

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola de Engenharia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Augusto César Teixeira Malaquias

**CONCEPÇÃO DE UM SISTEMA DE COMBUSTÃO BASEADO NA AUTOIGNIÇÃO
CONTROLADA DO ETANOL EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA**

Belo Horizonte

2023

Augusto César Teixeira Malaquias

**Concepção de um sistema de combustão baseado na autoignição controlada
do etanol em um motor monocilíndrico de pesquisa**

Versão final

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade.

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baêta.

Coorientador: Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti.

Belo Horizonte

2023

M237c

Malaquias, Augusto César Teixeira..

Concepção de um sistema de combustão baseado na autoignição controlada do etanol em um motor monocilíndrico de pesquisa [recurso eletrônico] / Augusto César Teixeira Malaquias. - 2023.

1 recurso online (226 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Coorientador: Fabrício José Pacheco Pujatti.

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

Anexos: f. 225-226.

Inclui bibliografia.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Alcool - Teses. 3. Automóveis - Ignições - Teses. 4. Automóveis - Motores - Combustão - Teses. 5. Motores de combustão interna - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Pujatti, Fabrício José Pacheco. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

"CONCEPÇÃO DE UM SISTEMA DE COMBUSTÃO BASEADO NA AUTOIGNIÇÃO CONTROLADA DO ETANOL EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA"

AUGUSTO CESAR TEIXEIRA MALAQUIAS

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. José Guilherme Coelho Baêta (Orientador – Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti (Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho (Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET-MG), Dr. Guenther Carlos Krieger Filho (Universidade de São Paulo/USP), Dr. Maurício Pazini Brandão (Instituto Tecnológico de Aeronáutica/ITA) e Dr. Rogério Jorge Amorim (Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/PUC-Minas), 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 19 de maio de 2023.



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Membro de comissão**, em 24/05/2023, às 11:26, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fabrício Jose Pacheco Pujatti, Professor do Magistério Superior**, em 24/05/2023, às 15:59, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fernando Antonio Rodrigues Filho, Usuário Externo**, em 25/05/2023, às 06:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rogério Jorge Amorim, Usuário Externo**, em 26/05/2023, às 13:05, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Guenther Carlos Krieger Filho, Usuário Externo**, em 26/05/2023, às 13:40, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Maurício Pazini Brandão, Usuário Externo**, em 26/05/2023, às 14:16, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2321894** e o código CRC **FB2E79C5**.

AGRADECIMENTOS

Consciente de que grandes desafios não são vencidos individualmente, aproveito este importante espaço para reconhecer, ainda que brevemente, a todos aqueles que estiveram ao meu lado, sem os quais eu não chegaria até aqui. Meus sinceros agradecimentos:

Aos meus pais, Antonio Cota Malaquias e Niara Rosana Teixeira Malaquias, por não medirem esforços a meu favor. Vocês são as minhas maiores referências, meus maiores exemplos e apoiadores, essenciais para o alcance dos objetivos que estabeleço. Sigo com o propósito de honrá-los e espero que este trabalho seja mais um passo em direção a este intuito.

Ao meu orientador, Professor José Guilherme Coelho Baêta, que já há algum tempo transcendeu o papel formalmente acadêmico e se tornou um amigo. Não me esquecerei de tudo o que você fez por mim desde os primórdios da minha graduação.

Ao meu coorientador, Professor Fabrício José Pacheco Pujatti, pela amizade, confiança, apoio e disponibilidade em me ajudar, sobretudo quanto à infraestrutura experimental do CTM-UFMG.

Aos amigos Nilton Antonio Diniz Netto e Roberto Berlim Rodrigues da Costa, pela grande contribuição que tiveram desde o início do meu doutorado e pela disponibilidade em ajudar e compartilhar conhecimento.

Ao amigo Marcos de Carvalho Torres Filho, que teve participação crucial nos testes deste trabalho e sempre esteve prontamente disponível para me ajudar diante dos muitos imprevistos que ocorreram durante os ensaios experimentais.

Aos amigos Gabriel Heleno, Guilherme Teotônio, Nicholas Chavda, Pedro Bernardes, Rafael Paulino e Thales Duarte, pela significativa contribuição, em dias e horários nem sempre convencionais, na execução dos ensaios ou na instrumentação, aquisição e tratamento dos dados gerados.

Aos amigos do CTM-UFMG que contribuíram direta ou indiretamente para este trabalho e meu aprendizado. Em especial: Alysson Fernandes, Bernardo Hissa, César Vieira, Clarisse Araújo, Fábio Keuffer, Fábio Torres, Filipe Mol, Guilherme Pinheiro,

Lucas Fonseca, Lucimar Amaral, Luiz Anacleto, Nathália Santos, Nathaniele Oliveira, Raphael Meireles, Rodrigo Rosalen, Sérgio Costa, Thiago Silva, Vinícius Roso.

À minha família e aos meus amigos, pelo apoio e incentivo.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGMEC) da UFMG.

À FAPEMIG e à FUNDEP, pela concessão de bolsas durante o meu doutorado.

À banca avaliadora deste trabalho.

Às empresas HOREB e ZOOPS, particularmente ao Brig. Wilson Romão, Sr. Carlos Alberto e Sr. Almir Martinez, que me proporcionaram oportunidades de participação em projetos de pesquisa relevantes durante um delicado e incerto período de pandemia.

A todos aqueles que contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

RESUMO

Mudanças são inevitáveis, mas nem sempre positivas. Perspectivas de revolução na indústria de automóveis, em direção a sistemas de propulsão elétricos, demandam conhecimento técnico-científico e responsabilidade para a proposição de soluções verdadeiramente eficazes na busca pela redução da pegada de carbono. Esta tese apresenta uma rota de desenvolvimento para o futuro dos motores de combustão interna, ao conceber um sistema de combustão baseado na autoignição controlada (*CAI*) do etanol em um motor monocilíndrico de pesquisa. Especificamente, seu objetivo consiste no alcance dos limites da eficiência de conversão de combustível por meio do modo avançado de combustão *HCCI*, envolvendo estratégias inovadoras ao conciliar a autoignição do etanol com o uso de pré-câmaras de combustão. A metodologia relata os procedimentos experimentais adotados para possibilitar a transição bem-sucedida entre os modos de combustão *SI-HCCI*, além de descrever a infraestrutura laboratorial disponível para os ensaios e explicar a análise matemática dos dados. Os resultados revelam êxito durante a operação do motor no modo avançado de combustão. O *CAI* foi alcançado diante de um fator lambda pelo menos duas vezes maior que o obtido em *SI*, por meio do aquecimento do ar de admissão a temperaturas acima de 240°C, proporcionado por duas resistências elétricas. Foram reportadas reduções mínimas de 14,62% no consumo específico de combustível, de cerca de 80% na duração da combustão e menores índices de emissões de CO₂ e NO_x, este exibindo índices praticamente desprezíveis. O *HCCI* sobrealimentado alcançou uma relação ar/combustível acima da capacidade de medição da sonda lambda ($\lambda = 8,10$). O uso de pré-câmaras de combustão se mostrou eficaz para reduzir a dependência da fonte externa de calor, possibilitando a extrapolação dos pontos de operação para maiores cargas, nas quais foram atingidos 61,91% e 43,04% para as eficiências térmica e de conversão de etanol, respectivamente. Por refutar o apontamento de uma única ou melhor solução para os sistemas de propulsão do futuro, esta tese estimula o desenvolvimento de motores e biocombustíveis como um caminho fundamental para a sustentabilidade da mobilidade nacional.

Palavras-chave: Autoignição controlada. Combustão em baixa temperatura. Etanol. *HCCI*. Modo avançado de combustão. Motor de combustão interna. Pré-câmara de combustão.

ABSTRACT

Changes are inevitable, but not always positive. Perspectives of revolution in the automobile industry, towards electric propulsion systems, demand technical-scientific knowledge and responsibility for proposing truly effective solutions to reduce the carbon footprint. This thesis presents a development route for future internal combustion engines, by conceiving a combustion system based on ethanol's controlled autoignition (CAI) in a single-cylinder research engine. Specifically, the objective is to reach the limits of fuel conversion efficiency through the advanced combustion mode HCCI, involving innovative strategies by combining the ethanol auto-ignition with the use of combustion pre-chambers. The methodology reports the experimental procedures that enabled the successful transition between SI-HCCI combustion modes, describes the laboratory infrastructure available for the tests, and explains the mathematical data analysis. The results show success during engine operation in the advanced combustion mode. CAI has been achieved in the face of a lambda factor at least twice of that obtained in SI, by heating the intake air to temperatures above 240°C, provided by two electrical resistances. Minimal reductions of 14% in specific fuel consumption have been reported, as well as a decrease of about 80% in combustion duration, and lower CO₂ and NO_x emissions, the latter reaching quite negligible rates. The supercharged HCCI achieved an air/fuel ratio above the measurement capability of the lambda probe ($\lambda = 8.10$). The use of combustion pre-chambers proved effective in reducing dependence on the external heat source, enabling extrapolation of operating points to higher loads, at which 61.91% and 43.04% have been achieved for thermal and ethanol conversion efficiencies, respectively. By refuting the indication of a single or best solution for future propulsion systems, this thesis encourages the development of engines and biofuels as a fundamental path to the sustainability of Brazilian mobility.

Keywords: Controlled auto-ignition. Low-temperature combustion. Ethanol. HCCI. Advanced combustion mode. Internal combustion engine. Combustion pre-chamber.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Fluxograma panorâmico sobre a revisão bibliográfica.	28
Figura 2. Associação frequente, mas equivocada, de “zero emissões” a um veículo elétrico.....	30
Figura 3. Tripé, ou trevo, do conceito de sustentabilidade: aspectos ambiental, econômico e social.....	31
Figura 4. Origens da produção de energia no mundo.	32
Figura 5. Emissões mundiais de gases do efeito estufa, por setor.	32
Figura 6. Evolução do consumo de energia no mundo.	33
Figura 7. Quantificação da pegada de carbono mediante análise do ciclo de vida de diferentes arquiteturas e combustíveis veiculares da União Europeia.	36
Figura 8. Comparação entre a matriz de transporte de países com dimensões territoriais compatíveis.	40
Figura 9. Projeção da participação de sistemas de propulsão veicular na frota automotiva até 2040.	41
Figura 10. Formação de poluentes de acordo com a razão de equivalência do motor.	44
Figura 11. Efeitos do avanço de ignição na pressão no cilindro e no torque do motor.	45
Figura 12. Três fases da combustão em motores de ignição por centelha.	46
Figura 13. Curvas de pressão no cilindro com a) combustão normal, b) <i>knock</i> tolerável e c) intenso.....	47
Figura 14. Especificações técnicas do motor utilizado nos testes de autoignição ATAC.	49
Figura 15. Curvas de pressão no cilindro do motor em a) ignição por centelha; b) ATAC.....	50
Figura 16. Definição de zonas de combustão com base no início do tempo de compressão do motor.....	51
Figura 17. Mapas de consumo específico de combustível e emissões de hidrocarbonetos do motor operando com ignição por centelha (a, b) e no modo ATAC (c, d).	53
Figura 18. Regiões de operação do motor com o modo de combustão ATAC.	54
Figura 19. Diagramas de pressão máxima no cilindro durante a transição entre modos de combustão.....	54
Figura 20. Síntese das fases de oxidação de hidrocarbonetos.	57
Figura 21. Comparação entre emissões de HC, consumo de combustível e eficiência térmica do motor com ignição por centelha e autoignição (<i>TS</i>).....	59
Figura 22. Curvas de liberação de calor no cilindro para autoignição (<i>TS</i>) e ignição por centelha.....	60
Figura 23. Curvas de pressão e temperatura no cilindro para combustão convencional e <i>TS</i>	60
Figura 24. Regiões de pressão e temperatura propícias aos modos de combustão.	61
Figura 25. Comparativo entre a variação da temperatura na câmara de combustão durante ignição por centelha e autoignição (<i>TS</i>).	62
Figura 26. Pontos de aferição (A, B, C) de pressão e temperatura.....	63

Figura 27. Intensidade luminosa dos radicais químicos formados durante a) ignição por centelha; b) autoignição.	64
Figura 28. Ângulo de formação dos radicais químicos de acordo com a relação ar/combustível e velocidade do motor.	65
Figura 29. Evolução dos modos e estratégias de combustão em motores.	66
Figura 30. Três principais modos avançados de combustão em baixa temperatura.	68
Figura 31. Comparação visual entre os modos de combustão em MCI.	71
Figura 32. Comparação entre as oscilações geradas na curva de pressão no cilindro e sinal do microfone em um motor a gasolina operando em <i>HCCI</i> sem <i>knock</i> (esquerda) e com <i>knock</i> (direita).	72
Figura 33. Formação de poluentes em função da temperatura e razão de equivalência para diferentes modos de combustão em MCI.	74
Figura 34. Efeitos da razão volumétrica de compressão na pressão de combustão <i>CIHC</i>	76
Figura 35. Instante de ignição em função da velocidade do motor e da temperatura do ar/combustível.	77
Figura 36. Instante de ignição em função da temperatura do ar/combustível.	78
Figura 37. Mapa de operação do <i>HCCI</i> em um motor Labeco <i>CLR</i> a 1500 rpm.	81
Figura 38. Consumo específico de combustível do motor Labeco <i>CFR</i> em <i>HCCI</i> , $\Phi = 0,45$	82
Figura 39. Comparação dos mapas de operação em <i>HCCI</i> para a gasolina e metanol.	85
Figura 40. Eficiência global indicada e eficiência de combustão do isooctano, etanol e gás natural.	87
Figura 41. Diagrama P-V e pressão média efetiva de bombeamento dos modos <i>HCCI</i> e IC.	88
Figura 42. Curvas de pressão no cilindro, liberação de calor e duração da combustão <i>HCCI</i>	90
Figura 43. Eficiência de combustão, global indicada, duração da queima de combustível (<i>MFB10-90</i>) e comparativo entre eficiências na queima <i>HCCI</i>	92
Figura 44. Comparativo entre as emissões de HC e CO para ignição por centelha e <i>CAI</i>	94
Figura 45. Visualização pela técnica <i>shadowgraph</i> da autoignição controlada em um MCI.	95
Figura 46. Mapa de operação em <i>CAI</i> de um motor a gasolina em função de <i>EGR</i> e λ	96
Figura 47. Mapa de consumo específico de combustível indicado (<i>ISFC</i>) de um motor <i>CAI</i> a gasolina.	97
Figura 48. Comparação entre o mapa de <i>COV-IMEP</i> para gasolina e etanol em <i>CAI</i>	98
Figura 49. a) perfis de liberação de calor para diferentes estratégias de combustão; b) efeito de parâmetros do motor no controle da combustão <i>HCCI</i>	99
Figura 50. Distribuição geométrica no volume da câmara de combustão da massa de combustível queimado, não queimado e dos poluentes formados na combustão <i>HCCI</i>	101
Figura 51. Distribuição geométrica no volume da câmara de combustão da massa de poluentes formados como produtos da combustão <i>HCCI</i>	101

Figura 52. <i>Knock threshold</i> e categorizações de <i>knock</i>	104
Figura 53. Focos de autoignição nos instantes iniciais da combustão <i>HCCI</i>	106
Figura 54. Mapas de <i>ISFC</i> e <i>MFB50</i> obtidos em via numérica para a combustão <i>HCCI</i>	107
Figura 55. Estratégia <i>negative valve overlap (NVO)</i> para maximizar a retenção de gás queimado.....	111
Figura 56. <i>MFB50 (CA50)</i> do etanol em <i>HCCI</i> de acordo com parâmetros de operação do motor.	112
Figura 57. Curvas de pressão no cilindro e taxas de liberação de calor da combustão <i>HCCI</i> para os combustíveis gasolina, etanol e metanol.	113
Figura 58. Efeitos da temperatura de entrada do ar na combustão <i>HCCI</i> do etanol.	114
Figura 59. Eficiência indicada do etanol em ignição por centelha e <i>HCCI</i>	115
Figura 60. Dados de combustão obtidos para a combustão <i>HCCI</i> do etanol.	117
Figura 61. Comparação entre os dados de desempenho e combustão <i>HCCI</i> de um motor abastecido com diferentes teores de etanol.	118
Figura 62. Conteúdo de água em um cilindro operando em <i>HCCI</i> , abastecido a etanol, em função de outros parâmetros do motor.	119
Figura 63. a) Curvas de pressão no cilindro e liberação de calor e b) definição da faixa de operação estável para o etanol em <i>HCCI</i> no cilindro de um MCI.	120
Figura 64. Ignição por compressão como rota de desenvolvimento dos motores do futuro.	124
Figura 65. Fluxograma panorâmico sobre a metodologia do trabalho.	125
Figura 66. Fotografia do motor e dinamômetro na sala de provas do laboratório CTM- UFMG.	126
Figura 67. Deslocamento volumétrico ideal a motores de combustão interna, segundo estudo da BMW.	127
Figura 68. Projeto em <i>CAD</i> e fotografia do pistão utilizado nos testes experimentais.	128
Figura 69. Medições do volume da câmara da combustão para o cálculo da razão de compressão.	129
Figura 70. Configurações de enquadramento de válvulas avaliadas experimentalmente.	130
Figura 71. Esquema ilustrativo com alguns componentes da infraestrutura experimental.	132
Figura 72. a) soprador térmico DeWalt D26464; b) <i>dimmers</i> utilizados para o controle das resistências elétricas; c, d) projeto do tubo e flanges de inox para alojar as resistências; e) fotografia da resistência elétrica e do tubo com flanges utilizado para seu alojamento; f) montagem da resistência na tubulação de admissão do motor, com uso de manta térmica.	133
Figura 73. Desenhos 2D com o projeto das pré-câmaras de combustão.	137
Figura 74. Fotografias das pré-câmaras de combustão.	137
Figura 75. Modelo da curva de liberação de calor no cilindro.	142
Figura 76. Distribuição temporal de carga e rotação nos ciclos de condução veicular a) FTP-75; b) US06; c) NEDC; d) UEDC.	145
Figura 77. Referência dos pontos de operação do motor monocilíndrico baseados no ciclo <i>FTP-75</i>	145

Figura 78. Fluxograma com a descrição da metodologia utilizada para a geração da autoignição.....	147
Figura 79. Fluxograma panorâmico sobre os resultados do trabalho.....	156
Figura 80. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro obtidas com o motor operando a 1900 rpm, 4,0 bar de <i>IMEP</i> , em autoignição assistida por centelha (<i>SA</i>) e ignição por centelha (<i>SI</i>).	158
Figura 81. Diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica, do motor operando em <i>SA</i> e <i>SI</i> a 1900 rpm, 4,0 bar de <i>IMEP</i>	160
Figura 82. Pressões médias efetivas indicadas e covariância do <i>IMEP</i> do motor operando em <i>SI</i> e <i>SA</i> a 1900 rpm, 4,0 bar de <i>IMEP</i>	161
Figura 83. Duração angular da combustão <i>SA</i> e <i>SI</i> dividida em três intervalos, a 1900 rpm, 4,0 bar de <i>IMEP</i>	162
Figura 84. Eficiências indicadas (térmica, de combustão e conversão de combustível) e consumo específico indicado de etanol com o motor operando em <i>SI</i> e <i>SA</i> a 1900 rpm, 4,0 bar de <i>IMEP</i>	163
Figura 85. Curvas de pressão no cilindro do motor operando em <i>HCCI</i> , a 3,8 e 3,5 bar de <i>IMEP</i> , velocidade 1900 rpm.	164
Figura 86. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>SI</i> e <i>HCCI</i> a 1900 rpm.	166
Figura 87. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>SI</i> e <i>HCCI</i> a 2500 rpm.	166
Figura 88. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 1900 rpm, 3,0 e 3,5 bar de <i>IMEP</i> , de acordo com a pressão de injeção de combustível.	168
Figura 89. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 2500 rpm, 3,0 e 3,5 bar de <i>IMEP</i> , de acordo com a pressão de injeção de combustível.	168
Figura 90. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 1900 rpm, 3,0 e 3,5 bar de <i>IMEP</i>	169
Figura 91. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 2500 rpm, 3,0 e 3,5 bar de <i>IMEP</i>	169
Figura 92. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro obtidas com o motor operando a 1900 rpm, 3,0 bar de <i>IMEP</i> , em <i>HCCI</i> e <i>SI</i>	170
Figura 93. Diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica, do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 1900 rpm, 3,0 bar de <i>IMEP</i>	171
Figura 94. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> com diferentes cruzamentos de válvulas a 1900 rpm.	173
Figura 95. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro obtidas com o motor operando a 1900 rpm, 3,5 bar de <i>IMEP</i> , para diferentes cruzamentos de válvulas.	173
Figura 96. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> com diferentes cruzamentos de válvulas a 2500 rpm.	174
Figura 97. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> a 1900 rpm com diferentes cruzamentos de válvulas.	175
Figura 98. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> a 2500 rpm com diferentes cruzamentos de válvulas.	175
Figura 99. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> a 1900 rpm para diferentes cruzamentos de válvulas.	176

Figura 100. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> a 2500 rpm para diferentes cruzamentos de válvulas.	176
Figura 101. Emissões específicas de CO ₂ do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i>	178
Figura 102. Emissões específicas de CO do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i>	178
Figura 103. Emissões específicas de HC do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i>	179
Figura 104. Emissões específicas de NO _x do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i>	180
Figura 105. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> a 1900 rpm, em função da pressão de sobrealimentação.	182
Figura 106. Diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica, do motor operando em <i>HCCI</i> naturalmente aspirado e sobrealimentado, a 3,0 bar de <i>IMEP</i> , 1900 rpm.	183
Figura 107. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em <i>HCCI</i> a 1900 rpm, 3,0 bar de <i>IMEP</i> , naturalmente aspirado e sobrealimentado.	184
Figura 108. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> a 1900 rpm, 3,0 bar de <i>IMEP</i> , naturalmente aspirado e sobrealimentado.	184
Figura 109. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> a 1900 rpm, 3,0 bar de <i>IMEP</i> , naturalmente aspirado e sobrealimentado.	186
Figura 110. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , com excesso de ar, a 1900 rpm.	187
Figura 111. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , com excesso de ar, a 2500 rpm.	188
Figura 112. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 1900 rpm com excesso de ar.	189
Figura 113. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 2500 rpm com excesso de ar.	189
Figura 114. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 1900 rpm, naturalmente aspirado e sobrealimentado.	190
Figura 115. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> a 2500 rpm, naturalmente aspirado e sobrealimentado.	191
Figura 116. Emissões específicas de CO ₂ do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , a 2500 rpm, com excesso de ar.	192
Figura 117. Emissões específicas de CO do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , a 2500 rpm, com excesso de ar.	192
Figura 118. Emissões específicas de HC do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , a 2500 rpm, com excesso de ar.	193
Figura 119. Emissões específicas de NO _x do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , a 2500 rpm, com excesso de ar.	194
Figura 120. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em <i>HCCI</i> com e sem o uso de uma pré-câmara a 1900 rpm, 3,5 bar de <i>IMEP</i>	195
Figura 121. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> com o uso de pré-câmaras de combustão.	196
Figura 122. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> com o uso de pré-câmaras de combustão.	197
Figura 123. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor operando em <i>HCCI</i> com o uso de pré-câmaras de combustão.	197

Figura 124. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em <i>HCCI</i> sobrealimentado com e sem o uso de uma pré-câmara a 2500 rpm, 3,5 bar de <i>IMEP</i>	198
Figura 125. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> sobrealimentado com o uso de pré-câmaras de combustão, a 1900 rpm.	199
Figura 126. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> sobrealimentado com o uso de pré-câmaras de combustão, a 2500 rpm.	200
Figura 127. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> sobrealimentada com o uso de pré-câmaras de combustão, 1900 rpm.	200
Figura 128. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> sobrealimentada com o uso de pré-câmaras de combustão, 2500 rpm.	201
Figura 129. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor sobrealimentado operando em <i>HCCI</i> com o uso de pré-câmaras de combustão, a 1900 rpm.....	202
Figura 130. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor sobrealimentado operando em <i>HCCI</i> com o uso de pré-câmaras de combustão, a 2500 rpm.....	202
Figura 131. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em <i>HCCI</i> e <i>SI</i> , a 2500 rpm, 5,0 bar de <i>IMEP</i>	204
Figura 132. Pressões médias efetivas indicadas e <i>COV-IMEP</i> do motor operando em <i>HCCI</i> sobrealimentado com o uso de pré-câmaras de combustão.	205
Figura 133. Duração angular da combustão <i>HCCI</i> sobrealimentada com o uso de pré-câmaras de combustão.	205
Figura 134. Eficiências indicadas e <i>ISFC</i> do motor sobrealimentado operando em <i>HCCI</i> com o uso de pré-câmaras de combustão.....	206

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Reações envolvidas na oxidação do hidrogênio.	56
Tabela 2. Características dos modos de combustão em MCI.	70
Tabela 3. Dados obtidos por meio de simulação numérica para a combustão <i>CIHC</i>	79
Tabela 4. Critérios adotados para a constatação de <i>knock</i> na combustão <i>HCCI</i>	105
Tabela 5. Resumo de artigos sobre <i>HCCI</i> publicados entre 2000 e 2009.....	108
Tabela 6. Resumo de artigos sobre <i>HCCI</i> publicados entre 2010 e 2022.....	121
Tabela 7. Especificações do motor de pesquisa utilizado nos testes experimentais.	126
Tabela 8. Principais especificações dos combustíveis utilizados nos testes experimentais.	135
Tabela 9. Definição dos pontos de operação para os testes experimentais.	146
Tabela 10. Massa molar dos gases que compõem o fluido de exaustão.	151
Tabela 11. Características e incertezas associadas aos sistemas de medição.	155
Tabela 12. Incertezas expandidas máximas associadas aos dados experimentais.	155

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>AERR</i>	<i>Average energy release rate</i> – Taxa média de liberação de energia.
APMS	Antes do ponto morto superior.
Ar	Argônio.
<i>ATAC</i>	<i>Active thermo-atmosphere combustion</i> .
<i>BMEP</i>	<i>Brake mean effective pressure</i> – Pressão média efetiva de eixo.
C	Carbono (molécula).
<i>BSFC</i>	<i>Brake specific fuel consumption</i> – Consumo específico de combustível de eixo.
C ₂ H ₅ OH	Etanol.
C ₈ H ₁₈	Isooctano.
CA	<i>Crank angle</i> – Ângulo de virabrequim.
CAD	<i>Computer-aided design</i> – Projeto assistido por computador.
CAI	<i>Controlled auto-ignition</i> – Autoignição controlada.
CDC	<i>Conventional Diesel combustion</i> – Combustão convencional Diesel.
CFR	<i>Cooperative Fuel Research</i> .
CIHC	<i>Compression ignited homogeneous charge</i> – Ignição por compressão de carga homogênea.
CH ₄	Metano.
CHO	Aldeído.
CLR	<i>Cooperative Lubricant Research</i> .
CO	Monóxido de carbono.
CO ₂	Dióxido de carbono.
COV	<i>Coefficient of variation</i> – Coeficiente de variação (covariância).
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade.
CV	Concentração volumétrica.
DI	<i>Direct injection</i> – Injeção direta.
DPMS	Depois do ponto morto superior.
DR	<i>Delivery ratio</i> .

E100	Etanol hidratado brasileiro (até 5% de água em volume).
E27	Gasolina comum brasileira (tipo C; 27% de etanol anidro em volume).
EGR	<i>Exhaust gas recirculation</i> – Recirculação dos gases de exaustão.
EVC	<i>Exhaust valve closing</i> – Fechamento da válvula de exaustão.
EVO	<i>Exhaust valve opening</i> – Abertura da válvula de exaustão.
Exh	<i>Exhaust</i> – Exaustão.
FTP-75	<i>Federal Test Procedure</i> – Procedimento Federal de Testes.
GIMEP	<i>Gross indicated mean effective pressure</i> – Pressão média efetiva indicada bruta.
GNV	Gás natural veicular.
H	Hidrogênio.
HC	Hidrocarbonetos.
HCCI	<i>Homogeneous charge compression ignition</i> – Ignição por compressão de carga homogênea.
He	Hélio.
HO ₂	Hidroperoxila.
HRR	<i>Heat release rate</i> – Taxa de liberação de calor.
IC	Ignição por centelha.
iEGR	<i>Internal exhaust gas recirculation</i> – Recirculação interna dos gases de exaustão.
IMEP	<i>Indicated mean effective pressure</i> – Pressão média efetiva indicada.
ISCO	<i>Indicated specific carbon monoxide emissions</i> – Emissões específicas indicadas de monóxido de carbono.
ISCO ₂	<i>Indicated specific carbon dioxide emissions</i> – Emissões específicas indicadas de dióxido de carbono.
ISFC	<i>Indicated specific fuel consumption</i> – Consumo específico indicado de combustível.
ISHC	<i>Indicated specific hydrocarbon emissions</i> – Emissões específicas indicadas de hidrocarbonetos.
ISNO _x	<i>Indicated specific nitrous oxide emissions</i> – Emissões específicas indicadas de óxidos de nitrogênio.
IVC	<i>Intake valve closing</i> – Fechamento da válvula de admissão.

<i>IVO</i>	<i>Intake valve opening</i> – Abertura da válvula de admissão.
H_2O	Água.
H_2O_2	Peróxido de hidrogênio.
<i>HRR</i>	<i>Heat release rate</i> – Taxa de liberação de calor.
<i>KOF</i>	<i>Knock occurrence frequency</i> .
<i>LHV</i>	<i>Lower heating value</i> – Poder calorífico inferior.
<i>LTC</i>	<i>Low-temperature combustion</i> – Combustão em baixa temperatura.
<i>MAP</i>	<i>Manifold absolute pressure</i> – Pressão absoluta no coletor de admissão.
<i>MBT</i>	<i>Maximum brake torque</i> – Máximo torque de eixo.
<i>MCI</i>	Motor de combustão interna.
<i>MFB</i>	<i>Mass fraction burned</i> – Fração mássica queimada.
<i>MON</i>	<i>Motor octane number</i> – Número de octanos motor.
N_2	Nitrogênio (molécula).
<i>NDIR</i>	<i>Nondispersive infrared</i> – Infravermelho não dispersivo.
<i>Ne</i>	Neônio.
<i>NEDC</i>	<i>New European Driving Cycle</i> – Novo ciclo de condução europeu.
<i>NIMEP</i>	<i>Net indicated mean effective pressure</i> – Pressão média efetiva indicada líquida.
NO_x	Óxidos de nitrogênio.
<i>NVO</i>	<i>Negative valve overlap</i> – “Cruzamento negativo de válvulas”.
O	Oxigênio (átomo).
O_2	Oxigênio (molécula).
O_3	Ozônio.
<i>OH</i>	Hidroxila.
<i>PC</i>	Pré-câmara.
<i>PCCI</i>	<i>Premixed charge compression ignition</i> – Ignição por compressão de carga pré-misturada.
<i>PCI</i>	Poder calorífico inferior.
<i>PFI</i>	<i>Port-fuel injection</i> – Injeção de combustível no pósito.

