0,01
2249,17	38,15	3,23	8,38	0,45	3578,90	3,58	427,17	7,95	33970,50	1019,12	2,72	0,03	21,99	0,28	800,71	4,57	5,28	0,03
2247,49	57,95	4,91	13,45	0,45	4961,31	4,96	368,95	11,03	47864,87	1435,95	2,40	0,05	10,81	0,22	682,00	6,25	7,67	0,07
2256,23	78,37	6,64	18,29	0,45	6112,63	6,11	334,13	13,58	64278,43	1928,35	2,43	0,07	4,56	0,13	573,68	7,21	4,11	0,05
2258,12	100,00	8,47	22,74	0,45	7825,98	7,83	344,19	17,39	87777,65	2633,33	5,87	0,20	7,63	0,27	607,07	9,53	1,90	0,03
2498,79	19,92	1,71	3,89	0,45	2602,11	2,60	669,71	5,78	24185,86	725,58	2,51	0,01	28,81	0,17	1182,71	3,12	1,84	0,00
2499,11	39,62	3,40	9,67	0,45	4223,00	4,22	436,60	9,38	39174,17	1175,23	2,42	0,04	25,53	0,37	785,20	5,16	5,47	0,04
2499,41	58,62	5,04	15,09	0,45	5664,57	5,66	375,34	12,59	53730,70	1611,92	2,08	0,05	14,23	0,32	678,09	6,97	7,43	0,08
2499,22	76,87	6,60	19,89	0,45	6842,35	6,84	343,95	15,21	73549,64	2206,49	2,49	0,08	9,62	0,29	624,06	8,54	4,01	0,05
2500,17	100,00	8,59	25,32	0,45	8803,18	8,80	347,65	19,56	97011,24	2910,34	5,12	0,20	10,83	0,42	619,75	10,82	1,78	0,03
2748,95	22,75	1,81	4,24	0,45	2923,83	2,92	689,04	6,50	27337,79	820,13	3,17	0,02	41,36	0,27	1237,31	3,57	2,05	0,01
2749,35	40,79	3,24	9,72	0,45	4375,90	4,38	450,23	9,72	40739,51	1222,19	2,45	0,04	34,49	0,51	806,62	5,33	5,12	0,03
2749,11	62,90	4,99	16,21	0,45	6163,05	6,16	380,25	13,70	57201,10	1716,03	2,01	0,05	17,80	0,44	671,69	7,40	6,96	0,08
2749,90	85,39	6,78	21,96	0,45	7801,03	7,80	355,21	17,34	82670,12	2480,10	2,38	0,08	12,83	0,43	630,10	9,51	3,05	0,05
2749,70	100,00	7,94	25,44	0,45	9154,61	9,15	359,92	20,34	101266,03	3037,98	4,23	0,17	12,78	0,50	633,09	11,11	1,51	0,03
2997,64	26,74	2,27	6,39	0,45	3754,82	3,75	587,34	8,34	33458,04	1003,74	2,67	0,03	42,95	0,41	1026,37	4,44	3,25	0,01
3001,16	42,12	3,58	12,21	0,45	5475,89	5,48	448,45	12,17	48589,69	1457,69	2,38	0,04	32,58	0,60	779,33	6,44	5,47	0,05
3001,72	61,48	5,22	18,24	0,45	7108,63	7,11	389,76	15,80	63385,26	1901,56	1,70	0,05	18,22	0,50	677,71	8,37	7,18	0,09
2997,67	82,70	7,03	24,39	0,45	8797,76	8,80	360,65	19,55	90573,11	2717,19	1,92	0,07	14,10	0,52	627,85	10,50	2,56	0,04
3007,79	100,00	8,50	29,35	0,45	10720,07	10,72	365,19	23,82	120746,90	3622,41	3,82	0,17	13,05	0,59	654,73	13,28	1,24	0,03

Fonte: O Autor

Figura A.3 – Incertezas tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor utilizando o conceito PCIS em $\lambda = 1, 2$

Rotação Motor	% accel	IMEP	Potência eixo		Vazão de combustível		BSFC		Vazão de ar		Emissões - conversão de acordo com normativa CFR40							
											BSHC		BSCO		BSCO2		BSNOx	
											g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA
rpm	bar	kW	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA			