<i>PMEP</i>	<i>Pumping mean effective pressure</i> – Pressão média efetiva de bombeamento.
<i>PMS</i>	Ponto morto superior.
<i>PPCI</i>	<i>Partially premixed compression ignition</i> - Ignição por compressão de carga parcialmente pré-misturada.
<i>PPM</i>	Parte por milhão.
<i>PRF</i>	<i>Primary reference fuel</i> – Combustível de referência.
<i>PRR</i>	<i>Pressure rise rate</i> – Taxa de aumento da pressão.
<i>RCCI</i>	<i>Reactivity controlled compression ignition</i> – Ignição por compressão com reatividade controlada.
<i>RON</i>	<i>Research octane number</i> – Número de octanos pesquisa.
<i>RPM</i>	Rotações por minuto.
<i>RVC</i>	Razão volumétrica de compressão.
<i>SACI</i>	<i>Spark-assisted compression-ignition</i> – Ignição por compressão assistida por centelha.
<i>SI</i>	<i>Spark ignition</i> – Ignição por centelha.
<i>SOC</i>	<i>Start of combustion</i> – Início da combustão.
<i>SUV</i>	<i>Sport utility vehicle</i> – Veículo utilitário esportivo.
<i>TJI</i>	<i>Turbulent jet ignition</i> – Ignição por jatos turbulentos.
<i>TRL</i>	<i>Technology readiness level</i> – Nível de maturidade tecnológica.
<i>TS</i>	<i>Toyota-soken</i> .
<i>UHC</i>	<i>Unburned hydrocarbon</i> – Hidrocarboneto não queimado.
<i>VCR</i>	<i>Variable compression ratio</i> – Razão de compressão variável.
<i>VE</i>	Veículo elétrico.
<i>VVT</i>	<i>Variable valve timing</i> – Comando de válvulas variável.
<i>WOT</i>	<i>Wide open throttle</i> – Corpo de aceleração totalmente aberto.
<i>ZEV</i>	<i>Zero emission vehicle</i> – “Veículo zero emissões”.

LISTA DE SÍMBOLOS

λ	Fator lambda [adimensional].
Φ	Razão de equivalência [adimensional].
θ	Posição angular [°].
∂	Operador matemático que denota derivada parcial [adimensional].
ρ	Massa específica [kg/m ³].
ω	Velocidade angular [rad/s].
γ	Razão entre calores específicos [adimensional].
A/C	Razão ar/combustível [adimensional].
c_p	Calor específico a pressão constante [J/kg.K].
c_v	Calor específico a volume constante [J/kg.K].
D_c	Diâmetro do cilindro [m].
E	Energia [J].
f	Função matemática, contínua e derivável [adimensional].
g	Aceleração da gravidade [m/s ²].
k	Condutividade térmica [W/m.K].
L_p	Curso do pistão [m].
m	Massa [kg].
m_f	Massa de combustível [kg].
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível [kg/s].
MM	Massa molar [g/mol].
\dot{m}_w	Vazão mássica de água [kg/s].
η_b	<i>Brake efficiency</i> – Eficiência de eixo [adimensional].
η_c	Eficiência de combustão [adimensional].
η_{cc}	Eficiência de conversão de combustível [adimensional].
η_i	<i>Net indicated efficiency</i> - Eficiência global líquida indicada [adimensional].
η_m	Eficiência mecânica.

η_t	Eficiência térmica [adimensional].
P	Pressão [Pa].
$P_{m\acute{a}x}$	Pressão máxima [Pa].
P_{in}	Pressão na admissão [Pa].
Q	Calor [J].
Q_a	Calor aparente [J].
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W].
R	Constante universal dos gases ideais [kJ/kg.K].
t	Tempo [s].
T	Temperatura [K].
T_{in}	Temperatura do ar de admissão [K].
$T_{m\acute{a}x}$	Temperatura máxima [K].
u	Energia interna [J].
U	Incerteza expandida [adimensional].
u_c	Incerteza combinada [adimensional].
V	Volume [m ³].
V_{cc}	Volume da câmara de combustão [m ³].
V_d	Volume deslocado [m ³].
V	Velocidade [m/s].
W	Trabalho [J].
\dot{W}	Taxa de trabalho; potência [W].
\dot{W}_{ind}	<i>Indicated power</i> – Potência indicada [W].
z	Cota vertical [m].

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	23
1.1. Objetivo geral	26
1.2. Objetivos específicos	26
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1. Mobilidade do futuro	28
2.2. Combustão em motores de ignição por centelha	42
2.3. Autoignição controlada em motores de combustão interna	48
2.3.1. Origens	48
2.3.2. Modos avançados de combustão em baixa temperatura	65
2.3.3. <i>HCCI</i> – conceitos e fundamentos	68
2.3.4. <i>HCCI</i> – evolução no tempo	74
2.3.4.1. 1980-1989	74
2.3.4.2. 1990-1999	84
2.3.4.3. 2000-2009	93
2.3.4.4. 2010-2022	110
2.4. Considerações finais da revisão bibliográfica	124
3. METODOLOGIA	125
3.1. Materiais	126
3.1.1. Sala de provas e infraestrutura	126
3.1.2. Combustível	134
3.1.3. Pré-câmaras de combustão	135
3.2. Métodos	138
3.2.1. Cálculo das grandezas indicadas	138
3.2.2. Determinação dos pontos de operação	144
3.2.3. Geração da autoignição controlada	147
3.2.4. Determinação das emissões específicas	151
3.2.5. Cálculo das incertezas de medição	152
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	156
4.1. Autoignição assistida pela centelha (<i>SACI</i>)	157
4.2. Definição dos pontos de operação em <i>HCCI</i>	163
4.3. <i>HCCI</i> naturalmente aspirado	165
4.3.1. Variação da pressão de injeção de combustível	165

4.3.2. Variação do comando de válvulas.....	171
4.3.3. Emissões de poluentes	177
4.4. HCCI sobrealimentado	181
4.4.1. Varredura inicial em 3,0 bar de <i>IMEP</i> , 1900 rpm	181
4.4.2. Demais pontos de operação	186
4.4.3. Emissões de poluentes	191
4.5. HCCI com o uso de pré-câmaras passivas de combustão	194
4.5.1. Fase naturalmente aspirada.....	194
4.5.2. Fase sobrealimentada.....	198
4.5.3. Extrapolação do <i>IMEP</i>	203
5. CONCLUSÕES.....	207
6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	211
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	212

1. INTRODUÇÃO

A limitada disponibilidade de recursos básicos à vida para uma população mundial que cresce a cada ano é um dos grandes problemas estabelecidos para a sociedade e discutido desde 1798, por Thomas Robert Malthus. Àquela época colocava-se em xeque o futuro da humanidade em virtude do ritmo exacerbado do crescimento populacional, frente ao discreto aumento da oferta de itens fundamentais à vida. Apesar da não concretização da Teoria Malthusiana devido à Revolução Industrial, que proporcionou um avanço jamais visto nos métodos de produção, ela serve como uma importante base para estudos atuais que visam a utilização responsável dos recursos naturais e sua conservação para as próximas gerações humanas (KAREVA; KAREV, 2020).

Recentemente, diretivas relacionadas à sustentabilidade vêm estimulando um avanço nas técnicas para a obtenção de energia pelo uso de fontes alternativas, que apresentam menor impacto ambiental quando comparadas aos combustíveis fósseis. De acordo com Boles e Cengel (2019), a consciência crescente de que os recursos energéticos do mundo são limitados tem levado muitos países a reexaminar suas políticas energéticas e a tomar medidas para evitar o desperdício (CENGEL; BOLES, 2019). Esta maior conscientização em relação ao meio ambiente gera impactos diretos na indústria automotiva, que podem ser verificados pelos significativos avanços dos sistemas de propulsão veicular, como resposta às regulamentações internacionais que impõem limites aos níveis de poluentes emitidos pelos países que participam de tais protocolos (RAHMAN et al., 2021).

Infelizmente, esta necessidade de adequação aos preceitos de desenvolvimento sustentável por parte do setor de automóveis é muitas vezes mal interpretada por meios de comunicação em massa (FORBES, 2018). Estes muitas vezes reivindicam a extinção dos motores de combustão interna (MCI) para que seja possível minimizar, ou mesmo neutralizar, o impacto ambiental oriundo do transporte terrestre, algo frequentemente divulgado de maneira equivocada e irresponsável, prescindindo de embasamento técnico-científico (THE ECONOMIST, 2017). Embora não consista no escopo deste documento, sabe-se que o contemporâneo e perigoso aumento da veiculação de notícias dotadas de parcialidade é tema de estudos da área

de comunicação social que revelam o poder da mídia em incutir opiniões na consciência popular utilizando-se de recursos como persuasão e repetição, ainda que elas sejam tendenciosas ou demonstravelmente incorretas (BONNET; ROSENBAUM, 2020).

Este contexto de disseminação de notícias astuciosas sobre rotas para a mobilidade do futuro suscitou uma série de debates por profissionais da área, induzindo um princípio de polarização. Genericamente, de um lado há os que defendem a continuidade e a importância do MCI, alegando que a manutenção do seu desenvolvimento consiste no caminho mais rápido para a redução da pegada de carbono proveniente do setor de transportes. Do outro lado enquadram-se os que pleiteiam o fim dos motores a combustão em prol de uma mobilidade elétrica a baterias e supostamente zero emissões (*ZEV – zero emissions vehicle*), que atribuem ao MCI a maior parte da responsabilidade pela poluição atmosférica (GARCIA et al., 2022).

O título e o conteúdo desta tese demonstram uma clara inclinação do autor à primeira linha de raciocínio exposta no parágrafo anterior, no sentido de corroborar a importância presente e futura do motor de combustão interna. Esta relevância do MCI ocorre não somente no âmbito da mobilidade global, mas também na geração de energia elétrica de forma confiável por meio de moto-geradores. Pretende-se comprovar a pertinência deste ponto de vista ao longo do documento de forma isenta, amparada por uma revisão bibliográfica que contemple o que há de mais relevante e atual na literatura técnico-científica. Entretanto, com o intuito de manter a imparcialidade e a contemporaneidade do estudo, não há como contestar a crescente participação de carros eletrificados na frota automotiva, com perspectivas de evolução para os próximos anos. É inegável o direcionamento da indústria para iniciativas de pesquisa e desenvolvimento voltadas à eletrificação, ainda que haja um certo exagero na promoção dos veículos elétricos (VE). Estes são muitas vezes alcunhados como a melhor ou única solução possível para as próximas gerações veiculares, sem que os sérios aspectos negativos desta tecnologia, ainda incipiente, sejam adequadamente debatidos e proporcionalmente divulgados (MIRALINAGHI; PEETA, 2019). Antecipando-se, assertivamente ou não, a um período de revolução da frota veicular, muitas montadoras vêm deixando de investir em novos conceitos de motores a combustão para dedicar esforços em outras tecnologias, como veículos híbridos e elétricos, baterias e células a combustível (REUTERS, 2021). Isso significa que

embora a importância e predominância do MCI no mercado global seja indiscutível, em particular a curto e médio prazo, é incoerente não adaptar os processos produtivos atuais para o atendimento aos requisitos da mobilidade do futuro.

Conforme exposto, há uma tendência de queda do interesse por parte das grandes fabricantes de veículos automotores em alocar recursos vultosos exclusivamente em engenharia de MCI. Por isso, neste cenário de transição energética e tecnológica, inovações e melhorias em motores de combustão interna que os mantenham relevantes na mobilidade do futuro devem ser feitas de forma precisa, apostando-se em otimização, e não revolução. Para tanto, possíveis rotas de desenvolvimento na área de motores envolvem a adequação dos propulsores já existentes para a operação em arquiteturas veiculares híbridas e o aumento da eficiência de conversão de biocombustíveis, dado o cenário de transição energética de fontes fósseis para alternativas, com reduzido impacto ao meio ambiente. Este é justamente o propósito deste trabalho, ao propor um sistema de combustão baseado na autoignição controlada (*CAI – controlled auto-ignition*) do etanol em um motor monocilíndrico de pesquisa, como uma possível rota de desenvolvimento para os motores do futuro. Mais especificamente, busca-se atingir os limites de eficiência de conversão de combustível pelo modo avançado de combustão *HCCI (homogeneous charge compression ignition)*, ao qual concilia-se estratégias inovadoras que envolvem o uso de pré-câmaras passivas de combustão. Esta tese pretende reforçar a importância do motor de combustão interna e da matriz energética renovável brasileira, além de apontar um percurso para que o Brasil possa assumir uma posição de protagonismo no desenvolvimento de soluções sustentáveis para a mobilidade do futuro.

1.1. Objetivo geral

Conceber um sistema de combustão inovador capaz de maximizar a eficiência de conversão de etanol em um motor de pesquisa, originalmente concebido para o ciclo Otto, a partir da sua operação em autoignição controlada (*CAI*) com uso de pré-câmaras de combustão.

1.2. Objetivos específicos

- Compreender os procedimentos que proporcionam a transição entre a ignição por centelha convencional e a autoignição controlada.
- Entender os fundamentos do processo de combustão em *CAI* do etanol, especificamente no modo *HCCI*, buscando o conhecimento e a caracterização dos principais parâmetros que o governam.
- Definir a faixa de temperatura ideal do ar de admissão e sua metodologia de aquecimento para a geração da autoignição.
- Delimitar os pontos de carga e rotação mais propícios à operação do motor em *HCCI*, considerando a realização de testes em ignição por centelha para o estabelecimento de referências comparativas.
- Determinar a razão volumétrica de compressão que melhor se adeque às provas com autoignição, visando explorar as propriedades físico-químicas do etanol que potencializem a eficiência de conversão de combustível.
- Verificar a influência da alteração da pressão de injeção de combustível na autoignição controlada do etanol.
- Encontrar a configuração do comando de válvulas mais adequada aos testes em *HCCI*.
- Examinar o comportamento da autoignição do etanol em diferentes relações ar/combustível, com ênfase na investigação dos limites da queima com excesso de ar.
- Estudar os possíveis benefícios oriundos do uso de uma pré-câmara de combustão na autoignição controlada do etanol.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seção de revisão bibliográfica deste trabalho foi dividida em três partes, concebidas para incluir o conteúdo estritamente necessário para o seu embasamento teórico.

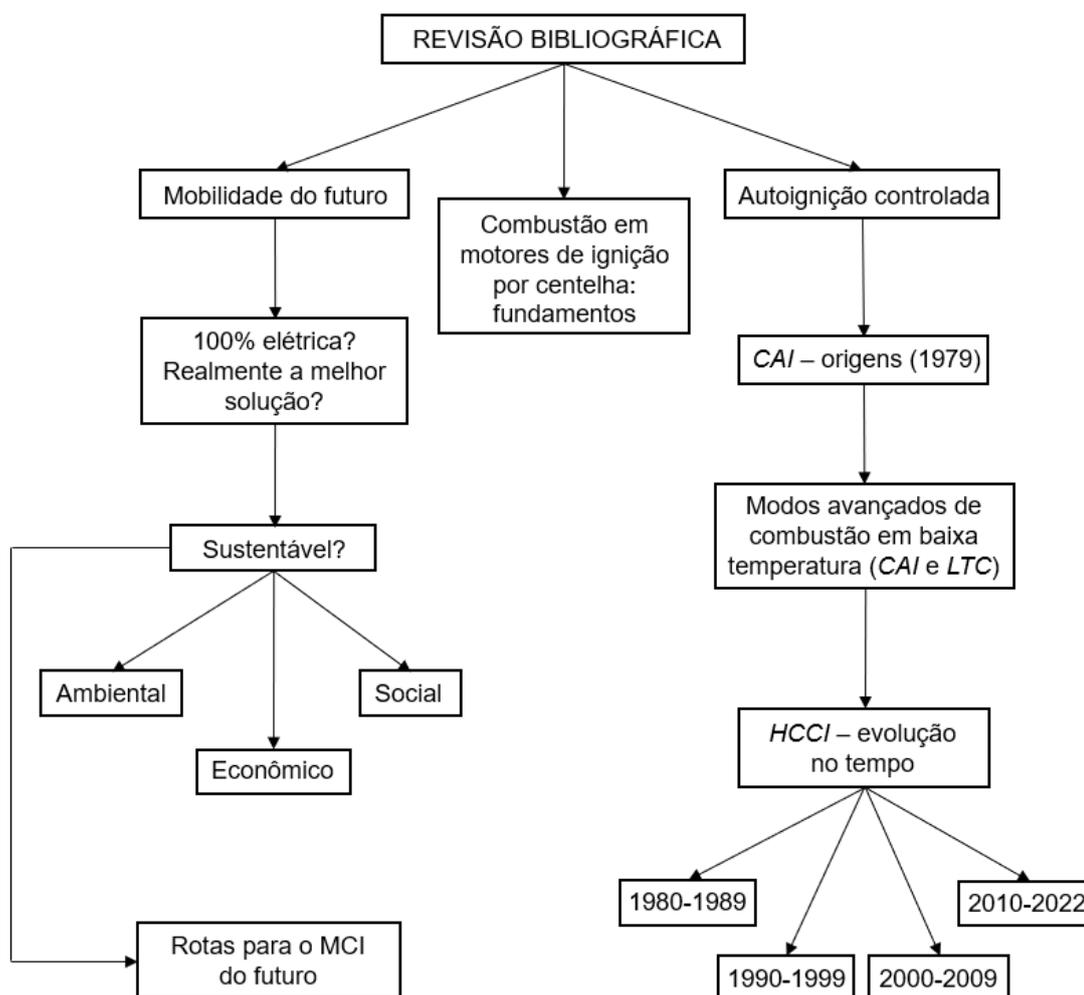
A seção 2.1 analisa os debates acerca do futuro da mobilidade. Tomando-se por base o conceito de sustentabilidade, são apresentados contrapontos com base técnico-científica que desmistificam opiniões tendenciosas sobre motores elétricos como única ou melhor solução para o setor de transportes, justificando a importância atual e futura dos motores de combustão interna e biocombustíveis.

A seção 2.2 expõe fundamentos sobre ignição por centelha que, embora não consista no foco desta tese, constitui no modo original de operação do motor utilizado nos testes, e serve como referência para a comparação dos resultados a serem obtidos.

A Seção 2.3 apresenta uma abrangente revisão da literatura sobre autoignição controlada, que analisa desde os primórdios do conceito até desenvolvimentos recentes, mais direcionados ao modo *HCCI*.

A Figura 1 permite a visualização macro dos tópicos abordados na revisão bibliográfica deste trabalho.

Figura 1. Fluxograma panorâmico sobre a revisão bibliográfica.



Fonte: autor.

2.1. Mobilidade do futuro

Seria incoerente, em pleno 2023, iniciar uma seção intitulada “Mobilidade do futuro” sem mencionar as profundas mudanças pelas quais passa o setor de transporte terrestre, majoritariamente relacionadas à eletrificação da frota automotiva. Após algumas décadas no ostracismo, os carros elétricos a bateria vêm ganhando destaque mundial, com projeções crescentes acerca de sua participação no mercado consumidor. Algumas de suas principais vantagens em relação ao MCI são: maior eficiência de conversão energética; disponibilidade quase instantânea do torque máximo; funcionamento pouco ruidoso a nível sonoro e vibracional; redução da poluição atmosférica local (destaque para o termo local) em função da ausência da

emissão de poluentes pela exaustão (produtos da queima de combustível); menor custo médio por quilômetro rodado, comparando-se os valores de energia elétrica e combustíveis e considerando-se a manutenção de componentes estritamente fundamentais; menor carga térmica do sistema de arrefecimento em função das menores temperaturas, minimizando perdas (BOBETH; MATTHIES, 2018; ORTAR; RYGHAUG, 2019).

O leitor deste trabalho pode, eventualmente, indagar os motivos que levam o autor de uma tese relacionada a motores de combustão interna a iniciar sua seção de revisão da literatura expondo pontos positivos de um carro elétrico. O intuito é afastar a polarização característica dos dias atuais, que estabelece uma rivalidade ilógica entre motores a combustão e elétricos, tentando hierarquizá-los ao invés de admitir a importância de ambos os sistemas de propulsão para o setor de transportes (SPERLING, 2018). Veículos elétricos são, definitivamente, uma importante parte do caminho para a redução da pegada de carbono oriunda dos automóveis, e reconhecer esta realidade é fundamental para a tomada de decisões imparciais e estabelecimento de diretrizes futuras. Entende-se que a diversidade tecnológica seja benéfica para a proposição de múltiplas soluções sustentáveis em sistemas de propulsão veicular. Por isso, não há como concordar, racionalmente, com o forte apelo midiático que preconiza a substituição do motor de combustão interna pelo elétrico como uma troca de um problema pela sua única ou melhor solução. Normalmente, a causa ambiental é utilizada como principal estratégia de *marketing* para reivindicar a eletrificação veicular, conforme consta na Figura 2.

Figura 2. Associação frequente, mas equivocada, de “zero emissões” a um veículo elétrico.



Fonte: adaptada de U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, 2022.

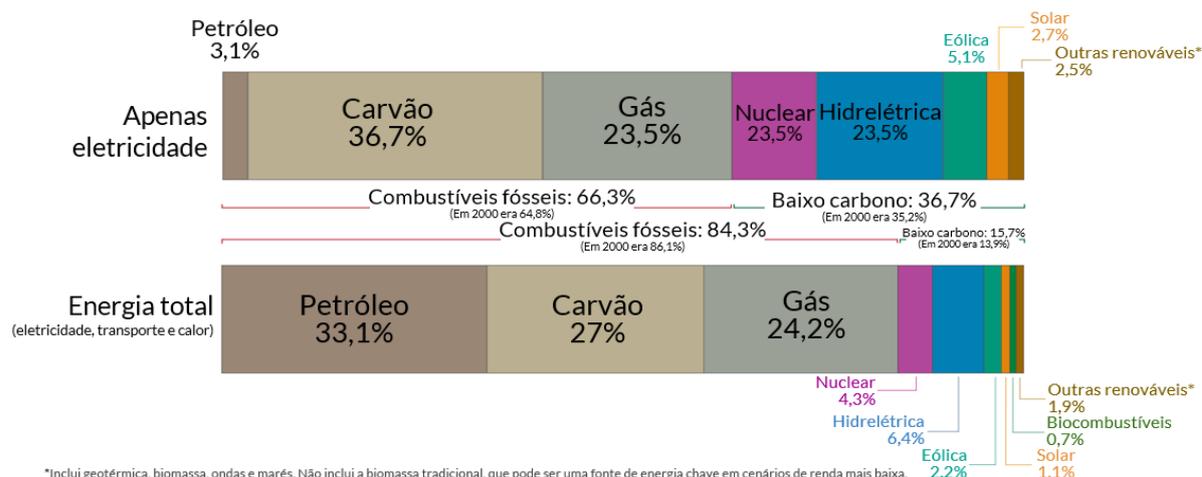
A apresentação de contrapontos técnico-científicos em relação à classificação de um VE como algo totalmente benéfico é necessária para a desmistificação da terminologia “*zero-emissions*”, supostamente inerente à mobilidade elétrica. E a depender da veiculação de grande parte das informações midiáticas e por partes interessadas, não faria sentido continuar o desenvolvimento do MCI, conclusão esta que pode ser precipitada e até mesmo perigosa para o alcance das metas de desenvolvimento sustentável estabelecidas para o futuro. Por falar em sustentabilidade, este termo é cada vez mais empregado como um pré-requisito de processos produtivos industriais. O conceito não se limita ao aspecto ambiental, englobando também o viés social e econômico para a sua completa caracterização, didaticamente ilustrada na Figura 3. Cabe, então, analisar o carro elétrico à bateria sob a ótica da sustentabilidade, verificando se os seus preceitos são cumpridos de forma proporcional às suas promessas. (NASCIMENTO, 2012; SALAS-ZAPATA; ORTIZ-MUÑOZ, 2019).

Figura 3. Tripé, ou trevo, do conceito de sustentabilidade: aspectos ambiental, econômico e social.

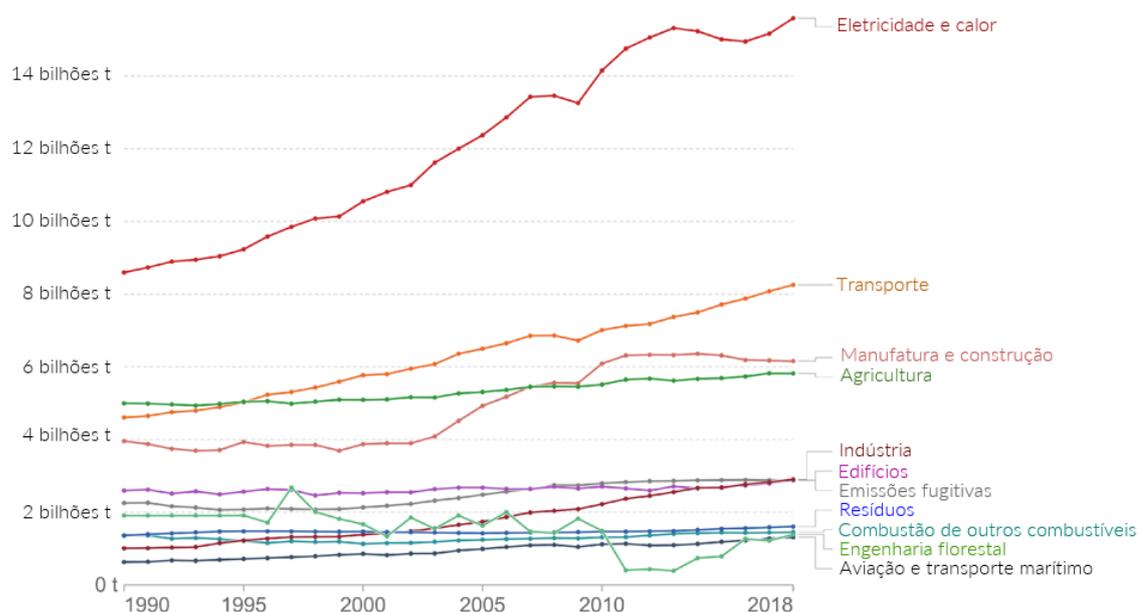


Fonte: MEIO SUSTENTÁVEL, 2019.

Inicia-se a análise pelo aspecto ambiental, constantemente associado à própria ideia de sustentabilidade como um todo. Sabendo-se que 63,3% de toda a energia elétrica do mundo provém da queima de combustíveis fósseis (Figura 4), é conceitualmente incorreto atribuir a alcunha “emissões zero” a uma modalidade de transporte que dependa da eletricidade. Aliás, conforme a Figura 5, o setor de geração de energia elétrica é o que mais contribui globalmente para as emissões de gases do efeito estufa na atmosfera (31,02%), com quase o dobro do dióxido de carbono gerado por todo o setor de transporte terrestre (16,43%) (OUR WORLD IN DATA, 2020). Assim, é desconstruída uma das principais narrativas pró-ZEV que atribui ao motor de combustão a maior parte da responsabilidade pela poluição atmosférica. Mesmo que a utópica terminologia “zero-emissions” fosse real, a eventual neutralização das emissões oriundas da combustão no setor de transportes ocorreria sobre apenas 16,43% da fração total de poluentes, e ainda contribuiria para o agravamento dos índices de outros setores, principalmente o de geração de energia elétrica. Não haveria, portanto, impacto suficiente para o atendimento aos preceitos, atuais e futuros, de desenvolvimento sustentável.

Figura 4. Origens da produção de energia no mundo.

Fonte: adaptada de OUR WORLD IN DATA, 2020.

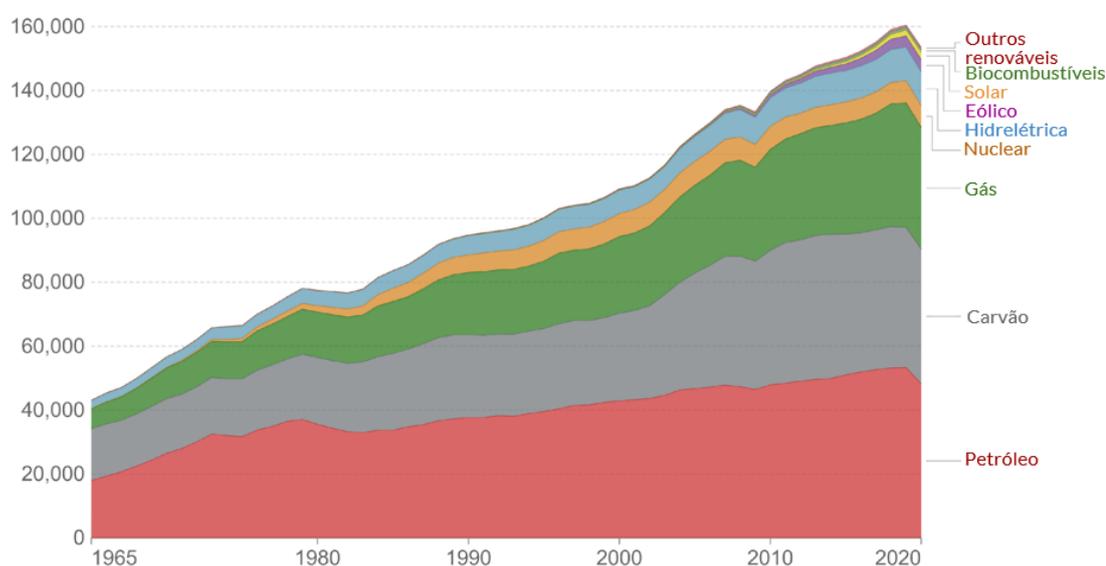
Figura 5. Emissões mundiais de gases do efeito estufa, por setor.