865,91	0,00	0,38	0,27	0,45	798,02	0,80	2997,33	1,77	7096,82	212,90	183,72	0,07	72,33	0,03	2504,45	0,45	5,00	0,00
1000,13	21,38	1,66	2,40	0,45	1308,09	1,31	546,05	2,91	13655,17	409,66	8,70	0,03	29,72	0,11	896,32	1,47	2,16	0,00
1000,54	33,08	2,57	3,63	0,45	1547,16	1,55	425,87	3,44	17984,33	539,53	6,51	0,04	25,20	0,14	809,96	2,03	3,42	0,01
999,30	47,78	3,71	5,13	0,45	1968,33	1,97	383,96	4,37	22487,93	674,64	5,27	0,04	21,76	0,17	722,27	2,55	4,29	0,02
1249,52	27,63	2,14	3,63	0,45	1612,22	1,61	443,72	3,58	19444,52	583,34	6,31	0,04	24,45	0,14	817,81	2,06	2,12	0,01
1248,95	34,50	2,68	4,55	0,45	1884,58	1,88	414,65	4,19	22005,03	660,15	5,73	0,04	21,91	0,15	756,51	2,38	3,29	0,01
1250,04	48,26	3,75	6,31	0,45	2366,33	2,37	374,98	5,26	26769,97	803,10	4,50	0,04	18,06	0,17	638,46	2,78	4,01	0,02
1250,09	62,91	4,88	8,13	0,45	2850,72	2,85	350,75	6,33	32006,08	960,18	3,48	0,04	15,17	0,19	544,40	3,05	4,11	0,02
1493,29	25,17	1,95	3,74	0,45	1786,89	1,79	478,29	3,97	20555,96	616,68	5,74	0,03	24,73	0,14	901,15	2,33	1,18	0,00
1494,01	35,44	2,73	5,37	0,45	2215,44	2,22	412,76	4,92	24913,81	747,41	4,70	0,04	19,59	0,16	762,47	2,82	2,94	0,01
1505,79	53,47	4,15	8,05	0,45	2940,07	2,94	365,13	6,53	33203,00	996,09	3,97	0,05	16,64	0,21	669,10	3,72	4,14	0,02
1468,33	76,60	5,95	11,50	0,45	3925,25	3,93	341,41	8,72	44396,35	1331,89	3,45	0,06	14,86	0,26	615,81	4,89	4,30	0,03
1473,84	100,00	7,76	14,95	0,45	5095,96	5,10	340,92	11,32	56425,82	1692,77	8,90	0,20	12,10	0,28	575,99	5,92	3,05	0,03
1749,83	28,17	2,19	4,70	0,45	2278,56	2,28	484,91	5,06	25655,58	769,67	5,64	0,04	21,29	0,15	904,39	2,94	1,04	0,00
1749,10	40,27	3,13	6,87	0,45	2815,64	2,82	409,91	6,26	31122,34	933,67	4,00	0,04	17,68	0,19	761,49	3,61	3,04	0,01
1749,99	54,62	4,24	9,36	0,45	3499,18	3,50	373,65	7,78	39100,12	1173,00	3,74	0,05	15,86	0,23	700,20	4,52	3,31	0,02
1749,69	76,10	5,91	13,18	0,45	4688,55	4,69	355,74	10,42	51073,27	1532,20	4,75	0,10	14,35	0,29	630,85	5,72	3,78	0,03
1750,01	100,00	7,76	16,95	0,45	5941,80	5,94	350,58	13,20	67871,84	2036,16	10,36	0,27	13,93	0,36	605,13	7,07	2,17	0,03
1999,61	24,04	1,94	3,73	0,45	2211,09	2,21	593,02	4,91	20761,14	622,83	3,65	0,02	38,69	0,22	1070,36	2,71	3,09	0,01
1999,67	40,47	3,27	7,99	0,45	3419,08	3,42	427,69	7,60	37481,41	1124,44	3,81	0,05	16,58	0,20	788,16	4,35	2,54	0,01
2000,20	61,92	5,00	12,36	0,45	4639,48	4,64	375,43	10,31	50348,29	1510,45	3,51	0,07	14,82	0,28	686,06	5,84	4,37	0,04
2000,66	80,09	6,47	16,23	0,45	5747,74	5,75	354,05	12,77	60034,20	1801,03	3,33	0,08	13,24	0,33	622,94	6,95	5,52	0,06
1999,02	100,00	8,07	19,91	0,45	7061,11	7,06	354,64	15,69	77130,39	2313,91	7,03	0,21	13,31	0,41	613,10	8,40	2,62	0,04
2250,50	20,62	1,75	3,97	0,45	2441,78	2,44	614,87	5,43	22676,96	680,31	3,21	0,02	30,88	0,19	1116,01	3,02	2,58	0,01
2250,16	40,52	3,43	9,07	0,45	3918,66	3,92	432,20	8,71	42586,62	1277,60	3,80	0,05	16,19	0,22	787,37	4,92	4,63	0,03
2247,90	53,96	4,57	12,58	0,45	4887,44	4,89	388,60	10,86	52529,98	1575,90	3,36	0,06	13,98	0,27	701,29	6,08	4,94	0,04
2248,51	74,80	6,34	17,70	0,45	6330,81	6,33	357,63	14,07	66172,28	1985,17	2,94	0,08	12,25	0,33	628,95	7,65	4,45	0,05
2258,12	100,00	8,47	22,74	0,45	7825,98	7,83	344,19	17,39	87777,65	2633,33	5,87	0,20	7,63	0,27	607,07	9,54	1,90	0,03
2498,79	19,92	1,71	3,89	0,45	2602,11	2,60	669,71	5,78	24185,86	725,58	2,51	0,01	28,81	0,17	1182,71	3,14	1,84	0,00
2499,75	41,92	3,60	10,55	0,45	4477,36	4,48	424,29	9,95	49391,92	1481,76	3,38	0,05	15,70	0,25	785,10	5,72	5,42	0,04
2499,08	57,61	4,95	14,80	0,45	5708,30	5,71	385,58	12,69	59021,03	1770,63	2,71	0,06	12,54	0,28	673,14	6,85	5,36	0,05
2499,03	74,35	6,39	19,42	0,45	7002,24	7,00	360,53	15,56	76561,77	2296,85	2,95	0,09	11,93	0,36	653,83	8,77	4,25	0,06
2500,17	100,00	8,59	25,32	0,45	8803,18	8,80	347,65	19,56	97011,24	2910,34	5,12	0,20	10,83	0,42	619,75	10,84	1,78	0,03
2748,95	22,75	1,81	4,24	0,45	2923,83	2,92	689,04	6,50	27337,79	820,13	3,17	0,02	41,36	0,27	1237,31	3,59	2,05	0,01
2750,02	40,55	3,22	10,19	0,45	4492,62	4,49	440,72	9,98	50146,78	1504,40	4,05	0,06	15,12	0,24	816,72	5,76	3,56	0,03
2749,44	61,71	4,90	15,86	0,45	5972,57	5,97	376,67	13,27	64536,33	1936,09	2,90	0,07	11,98	0,29	680,98	7,45	5,21	0,06
2750,07	79,42	6,31	20,78	0,45	7264,17	7,26	349,59	16,14	81914,51	2457,44	2,48	0,08	11,22	0,36	655,80	9,44	4,62	0,07
2749,70	100,00	7,94	25,44	0,45	9154,61	9,15	359,92	20,34	101266,03	3037,98	4,23	0,17	12,78	0,50	633,09	11,12	1,51	0,03
2997,64	26,74	2,27	6,39	0,45	3754,82	3,75	587,34	8,34	33458,04	1003,74	2,67	0,03	42,95	0,41	1026,37	4,45	3,25	0,01
2999,52	44,17	3,75	12,47	0,45	5146,45	5,15	412,75	11,44	57304,91	1719,15	3,07	0,06	12,82	0,25	763,24	6,59	3,26	0,03
2996,94	57,31	4,87	16,74	0,45	6316,54	6,32	377,44	14,04	68702,43	2061,07	2,43	0,06	10,87	0,28	687,27	7,95	3,96	0,05
2996,09	76,83	6,53	22,60	0,45	8073,90	8,07	357,29	17,94	90796,00	2723,88	1,86	0,06	10,62	0,37	672,46	10,53	2,18	0,03
3007,79	100,00	8,50	29,35	0,45	10720,07	10,72	365,19	23,82	120746,90	3622,41	3,82	0,17	13,05	0,59	654,73	13,28	1,24	0,03

Fonte: O Autor

Figura A.4 – Incertezas tipo B calculadas para as medições de potência, consumo de combustível e emissões com o motor utilizando o conceito PCIS em $\lambda = 1,4$

Rotação Motor	% accel	IMEP	Potência eixo		Vazão etanol		Vazão H2		BSFC total		Emissões - conversão de acordo com normativa CFR40									
											Vazão de ar		BSHC		BSCO		BSCO2		BSNOx	
											g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA
rpm	bar	kW	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/h	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA	g/kWh	INCERTEZA			