Fonte: adaptada de OUR WORLD IN DATA, 2020.

Diante deste cenário, a descarbonização da matriz energética mundial é vista como um dos principais caminhos para tornar a mobilidade elétrica menos nociva ao meio ambiente. Entretanto, consoante a Figura 6, embora a transição para fontes mais limpas de energia, em substituição às fósseis, seja desejável, é extremamente improvável que tal mudança ocorra em um curto intervalo de tempo. A demanda por energia cresce a cada ano e não consegue ser suprida por fontes alternativas, muitas delas sazonais, sendo preciso recorrer aos mais abundantes recursos derivados do petróleo para garantir a regularidade da distribuição energética. Tal fato leva alguns

autores a afirmarem que, na realidade atual e a curto/médio prazo, uma das únicas formas de se garantir a propulsão veicular por fontes renováveis é o abastecimento de motores a biocombustíveis, como é o caso do etanol, biogás, biodiesel, dentre outros (SERRANO; NOVELLA; PIQUERAS, 2019). Seguindo esta linha de pensamento, não faria sentido abandonar a combustão em motores, que ainda consiste na forma mais confiável de conversão de energia dentre as disponíveis, revelando-se fundamental desde os primórdios da humanidade para o progresso social.

Figura 6. Evolução do consumo de energia no mundo.



Fonte: adaptada de OUR WORLD IN DATA, 2020.

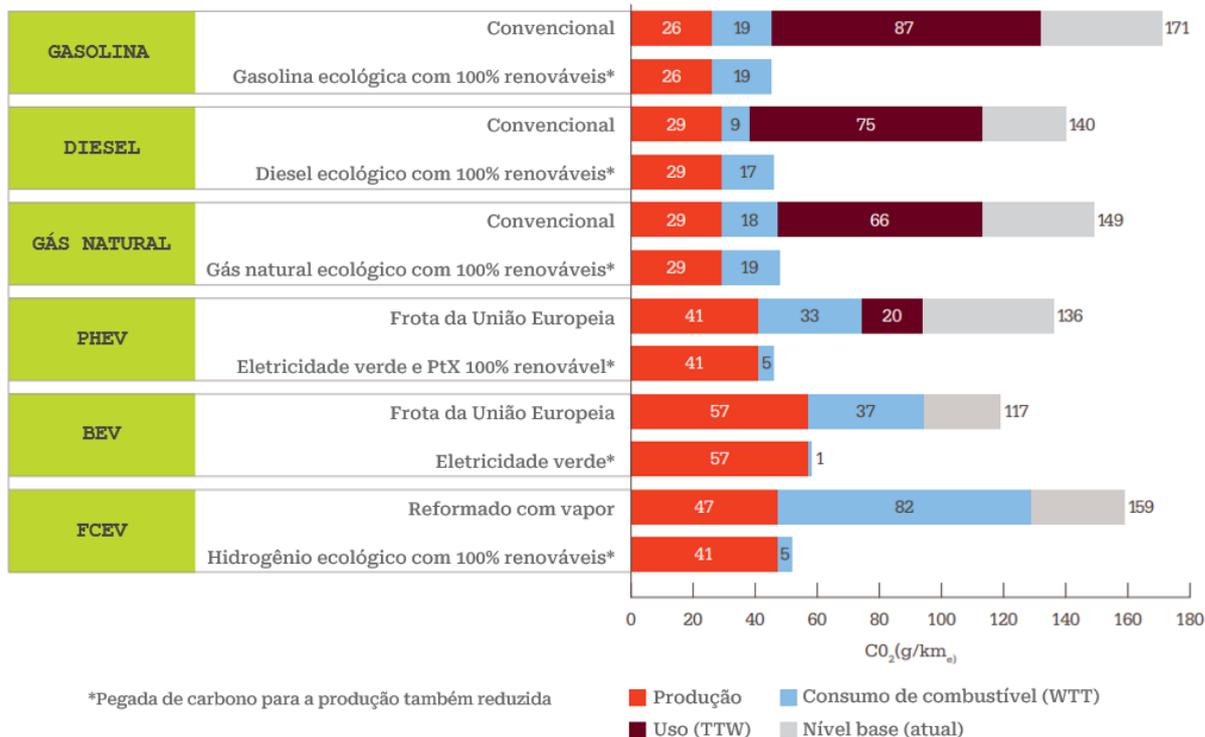
Um artigo da *Nature Geoscience* publicado em 2020 fez um alerta para os impactos ambientais provenientes da mineração, necessária à extração dos metais que compõem as baterias de veículos elétricos (AZADI et al., 2020). Informou-se que os danos provocados ao meio ambiente pela atividade extrativista são consideráveis, embora muitas vezes omitidos de análises do ciclo de vida de bens de consumo cuja matéria prima seja predominantemente constituída por minérios. No ano 2018, os níveis de emissão de gases do efeito estufa provenientes apenas da mineração corresponderam a 10% do total de todo o setor de energia mundial. Um estudo de caso do Chile revelou que, de 2001 a 2017, o consumo de energia elétrica e de combustível por tonelada de minério aumentaram, respectivamente, de 540 MJ para 764 MJ (32%) e de 3804 MJ para 8778 MJ (130%). Estes incrementos são justificados pela crescente demanda, que aumenta o ritmo de exploração destes recursos naturais

não renováveis, ao mesmo tempo em que há progressiva queda da concentração dos metais desejados dentro da matéria bruta retirada do solo, exigindo a intensificação dos métodos de beneficiamento. Pesquisas apontam para a possibilidade de escassez dos finitos recursos necessários às baterias dos VEs, especialmente levando em consideração as projeções que apontam para aumentos da demanda além da capacidade produtiva em um futuro não distante (MEDEIROS; MALAQUIAS; BAÊTA, 2021; ZENG et al., 2022). Por exemplo, informa-se que enquanto estratégias de reciclagem de baterias não forem melhor consolidadas, é possível que a Terra atravesse um período de escassez de lítio entre 2026 e 2034 (LIU et al., 2022). Além do lítio, surtos de demanda são previstos para outros metais, com disponibilidade natural também finita, como o cobre, grafite, níquel, alumínio, cobalto, manganês. Enquanto um veículo convencional utiliza entre 8,1 e 22,2 kg de cobre, um VE a bateria faz uso de pelo menos 83 kg (COPPER DEVELOPMENT ASSOCIATION INC, 2018).

É natural esperar que uma maior quantidade de metais seja utilizada na composição de baterias que equipam veículos de grandes proporções. Por isso, é preocupante a tendência recente de comercialização de veículos elétricos com dimensões cada vez maiores, como caminhonetes e SUVs. Este é o caso do veículo mais vendido dos Estados Unidos da América: dos 2948 kg da nova Ford F-150 *Lightning*, 816 kg são apenas de bateria. Outro caso é a nova GMC *Hummer EV 2022*: dos seus 4111 kg de massa total, 1325 kg correspondem apenas à bateria, pouco mais que um Honda Civic (THE VERGE, 2022). Estas aplicações, exageradas e ineficientes, colocam em xeque a eletrificação veicular como uma prática ambientalmente correta. Tais apontamentos exigem a intensificação das metodologias produtivas, como a escavação em profundidades cada vez maiores e o uso de processos que demandam gasto energético intenso para a manutenção da produtividade, gerando impactos ambientais ainda maiores (AZADI et al., 2020). Fica ainda mais clara a distância existente entre a alcunha “sustentável” e o processo de mineração (que também afasta-se, por consequência, dos veículos elétricos a bateria), quando analisadas as catástrofes ambientais ocorridas em Minas Gerais nos últimos anos, em função do rompimento de barragens de minério (COSTA; KNOP; FELIPPE, 2021).

Diante do exposto, percebe-se que o uso de um veículo elétrico não reduz, necessariamente, o impacto ao meio ambiente, que pode ser maior, igual ou menor em relação ao MCI, a depender dos seus métodos de produção e da matriz energética do local em que circula (GAN et al., 2021). Tal fato pode ser observado na Figura 7, extraída do relatório produzido pelo *IMechE (Institution of Mechanical Engineers – Londres, Reino Unido)*, que reforça a necessidade de combustíveis alternativos para acelerar a descarbonização do transporte terrestre. Ao adotar uma análise do ciclo de vida, nota-se que a manufatura dos veículos elétricos é mais poluente que a dos veículos convencionais, sobretudo em função das emissões decorrentes da produção das baterias. Ademais, é fundamental observar que todas as arquiteturas veiculares podem ser eficazes para minimizar a formação de CO₂ por quilômetro rodado, observando-se significativas variações em função do uso de fontes de energia renováveis ou não. Em outras palavras, sob o ponto de vista técnico-científico e mediante a análise de dados, são infundadas as críticas ao motor de combustão interna ao atribuí-lo adjetivos como “ultrapassado” e “poluente”. Nota-se, claramente, que a combustão (ou o MCI) não é o problema, mas sim o combustível fóssil, da mesma forma que a extração de minerais e a matriz energética fóssil são problemas de um VE. O foco das discussões sobre a mobilidade presente e futura deveria se resumir à redução do impacto ambiental oriundo da frota, e não no estabelecimento de rivalidades infrutíferas entre tecnologias de propulsão veicular.

Figura 7. Quantificação da pegada de carbono mediante análise do ciclo de vida de diferentes arquiteturas e combustíveis veiculares da União Europeia.



Fonte: adaptada de INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS, 2020.

O aspecto social é o segundo dos três pilares a serem analisados do conceito de sustentabilidade para a frota veicular elétrica. Já em 2016 o *MIT* expressou, por meio de um relatório, preocupação com “O custo humano da revolução das baterias de lítio”, que são utilizadas em diversos dispositivos eletrônicos, além dos VEs (MIT TECHNOLOGY REVIEW, 2016). A maioria dos países que reivindicam a transição para a mobilidade elétrica, sobretudo europeus, não possuem em seu território a matéria-prima necessária à fabricação das baterias e, por isso, precisam explorá-la em outros locais. O problema é que para alcançar estes fins, há o uso de meios socialmente condenáveis, que envolvem a submissão de seres humanos a condições de trabalho inaceitáveis em regiões subdesenvolvidas, como a República Democrática do Congo e o nordeste chinês (SHARMA; MANTHIRAM, 2020; WORLD ECONOMIC FORUM, 2019). Novamente, não é uma surpresa constatar que tais aspectos são omitidos de campanhas publicitárias em prol dos VEs.

Por falar em China, o país é atualmente o grande controlador do comércio de metais raros no mundo. Afirma-se que, entre 2005 a 2011, 97% de todos os minerais comercializados no planeta tiveram origem em solo chinês e, a partir de 2018, esta

porcentagem caiu para 71%. Declara-se, entretanto, que os números reais são maiores, mas nem sempre adequadamente divulgados devido à dificuldade de se rastrear e contabilizar a extração ilegal e não documentada de minerais (SHEN; MOOMY; EGGERT, 2020). Este domínio concede à China uma confortável liberdade no estabelecimento dos preços no mercado mundial, que coloca em questão um fato importante: nos dias atuais, oscilações no preço do petróleo são capazes de desestabilizar o mercado econômico global, mesmo que não exista tamanha heterogeneidade na distribuição das reservas fósseis entre seus principais produtores (U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION (EIA), 2021). Em uma eventual mobilidade totalmente elétrica, o que poderia se esperar da política de preços de um país que praticamente controla o mercado global da produção e processamento da matéria-prima necessária à fabricação das baterias dos veículos elétricos? Reitera-se, assim, a adversidade de se depender de um único sistema de propulsão veicular.

Neste sentido, enxerga-se com preocupação políticas estipuladas por alguns países que visam proibir a circulação local de veículos equipados com motores de combustão interna (MECKLING; NAHM, 2019). Senecal e Leach (2019) defendem que existem formas de propulsão veicular mais adequadas à cada região do mundo, de acordo com as especificidades energéticas e econômicas de cada local. Por isso, propostas de banimento do MCI, que apostam na ainda incipiente eletrificação, são arriscadas e constituem um contrassenso sem muitos precedentes em um contexto de globalização do século XXI. Os autores advogam a favor da diversidade tecnológica e, em especial, a hibridização não *plug-in*, como forma razoável e balanceada de se alcançar as metas para a redução do impacto ambiental, sem promover uma desnecessária ruptura no setor de transportes (SENECAL; LEACH, 2019). Outros artigos apontam motivos pelos quais o banimento do MCI é interpretado como um grande retrocesso (SANTOS et al., 2021; KALGHATGI, 2018; LEACH et al., 2020; REITZ et al., 2020):

- Ausência de comprovação da redução do impacto ambiental de um veículo elétrico quando comparado a um MCI abastecido a biocombustíveis, por meio da análise do ciclo de vida sobre a produção e uso de um automóvel, apesar do grande apelo em favor do modal elétrico.

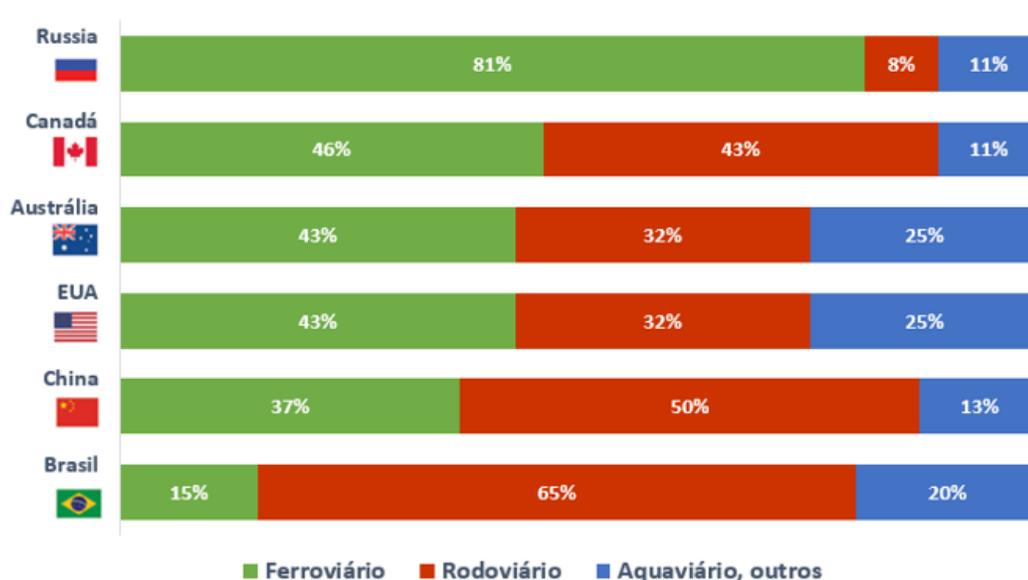
- Riscos à capacidade de atendimento a todos os protocolos internacionais que determinam limites para as emissões de poluentes de um veículo (gCO_2/km), em caso da interrupção do desenvolvimento do MCI.
- Desprezo quanto à prontidão tecnológica do MCI e à capacidade dos biocombustíveis em proporcionarem combustão limpa, com pouca interferência no ciclo do carbono.
- Redução dos níveis de emissões de poluentes locais às custas da intensificação da poluição em outras localidades do planeta, seja em função da atividade mineradora, seja pela geração de energia elétrica, desconsiderando-se toda a atmosfera terrestre como volume de controle de interesse. Assim, indústria e governo isentam-se da responsabilidade pela poluição decorrente do uso veicular, transferindo-a, por exemplo, para o setor de energia, ou mesmo para regiões globais subdesenvolvidas.
- Incapacidade de se atender à demanda de energia elétrica no caso de uma frota totalmente movida a baterias. Por dia, são utilizados 4,8 bilhões de litros de gasolina e de diesel (cada) no mundo, além de 1,3 bilhão de litros de *jet-fuel*, utilizado em aeronaves de motor a jato. A demanda global por energia proveniente de combustíveis para transporte é de 38325 TWh/ano, com perspectivas de crescimento. A título de comparação, a energia solar e eólica, juntas, correspondem a 1292 TWh/ano, o suficiente para menos de treze dias em relação à necessidade apenas do setor de transportes.
- Irresponsabilidade ao se desconsiderar a forma mais confiável e amplamente dominante de propulsão automotiva, em prol de arquiteturas elétricas a bateria que ainda não possuem infraestrutura consolidada e não se mostram robustas, disponíveis, ou capazes de solucionar os problemas da mobilidade.
- Imposição de uma tecnologia mais onerosa e perda da liberdade de escolha do mercado consumidor, colocando em dúvida os reais motivos por trás de tamanho interesse em uma revolução no setor de transportes. Dada a diversidade socioeconômica e as distintas matrizes energéticas dos continentes terrestres, por que não permitir o livre arbítrio do consumidor na escolha entre um motor a combustão ou elétrico? Esforços deveriam estar direcionados à redução do impacto ambiental, não em proibições tecnológicas por motivos políticos e ideológicos.

Este é um rol apenas exemplificativo de alguns dos motivos que apontam para os perigos da interferência política em temáticas técnico-científicas, cujos efeitos podem impactar até mesmo países desenvolvidos. Segundo Akio Toyoda, presidente da Toyota, a mudança abrupta para a modalidade 100% elétrica resultaria na perda de milhões de empregos diretos no Japão e na possibilidade de *blackouts* caso investimentos vultosos não sejam realizados na infraestrutura de produção e transmissão de energia elétrica. Estes são alguns dos motivos utilizados para suportar o posicionamento da marca em prol de veículos híbridos, categoria em que a Toyota apresenta-se como líder mundial de vendas e satisfação dos consumidores (SCHULZ, 2020).

Voltando as atenções para o cenário nacional, o Brasil, infelizmente, apresenta um histórico de decisões políticas inadequadas acerca do setor de transporte. Desde o século XX optou-se por priorizar, excessivamente, o modal rodoviário em detrimento de outros, como o ferroviário, gerando um desequilíbrio indesejável na matriz de transportes de um país com dimensões continentais (Figura 8) (GOMES, 2006). Deliberações controversas são feitas até os dias de hoje, por exemplo, na medida em que governos estaduais incentivam o uso de combustíveis fósseis em veículos, como é o caso da concessão de subsídios no IPVA para carros abastecidos a gás natural veicular (GNV) (AMARAL DE CASTRO; SANTOS, 2020). Medidas similares, e que seriam mais coerentes, não são adotadas para a matriz energética nacional renovável, como o etanol, biogás e biodiesel. Lamentavelmente, tais incoerências devem ser mantidas no futuro. Os projetos de lei PL 3174/2020 e PL 5308/2020 que tramitam no poder legislativo são alguns exemplos que demonstram uma tendência governamental a adotar políticas similares à de países que não possuem condições de produzir energia limpa, que claramente não refletem a realidade brasileira, ao propor incentivos e subsídios à veículos elétricos (CÂMARA DOS DEPUTADOS, 2022a, 2022b). Irônica e contraditoriamente, o mesmo governo que elabora projetos de estímulo à aquisição de VEs alega um cenário de crise energética e desestimula o consumo de eletricidade em todo o país (GOVERNO DO BRASIL - CASA CIVIL, 2021). Esta redundância coloca em xeque a robustez da infraestrutura de produção e transmissão de energia elétrica, que atualmente se mostra insatisfatória, para um futuro aumento da demanda, especialmente considerando-se as longas horas necessárias à recarga das baterias (KALGHATGI, 2020). O imenso potencial e a pluralidade da matriz energética

brasileira, valorizado e desejado por diversos países por ser três vezes mais renovável que a média mundial, parece ser desprezado pelas autoridades nacionais (MONTTOYA et al., 2021). É importante destacar que acredita-se na adequação de uma frota elétrica a países que não têm condições de produzir biocombustíveis. No entanto, este não é o caso do Brasil, que deveria ser protagonista na elaboração de soluções para a mobilidade nacional, sem abrir mão de suas riquezas naturais renováveis. Não há, portanto, necessidade de se subordinar a soluções que se mostram mais adequadas para outras localidades do mundo.

Figura 8. Comparação entre a matriz de transporte de países com dimensões territoriais compatíveis.



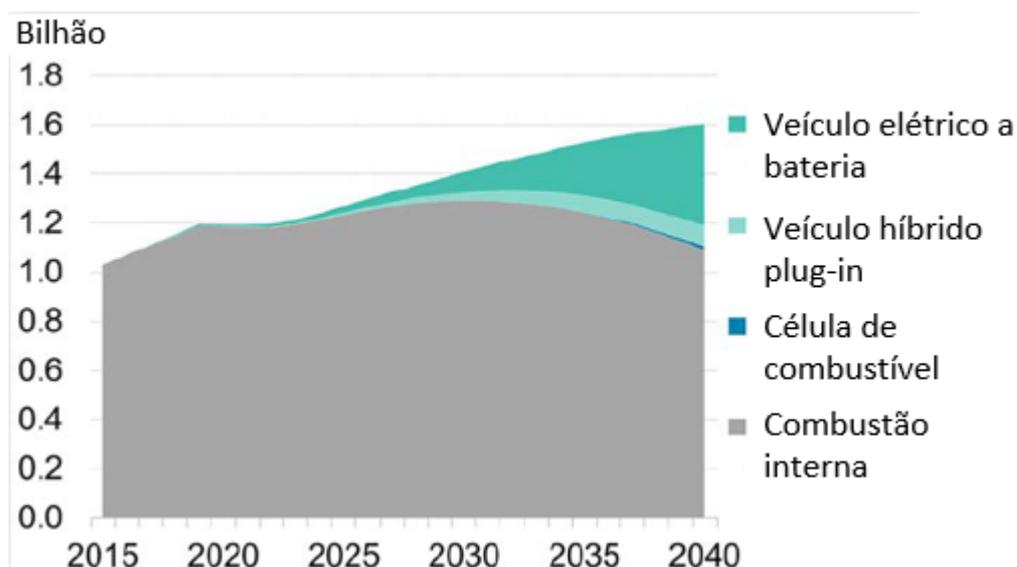
Fonte: ANTF - ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTADORES FERROVIÁRIOS, 2018.

O terceiro pilar do conceito de sustentabilidade a ser exposto é o aspecto econômico, que não demanda análises extensas para comprovar a inviabilidade da frota elétrica no momento de elaboração desta tese. Enquanto o veículo mais barato a ser comercializado no Brasil em 2022 era o Renault Kwid, por R\$59890,00, o carro elétrico mais acessível era o Chery Arrizo 5e, que custa R\$159900,00, uma diferença de quase oitenta e três vezes o salário mínimo do ano, R\$1212,00 (INSIDE EVS, 2022; NOTÍCIAS AUTOMOTIVAS, 2022). Um trabalho autoral de 2019 já alertava para a inviabilidade econômica (dentre outras) da frota elétrica pois, mesmo diante das alegações de um menor custo por quilômetro rodado, o tempo médio de retorno do investimento (*payback time*) pode superar dez anos, comparando-se diferentes modelos convencionais e elétricos de segmentos equivalentes (MALAQUIAS et al., 2019). No estudo, desconsiderou-se a necessidade de troca de componentes além da

manutenção preventiva, como módulos de baterias. Objetivamente, o custo do carro elétrico torna ainda mais inacessível a aquisição de um automóvel pela população.

As discussões até então apresentadas demonstram que não há, no presente momento, justificativa racional para o rótulo “sustentável” atribuído, quase automaticamente, à mobilidade elétrica, que ainda é incapaz de compactuar com os pilares ambientais, sociais e econômicos, apesar de todo o *lobby* feito a seu favor. Mesmo que um dia a frota elétrica seja predominante, é extremamente improvável que esta realidade ocorra a curto/médio prazo pois, de um total de veículos que excede 1,2 bilhão no mundo, mais de 99% contam com o MCI como única forma de propulsão (KALGHATGI, 2019). Projeções apontam que, em 2040, do total de 1,6 bilhão de veículos estimados em circulação, pelo menos 1,2 bilhão ainda terão o MCI como principal ou única forma de propulsão, conforme a Figura 9 (SENECAL; LEACH, 2021). Sendo assim, são irresponsáveis as medidas que reivindicam o banimento ou a paralisação do desenvolvimento dos motores a combustão, pois eles ainda serão predominantes nas próximas décadas. A contínua otimização dos MCI é fundamental para garantir a redução das emissões de poluentes e a manutenção de uma tecnologia robusta, confiável, além de mais prática e acessível à população.

Figura 9. Projeção da participação de sistemas de propulsão veicular na frota automotiva até 2040.



Fonte: adaptada de SENECAL; LEACH, 2021.

Apesar de toda esta argumentação, a indústria de automóveis já demonstra um claro posicionamento em direção à eletrificação e, assertivamente ou não, nota-se uma redução progressiva em interesse, investimentos e iniciativas de pesquisa e

desenvolvimento em MCI. Por isso, o progresso de motores a combustão para os próximos anos deve ser feito a partir de uma base já existente, apostando-se em melhorias de conceitos atuais ao invés de mudanças profundas. Uma das maneiras mais razoáveis, defendida neste trabalho e por outros autores já referenciados, de se conciliar os interesses da indústria com as metas de sustentabilidade futuras, é promover uma maior adequação dos propulsores para arquiteturas veiculares híbridas com o uso de combustíveis. Preza-se, assim, pelo chamado *rightsizing*, tanto dos motores quanto das baterias, buscando maximizar a eficiência global dos sistemas de propulsão combinados. Desta forma configura-se uma otimização que não exige mudanças drásticas dos sistemas de propulsão atuais e nem aumentos expressivos nos custos, fomentando-se ainda o uso de fontes alternativas de energia que apresentam impacto ambiental reduzido em relação aos combustíveis fósseis. Por exemplo, o etanol brasileiro é considerado como uma das opções de combustíveis mais viáveis e promissoras do mundo, tanto pela redução das emissões de gases do efeito estufa provenientes de sua queima, quanto pelas suas propriedades físico-químicas adequadas à combustão em motores (KARP et al., 2021). Julga-se importante o estudo de metodologias destinadas ao aumento da eficiência de conversão deste biocombustível, e uma das maneiras de fazê-lo é por meio da exploração de sua autoignição controlada, que é exatamente o tema deste trabalho.

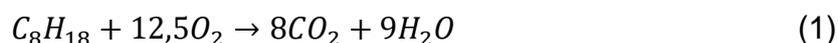
2.2. Combustão em motores de ignição por centelha

Embora o escopo desta tese consista na autoignição, o motor monocilíndrico utilizado para os testes experimentais realizados neste trabalho é, originalmente, de ignição por centelha (IC). Portanto, apresenta-se uma breve conceituação sobre IC, que permita sua posterior diferenciação da combustão por autoignição. Os fundamentos aqui expostos são importantes para a futura comparação entre os resultados gerados a partir da operação do motor em ignição por centelha, que serve como referência, e em *CAI*, a ser estudado.

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que convertem energia química em mecânica. A energia química contida no combustível, geralmente um hidrocarboneto, é convertida em energia térmica por meio da combustão no interior dos cilindros. As resultantes taxas de liberação de calor aumentam a pressão e a

temperatura dos gases formados, que se expandem sobre os componentes mecânicos do motor, realizando o trabalho útil do ciclo (PULKRABEK, 2003).

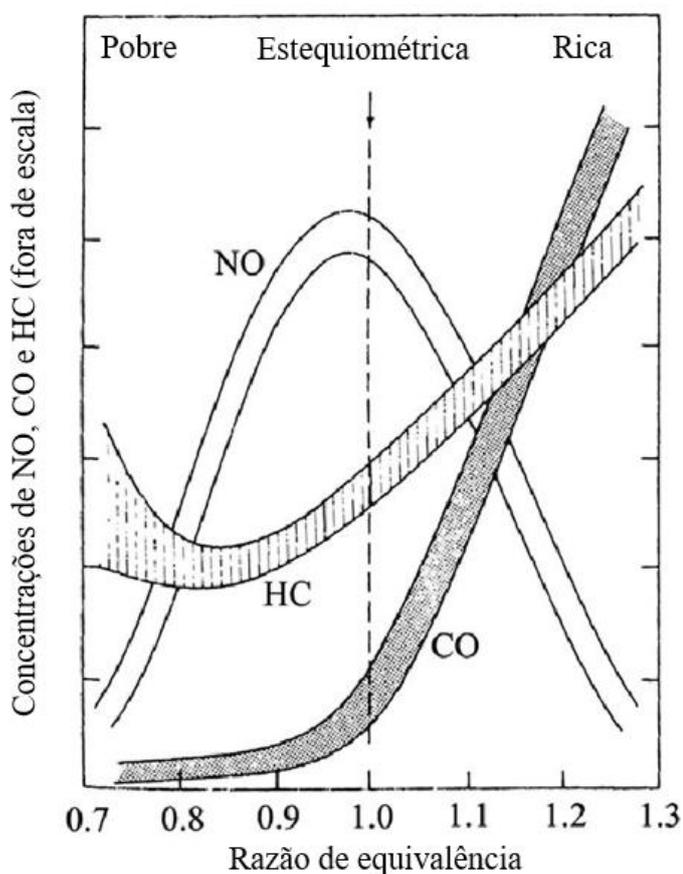
O pleno aproveitamento da energia química do combustível em busca da maximização das taxas de liberação de calor é alcançado, em condições ideais, mediante uma reação de combustão estequiométrica. Nela, a quantidade de oxigênio é a suficiente para converter todo o carbono do combustível em dióxido de carbono (CO₂) e todo o hidrogênio em água (H₂O). Na reação de combustão teórica, são estes os produtos formados após o consumo total dos reagentes (PULKRABEK, 2003). Aproximando-se a composição da gasolina pela do isooctano (C₈H₁₈), pode-se escrever a reação de combustão ideal estequiométrica para 1 mol de combustível (Equação 1).