1000,29	31,82	2,19	2,49	0,45	1302,83	1,30	40,77	20,25	540,33	47,90	17538,43	526,15	14,03	0,06	11,37	0,05	853,42	3,45	0,64	0,00
998,10	42,72	2,94	3,54	0,45	1536,95	1,54	55,77	20,25	449,95	48,42	21075,48	632,26	11,23	0,06	9,29	0,05	745,80	4,27	0,90	0,01
1000,39	57,57	3,96	4,98	0,45	1988,01	1,99	40,61	20,25	407,46	49,42	25545,27	766,36	9,11	0,07	7,96	0,06	652,19	5,20	1,13	0,01
1249,36	31,86	2,19	3,13	0,45	1567,94	1,57	45,54	20,25	515,19	48,48	20904,16	627,12	13,34	0,07	9,72	0,05	780,05	3,94	0,55	0,00
1250,14	45,27	3,12	4,65	0,45	2014,36	2,01	42,72	20,25	442,67	49,48	26069,94	782,10	9,65	0,07	7,77	0,06	683,32	5,09	0,69	0,01
1249,00	62,75	4,32	6,80	0,45	2609,68	2,61	41,06	20,25	390,05	50,80	32654,91	979,65	6,88	0,07	6,02	0,07	573,17	6,20	1,21	0,01
1250,37	71,29	4,91	7,73	0,45	2869,13	2,87	48,54	20,25	377,59	51,38	36465,90	1093,98	6,57	0,08	5,59	0,07	547,20	6,72	1,24	0,02
1510,83	32,17	2,21	3,75	0,45	1898,99	1,90	50,13	20,25	519,31	49,22	25043,01	751,29	12,48	0,08	9,12	0,05	830,82	5,01	0,44	0,00
1478,78	45,27	3,12	5,60	0,45	2366,08	2,37	64,70	20,25	434,45	50,26	31297,13	938,91	9,01	0,08	6,99	0,06	706,10	6,32	0,55	0,00
1504,53	61,37	4,22	7,81	0,45	3014,97	3,01	44,97	20,25	391,95	51,70	37936,64	1138,10	6,99	0,09	5,63	0,07	608,36	7,55	0,73	0,01
1481,63	84,51	5,82	10,97	0,45	3895,54	3,90	81,71	20,25	362,47	53,66	50243,11	1507,29	5,95	0,10	5,08	0,09	567,84	9,87	1,35	0,02
1526,08	100,00	6,88	13,06	0,45	4630,74	4,63	240,40	20,25	372,96	55,29	67220,65	2016,62	7,30	0,15	5,46	0,11	632,07	13,12	1,21	0,03
1749,18	33,17	2,31	4,59	0,45	2215,52	2,22	52,72	20,25	494,20	49,92	28958,64	868,76	10,08	0,07	7,45	0,05	808,03	5,94	0,45	0,00
1749,49	45,66	3,19	6,74	0,45	2847,69	2,85	39,18	20,25	428,50	51,33	35655,62	1069,67	7,35	0,08	5,79	0,06	688,53	7,39	0,53	0,01
1749,44	59,85	4,18	8,91	0,45	3461,27	3,46	59,67	20,25	395,18	52,69	44014,07	1320,42	6,83	0,10	5,24	0,07	640,10	9,05	0,63	0,01
1749,58	76,27	5,32	11,59	0,45	4191,75	4,19	70,42	20,25	367,71	54,32	53178,68	1595,36	7,67	0,14	4,80	0,09	585,47	10,74	0,83	0,02
1749,82	100,00	6,98	14,99	0,45	5635,16	5,54	97,17	20,25	375,76	57,30	70542,28	2116,27	14,60	0,34	5,27	0,12	582,10	13,75	0,79	0,02
1999,03	30,28	2,23	4,81	0,45	2442,11	2,44	62,72	20,25	520,40	50,43	32103,66	963,11	10,31	0,08	7,02	0,05	854,01	6,58	0,53	0,00
1999,17	43,61	3,21	7,50	0,45	3165,93	3,17	84,87	20,25	433,39	52,04	41765,95	1252,98	6,66	0,08	5,19	0,06	725,88	8,67	0,94	0,01
1999,47	60,01	4,41	10,84	0,45	4085,57	4,09	90,58	20,25	385,16	54,08	53089,04	1592,67	5,82	0,10	4,58	0,08	638,71	10,98	1,21	0,02
1999,71	72,22	5,31	13,29	0,45	4774,46	4,77	52,84	20,25	363,25	55,61	59125,84	1773,78	8,58	0,18	12,37	0,26	605,86	12,50	1,00	0,02