Na prática, entretanto, o processo apresenta diferenças em relação à equação ideal, sobretudo em função da composição do ar atmosférico, que não é inteiramente constituído pelo agente oxidante (ou comburente), mas por cerca de 78% de N₂, 21% de O₂, 1% de Ar e traços de CO₂, Ne, CH₄, He, H₂O. O nitrogênio, particularmente, é modelado como um gás inerte em determinadas aplicações, porém quando submetido a temperaturas elevadas, típicas da câmara de combustão, sofre oxidação e variações em sua composição química (TAYLOR, 1985a). A combustão em motores é um tipo de reação exotérmica caracterizada por ser menos completa em temperaturas excessivas e pode apresentar outros produtos além de CO₂ e H₂O. Dentre eles destacam-se três principais poluentes (Figura 10): monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (*UHC – unburned hydrocarbons*) e óxidos de nitrogênio (NO_x). A formação de CO é atrelada à combustão incompleta, em que os níveis locais de oxigênio são insuficientes para reagir e formar dióxido de carbono (comum em “misturas ricas”), ou à dissociação do CO₂ em temperaturas elevadas. O padrão das emissões de *UHC* é similar ao descrito para o monóxido de carbono, também associado à combustão incompleta. No entanto, os gases são normalmente gerados pela dificuldade de propagação da frente de chama em localidades específicas do cilindro (*crevices*), como pequenas fissuras, cavidades, nas próprias paredes ou no volume entre o pistão, anel de compressão e paredes (NETTO, 2018). Há, assim, a extinção da chama e remanescência de combustível não queimado. Por

fim, a formação de NO_x em motores ocorre majoritariamente em mistura ar/combustível estequiométrica pelo mecanismo térmico, caracterizado pela oxidação do nitrogênio presente no ar quando submetido a temperaturas superiores a 2000 K. A forte dependência da formação de óxidos de nitrogênio em relação à temperatura é justificada pela alta energia de ativação da reação, na qual há necessidade de quebra da forte ligação tripla que forma a molécula de nitrogênio (HEYWOOD, 2018; QUIROGA, 2016; ROSO, 2019).

Figura 10. Formação de poluentes de acordo com a razão de equivalência do motor.

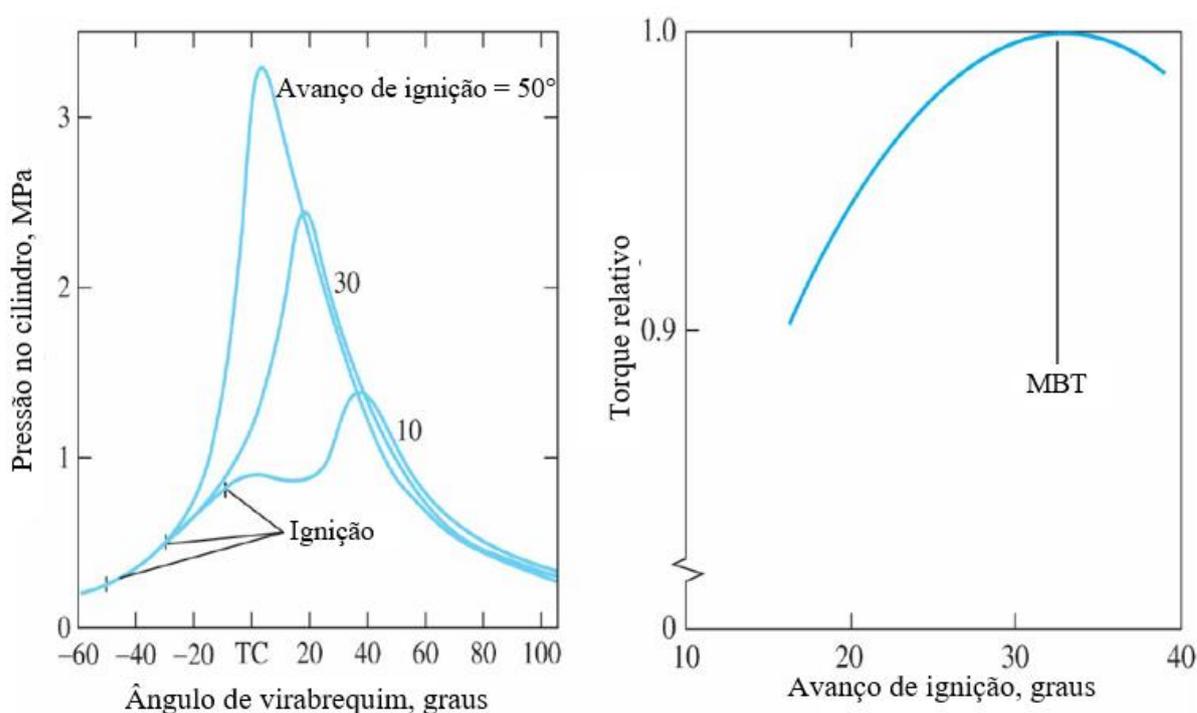


Fonte: adaptada de ALBAYRAK, 2012.

Em motores de ignição por centelha, a vela fornece a energia de ativação necessária à combustão, que se inicia a partir do contato de uma fração de mistura ar/combustível com a centelha elétrica em temperaturas que ultrapassam os 3000°C (QUIROGA, 2016; SILVA, 2017). A ignição ocorre instantes antes do pistão alcançar o ponto morto superior (PMS) de compressão e a chama resultante se propaga pelo volume da câmara de combustão, promovendo a queima das parcelas de mistura remanescentes. Segundo Silva (2017), o instante correto do centelhamento envolve o compromisso entre a minimização do trabalho de compressão e a maximização do

trabalho de expansão, condição na qual a prática do avanço de ignição ótimo leva à obtenção do máximo torque (*MBT – maximum brake torque*). Observa-se na Figura 11 que a ignição excessivamente adiantada em relação ao PMS acarreta no aumento exacerbado do trabalho de compressão, da pressão no cilindro e das taxas de transferência de calor para as paredes. Na situação oposta, em que a ignição é iniciada e termina de forma tardia, o pico de pressão no cilindro é atrasado e substancialmente minimizado, reduzindo-se, assim, a transferência do trabalho de expansão do fluido para o pistão. Afirma-se que o *MBT* é alcançado quando o pico de pressão no cilindro ocorre entre 13 e 15° *CA* (*crank angle*) DPMS e metade da mistura ar/combustível (*MFB – mass fraction burned*) é queimada em torno dos oito graus de virabrequim após o PMS de compressão (HEYWOOD, 2018; SILVA, 2017).

Figura 11. Efeitos do avanço de ignição na pressão no cilindro e no torque do motor.

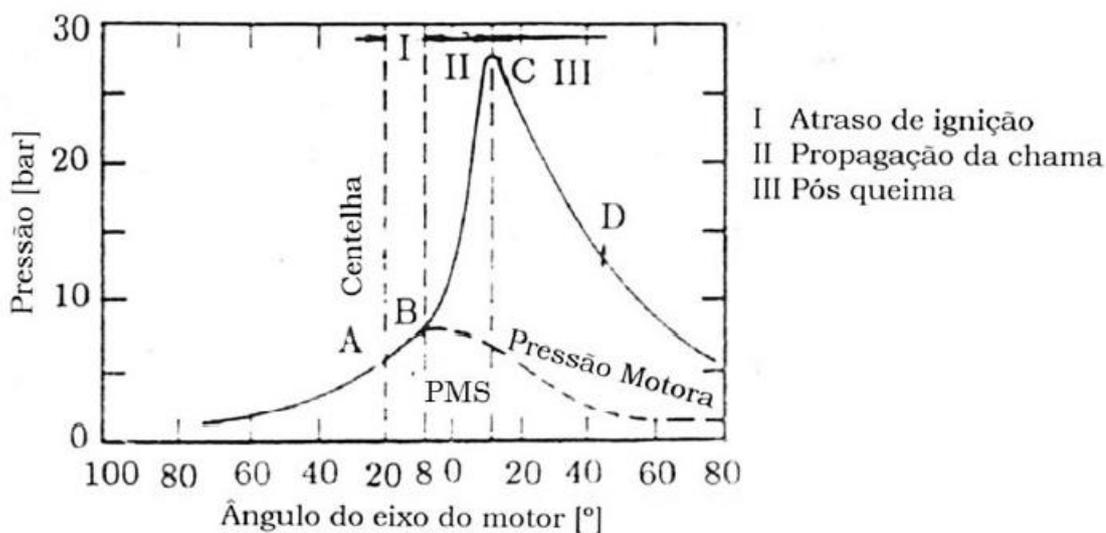


Fonte: adaptada de HEYWOOD, 2018.

Uma divisão em três fases do processo de combustão em motores de ignição por centelha é apresentada por Da Costa (2017) e exibida na Figura 12. A letra A indica o centelhamento elétrico produzido pela vela de ignição. A letra B identifica o aumento da pressão no cilindro com taxas crescentes, ponto em que a combustão se inicia. A defasagem entre a centelha elétrica e o início da queima é denominada atraso de ignição, que ocorre em função do tempo necessário ao decurso das reações químicas de oxidação do combustível em temperaturas elevadas. A existência do

atraso de ignição confirma o caráter não instantâneo do processo de combustão. A letra C assinala o ponto de máxima pressão no cilindro e, a partir deste instante, a taxa de combustão decresce, considerando-se a letra D como seu término, em que cessa a propagação da frente de chama (DA COSTA, 2017).

Figura 12. Três fases da combustão em motores de ignição por centelha.



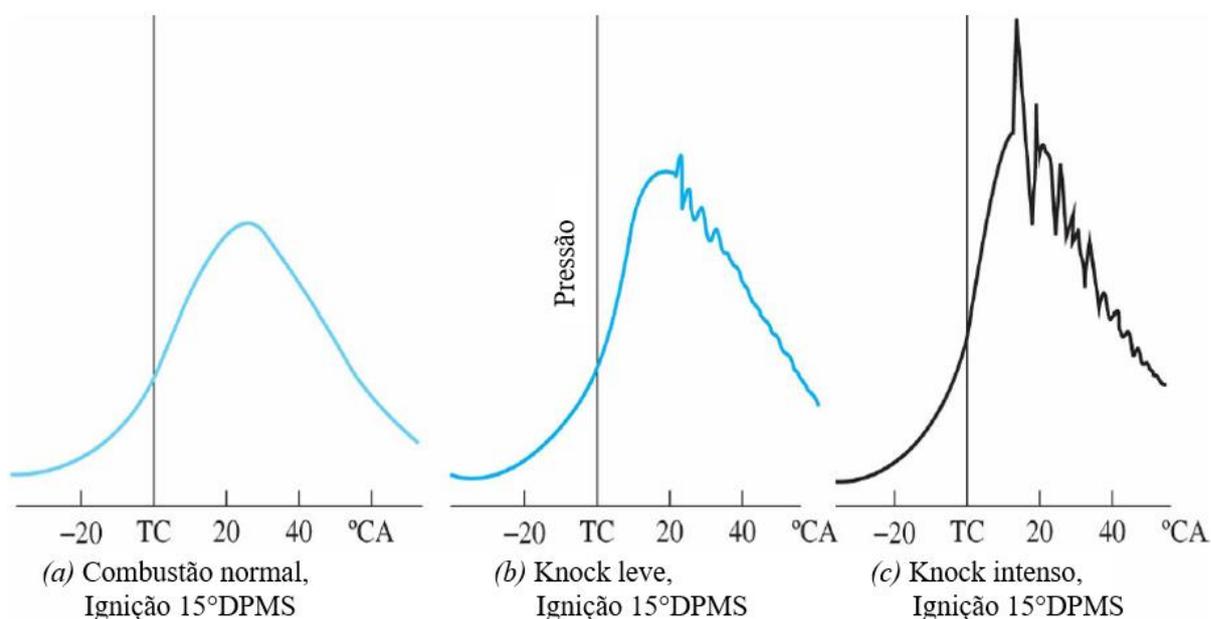
Fonte: DA COSTA, 2017.

A combustão em motores de ignição por centelha é classificada como normal quando a chama se inicia e desenvolve após a centelha, propagando-se de forma razoavelmente uniforme em direção aos locais da câmara de combustão mais afastados em relação ao ponto de ignição. Nestas condições, a queima da mistura de ar e combustível se processa sem que a chama sofra variações abruptas em sua velocidade de propagação ou forma geométrica. Os desvios quanto a estas circunstâncias são denominados combustão anormal (TAYLOR, 1985b).

Heywood (2018) enuncia que anomalias da combustão em motores devem ser evitadas pois podem causar danos estruturais severos e/ou comprometer o desempenho veicular. O autor reconhece a existência de variados tipos de combustão anormal, destacando dois principais. *Knock* é a nomenclatura atribuída à vibração transmitida aos componentes do motor em função da ocorrência de ignição espontânea de uma parcela apreciável de mistura ar/combustível que se encontra após a região de propagação da chama (*end-gas*). A interação entre estas duas frentes de onda de deflagração (subsônicas) estimula a liberação de energia química do *end-gas* em taxas elevadas, aumentando sobremaneira a pressão e temperatura

locais. Conseqüentemente, em *knock* há a propagação de ondas de choque, que podem atingir velocidade supersônica, de amplitude substancial pela câmara de combustão (JUNIOR, 2019). Sua ocorrência pode ser identificada por meio de padrões característicos de flutuações na curva de pressão no cilindro, como apresentado na Figura 13. Nela, embora a combustão normal seja representada pela Figura 13-a, entende-se como comum e tolerável a ocorrência de *knock* de baixa intensidade (Figura 13-b) em até dois terços dos ciclos. Já a situação ilustrada na Figura 13-c deve ser evitada por caracterizar a prática de avanço de ignição exagerado que acarreta em *knock* severo, detectado pelo aumento da frequência e amplitude das ondas de pressão. *Surface-ignition*, ou ignição de superfície, é outra modalidade de combustão anormal que ocorre quando a ignição da mistura ar/combustível tem como precursor a existência de pontos quentes nas paredes do cilindro. Dentre eles enumera-se válvulas ou velas de ignição superaquecidas e depósitos de carbono, produtos formados mediante a queima incompleta do combustível (HEYWOOD, 2018; ZHANG et al., 2020).

Figura 13. Curvas de pressão no cilindro com a) combustão normal, b) *knock* tolerável e c) intenso.



Fonte: adaptada de HEYWOOD, 2018.

São frequentes as associações na literatura entre ignição espontânea e autoignição, habitualmente reconhecendo as terminologias como sinônimas, cuja ocorrência carece de uma fonte de ignição externa, afora o centelhamento programado para o motor (CORRIGAN; FONTANESI, 2021). Pertinente observar que

as diversas pesquisas e práticas destinadas ao controle da autoignição, inicialmente classificada como uma anomalia da combustão em motores IC, geraram um novo modo de combustão. Este, graças aos avanços na área de propulsão, ao invés de outrora indesejável e visto como um problema, é atualmente tema de estudos promissores para o aumento da eficiência de conversão de combustível em MCI. Ademais, constitui o principal objeto de estudo deste trabalho, conforme detalhadamente examinado nas seções subsequentes.

2.3. Autoignição controlada em motores de combustão interna

Esta seção tem o propósito de descrever os conceitos e fundamentos da autoignição controlada, denominada *CAI* (*controlled auto-ignition*) na literatura internacional, contemplando desde uma perspectiva histórica que remete às suas origens até os avanços mais recentes. O *CAI* é um modo de combustão relativamente recente, descoberto há cerca de 44 anos, e ainda há muitos desafios para torná-lo viável em motores comerciais. Além disso, a literatura brasileira carece de trabalhos redigidos em português acerca desta temática, motivos que estimularam o maior detalhamento das análises apresentadas nesta seção.

2.3.1. Origens

Estratégias relacionadas à autoignição controlada em motores de ignição por compressão são reportadas desde a década de 1950 em trabalhos que estudaram a fumigação em propulsores Diesel (ALPERSTEIN; SWIM; SCHWEITZER, 1958). Já o pioneirismo em pesquisas sobre *CAI* em motores de ignição por centelha é comumente atribuído a Onishi *et al.* (1979), embora este trabalho tenha referenciado Noguchi *et al.* (1979) que desenvolveram, no mesmo ano e local (Japão), uma pesquisa similar. O objetivo inicial do trabalho de Onishi *et al.* (1979) era propor uma solução para melhorar a qualidade da queima de misturas com excesso de ar em um motor dois tempos (Figura 14), de ignição por centelha, operando em carga parcial. Sob estas condições, observava-se o surgimento de anomalias na combustão que exigiam o enriquecimento da mistura ar/combustível para reduzir os gradientes térmicos na câmara de combustão e estabilizar a queima. Esta necessidade de injeção de combustível adicional para o arrefecimento do cilindro impedia a operação do motor em $\lambda > 1,0$ e, conseqüentemente, a desejável redução do consumo de gasolina não era obtida.

Figura 14. Especificações técnicas do motor utilizado nos testes de autoignição ATAC.

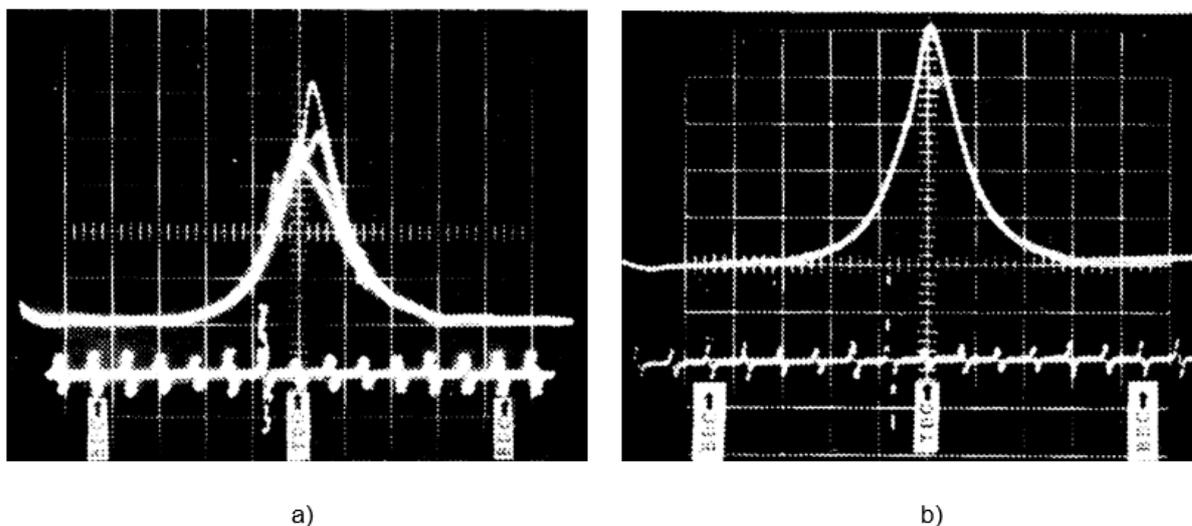
Tipo	Vertical, refrigerado a ar, monocilíndrico
Ciclo	2 tempos
Cilindradas, cc	372
Diâmetro x Curso	80 x 74
Razão de compressão	7.5
Potência máxima, PS/rpm	14 / 3600

Fonte: adaptada de ONISHI et al., 1979.

Numa tentativa de controlar estas irregularidades da queima em cargas parciais, os autores conseguiram promover o início da combustão da gasolina sem o uso de centelhamento, pela autoignição do combustível. Este processo, embora partilhasse de algumas características comuns a motores do ciclo Otto e Diesel, como o uso da gasolina como combustível e a ignição por compressão, respectivamente, não se enquadrava por completo em nenhum deles. Reportou-se, então, o surgimento de um novo processo de combustão, à época denominado *ATAC* (*active thermo-atmosphere combustion*) (ONISHI et al., 1979).

A Figura 15 ilustra as curvas de pressão no cilindro obtidas para o motor dois tempos operando com ignição por centelha (convencional) e *ATAC*, cuja comparação permitiu aos autores a observação de diferenças relevantes. Verificou-se uma maior inclinação do gráfico da Figura 15-a após o início da combustão, indicativo de um aumento da pressão em taxas maiores com IC. Por outro lado, em *ATAC* a curva de pressão exibiu menos flutuações e menor variabilidade cíclica, sendo que o crescimento mais estável e gradual da pressão no cilindro tornou mais complicada a determinação do instante exato de início da combustão. Investigações óticas confirmaram tais premissas ao revelarem fotografias que exibem um perfil claro de propagação da frente de chama na câmara de combustão com ignição por centelha, o que não ocorreu em *ATAC*. Neste, o início da queima do combustível mediante o alcance da temperatura de autoignição aconteceu de forma espontânea em diversos pontos que ocupam o volume da câmara de combustão, gerando reações graduais, mais lentas que a ignição por centelha (ONISHI et al., 1979).

Figura 15. Curvas de pressão no cilindro do motor em a) ignição por centelha; b) ATAC.



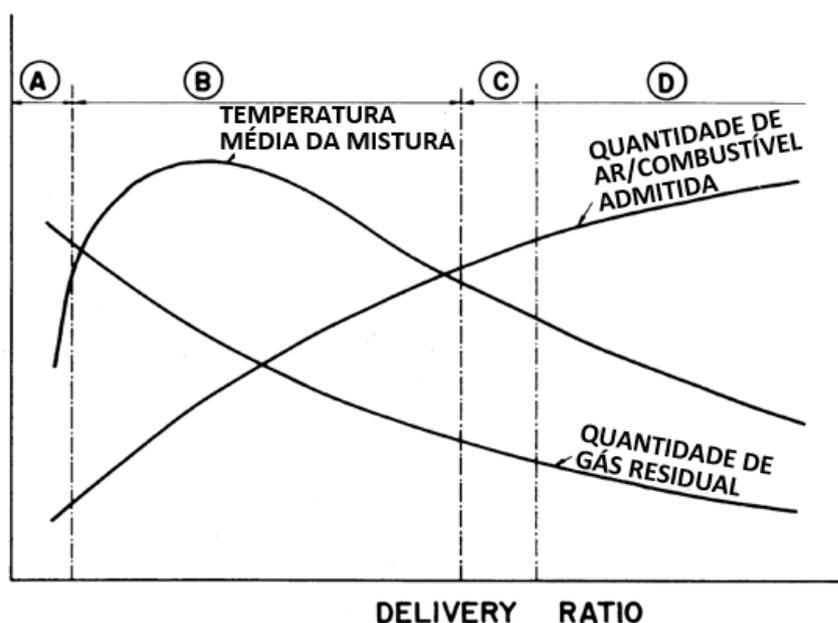
Fonte: ONISHI et al., 1979.

Onishi *et al.* (1979) constataram que a autoignição, antes classificada como um problema ou uma anomalia, passou a ser desejável após a descoberta deste novo modo de combustão. A obtenção do ATAC no motor dois tempos estava relacionada à presença de gases residuais na câmara de combustão, que elevam a temperatura da mistura ar/combustível durante o tempo de compressão do motor. Foram identificados três parâmetros primordiais ao alcance do ATAC:

- Temperatura “apropriada” na câmara de combustão (que, entretanto, não foi revelada no trabalho).
- Uniformidade no fornecimento de combustível e ar para o cilindro ciclo a ciclo.
- Regularidade cíclica do processo *scavenging* (remoção do fluido de exaustão e admissão do ar atmosférico) para a manutenção de “condições corretas” para os gases residuais no cilindro (novamente, o trabalho não especificou quais seriam estas condições ou a fração de gases retidos).

Embora o trabalho não tenha quantificado informações importantes para a obtenção do ATAC, foram fornecidas referências teóricas para o seu alcance. A Figura 16 mostra a classificação de quatro zonas de combustão definidas pelos autores (A, B, C e D) em função da quantidade de gás residual, da temperatura e da quantidade de mistura ar/combustível admitida.

Figura 16. Definição de zonas de combustão com base no início do tempo de compressão do motor.



Fonte: adaptada de ONISHI et al., 1979.

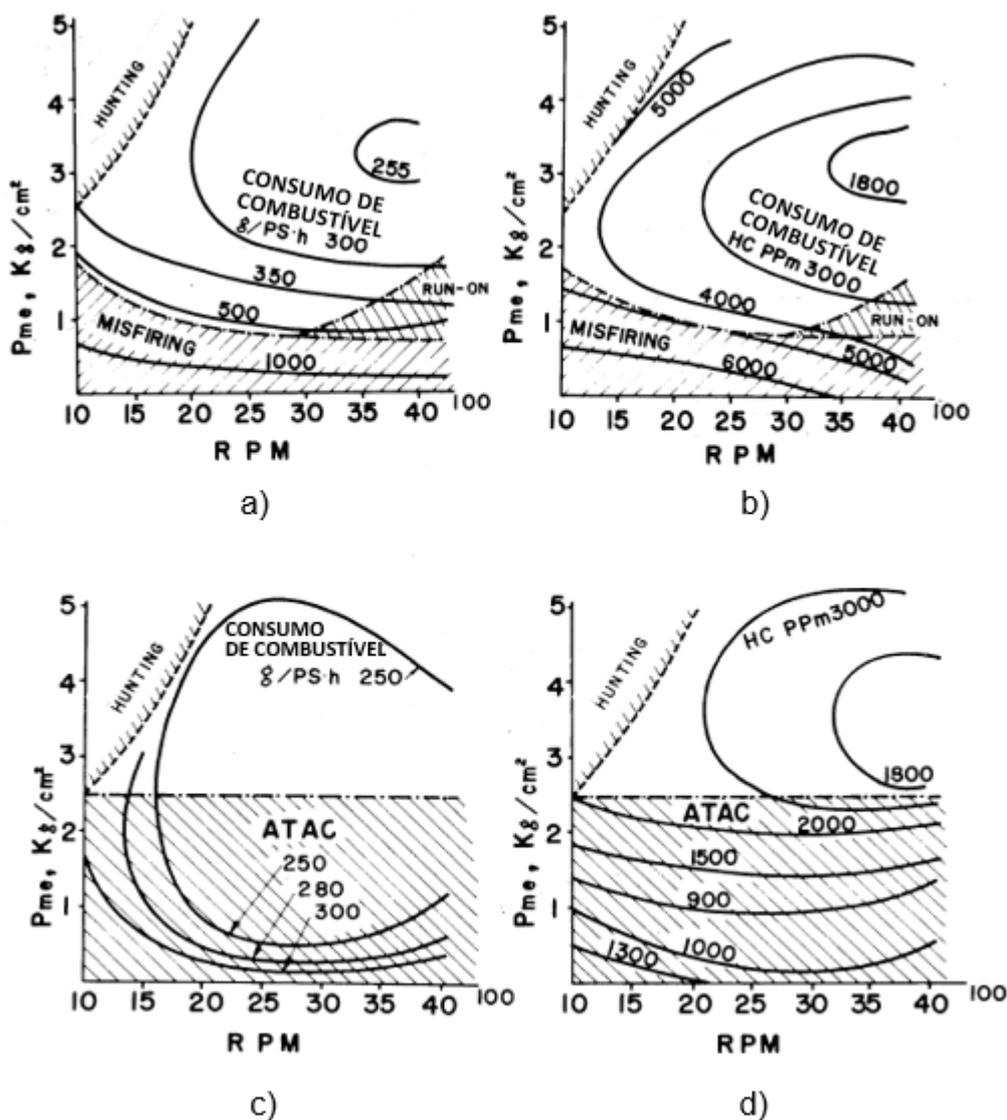
A região representada pela letra B foi classificada como a mais adequada ao modo de combustão *ATAC*, por apresentar os valores mais elevados de temperatura na câmara de combustão, em função da presença de boa quantidade de gases residuais, além de quantidade adequada de mistura ar/combustível admitida. A região A apresenta como limitação a baixa temperatura para a ocorrência da autoignição. Na região C, os autores afirmam que a ocorrência de *ATAC* é possível de forma intercalada com a ignição por centelha. A região D é mais propícia à operação convencional com *IC*, por conter elevado percentual de mistura fresca, mas temperatura insuficiente para a combustão espontânea.

A análise da Figura 16 permite entender que a manutenção da temperatura adequada na câmara de combustão foi o fator primordial à ocorrência da autoignição. Assim sendo, outros dois fatores que favorecem a ocorrência do *ATAC* e permitem aumentar a amplitude da região B são o aumento do volume deslocado do cilindro e a maior velocidade de operação do motor. Quanto ao primeiro, é natural esperar uma redução da relação área/volume no cilindro, que proporciona igual redução das perdas por transferência de calor pelas paredes (HEYWOOD, 2018). Quanto ao segundo, apesar do aumento da velocidade do motor causar o maior coeficiente de transferência de calor e maiores perdas térmicas por unidade de tempo (maior número de eventos de combustão), o aumento da turbulência implica a melhor qualidade da

combustão e redução da sua duração (YAMIN, 2007). Por isso, considerando-se o ciclo completo do motor, há redução das perdas por transferência calor mediante o aumento da rotação (A; BWONSI, 2017; SANLI et al., 2008).

A Figura 17 exhibe o comparativo entre o consumo específico de combustível e as emissões de hidrocarbonetos (HC) do motor dois tempos operando em ignição por centelha e ATAC, com razão ar/combustível (A/C) de 16,0. Segundo Onishi *et al.* (1979) o consumo de combustível do propulsor original era severamente prejudicado em cargas baixas devido ao *misfiring*, e em cargas mais elevadas pela ocorrência de *run-on*. *Misfiring* refere-se à ausência de combustão no cilindro ou sua ocorrência de forma parca, que tem como principais causas falhas na ignição, desproporção da mistura ar/combustível, baixa compressão e defeitos em componentes, ocasionando perda de potência e aumento das emissões de gases poluentes (SINGH; POTALA; MOHANTY, 2019). *Run-on* assemelha-se ao conceito de autoignição, caracterizado pela queima espontânea do combustível por uma fonte de calor diferente da vela de ignição. Também pode ocorrer quando um motor de ignição por centelha continua funcionando mesmo após ser desligado, motivo pelo qual ao *run-on* também são atribuídas as nomenclaturas *dieseling* e *after-run* (ZHAO, 2009). Desta forma, tais irregularidades na combustão somadas à presença de mistura ar/combustível não queimada implicou altos valores de consumo de combustível e emissões de hidrocarbonetos (Figura 17-a, b).