1998,75	100,00	7,35	17,78	0,45	6325,14	6,33	100,70	20,25	361,49	59,06	79926,20	2397,79	8,34	0,23	4,30	0,12	580,20	16,25	1,07	0,03
2248,73	30,17	2,26	5,55	0,45	2855,70	2,86	78,65	20,25	528,78	51,35	37868,45	1136,05	10,18	0,09	6,62	0,06	870,53	7,71	0,67	0,01
2252,45	42,53	3,18	8,32	0,45	3391,24	3,39	146,61	20,25	425,15	52,54	47772,94	1433,19	7,63	0,10	5,11	0,07	741,41	9,84	0,74	0,01
2254,49	60,00	4,49	12,41	0,45	4464,81	4,46	113,93	20,25	368,95	54,92	58764,03	1762,92	5,64	0,11	4,01	0,08	616,74	12,13	0,97	0,02
2249,48	74,17	5,55	15,17	0,45	5132,76	5,13	143,12	20,25	347,81	56,41	69053,00	2071,59	5,41	0,13	3,75	0,09	587,21	14,11	1,03	0,02
2247,35	100,00	7,48	20,95	0,45	6770,12	6,77	233,89	20,25	334,36	60,04	92085,24	2762,56	6,24	0,21	3,69	0,12	571,05	18,91	1,24	0,04
2499,32	29,93	2,24	6,17	0,45	2870,85	2,87	156,43	20,25	490,95	51,38	42106,00	1263,18	9,07	0,09	5,90	0,06	870,38	8,59	0,69	0,01
2499,07	42,65	3,19	9,42	0,45	3683,51	3,68	182,08	20,25	410,35	53,19	52691,70	1580,75	6,38	0,10	4,22	0,06	726,82	10,91	0,86	0,01
2498,96	61,03	4,57	13,81	0,45	4882,28	4,88	165,74	20,25	365,44	55,85	66125,06	1983,75	5,42	0,12	3,48	0,08	623,55	13,66	1,01	0,02
2498,99	71,56	5,35	17,21	0,45	5793,51	5,79	223,91	20,25	349,58	57,87	79938,49	2398,15	5,33	0,15	3,29	0,09	605,57	16,52	1,17	0,03
2499,13	100,00	7,48	23,24	0,45	7537,92	7,54	273,93	20,25	336,13	61,75	103399,43	3101,98	6,52	0,24	3,27	0,12	578,30	21,25	1,04	0,04
2750,18	29,10	2,18	6,39	0,45	3115,18	3,12	163,09	20,25	512,81	51,92	45356,94	1360,71	9,26	0,09	5,34	0,05	905,23	9,25	0,71	0,01
2749,64	44,40	3,33	10,48	0,45	4198,16	4,20	166,88	20,25	416,46	54,33	58163,06	1744,89	6,57	0,11	3,80	0,06	717,78	11,96	0,79	0,01
2749,13	60,27	4,52	14,97	0,45	5388,63	5,39	221,86	20,25	374,68	56,97	75307,58	2259,23	5,81	0,14	3,27	0,08	652,03	15,49	1,00	0,02
2749,75	75,34	5,65	19,09	0,45	6354,66	6,35	258,55	20,25	346,34	59,12	88819,15	2664,57	5,00	0,15	2,93	0,09	605,31	18,31	1,12	0,03
2749,40	100,00	7,50	25,21	0,45	8360,31	8,36	309,63	20,25	343,95	63,58	115066,03	3451,98	5,57	0,22	2,44	0,10	593,38	23,63	1,72	0,07
3000,01	34,28	2,53	8,17	0,45	3775,31	3,78	194,14	20,25	485,95	53,39	54711,27	1641,34	8,08	0,11	4,38	0,06	856,69	11,15	1,10	0,01
2999,75	50,08	3,70	12,92	0,45	4853,41	4,85	236,70	20,25	393,91	55,79	69686,74	2090,60	5,55	0,11	3,16	0,06	696,30	14,30	1,21	0,02
3001,78	64,33	4,75	17,28	0,45	5983,55	5,98	289,15	20,25	361,85	58,30	84750,62	2542,52	4,57	0,13	2,73	0,07	636,86	17,45	1,61	0,04
3000,90	80,39	5,93	21,86	0,45	7151,74	7,15	374,29	20,25	344,34	60,89	103976,58	3119,30	4,12	0,14	2,58	0,09	619,92	21,49	1,72	0,06
3004,18	100,00	7,38	27,86	0,45	8737,28	8,74	328,27	20,25	325,36	64,42	121598,80	3647,96	3,41	0,15	2,31	0,10	567,34	25,00	1,85	0,08

Fonte: O Autor