Figura 17. Mapas de consumo específico de combustível e emissões de hidrocarbonetos do motor operando com ignição por centelha (a, b) e no modo ATAC (c, d).

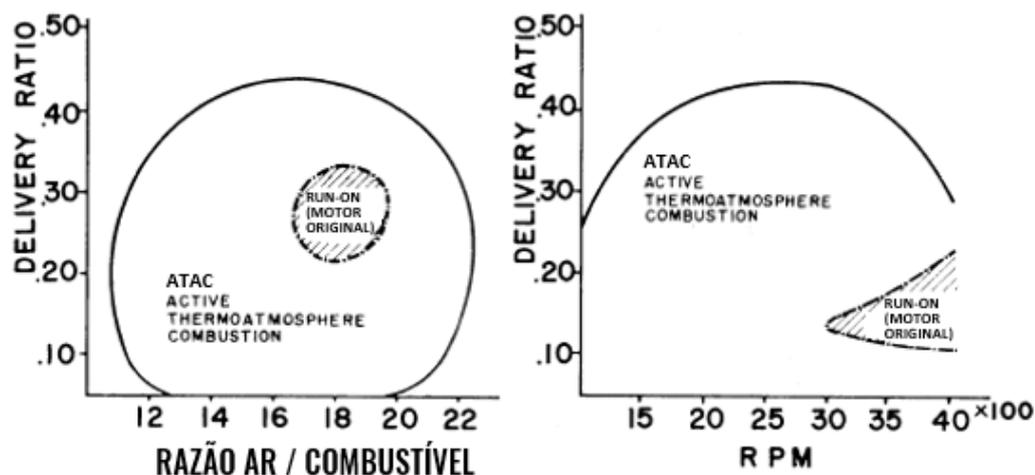


Fonte: adaptada de ONISHI et al., 1979.

A Figura 17-c, d revela melhorias consideráveis no consumo de combustível e nas emissões de HC quando praticado o modo de combustão ATAC, possibilitadas pela eliminação de *misfire* e pela menor variabilidade cíclica da combustão. Maiores detalhes sobre os resultados da Figura anterior podem ser explicados pelo exame da Figura 18. Verifica-se que o ATAC ocorreu em uma vasta amplitude de velocidades do motor, relações A/C e *delivery ratios* (DR), proporcionando maior estabilidade de combustão inclusive em pontos limitados por *run-on* no motor com ignição convencional. O conceito de *delivery ratio* é definido como o quociente entre a massa da mistura ar/combustível fresca (proveniente da atmosfera) admitida para o cilindro

pela massa total de ar que pode preencher o volume do cilindro (GHAZIKHANI et al., 2014; WANG; MA; ZHAO, 2018). Onishi *et al.* (1979) afirmaram que a possibilidade de operação do motor com combustão estável mesmo com $\lambda > 1,0$ foi determinante para a redução do consumo de combustível e das emissões de hidrocarbonetos.

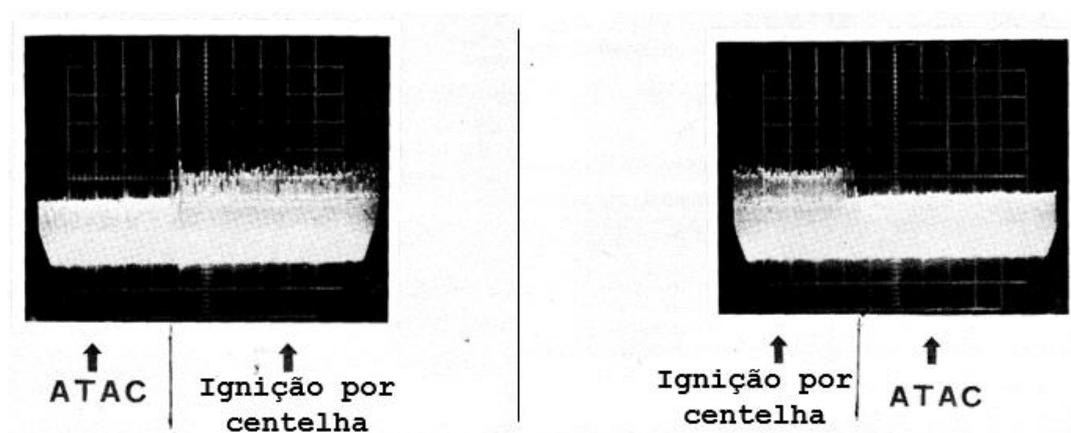
Figura 18. Regiões de operação do motor com o modo de combustão ATAC.



Fonte: adaptada de ONISHI et al., 1979.

Outra importante observação feita pelos autores refere-se às regiões de transição entre ignição por centelha e autoignição. Conforme exposto na Figura 19, a alteração entre os modos de combustão se processou de maneira suave e estável, sem perdas de potência nem problemas de *misfire* ou *hunting*, este último termo entendido como flutuações na velocidade do motor (WATANABE; TANAKA, 1991). Ademais, notou-se atenuação das vibrações mecânicas do propulsor operando em ATAC (ONISHI et al., 1979).

Figura 19. Diagramas de pressão máxima no cilindro durante a transição entre modos de combustão.



Fonte: adaptada de ONISHI et al., 1979.

Como mencionado no primeiro parágrafo desta seção, o trabalho de Onishi *et al.* (1979) é mais frequentemente referenciado como o pioneiro em pesquisas de autoignição em motores. Entretanto, há outro artigo publicado no mesmo ano, no mesmo país (Japão), discorrendo sobre um tema correlato, inclusive constando na lista de referências bibliográficas de Onishi *et al.* (1979), ainda como um *pre-print* disponível no ano anterior (NOGUCHI *et al.*, 1979). Tal fato coloca em dúvida o real pioneirismo apontado pela literatura sobre a autoignição controlada em motores. De qualquer forma, Noguchi *et al.* (1979) atribuíram à autoignição da gasolina em um motor dois tempos, de pistões opostos, a nomenclatura *TS*, referente a *Toyota Soken combustion*. O artigo apresenta análises com maior profundidade técnica acerca da investigação dos radicais formados nas etapas da autoignição, o que exige explicações conceituais (mais claras na literatura atual) sobre o processo, antes de analisar o conteúdo do trabalho propriamente dito.

A oxidação de hidrocarbonetos ocorre devido à quebra das ligações químicas carbono-carbono, carbono-hidrogênio, carbono-oxigênio (no caso de compostos oxigenados), resultante de uma força que perturba a atração interatômica. Esta força pode ser proveniente de uma fonte externa de energia, como uma vela de ignição, ou pelo choque entre moléculas e radicais reativos (COTA, 2018). Segundo Dahl (2012), processos de combustão são primariamente controlados pela (1) cinética química; (2) difusão, escoamento e outros processos físicos de mistura; (3) uma combinação entre ambos. De forma geral, classifica-se a queima em motores Diesel no tópico 2 e em motores Otto no tópico 3. Como a queima em *CAI* ocorre de forma aproximadamente uniforme em todo o volume da câmara de combustão, com mistura ar/combustível pré-misturada (referência ao modo *HCCI*), a melhor descrição do processo é dada pelo tópico 1 – cinética química (DAHL, 2012).

Heywood (2018), ao descrever o desenvolvimento da combustão decorrente da autoignição de hidrocarbonetos, constata que o processo é complexo e consiste em uma série de reações que ocorrem de forma simultânea e independente, denominadas reações de cadeia. De acordo com Cota (2018), as reações de combustão seguem um mecanismo cinético em cadeia que se inicia com a produção de radicais. Estes reagem originando novos radicais, que se multiplicam sob condições favoráveis, até que a reação em cadeia seja encerrada pela formação de

produtos estáveis. Apesar da inerente complexidade, é possível discernir quatro etapas dentre as reações de cadeia:

- **Iniciação:** há a decomposição inicial dos reagentes. Radicais intermediários de elevada reatividade são produzidos a partir das moléculas estáveis do combustível e oxigênio.
- **Propagação:** o desenvolvimento da cadeia continua a partir da reação de um radical com uma molécula estável, que forma outros radicais e moléculas. O número de radicais consumidos é o mesmo dos produzidos, geralmente igual a um.
- **Ramificação:** contém os mesmos reagentes da reação de propagação, radical + molécula, mas, neste caso, há a produção de dois radicais ativos para cada radical consumido. Nesta etapa, as maiores taxas de crescimento dos radicais aceleram significativamente as reações químicas, gerando “explosões”, como é o caso da chama em um processo de combustão, no qual as reações de ramificação predominam sobre as de terminação.
- **Terminação:** período de “destruição” da cadeia no qual os radicais reagem com moléculas, originando outras moléculas. A ausência de radicais nos produtos cessa a ocorrência de novas reações.

As etapas supramencionadas para a oxidação do hidrogênio são apresentadas na Tabela 1. A queima envolvendo H_2 e O_2 consiste em um dos mecanismos mais simples e didáticos para o entendimento das reações intermediárias de combustão.

Tabela 1. Reações envolvidas na oxidação do hidrogênio.

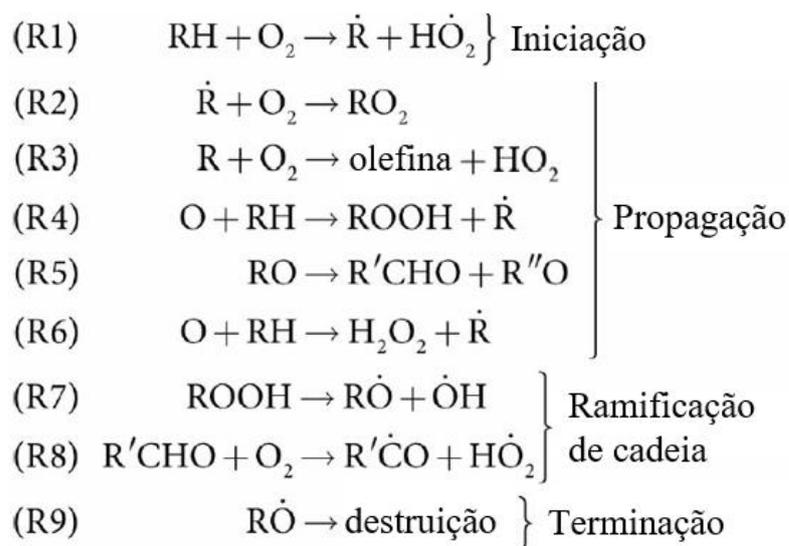
	Reação	Tipo
1	$H_2 + O_2 \rightarrow 2OH^*$	Iniciação
2	$OH^* + H_2 \rightarrow H_2O + H^*$	Propagação
3	$H^* + O_2 \rightarrow OH^* + H^*$	Ramificação de cadeia
4	$O^* + H_2 \rightarrow OH^* + H^*$	Ramificação de cadeia
5	$H^* + O_2 + M \rightarrow HO_2 + M$	Terminação

Fonte: COTA, 2018.

Já a oxidação de hidrocarbonetos envolve mais etapas, algumas das quais estão ilustradas na Figura 20. Até que os reagentes atinjam temperatura de aproximadamente 550 K (~ 277°C), não ocorrem reações químicas significativas

(JUNG, 2018). Os pontos colocados sobre os elementos significam radicais ativos e a letra R representa um radical orgânico formado pela subtração de um átomo de hidrogênio da molécula de combustível, este representado pelo hidrocarboneto (BRAGA, 2018; HEYWOOD, 2018).

Figura 20. Síntese das fases de oxidação de hidrocarbonetos.



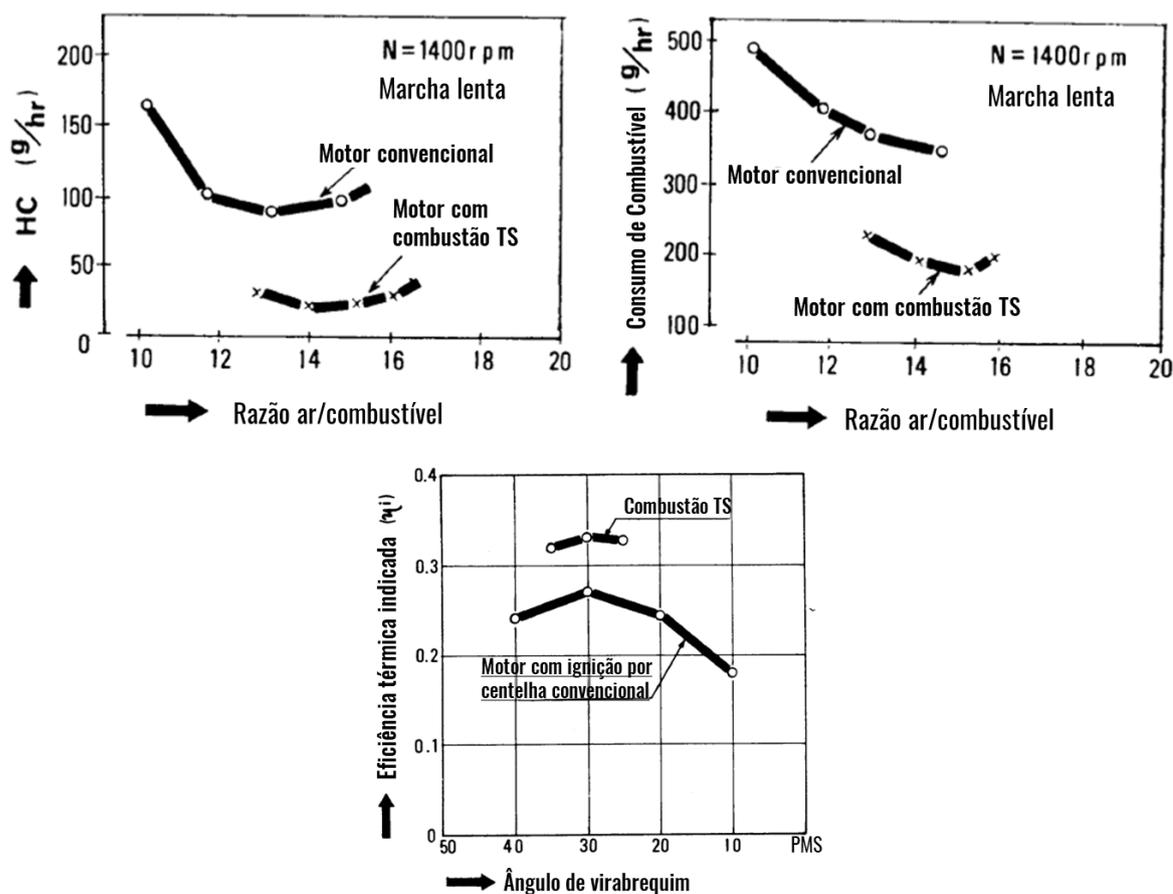
Fonte: adaptada de HEYWOOD, 2018.

R1 é uma reação lenta que explica o típico período de indução na queima de hidrocarbonetos. Este intervalo mais longo é seguido por uma reação rápida (R2), com energia de ativação próxima a zero. R3 gera olefinas (ou alcenos, hidrocarbonetos com ligação dupla entre carbonos) a partir da oxidação de hidrocarbonetos saturados (com ligações simples, apenas). R4 e R5 geram os principais intermediários. Hidroperóxidos, de forma ROOH, são compostos metaestáveis produzidos durante a fase de propagação da cadeia em processos de ignição a baixa temperatura. Em temperaturas mais elevadas deixam de ser os principais intermediários produzidos, que passam a ser os peróxidos de hidrogênio (H₂O₂) (R6). Um novo aumento da temperatura (acima dos 500°C) leva à decomposição do peróxido de hidrogênio em dois radicais hidroxila (OH). Os hidroperóxidos ainda podem reagir internamente e formar aldeídos e cetonas. O peróxido de hidrogênio é considerado como um “reservatório” de radicais OH a serem liberados em estágios posteriores da reação. O atraso na decomposição do H₂O₂ afeta diretamente a formação dos múltiplos radicais nas reações R7 e R8. Finalmente, em R9, a destruição ou terminação da cadeia reduz a concentração dos radicais por meio de reações que originam produtos estáveis (HEYWOOD, 2018; JUNG, 2018; ZHAO, 2007a).

Retornando à análise da literatura: de forma similar à Onishi *et al.* (1979), Noguchi *et al.* (1979) tinham como objetivo eliminar a instabilidade de operação em cargas baixas de um motor dois tempos, à gasolina, para obter melhorias em consumo de combustível e redução no índice de hidrocarbonetos não queimados. Este objetivo foi alcançado com a modificação do *scavenging* do motor, a partir do qual reportou-se uma região estável de autoignição do combustível. As modificações para a melhoria do *scavenging* não foram detalhadas, afirmando-se apenas que “métodos especiais foram utilizados para promover o contato de mistura fresca com os gases residuais no cilindro, para se obter a utilização ótima do calor proveniente do fluido de exaustão”. Isso possibilitou a operação do motor no modo *TS* sem o uso de vela de ignição. Foi proposta, então, uma investigação mais detalhada acerca do comportamento da combustão, especificamente na formação dos compostos químicos intermediários no cilindro nos períodos que antecederam e sucederam a ignição.

Diferenciou-se a combustão *TS* do *run-on* pois este geralmente inicia-se em função de depósitos nas paredes ou pontos quentes na câmara de combustão. Também foi diferenciado da ignição por compressão típica de motores Diesel porque a queima se iniciou em pressões e temperaturas mais baixas. As emissões de HC foram reduzidas para 1/3 daquelas exibidas pelo motor original, a ocorrência de *misfire* foi diminuída, o consumo de combustível diminuiu 40% em marcha lenta (*no-load operation*), e ganhos de até 8% em eficiência térmica foram obtidos, conforme a Figura 21 (NOGUCHI *et al.*, 1979).

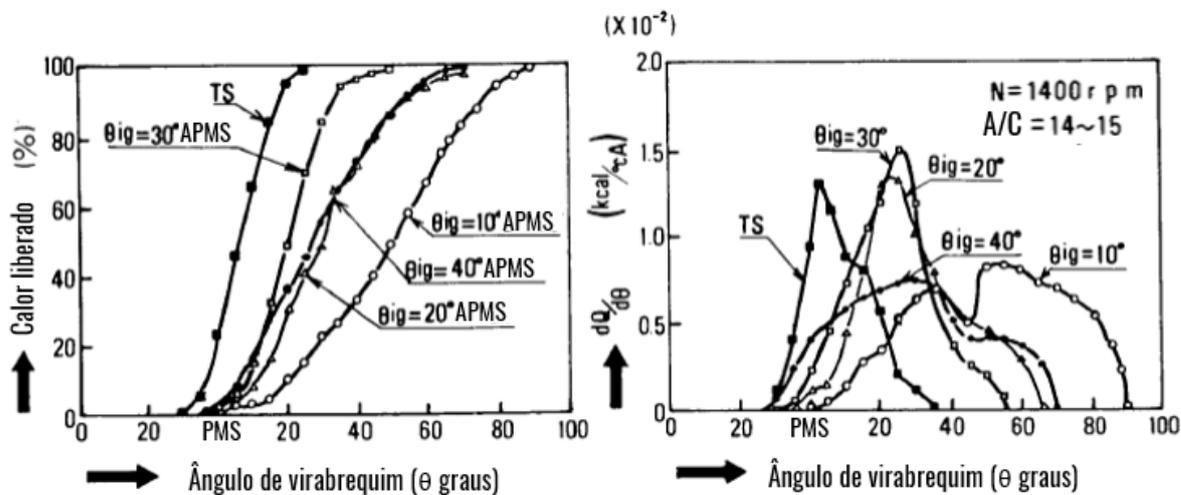
Figura 21. Comparação entre emissões de HC, consumo de combustível e eficiência térmica do motor com ignição por centelha e autoignição (TS).



Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

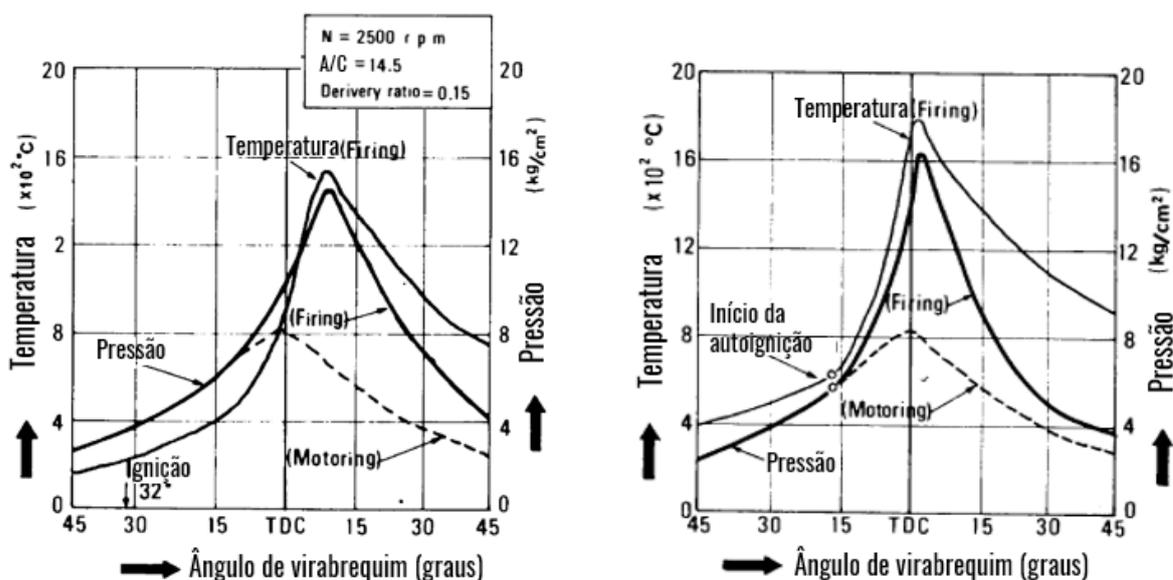
Os autores atribuíram as melhorias em consumo de combustível e eficiência térmica à otimização das taxas de liberação de calor no cilindro. Tal fato está de acordo com a Figura 22, cujas curvas revelam que, durante a combustão TS, o ápice da liberação de calor ocorreu logo após o ponto morto superior (PMS) de compressão, maximizando, assim, o trabalho de expansão do motor. Na ignição convencional, mesmo ajustando-se o avanço de ignição entre 10 e 40° de virabrequim antes do ponto morto superior (APMS), não foi possível obter taxas ótimas de liberação de calor, uma vez que os pontos máximos destas curvas foram registrados para além dos 20° depois do ponto morto superior (DPMS). Conseqüentemente, e de acordo com a Figura 23, maiores picos de pressão e temperatura foram obtidos com a autoignição do combustível (NOGUCHI et al., 1979).

Figura 22. Curvas de liberação de calor no cilindro para autoignição (TS) e ignição por centelha.



Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

Figura 23. Curvas de pressão e temperatura no cilindro para combustão convencional e TS.



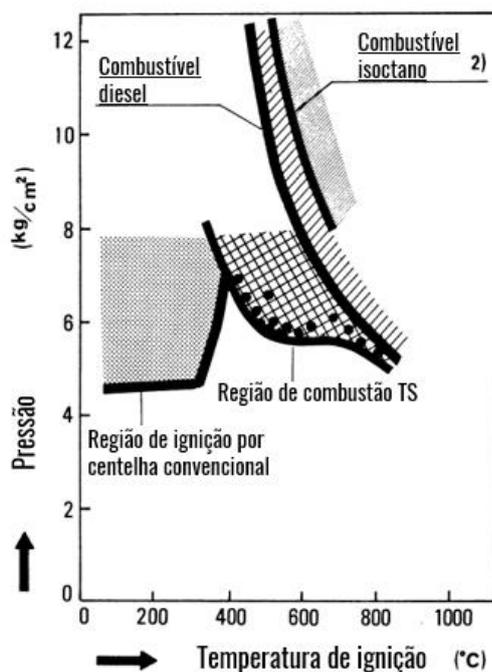
Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

Observações óticas revelaram que a combustão TS ocorreu em numerosos pontos em torno do centro da câmara de combustão, espalhando-se rapidamente por todas as direções, com duração inferior à do processo convencional. Diferentemente do *run-on*, o *kernel* não foi gerado por depósitos contaminantes. No caso da ignição por centelha, a chama foi iniciada nas proximidades do centelhamento oriundo da vela de ignição, propagando-se a partir deste ponto para todo o volume da câmara. Para esclarecer o mecanismo de combustão TS, foram feitas medições de pressão, temperatura e observação dos produtos químicos formados durante a ocorrência da

autoignição do combustível. Segundo os autores, os radicais OH, CH, C₂, H, CHO, HO₂ e O são os mais importantes a serem considerados em reações que antecedem a ignição do combustível, mas também durante e após a combustão. A detecção consistiu no espectro de emissão luminosa de acordo com o comprimento de onda de cada radical analisado, desde o visual até o ultravioleta (NOGUCHI et al., 1979).

A aferição do ponto de início da autoignição em *TS* foi feita a partir do instante de aparecimento do radical OH. Definiu-se, portanto, o ângulo de virabrequim de início da combustão como aquele cuja emissão luminosa fosse correspondente à do radical OH. A partir destas definições, constatou-se o início da autoignição em $T = 580^{\circ}\text{C}$ e $P = 5,8 \text{ kg/cm}^2$. A Figura 24 ilustra uma importante referência sobre as condições de pressão e temperatura em que o modo de combustão *Toyota-Soken* foi obtido de forma estável. Observa-se que os valores são mais baixos comparados àqueles praticados para a ignição por compressão em motores Diesel, e maiores que os verificados em ignição por centelha, para os quais a medição de temperatura ocorreu na adjacência da vela de ignição instantes antes do centelhamento. Segundo os autores, o entendimento destas regiões distintas permite “a utilização ótima do calor na camada formada entre o gás residual e a mistura fresca na câmara de combustão” (NOGUCHI et al., 1979).

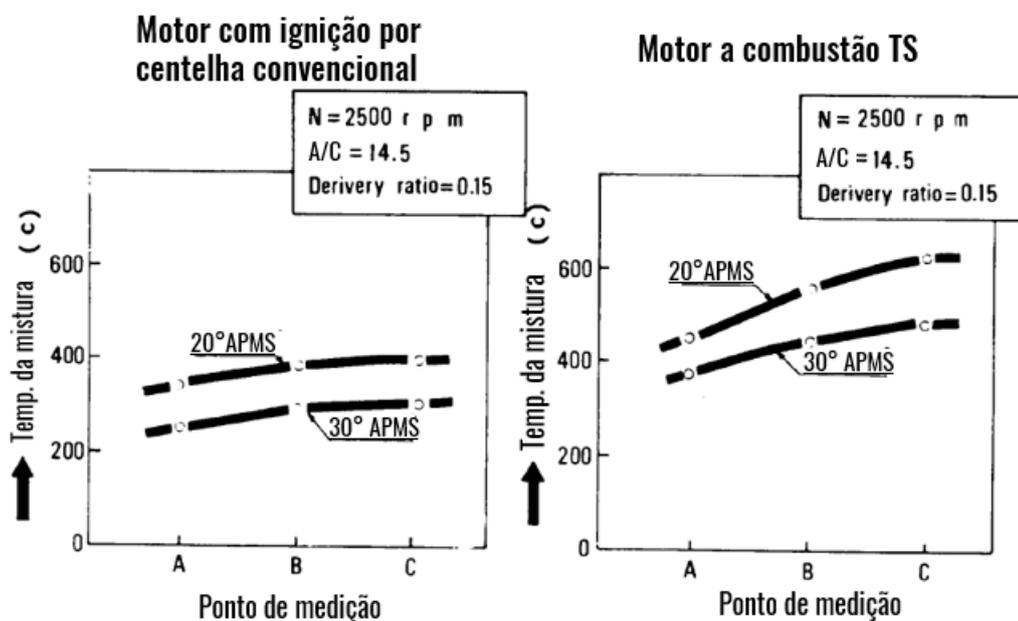
Figura 24. Regiões de pressão e temperatura propícias aos modos de combustão.



Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

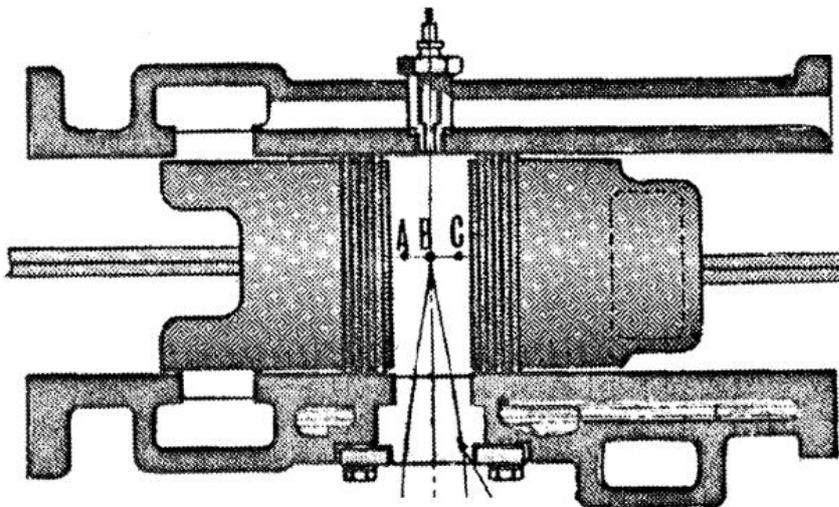
A Figura 25 demonstra a temperatura registrada nos processos de combustão convencional e *TS*. As medições foram feitas em dois instantes diferentes, 20 e 30 graus de virabrequim (do inglês *CA – crank angle*) antes do ponto morto superior, comparando-se IC e autoignição. A localização específica dos pontos de aferição é ilustrada na Figura 26, que apresenta os pontos A, B e C, sendo o primeiro abundante em mistura ar/combustível fresca e o último com maior presença de gás residual. Uma observação que despertou a atenção dos autores foi o gradiente de temperatura observado entre os pontos A e C durante a combustão *TS*, diferença esta que não foi tão significativa com ignição por centelha (NOGUCHI et al., 1979).

Figura 25. Comparativo entre a variação da temperatura na câmara de combustão durante ignição por centelha e autoignição (*TS*).



Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

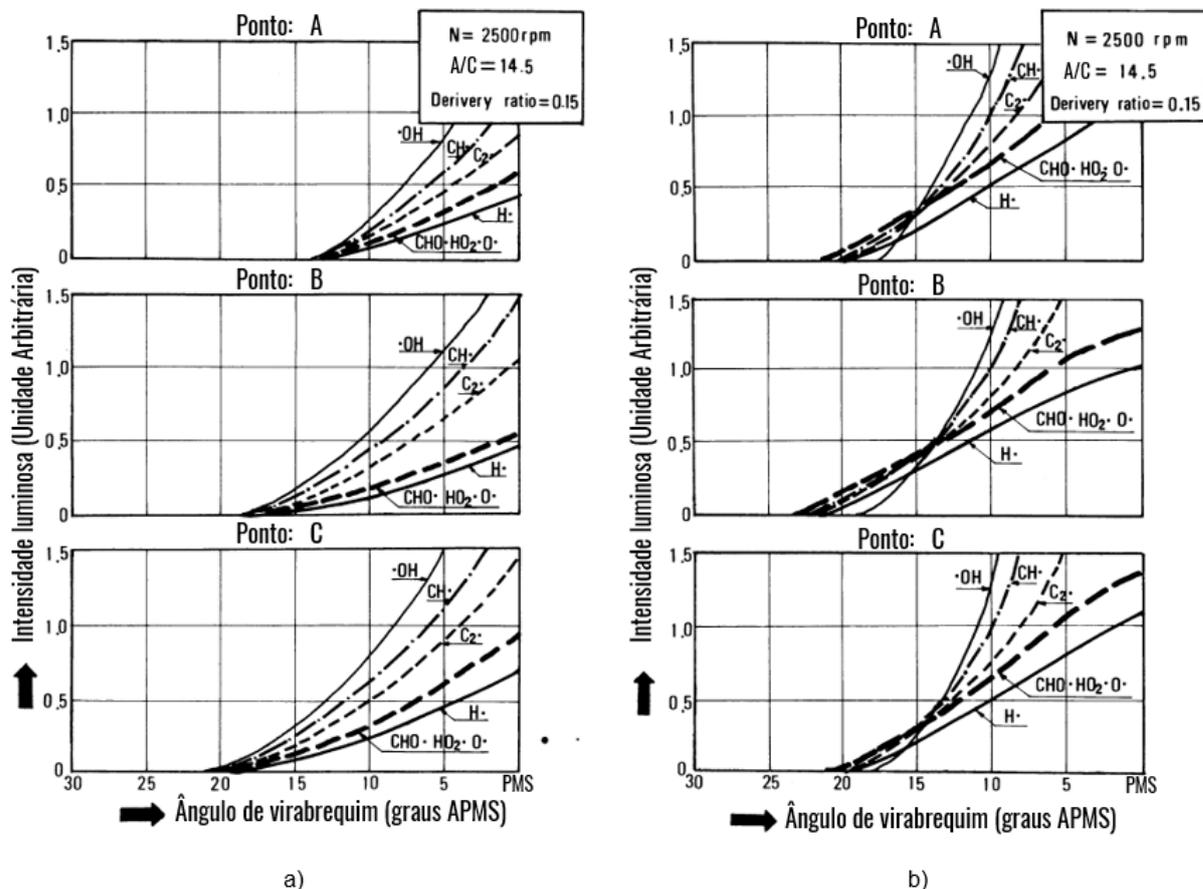
Figura 26. Pontos de aferição (A, B, C) de pressão e temperatura.



Fonte: NOGUCHI et al., 1979.

A observação dos radicais formados durante os dois processos de combustão estudados foi um dos pontos chave do estudo de Noguchi *et al.* (1979). Conforme a Figura 27, verificou-se que, no modo *TS*, a formação dos produtos intermediários teve como características os maiores picos de intensidade luminosa em um menor intervalo de tempo. Uma diferença importante foi o instante de formação de alguns radicais. Na ignição por centelha todas as espécies (OH, CH, C₂, H; CHO, HO₂, O) foram observadas, aproximadamente, no mesmo ângulo de virabrequim. Em autoignição, primeiro registrou-se a formação de CHO, HO₂ e O, seguidos por CH, C₂ e H e, posteriormente, OH (indicador do início da combustão). Desta forma, os autores classificaram os radicais CHO, HO₂ e O como *kernels* do processo de combustão *Toyota-Soken*, gerados por um mecanismo de craqueamento químico de componentes não queimados dos gases residuais, ou mesmo da mistura fresca existente na camada que limita seu contato com o gás residual.

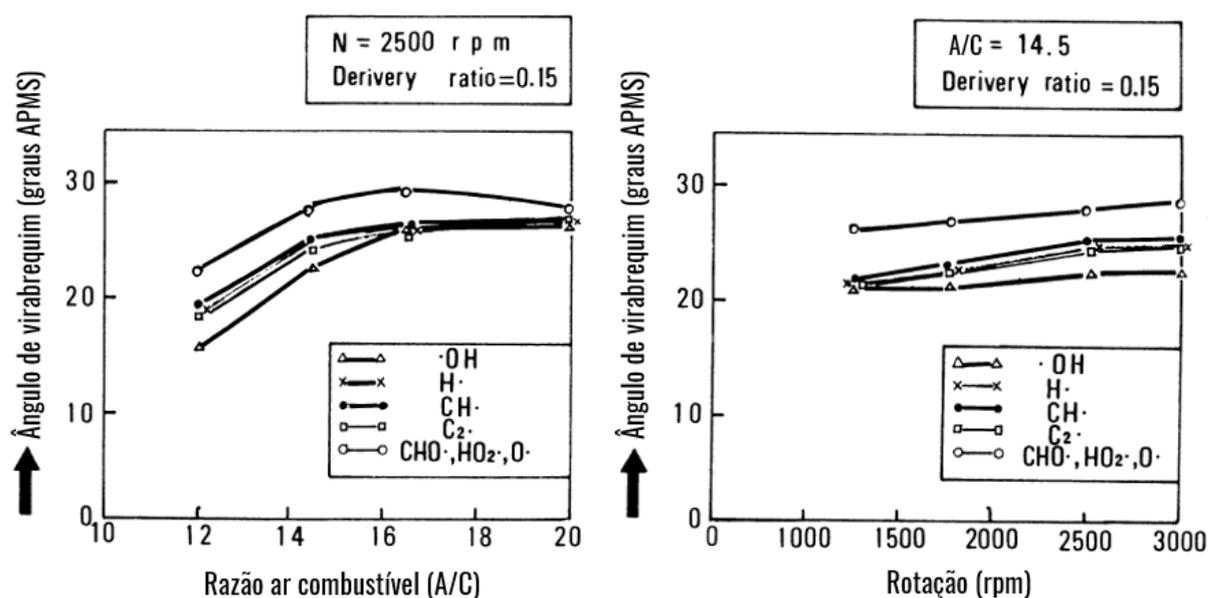
Figura 27. Intensidade luminosa dos radicais químicos formados durante a) ignição por centelha; b) autoignição.



Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

A Figura 28 confirma a detecção dos radicais em intervalos de tempo distintos, registrados para o modo de combustão *TS*, de acordo com a mistura ar/combustível e com a velocidade do motor. Percebeu-se que o aumento da relação A/C convergia o instante de geração dos compostos intermediários, reduzindo o espaçamento entre o período de formação de CHO, HO₂, O dos demais. Em relação à rotação do motor, excetuando-se a condição de 1250 rpm, foi registrada uma tendência bem definida e praticamente constante em relação à detecção e diferenciação dos radicais químicos (NOGUCHI et al., 1979).

Figura 28. Ângulo de formação dos radicais químicos de acordo com a relação ar/combustível e velocidade do motor.

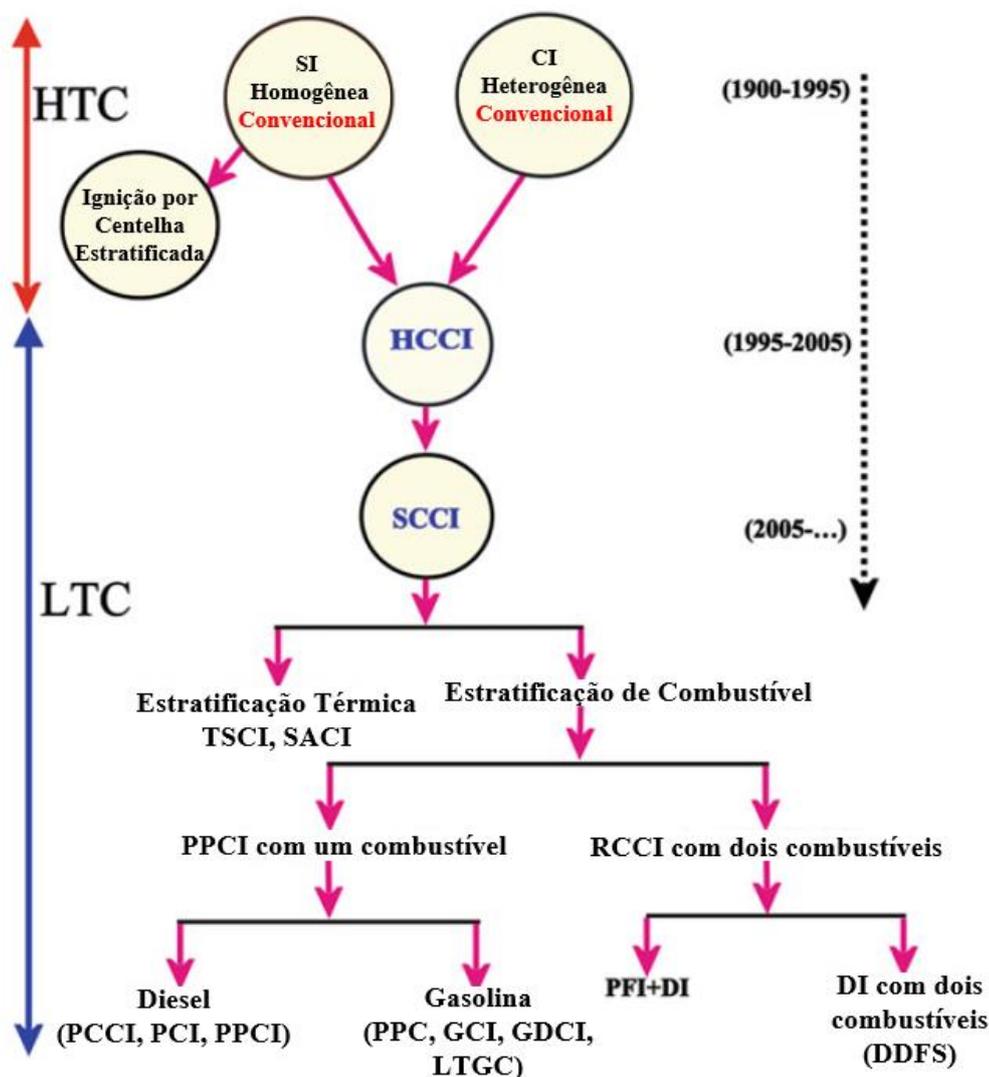


Fonte: adaptada de NOGUCHI et al., 1979.

2.3.2. Modos avançados de combustão em baixa temperatura

Os trabalhos pioneiros de Noguchi *et al.* (1979) e Onishi *et al.* (1979) motivaram, ainda que despreziosamente, uma série de pesquisas que visavam o melhor entendimento sobre os novos modos de combustão reportados em motores a partir do controle da autoignição. Atualmente, são três as nomenclaturas mais utilizadas pela literatura para retratar os modos avançados de combustão em baixa temperatura (*LTC - low-temperature combustion*), quando comparada a motores Diesel convencionais (*CDC - conventional Diesel combustion*). Eles são normalmente classificados em *HCCI (homogeneous charge compression ignition)*, *PCCI (premixed charge compression ignition)* e *RCCI (reactivity controlled compression ignition)*. A Figura 29 ilustra a cronologia de estudos relacionados a diferentes estratégias de combustão em motores, incluindo as três supracitadas, que constituem uma das principais vertentes de pesquisa e desenvolvimento contemporâneas da área de MCI (MAURYA, 2018a).

Figura 29. Evolução dos modos e estratégias de combustão em motores.



Fonte: adaptada de MAURYA, 2018b.

São diversos os acrônimos encontrados na literatura como referências a estratégias de *LTC*, sendo um dos mais famosos o termo *CAI* (*controlled auto-ignition*). Pesquisas tendem a associá-lo ao *HCCI*, e com menor frequência, ao *PCCI* e *RCCI* como metodologias de obtenção da autoignição controlada em motores (MASURIER, 2017). Há, ainda, autores que relacionam *CAI* a motores originalmente concebidos como do ciclo Otto, e *HCCI* a motores originalmente do ciclo Diesel. No entanto, embora publicações reiteradamente confundam os significados de tais siglas, ou até mesmo estabeleçam classificações próprias, é fundamental esclarecer que as terminologias não são sinônimas: *CAI* designa, em sentido amplo, a prática de autoignição controlada, um modo de combustão que se diferencia dos preceitos tradicionais dos ciclos Otto e Diesel. A obtenção do *CAI* pode ser feita a partir de

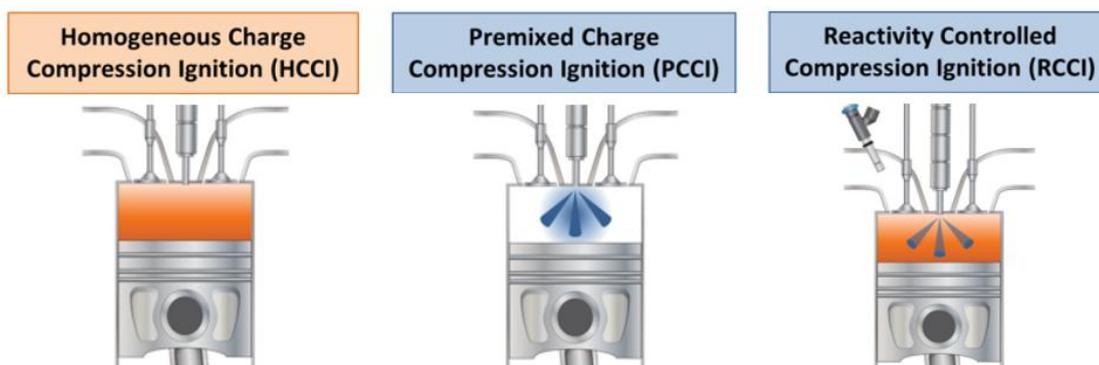
diferentes estratégias, que originam as siglas em sentido estrito. Ou seja, há mais de uma maneira pela qual pode ser obtido o controle desta autoignição, dentre elas pela compressão de uma mistura ar/combustível homogênea (*HCCI*), estratificada (*PCCI*), pela reatividade entre dois combustíveis distintos (*RCCI*), dentre outras possibilidades. Estas afirmações são confirmadas pela própria tradução dos termos em análise e pela consulta a algumas fontes literárias recentes (LIU et al., 2019; TAO et al., 2019; YÜCEL et al., 2021).

Uma possível explicação para estas repetidas associações entre termos não sinônimos, especialmente *CAI* e *HCCI*, remete às suas origens. Como pôde ser visto na Figura 29, o *HCCI* foi a primeira forma de *CAI* reportada na literatura e constituiu a base para o surgimento de outros modos avançados de combustão em baixa temperatura. Ceper e Yildiz (2018) consideram o *PCCI* e *RCCI* como desdobramentos do *HCCI* com o objetivo principal de estender sua faixa de operação. Segundo os autores, *HCCI*, *PCCI* e *RCCI* são três “dos vários tipos de modos de combustão baseados em *CAI* (*CAI-based*)” (CEPER; YILDIZ, 2018). Previamente à análise detalhada do *HCCI*, tema central deste trabalho e conteúdo das próximas seções, apresenta-se, sinteticamente, a definição das três principais estratégias de *LTC* e *CAI*, seguidas por um esquema visual (Figura 30) (AGARWAL; SINGH; MAURYA, 2017; LI; YANG; ZHOU, 2017).

- *HCCI*: consiste na forma mais próxima à ideal dentre os conceitos de *LTC*, na qual uma mistura ar/combustível homogênea entra em ignição espontânea (autoignição), resultando em baixos índices de emissões de NO_x e fuligem.
- *PCCI*: também conhecido pela variação *PPCI* (*partially-premixed compression ignition*). Considerado um compromisso entre a combustão convencional do diesel (*CDC*) e o *HCCI*, numa tentativa de alcançar os benefícios de ambos, notadamente as baixas emissões de NO_x e material particulado (*HCCI*), porém com melhor controle da mistura ar/combustível e do processo de combustão como um todo (*CDC*). Normalmente, a estratificação parcial da carga é realizada por meio da injeção direta de combustível durante o tempo de compressão do motor, junto a maiores percentuais de *EGR*. O intervalo de tempo entre injeção e ignição do combustível é insuficiente para a homogeneização total da mistura (típica do *HCCI*), porém superior ao necessário à formação da chama difusiva (típica do *CDC*).

- *RCCI*: modo de combustão *dual-fuel* no qual um combustível de baixa reatividade (etanol, biogás, gasolina) é injetado em um primeiro instante, em geral no pórtico de admissão (*PFI – port-fuel injection*), seguido pela introdução de um segundo combustível, de maior reatividade (diesel, dimetil-éter, hidrogênio) normalmente por injeção direta, durante a compressão do motor. As diferentes propriedades de reatividade dos combustíveis permitem a otimização da combustão, proporcionando aumento da eficiência térmica e reduzidos índices de emissões de NO_x e material particulado. De forma geral, a maior reatividade do combustível injetado diretamente no cilindro inicia a autoignição e controla os instantes iniciais da combustão, ao passo que o combustível de menor reatividade estende a operação do motor em *RCCI*, aumentando a estabilidade da combustão.

Figura 30. Três principais modos avançados de combustão em baixa temperatura.



Fonte: adaptada de KRISHNASAMY; GUPTA; REITZ, 2021.

2.3.3. HCCI – conceitos e fundamentos

A tradução para o português de *homogeneous charge compression ignition (HCCI)* é equivalente a ignição por compressão de carga homogênea, sendo que “carga” normalmente refere-se à mistura ar/combustível. Esta interação entre oxigênio e combustível pode se iniciar tanto no coletor de admissão, no caso de sistemas de injeção indireta, quanto no cilindro, caso seja utilizado o sistema de injeção direta. Idealiza-se que a mistura entre ambos ocorra de forma a preencher uniformemente o volume disponível no cilindro durante o tempo de compressão. Apesar de ser uma aproximação bem aceita teoricamente, na prática admite-se a presença de algumas zonas com não-homogeneidades, sobretudo térmicas (devido à transferência de calor

para as paredes e por convecção) e relativas à variação na concentração de combustível. À medida que o pistão se aproxima do PMS ao fim da compressão a combustão se inicia por autoignição, desde que a temperatura do ar/combustível seja suficientemente elevada para estimular as reações de cinética química que controlam o processo de autoignição. Afirma-se que o ponto de ignição espontânea ocorre para uma temperatura entre 1050 e 1100 K para a gasolina, e ligeiramente abaixo de 800 K para o diesel (MAURYA, 2018b; ZHAO, 2007b). Para atingi-lo, são utilizados métodos como *EGR*, aquecimento do ar de admissão e sistemas de recuperação do calor da exaustão (EZOJI; AJAROSTAGHI, 2020). Mesmo abaixo do ponto de autoignição do combustível, que corresponde à maior parte da liberação de calor, algumas cadeias mais leves de hidrocarbonetos sofrem reações de oxidação em temperaturas mais baixas que representam até 10% de toda a energia liberada. Tais reações são fortemente dependentes da cinética química, combustível utilizado, diluição do ar no cilindro, pressão e temperatura locais. Segundo Zhao (2007b), no *HCCI* ideal a autoignição e combustão acontecem de forma simultânea em todo o volume da câmara de combustão e resultam no aumento acelerado das taxas de liberação de calor. Por isso, é comum a prática de relações *A/C* com excesso de ar e/ou diluição do ar/combustível admitido com frações de gases provenientes da exaustão, acarretando em redução do consumo de combustível e baixas temperaturas de combustão.

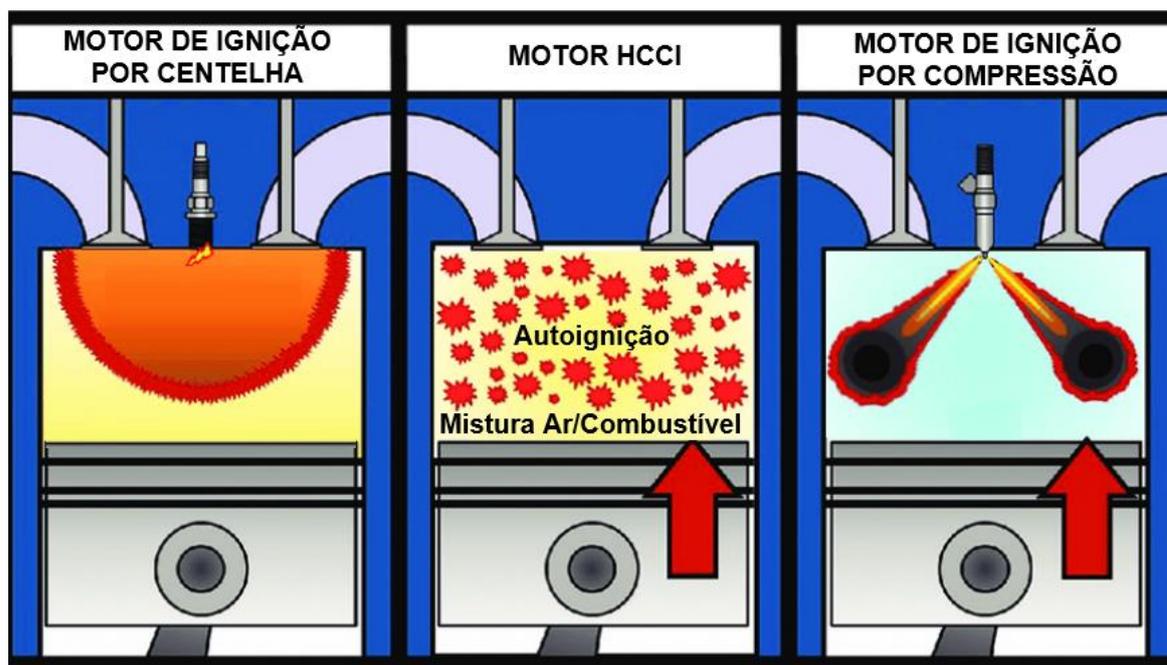
São perceptíveis algumas características do *HCCI* que se assemelham a motores de ignição por centelha (preparação da mistura) e de ignição por compressão (início da combustão pela queima espontânea, ou autoignição). Por outro lado, suas principais diferenças podem ser vistas na Tabela 2 e Figura 31.

Tabela 2. Características dos modos de combustão em MCI.

Modo de combustão	Ignição por centelha	Ignição por compressão	HCCI
Tipo de ignição	Ignição por centelha	Autoignição	Autoignição
Tipo de combustível	Comuns ao ciclo Otto (gasolina)	Comuns ao ciclo Diesel (diesel)	Flexível
Requisitos do combustível	Elevada resistência à autoignição	Baixa resistência à autoignição	Dependente da razão de compressão
Relação ar/combustível	Constante e próxima à estequiometria	Dependente da carga do motor ($1,2 < \lambda < 2,2$)	Dependente do combustível ($\lambda > 2,0$)
Injeção de combustível	Indireta (PFI) ou direta (DI)	Direta (DI)	Indireta (PFI) ou direta antecipada (<i>early DI</i>)
Razão volumétrica de compressão	Baixa	Elevada	Elevada
Frente de chama	Turbulenta	Difusiva	Não há – oxidação homogênea
Tipo de combustão	Pré-misturada (2D)	Pré-misturada e difusiva	Pré-misturada (3D)
Temperatura da combustão	Elevada (> 2500 K)	Intermediária (2500 K em algumas regiões)	Baixa (< 1800 K)
Controle do instante de ignição	Centelhamento	Injeção de combustível	Pressão e temperatura
Controle da queima do combustível	Velocidade de propagação da frente de chama	Tempo disponível para vaporização e mistura do combustível	Cinética química
Restrição à entrada de ar	Corpo de aceleração (borboleta – <i>throttle</i>)	Não há (<i>un-throttled</i>)	Não há (<i>un-throttled</i>)
Emissões de poluentes	Baixos níveis de CO, HC e NO _x com o uso do catalisador de três vias. Presença de CO ₂	Elevados níveis de NO _x e fuligem. CO ₂ reduzido	NO _x e fuligem significativamente reduzidos, CO ₂ reduzido, CO e HC aumentados

Fonte: AGARWAL; SINGH; MAURYA, 2017; PAYKANI et al., 2016.

Figura 31. Comparação visual entre os modos de combustão em MCI.



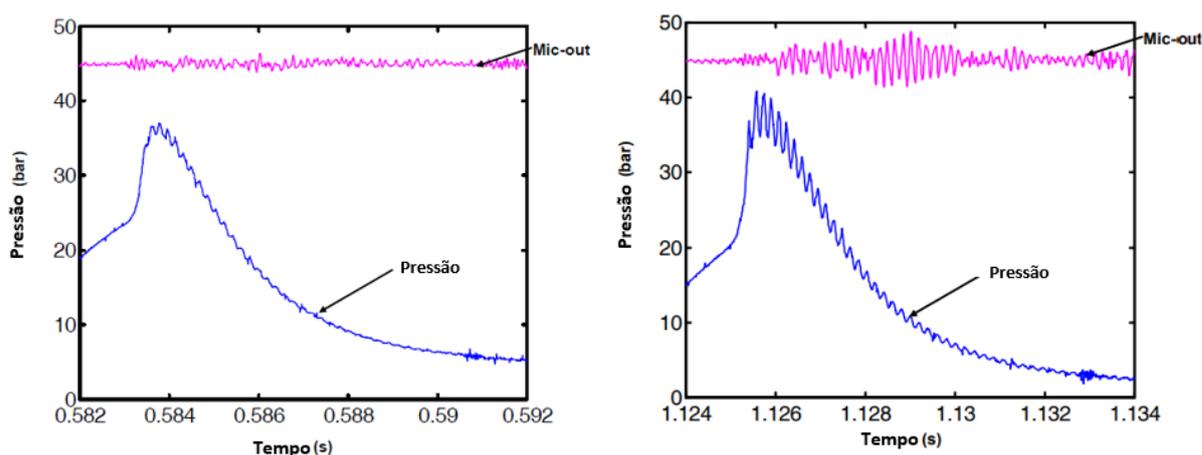
Fonte: adaptada de JUNG, 2018.

O controle da potência em *HCCI* é realizado pela alteração da vazão mássica de combustível injetado, fato que permite a operação do motor sem restrições à entrada do ar atmosférico (*unthrottled*), reduzindo as perdas por bombeamento. Como a combustão se processa de forma aproximadamente instantânea em todo o volume disponível da câmara, sem a propagação de uma frente de chama, sua duração é reduzida quando comparada a motores Diesel e Otto e sua ocorrência é mais próxima ao PMS de compressão (SINGH; AGARWAL, 2018). Não há controle direto da combustão *HCCI* por ser o processo governado pela cinética química, diferentemente de propulsores convencionais, nos quais existem maiores possibilidades de controle, por exemplo pelo ajuste do avanço de ignição (*spark timing*, ciclo Otto) ou *injection timing* (ciclo Diesel) (AGARWAL; SINGH; MAURYA, 2017; KRISHNAMOORTHY et al., 2019).

Paykani *et al.* (2016) afirmam que a falta do gerenciamento preciso da queima de ar/combustível, somada à elevada velocidade do processo, constituem limitações significativas do *HCCI*, especialmente em altas cargas de operação e velocidades do motor. Nestas condições, segundo os autores, pode-se perder o controle sobre o *combustion phasing* e sobre as taxas de liberação de calor. Por este motivo, a operação de um motor em *HCCI* é, normalmente, restrita a baixas rotações e cargas numa tentativa de evitar picos de pressão abruptos que podem causar danos

estruturais, caracterizando um entrave a ser resolvido para permitir a aplicação em maior escala do conceito. Enquanto a duração da combustão em um motor convencional é da ordem de dezenas de milissegundos, em *HCCI* a queima de uma mistura homogênea pode ocorrer em décimos de milissegundo. Este intervalo de tempo consideravelmente reduzido induz elevadas taxas de aumento de pressão (*PRR*) no cilindro, gerando oscilações que caracterizam *knock*. Assume-se que algumas zonas em autoignição não conseguem se expandir rapidamente, de forma proporcional ao aumento da temperatura, gerando gradientes de pressão não-uniformes na câmara de combustão, como os identificados na Figura 32 (MARIA, 2012; SANG, 2014).

Figura 32. Comparação entre as oscilações geradas na curva de pressão no cilindro e sinal do microfone em um motor a gasolina operando em *HCCI* sem *knock* (esquerda) e com *knock* (direita).



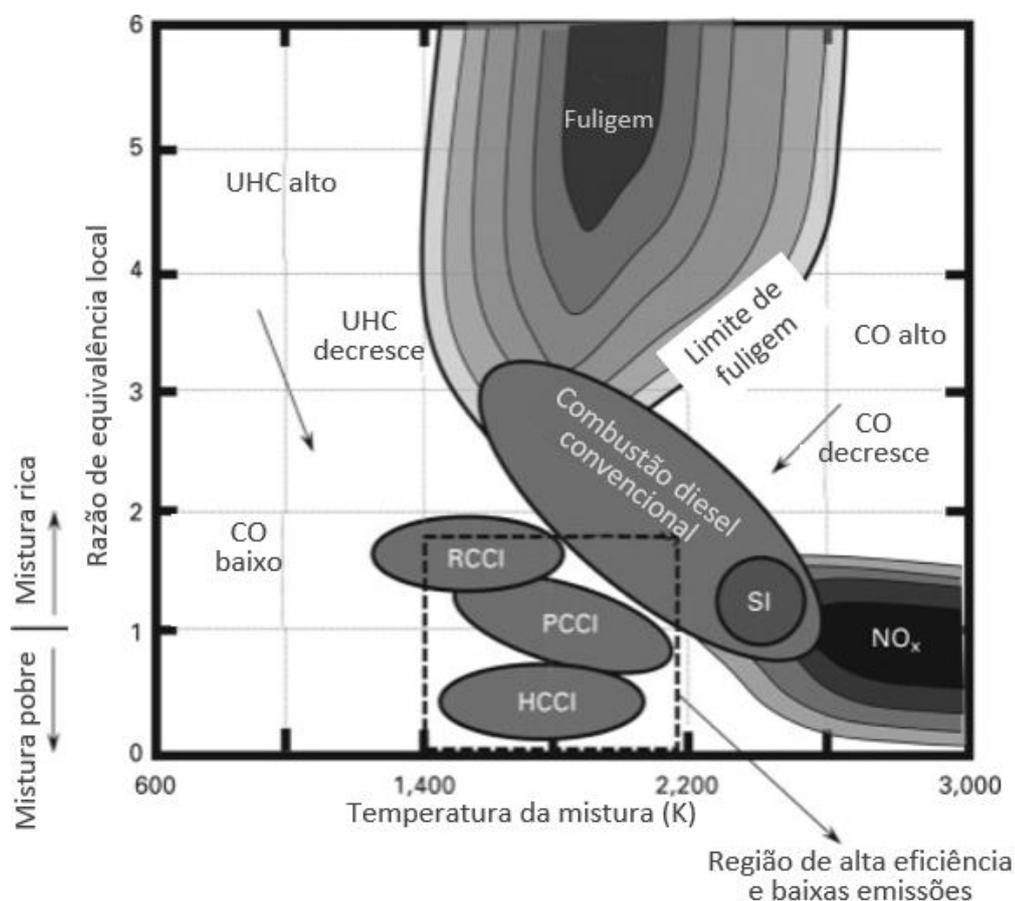
Fonte: adaptada de ANDREAE et al., 2007.

Pesquisas vêm investigando estratégias que permitam melhorar o controle sobre a combustão *HCCI*, ainda que ele não seja pleno, buscando retardar os gradientes de pressão e liberação de calor no cilindro, para maximizar a gama de cargas e rotações de operação do motor. Dentre as técnicas estudadas cita-se a variação da temperatura do ar de admissão, o estudo dos instantes de abertura e fechamento de válvulas (*VVT*), a prática de *EGR* interna e externa, a otimização da razão volumétrica de compressão, a sobrealimentação, o efeito de diferentes tipos de combustível e técnicas de injeção (estratificada, antecipada, tardia) (BENDU; MURUGAN, 2014; PUTRASARI; LIM, 2019; SHARMA; RAO; MURTHY, 2016).

Consoante a Figura 33, um dos aspectos mais atrativos do modo de combustão *HCCI* é a redução na formação de óxidos de nitrogênio (NO_x) devido ao excesso de

ar ou à sua diluição, que limitam a temperatura máxima na câmara de combustão a cerca de 1800 K (ZHAO, 2007a). A queima de misturas “pobres” também reduz sobremaneira as emissões de fuligem, ou material particulado (*soot emissions*). Por estes motivos é comum verificar, na literatura, a caracterização do *HCCI* como um modo de combustão que proporciona emissões ultra-baixas de NO_x e fuligem, atributos bastante desejáveis para a simplificação de conversores catalíticos e para a minimização da poluição atmosférica por MCI (HASAN et al., 2016; MOFIJUR et al., 2019). Em contrapartida, nem sempre esta redução na temperatura local é desejável, a depender das condições de operação do motor. Algumas fontes revelam a possibilidade de aumento das emissões de CO e UHC em relação a propulsores convencionais. A ausência de propagação de uma frente de chama previne a elevação da temperatura do combustível situado em pequenas fissuras (*crevices*) da câmara de combustão, resultando em combustão incompleta. Além disso, abaixo de 1500 K a reação do monóxido de carbono com o oxigênio para a posterior formação de CO_2 torna-se mais lenta. Este patamar térmico pode, ainda, ser insuficiente para a oxidação completa das espécies intermediárias de hidrocarbonetos formados durante a autoignição (HASAN; RAHMAN, 2016; PACHIANNAN et al., 2019).

Figura 33. Formação de poluentes em função da temperatura e razão de equivalência para diferentes modos de combustão em MCI.



Fonte: adaptada de FOLKSON, 2014.

2.3.4. HCCI – evolução no tempo

Examinados os conceitos e fundamentos que remetem às origens da autoignição controlada em motores, a partir deste momento restringe-se a análise a fontes que abordam o *HCCI*. São escrutinadas pesquisas que ilustram o avanço deste modo de combustão no tempo, divididas em décadas, desde a primeira menção do termo conhecida na literatura até os avanços mais recentes dos quais se tenha conhecimento.

2.3.4.1. 1980-1989

O primeiro trabalho do qual se tem conhecimento na literatura a explorar o modo de combustão *HCCI* em um motor quatro tempos foi o desenvolvido por Najt e Foster (1983), ainda sob a nomenclatura *CIHC* – *compression ignited homogeneous charge*. O propósito dos autores foi estabelecer uma pesquisa inicial que buscasse o entendimento sobre como os principais parâmetros de operação de um motor

monocilíndrico Waukesha CFR (*Cooperative Fuel Research*) afetavam o desenvolvimento da combustão CIHC (NAJT; FOSTER, 1983). Foram utilizados três combustíveis nos testes experimentais, sendo o principal uma mistura de 70% isoocatano e 30% n-heptano (70 PRF), de composição similar à gasolina, porém com octanagem reduzida. Modelos matemáticos foram utilizados para prever e extrapolar resultados obtidos nos ensaios.

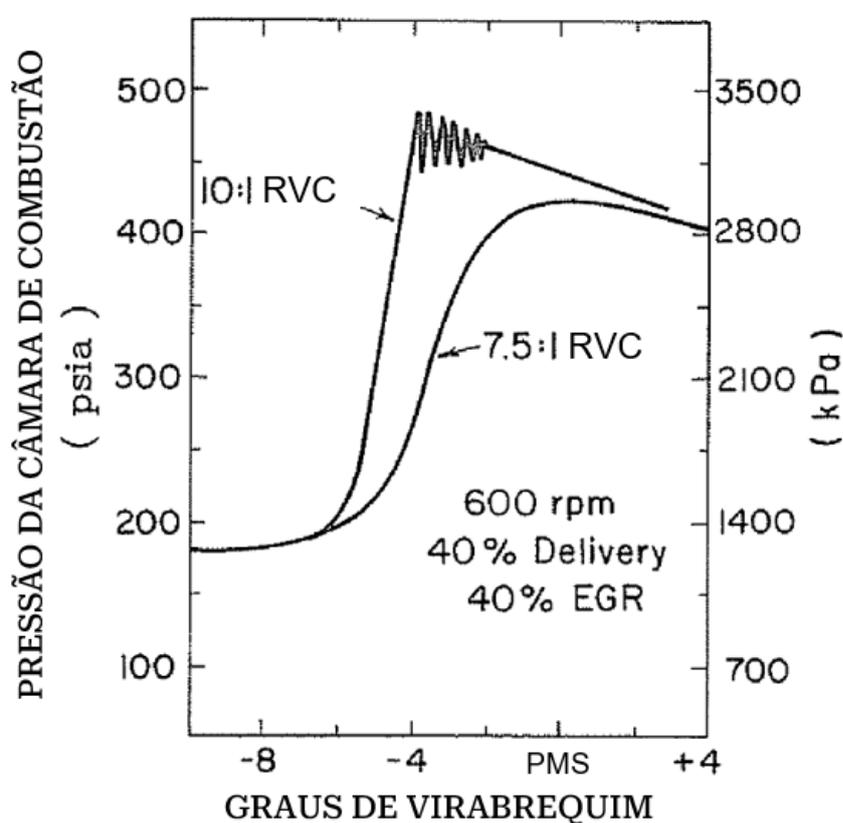
Uma das investigações do artigo estava relacionada à diferenciação dos mecanismos de controle da ignição e da liberação de energia, sendo o primeiro controlado pela combustão em baixa temperatura, e o segundo pelo processo em alta temperatura. Abaixo de 950 K, ocorrem os processos de cinética química que culminam na ignição durante o tempo de compressão do motor, em que os radicais do combustível reagem com o oxigênio. Em alta temperatura, acima de 1000 K, a decomposição térmica dos radicais do combustível gera uma elevação rápida da temperatura para além deste valor. Foram confirmadas as observações de Noguchi *et al.* (1979) e Onishi *et al.* (1979) relativas à queima homogênea de ar, combustível e traços de gases retidos da exaustão, somadas à ausência de frente de chama e de uma fonte específica de ignição (NAJT; FOSTER, 1983).

Percebeu-se que a alteração dos parâmetros de operação do motor resultou em uma variação significativa no momento da ignição e no perfil de liberação de energia do motor CIHC, com destaque à maior sensibilidade do primeiro à temperatura dos gases de admissão. Combinações específicas destes parâmetros (sobretudo a temperatura, em função da EGR) levaram à ocorrência de autoignição controlada, caracterizada por taxas de liberação de energia suaves, que reduziram a variabilidade ciclo a ciclo da combustão. Esta autoignição controlada diferenciava-se de descobertas anteriores dos autores sobre a autoignição associada a *knocking*, pois esta apresentava perfis de liberação de energia abruptos, que frequentemente geravam danos à estrutura física do motor (NAJT; FOSTER, 1983).

A razão volumétrica de compressão foi um parâmetro que exerceu influência considerável sobre o CIHC. Mediante o aumento da RVC e da consequente redução do volume disponível para a ocorrência da combustão, houve um incremento proporcional da concentração das espécies químicas ativas e do pico de temperatura no cilindro. Tais condições anteciparam a ocorrência das reações que controlam o início da autoignição, mas demandaram cautela para que fosse evitado o aumento

desproporcional das taxas de liberação de energia. Destaca-se, assim, um compromisso existente entre o aumento da razão de compressão, que demanda menor temperatura inicial da mistura ar/combustível admitida para gerar ignição espontânea, mas ao mesmo tempo pode provocar taxas de transferência de calor excessivas, e até prejudiciais, durante a combustão. O entendimento desta situação é facilitado pela interpretação da Figura 34, cujos dados justificam a escolha de uma RVC de 7,5:1 para o desenvolvimento experimental do trabalho. Nota-se uma curva similar à verificada em *knock* quando a razão de compressão escolhida foi de 10:1 (NAJT; FOSTER, 1983).

Figura 34. Efeitos da razão volumétrica de compressão na pressão de combustão *CIHC*.



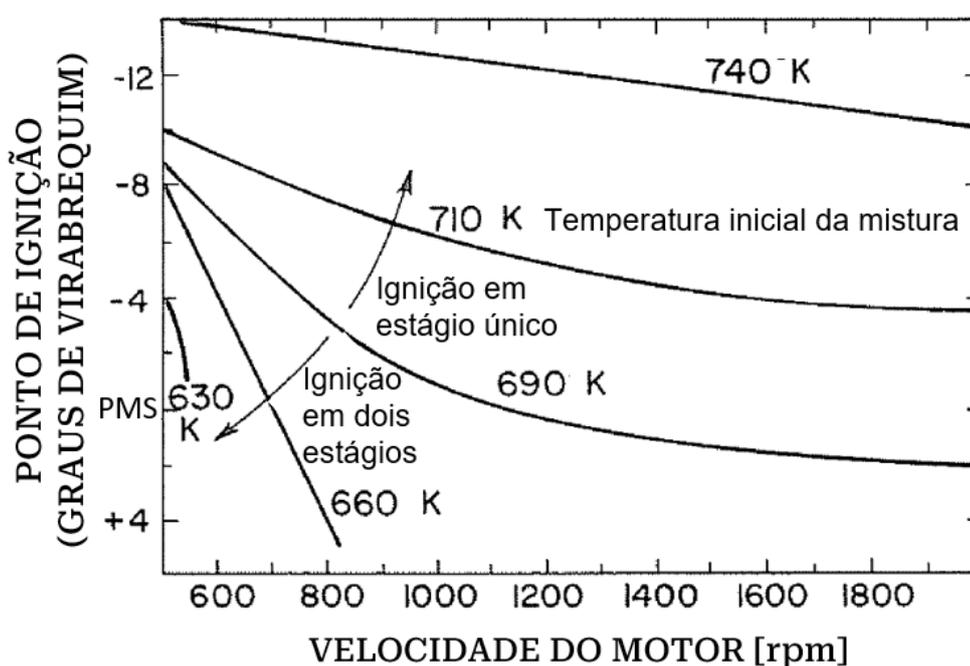
Fonte: adaptada de NAJT; FOSTER, 1983.

O exame de diferentes razões de equivalência (Φ) demonstrou que, partindo-se de misturas com excesso de ar, o aumento da concentração de combustível estimulou o início antecipado das reações de cinética química que controlam a ignição e a liberação de energia. A 600 rpm, o incremento de $\Phi = 0,8$ para $\Phi = 0,9$ permitiu o avanço da ignição em 2° CA, ao passo que a taxa de liberação de energia aumentou em 25%. Por outro lado, a redução de $\Phi = 0,8$ para $\Phi = 0,7$ gerou dificuldade para a ocorrência da autoignição, diante do surgimento de *misfire*. Verificou-se, novamente,

um compromisso, desta vez para a obtenção do valor ideal da razão de equivalência. De um lado, a partir dos limiares de empobrecimento em direção à mistura estequiométrica, obteve-se a ocorrência facilitada da autoignição mediante perfis mais abruptos de liberação de energia. Estes, entretanto, puderam ser suavizados às custas do atraso na ignição. Por isso, considerou-se como ideal o valor de $\Phi = 0,8$ (NAJT; FOSTER, 1983).

Quanto à velocidade de operação do motor (rpm), percebeu-se que as modificações neste parâmetro avaliado não alteraram significativamente as reações químicas da combustão, sendo que as taxas de liberação de energia (analisando-se a queima de combustível por unidade de tempo) permaneceram praticamente inalteradas. No entanto, houve influência direta na ignição em virtude da variação do intervalo de tempo disponível para o processamento das reações de início da combustão. Neste sentido, em maiores velocidades do motor há menos tempo disponível para a ocorrência das reações de oxidação em baixa temperatura que levam à ignição espontânea, tornando-a atrasada ou mesmo impossível, consoante a Figura 35. Nestas situações, a minimização ou anulação do atraso da ignição, buscando mantê-la em instantes adequados, demanda o aumento das taxas de reações elementares que levam à autoignição da mistura ar/combustível, o que pode ser alcançado pelo incremento da temperatura local (NAJT; FOSTER, 1983).

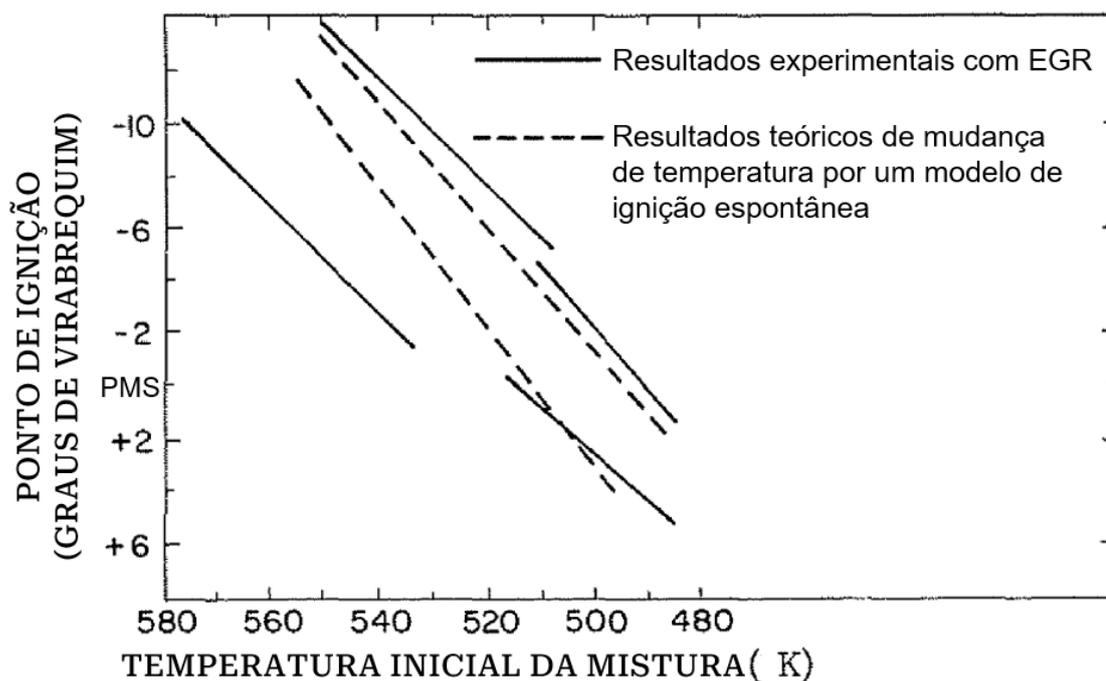
Figura 35. Instante de ignição em função da velocidade do motor e da temperatura do ar/combustível.



Fonte: adaptada de NAJT; FOSTER, 1983.

A metodologia utilizada no trabalho de Najt e Foster (1983) para proporcionar o aquecimento necessário da mistura ar/combustível que viabilizasse a autoignição foi a recirculação externa dos gases de escapamento (*EGR* externa). Na Figura 36 são expostas as correlações entre a temperatura da mistura e o instante de ignição para o motor operando a 600 rpm. Como a cinética das reações elementares que controlam o processo de ignição é sensível à gradientes térmicos percebeu-se que, após o alcance da temperatura suficiente ao início da queima espontânea, a adição de percentuais extras de *EGR* antecipava o momento de ocorrência da ignição, por vezes de maneira excessiva. Além disso, embora a presença de um maior teor de gases residuais de exaustão tenha contribuído para o aumento da temperatura no início da combustão, a maior massa de fluido inerte em função da *EGR* gerou uma queda proporcional no pico de temperatura. Desta forma, o efeito global na taxa de transferência de energia não foi significativo.

Figura 36. Instante de ignição em função da temperatura do ar/combustível.



Fonte: adaptada de NAJT; FOSTER, 1983.

Modificações na *delivery ratio* influenciaram a cinética química do *CIHC* tanto em baixa quanto em alta temperatura, por alterarem a concentração de combustível e oxigênio da mistura previamente à ignição. Definiu-se como ideal uma razão de 45% pois, acima deste valor, a transferência de energia foi considerada como “violenta” e foram constatadas flutuações de magnitude elevada na curva de pressão no cilindro,

características de *knock*. Abaixo de 45% a taxa de transferência de energia foi reduzida a níveis entendidos como insatisfatórios. Entretanto, de acordo os dados de simulação exibidos na Tabela 3, uma outra interpretação pode ser feita sobre estes percentuais inferiores a 45%, que eventualmente podem tornar-se desejáveis. Como a quantidade de *EGR* adicionada ao motor é inversamente proporcional à *DR*, o pico da temperatura de ar/combustível admitido é obtido na menor *delivery ratio* e, conseqüentemente, a ignição espontânea é facilitada. A título de exemplo, enquanto para $DR = 20\%$ os níveis de *EGR* necessários à obtenção da combustão *CIHC* foram atingidos em uma pressão abaixo da atmosférica, para $DR = 40\%$ a pressão necessária foi 1,35 atm. Importante frisar que a compilação de dados da Tabela 3 foi o resultado de uma simulação numérica da combustão *CIHC*, que teve como pressupostos a razão de compressão igual a 7,5:1, e condições iniciais de admissão da mistura combustível/ar de $T = 310\text{ K}$ e $\Phi = 0,8$ (NAJT; FOSTER, 1983).

Tabela 3. Dados obtidos por meio de simulação numérica para a combustão *CIHC*.

Delivery Ratio	Percentual de EGR	Condições da mistura inicial		Temp. média de combustão	AERR gm/sec	Temp. inicial da mistura (K) para estágio único de ignição
		Temp. (K)	Press. (atm)			
20	50	760	0.92	1800	8.6	760 a 790
	55	810	1.10	1840	9.5	
30	40	665	1.02	1735	15.0	710 a 740
	45	710	1.19	1765	15.9	
40	35	600	1.14	1670	20.9	675 a 705
	40	650	1.35	1695	21.8	

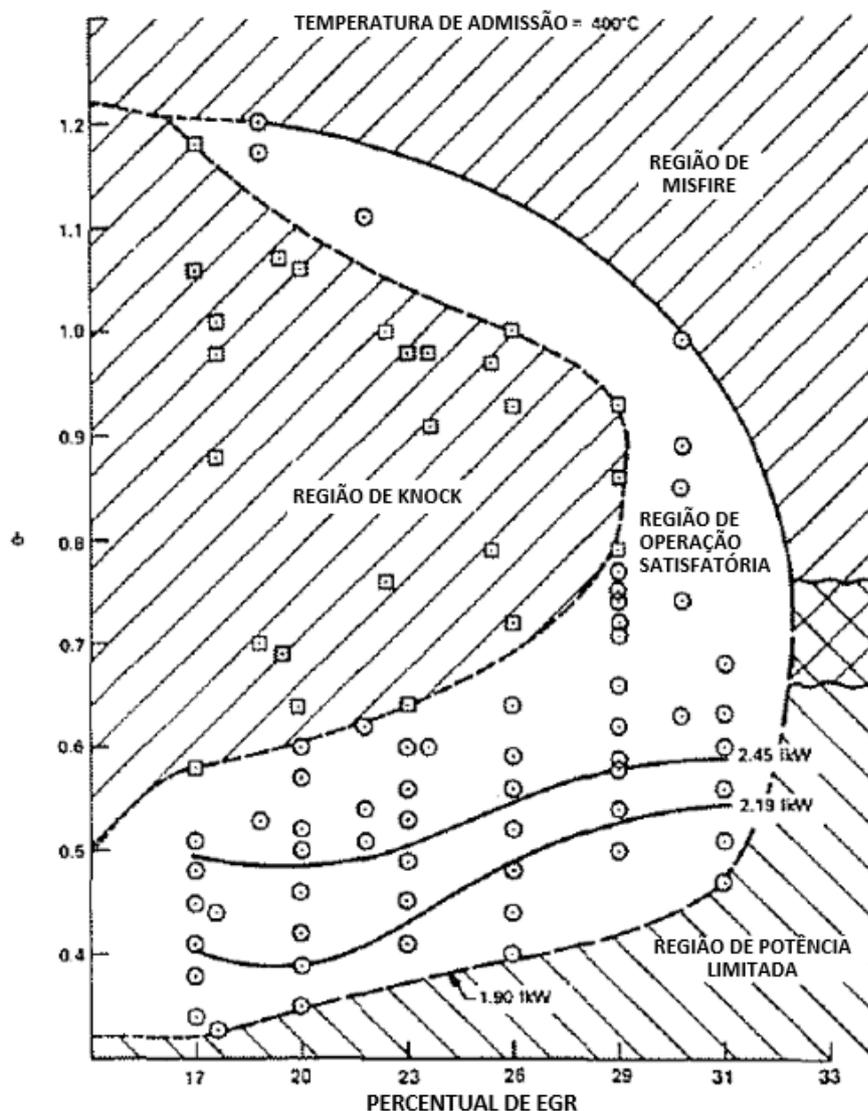
Fonte: adaptada de NAJT; FOSTER, 1983.

A primeira aparição na literatura da terminologia *HCCI – homogeneous charge compression ignition* foi registrada no trabalho de Thring (1989). Utilizando-se de um motor monocilíndrico Labeco *CLR (Cooperative Lubricant Research)* abastecido a gasolina, o autor buscou o entendimento experimental, por meio de testes em dinamômetro de bancada, sobre as melhores regiões de operação deste novo modo de combustão. Dentre os itens de instrumentação deste trabalho estava uma válvula de controle manual para *EGR* externa, após a qual localizava-se um aquecedor elétrico do ar antes de sua admissão para o motor, com potência de 7,2 kW e temperatura máxima de 516°C (THRING, 1989).

A condição inicial de testes do motor (*baseline*) foi definida como 1500 rpm, $\Phi = 1,0$, $BMEP = 1,4$ kg/cm², com uma razão de compressão igual a 8,0:1 sem a prática de *EGR*. Segundo o autor, a intenção era fazer uso de uma RVC = 15,4:1 e, para isso, foram utilizados pistão e biela provenientes de um motor diesel, antecipando a exposição destes componentes a maiores níveis de estresse mecânico em virtude das maiores taxas de aumento de pressão e temperatura do *HCCI* em relação à IC. Na prática, entretanto, não foi possível obter o modo de combustão desejado de forma satisfatória em nenhuma condição de operação do motor com a relação de compressão de 15,4:1, fato que ensejou a redução deste parâmetro em praticamente 50% (THRING, 1989).

As etapas adotadas no trabalho para o alcance do *HCCI* foram: operar o motor na condição inicial com ignição por centelha; aguardar o aquecimento do motor e do ar de admissão; após o alcance das temperaturas desejadas, aumentar progressivamente o percentual de *EGR*; verificar o instante do início de *knocking*; desligar o sistema de ignição a fazer os ajustes necessários à manutenção da operação do motor em autoignição. Sobre este último tópico, 315°C foi a temperatura do ar de admissão na qual registrou-se o começo da ignição espontânea para a gasolina, que alcançava estabilidade e consistência a partir da faixa de 360 a 370°C. Definidas estas etapas, o autor obteve um mapa que demonstrava as zonas de operação mais favoráveis (e desfavoráveis) ao modo *HCCI* de acordo com a razão de equivalência, temperatura do ar de admissão e percentual de *EGR*. A Figura 37 exhibe esta faixa de operação a 1500 rpm, para além da qual os testes foram considerados insatisfatórios por três motivos: *misfire*, limitação de potência e *knock*. No primeiro, ou havia excesso de combustível em relação ao ar, ou o percentual de *EGR* era demasiado. No segundo, ou havia excesso de ar em relação ao combustível ou, novamente, a recirculação de gases do escapamento era exagerada; em pontos extremos a potência gerada pelo motor não superava sequer a potência de atrito. No entanto, mesmo diante de tais inconvenientes, a qualidade da combustão era aceitável, exibindo regularidade cíclica e suavidade, considerada aceitável para condições de marcha lenta e cargas baixas. Na região de *knock*, por outro lado, a combustão se desenvolvia em taxas incontroláveis e o funcionamento do motor tornava-se ruidoso, especialmente nas regiões de excesso de ar próximas à estequiometria ($\Phi = 0,8$ a 1,0) com menores frações de *EGR* (THRING, 1989).

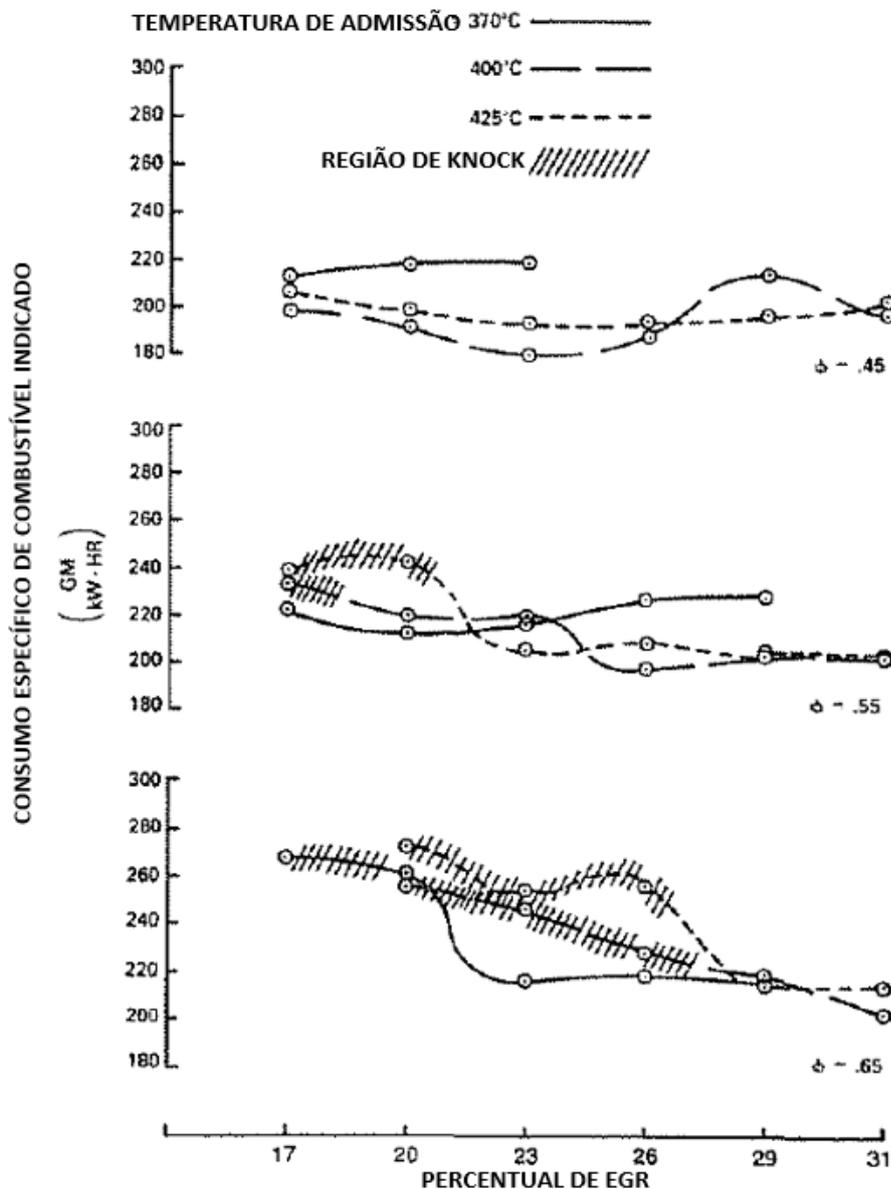
Figura 37. Mapa de operação do *HCCI* em um motor Labeco *CLR* a 1500 rpm.



Fonte: adaptada de THRING, 1989.

O aumento da temperatura do ar de admissão de 370°C para 400°C ampliou a faixa de operação satisfatória do *HCCI*, inclusive o limite de empobrecimento. Este, para uma fração de *EGR* = 20% foi reduzido de $\Phi = 0,4$ para $\Phi = 0,33$, enquanto a tolerância máxima de *EGR* aumentou de 29% para 32%. Tais feitos foram interpretados como uma surpresa pelo autor ao considerá-los como extremos e, normalmente, não toleráveis por um motor de quatro tempos convencional. Em consequência, como ilustrado na Figura 38, foram obtidos ganhos notáveis no consumo específico de combustível, que atingiu valores entre 180 e 200 g/kWh com uma razão de equivalência igual a 0,45, valores característicos de motores diesel com injeção direta (THRING, 1989).

Figura 38. Consumo específico de combustível do motor Labeco CFR em HCCI, $\Phi = 0,45$.



Fonte: adaptada de THRING, 1989.

Ainda sobre a Figura 38, uma observação importante diz respeito à diminuição da influência de *EGR* à medida em que a razão de equivalência se afasta da estequiometria em direção ao empobrecimento. Enquanto para $\Phi = 0,55$ e $\Phi = 0,65$ é perceptível uma tendência de redução do consumo específico de combustível indicado (*ISFC*) à medida em que a fração de *EGR* é elevada, em $\Phi = 0,45$ não é possível fazer esta afirmação. Segundo o autor, a explicação relaciona-se à maior propensão do motor ao *knocking* em razões de equivalência mais ricas, nas quais as maiores taxas de transferência de calor para as paredes causavam avanço no instante de ignição, por vezes demasiado, em função da elevada temperatura local. Desta

forma, a recirculação dos gases de exaustão foi empregada como forma de evitar a combustão anormal e restaurar o *ignition timing* ideal, impactando diretamente na redução do consumo de combustível. Mais precisamente, foi realizado um estudo quantitativo sobre o papel do *EGR* em limitar a temperatura na câmara de combustão e a reatividade do *end-gas*. Os resultados indicaram que, em uma fração de *EGR* igual a 17%, o início de *knock* foi reportado em $\Phi = 0,5$; ao aumentar a fração de *EGR* para 31%, a combustão anormal ocorreu a partir de $\Phi = 0,75$ (THRING, 1989).

Thring (1989) chegou a uma conclusão similar àquela feita por Najt e Foster (1983) sobre a influência da velocidade do motor na combustão *HCCI*. Como neste processo a ignição é dependente de condições físicas e químicas do fluido de trabalho, e não de uma centelha, a operação do motor em maiores rotações por minuto reduz o tempo disponível para a ocorrência das reações pré-combustão durante o tempo de compressão. Assim, a autoignição é gerada de forma tardia à medida do aumento da velocidade do motor, podendo resultar em desempenho insatisfatório.

Antes de encerrar o artigo, e mesmo ao longo do documento, algumas constatações foram feitas sobre o *HCCI* (THRING, 1989). Pôde-se confirmar o potencial deste novo modo de combustão em produzir níveis baixos de consumo de combustível, equiparáveis ao diesel; em obter uma combustão com baixa irregularidade cíclica sob condições favoráveis (como 23% de *EGR* e $\Phi = 0,75$); a necessidade de frações consideráveis de *EGR* (entre 13 a 33%) e temperaturas elevadas do ar de admissão (acima de 370°C). Sugeriu-se que aplicações ideais de um motor *HCCI* seriam em plantas de geração de energia estacionárias ou mesmo em veículos urbanos em rotações e cargas baixas, desde que transitem para a operação em ignição por centelha mediante o aumento da demanda de torque. Assim, seria possível conciliar o baixo consumo de combustível com o funcionamento suave do motor e a manutenção da potência máxima de um motor IC. Ademais, muito relevantes foram alguns dos questionamentos levantados pelo autor sobre situações que, à época, não puderam ser completamente compreendidas ou explicadas, devido ao caráter inovador do modo de combustão estudado. Por exemplo, especulou-se sobre a maior adequação do *HCCI* a motores dois tempos, como nos trabalhos de Noguchi *et al.* (1979) e Onishi *et al.* (1979), em função das maiores frações de *EGR* interna inerentes a estes motores. Possíveis investigações levantadas no trabalho, que exigiriam a realização de pesquisas futuras, foram:

- Ampliação da faixa de *HCCI* no mapa de operação do motor para além de regiões de baixa velocidade e baixa carga.
- Valores ideais de *EGR* e temperatura do ar de admissão para o início da autoignição.
- Natureza do processo *HCCI*, em especial sua tolerância a altas frações de *EGR* mesmo em misturas com significativo excesso de ar.
- Possibilidade de reduzir o percentual *EGR* para obter autoignição em maiores velocidades do motor;
- Influência de diferentes tipos de combustível;
- Sobre a praticidade de se conceber um motor comercial para *HCCI*;
- Formação de emissões.

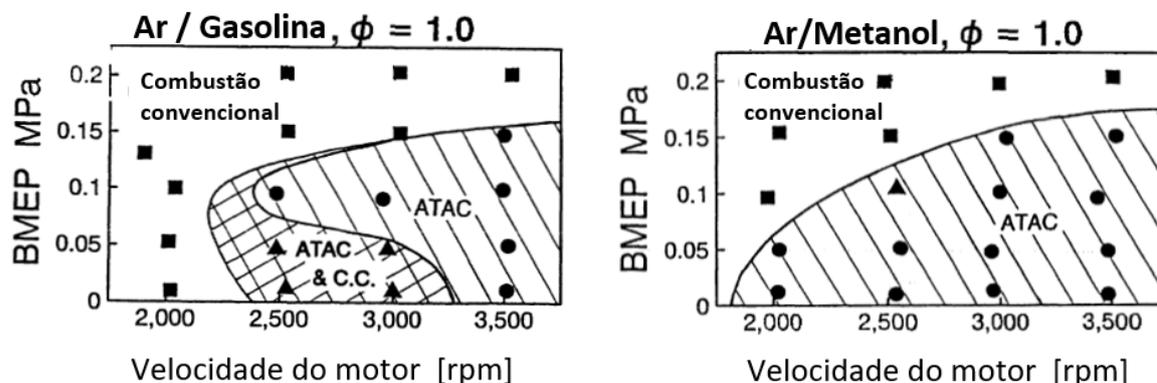
É pertinente observar que, mesmo nos dias atuais, ainda existem incertezas e aspectos não respondidos com exatidão, fato que destaca a necessidade de realização de pesquisas para a melhor compreensão dos fenômenos envolvidos no modo *HCCI* em motores de combustão interna.

2.3.4.2. 1990-1999

Foi a partir da década de 90 que o número de pesquisas e publicações sobre *HCCI* aumentou notavelmente e, como consequência, foram reportados avanços significativos relacionados a este modo de combustão.

Com o uso de mistura ar/combustível estequiométrica e pressão média efetiva abaixo de 0,15 MPa, o uso de metanol estendeu a faixa de operação em autoignição de um motor dois tempos quando adicionado à gasolina, conforme ilustra a Figura 39. A 3000 rpm o *HCCI* do metanol exibiu menor variabilidade cíclica do que a ignição por centelha de gasolina, que não se mostrou um combustível adequado aos testes de autoignição nesta rotação (IIDA, 1994).

Figura 39. Comparação dos mapas de operação em *HCCI* para a gasolina e metanol.



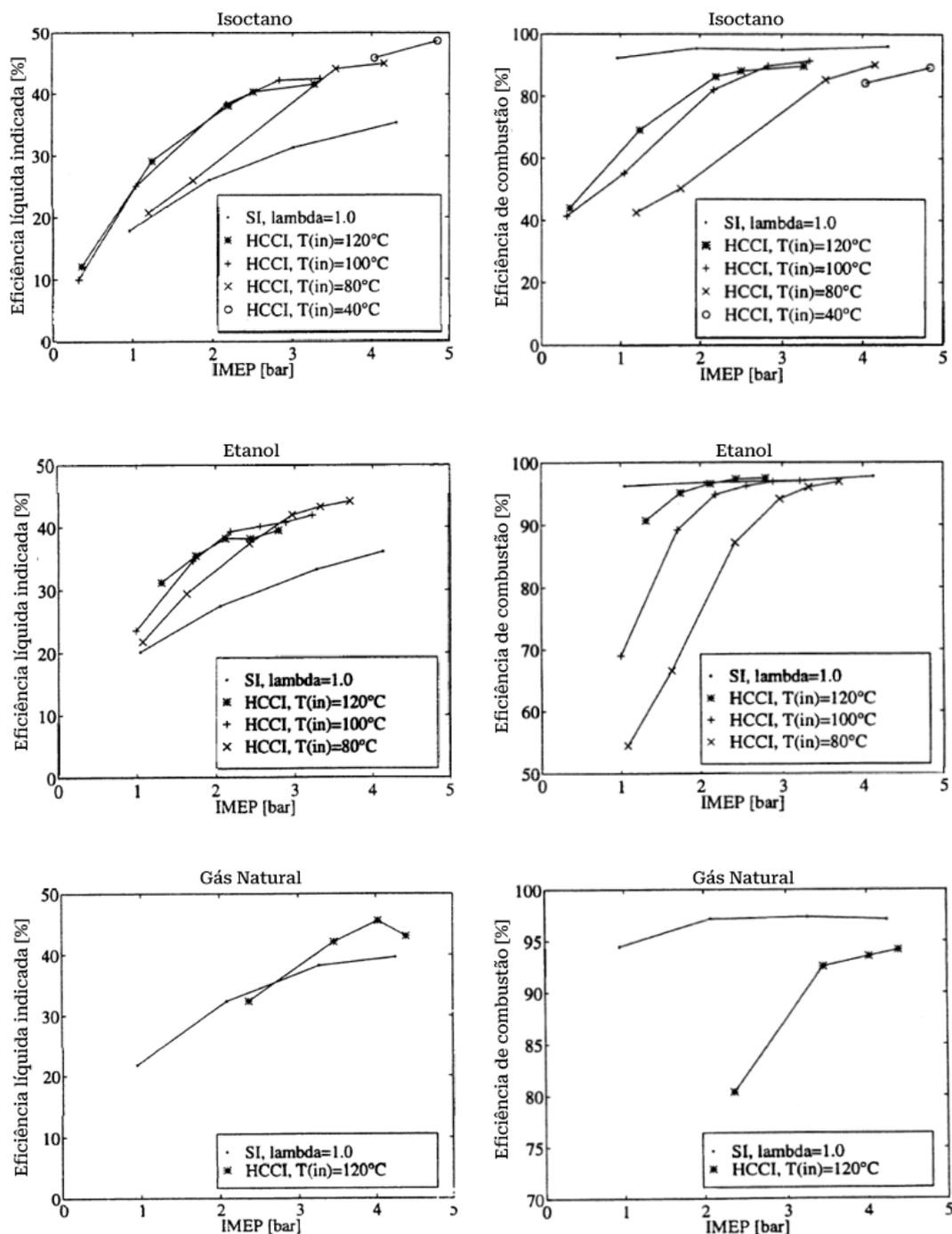
Fonte: adaptada de IIDA, 1994.

Gray e Ryan (1997) realizaram ensaios experimentais em um motor monocilíndrico diesel, dotado de um sistema que permitia a variação da razão volumétrica de compressão (*VCR*) de 7,5 a 14,0:1, ensejando a operação em *HCCI*. Utilizou-se *EGR* externa e um aquecedor elétrico do ar de admissão que, segundo os autores, era capaz de manter a temperatura inicial necessária à autoignição mesmo sem a recirculação dos gases da exaustão, em torno dos 185°C. Percebeu-se uma proporção quase linear entre o aumento da razão de compressão e/ou da temperatura do ar e conseqüentes reduções no *ignition delay* somadas ao avanço do início da combustão (*SOC*), até o limite de *knocking*. Combinações adequadas entre *RVC*, *EGR* e temperatura do ar estenderam o limite do *HCCI* para uma relação *A/C* próxima a 80, tolerância esta maximizada em razões de compressão intermediárias (*RVC* entre 9 e 11). Apesar de registrar desempenho similar ao diesel convencional em cargas parciais, o consumo específico de combustível aumentou em 28%, fato interpretado pelos autores como decorrente das altas frações de *EGR* e perda da qualidade do *combustion phasing*. Entretanto, o excesso de ar permitiu a redução das emissões específicas de NO_x em até 98% e de material particulado em 27%, ambas mensuradas em 50% do torque máximo do motor ((BILL) GRAY; RYAN, 1997).

Christensen, Johansson e Einewall (1997) propuseram a investigação do *HCCI* em um motor Volvo TD100, originalmente diesel, isolando e instrumentando apenas um dos seus seis cilindros em linha, de 1,6 litro, para a comparação entre três combustíveis: isooctano, etanol e gás natural. Adaptações foram feitas para a operação deste propulsor com ignição por centelha (*throttled*) a uma *RVC* = 12,0:1, em *HCCI* (*unthrottled*) com *RVC* = 21,0:1 contando com aquecimento do ar em três

níveis: 80, 100 e 120°C. Um aspecto relevante levantado pelos autores diz respeito ao pistão utilizado. Como a queima homogênea não depende da turbulência para a propagação de chama ou da geração de estruturas de fluxo complexas, pôde-se manter a geometria da câmara de combustão simples, com o uso do pistão *flat*. A temperatura de entrada do ar de admissão no motor, 40°C, se mostrou suficiente para a geração da autoignição do isooctano, tornando desnecessário o pré-aquecimento para este combustível. Os valores mínimos para o etanol e gás natural foram, respectivamente, 80 e 120°C, requisitos proporcionais ao aumento da octanagem. Entre 1 e 5 bar de pressão média efetiva indicada (*IMEP*) foi possível operar o motor com o fator lambda maior que três, atingindo os maiores limiares de empobrecimento ($\lambda = 9$) para o isooctano. Conforme a Figura 40, em quase todos os pontos de operação estudados para os três combustíveis a eficiência global indicada foi maior para o *HCCI* do que IC, com diferenças consideráveis principalmente em torno dos 4 bar de *IMEP*, destacando-se ainda os valores próximos ao patamar de 50% (CHRISTENSEN; JOHANSSON; EINEWALL, 1997).

Figura 40. Eficiência global indicada e eficiência de combustão do isoctano, etanol e gás natural.

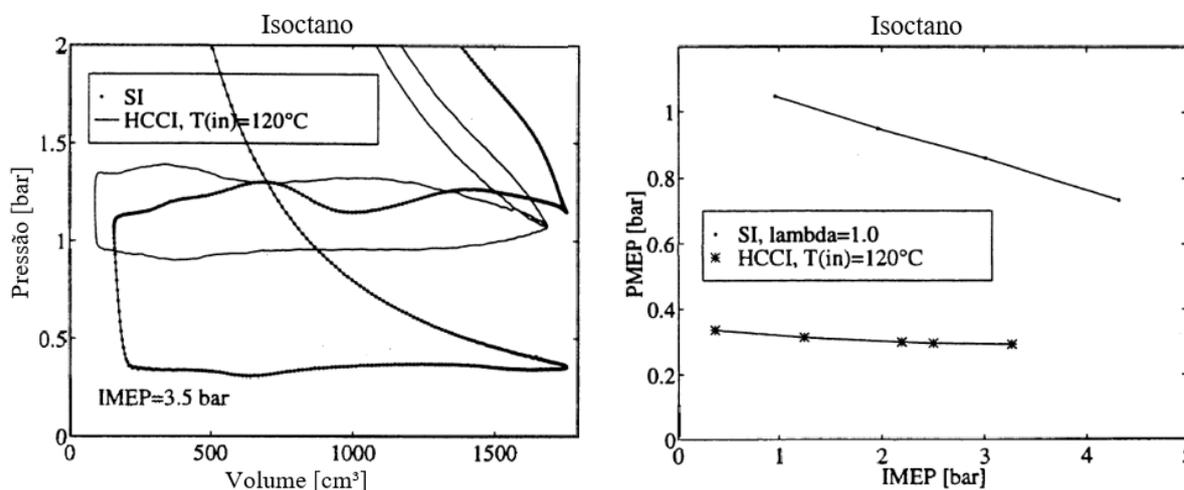


Fonte: adaptada de CHRISTENSEN; JOHANSSON; EINEWALL, 1997.

A observação das curvas de eficiência de combustão permitiu constatar que, à exceção de um ponto para o etanol, todos os demais valores de *HCCI* foram inferiores à ignição por centelha. A diferença fica mais acentuada nas menores cargas de operação do motor, nas quais a queima de misturas com excesso de ar resulta em baixas taxas de liberação de calor, gerando instabilidade na combustão ou mesmo

sua interrupção (*quenching*). Em contrapartida, o *HCCI* permitiu a operação do motor sem restrição à entrada do ar atmosférico (*unthrottled*); o aumento considerável da razão de compressão; a redução das taxas de transferência de calor em virtude dos menores picos e maior homogeneidade da temperatura no cilindro, minimizando as perdas térmicas; o aumento da razão entre os calores específicos durante o tempo de expansão do motor. Sobre este último tópico, o excesso de ar na câmara de combustão aproxima o fluido de trabalho ao gás ideal, aumentando a razão entre os calores específicos ($\gamma = c_p/c_v$) e, conseqüentemente, a eficiência térmica (CEVIZ; KAYMAZ, 2005). Ademais, a inexistência de restrição ao escoamento no motor reduziu substancialmente as perdas por bombeamento (Figura 41), mesmo diante de uma maior contrapressão na exaustão, proporcional ao fluxo de ar. Desta forma, os ganhos obtidos compensaram a menor eficiência de combustão e aumentaram significativamente a eficiência global do motor. O trabalho ainda registrou, para o *HCCI*, maiores taxas de aumento e picos de pressão e transferência de calor no cilindro, níveis de emissão de NO_x inferiores aos verificados com o uso de catalisadores em motores IC, aumento na formação de CO e HC e redução na duração da combustão (*MFB10-90*) (CHRISTENSEN; JOHANSSON; EINEWALL, 1997).

Figura 41. Diagrama P-V e pressão média efetiva de bombeamento dos modos *HCCI* e IC.



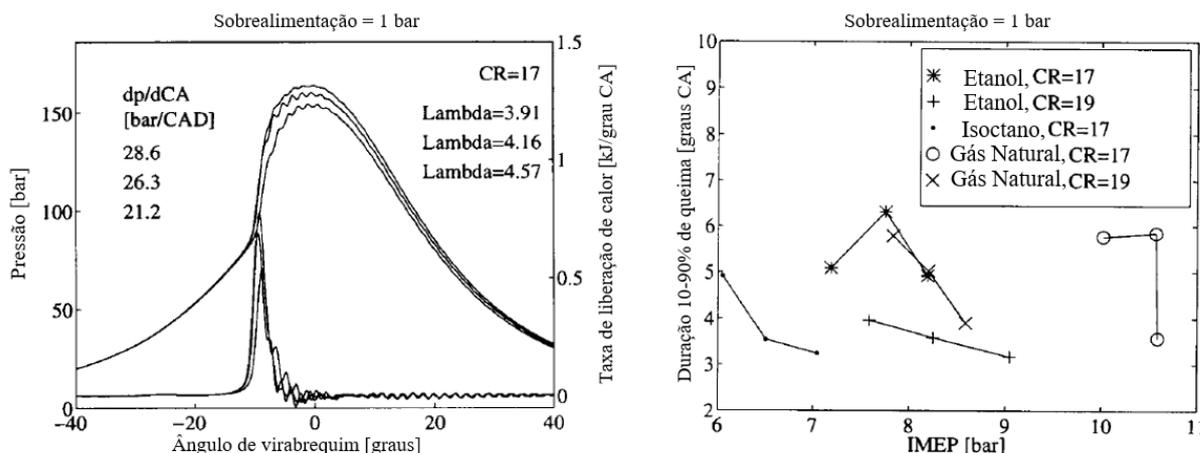
Fonte: adaptada de CHRISTENSEN; JOHANSSON; EINEWALL, 1997.

Os mesmos autores, da Universidade de Lund, na Suécia, ainda desenvolveram diversos outros trabalhos relacionados a *HCCI* ao fim da década de 90. Um deles apresentou uma metodologia bastante similar à do trabalho anteriormente analisado, mas desta vez utilizando *EGR* externa e mantendo a condição experimental de testes fixa, com uma $\text{RVC} = 18,0:1$ e velocidade de 1000

rpm. A recirculação externa dos gases da exaustão foi especialmente adequada para o etanol, que tolerou uma fração de 62% exibiu uma eficiência global indicada de 47% a 5 bar de *IMEP*. A eficiência de combustão foi restaurada para valores mais próximos aos 100% e obteve-se melhor controle da queima de combustível mediante a redução da velocidade das reações químicas, que retardou o início da autoignição e reduziu suas taxas. Segundo os autores, o maior problema do *HCCI* não estava relacionado às emissões de CO e HC que, apesar de mais elevadas em relação à ignição por centelha, poderiam ser controladas pela relação *A/C*, *EGR*, temperatura do ar de admissão e pelo uso de um catalisador oxidante. O foco para os trabalhos futuros deveria ser na contínua busca pela ampliação do *HCCI* no mapa operacional do motor (carga e rotação) por meio do controle mais preciso da ignição e combustão, especialmente das suas taxas em misturas mais próximas à estequiometria (CHRISTENSEN; JOHANSSON, 1998).

No mesmo ano, o uso de sobrealimentação até 2 bar por meio de um compressor de ar externo proporcionou o alcance de 14 bar de *IMEP* para o gás natural em uma razão de compressão de 17,0:1, a 1000 rpm. A maior octanagem do combustível gasoso permitiu a operação do motor em maiores pressões médias efetivas, porém foi o etanol o combustível que exibiu a maior eficiência global indicada, de 59% a 11 bar de *IMEP*. Suspeita-se que resultados ainda melhores poderiam ser alcançados, mas os autores foram cautelosos. Segundo eles, os perfis das curvas de pressão no cilindro e liberação de calor assimilaram-se aos de *knock*, com taxas muito elevadas, a duração da combustão estava muito rápida e sua ocorrência avançada, particularmente para o isooctano (Figura 42). Ademais, a maior pressão de sobrealimentação mostrou-se eficaz para minimizar a formação de *UHC*, principalmente em maiores cargas, ao passo que as emissões de CO também puderam ser contidas com a prática de misturas relativamente ricas e maior aquecimento do ar de admissão (CHRISTENSEN et al., 1998).

Figura 42. Curvas de pressão no cilindro, liberação de calor e duração da combustão *HCCI*.



Fonte: adaptada de CHRISTENSEN et al., 1998.

No ano seguinte, um estudo foi feito com o uso de injeção de água para avaliar seus efeitos no controle sobre a combustão, especialmente sobre o *ignition timing*, em busca da redução/controle das taxas de queima de combustível em *HCCI*. Nas palavras dos autores (tradução):

O maior problema do *HCCI* é o controle do *ignition timing* em uma ampla gama de rotações e cargas do motor, mas outro sério problema está relacionado às taxas de combustão muito altas. Estas podem ocasionar aumento abrupto da pressão no cilindro e *knock*, resultando em uma operação ruidosa do motor e possíveis danos à sua estrutura (CHRISTENSEN; JOHANSSON, 1999).

A injeção de água desempenhou um papel importante ao proporcionar a redução das taxas e duração da combustão, além de atrasar o *ignition timing*. Tais resultados foram alcançados devido à redução da temperatura no cilindro durante o fim da compressão e início da expansão, por ser a água um fluido incompressível com calor latente de vaporização superior ao dos combustíveis. Os maiores ganhos foram obtidos a partir do maior aquecimento do ar de admissão (105°C para o etanol, 115°C para o isooctano e 167°C para o gás natural), em virtude da melhor vaporização e distribuição mais uniforme da água na câmara de combustão. Níveis ainda menores de emissões de NO_x foram registrados, porém às custas do aumento de CO e UHC, indicadores da deterioração da qualidade da queima do combustível (CHRISTENSEN; JOHANSSON, 1999). Previamente à análise das importantes informações visuais disponibilizadas na Figura 43, acerca dos efeitos da injeção de água na combustão

HCCI, apresenta-se o equacionamento e a explicação das variáveis utilizadas nos gráficos.

Na Equação 2, WF/FF é a razão entre a vazão mássica de água (\dot{m}_w) e a de combustível (\dot{m}_f), cujo valor máximo praticado nos testes foi igual a três.

$$\frac{WF}{FF} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_f} \quad (2)$$

Na Equação 3, a eficiência de combustão (η_c) é dada pela razão entre o calor total liberado pela queima de combustível por ciclo (Q) e o produto entre a massa de combustível injetada por ciclo (m_f) e seu poder calorífico inferior (PCI).

$$\eta_c = \frac{Q}{m_f \cdot PCI} \quad (3)$$

Na Equação 4, a eficiência térmica (η_t) é a razão entre o trabalho produzido sobre o pistão no ciclo (W) e o calor liberado durante a combustão (Q).

$$\eta_t = \frac{W}{Q} \quad (4)$$

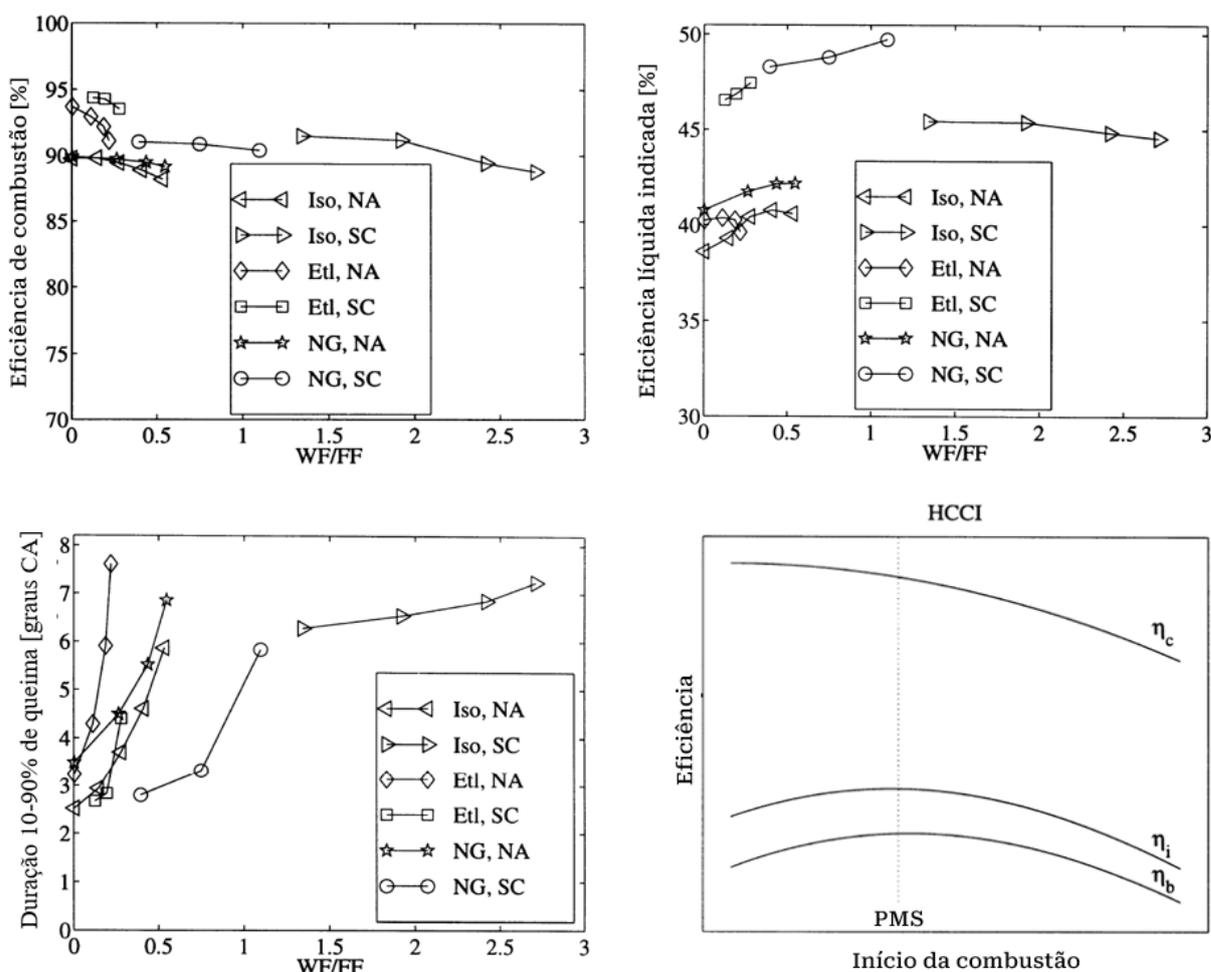
Na Equação 5, a eficiência global líquida indicada (η_i – *net indicated efficiency*), mais conhecida na literatura recente por eficiência de conversão de combustível (η_{cc}) indicada, é definida pela relação entre o trabalho indicado produzido sobre o pistão no ciclo (W_i) e o produto entre a massa de combustível injetada por ciclo (m_f) e seu poder calorífico inferior (PCI). Também pode ser expressa pelo produto entre a eficiência de combustão e a eficiência térmica indicada.

$$\eta_i = \frac{W_i}{m_f \cdot PCI} = \eta_c \cdot \eta_{t,i} \quad (5)$$

Na Equação 6, a eficiência global de eixo (η_b – *brake efficiency*) é definida pela relação entre o trabalho de eixo produzido sobre o pistão no ciclo (W_b) e o produto entre a massa de combustível injetada por ciclo (m_f) e seu poder calorífico inferior (PCI). Também pode ser expressa pelo produto entre a eficiência global líquida indicada e a eficiência mecânica (η_m), que contabiliza os ajustes devido ao atrito do motor.

$$\eta_b = \frac{W_b}{m_f \cdot PCI} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (6)$$

Figura 43. Eficiência de combustão, global indicada, duração da queima de combustível (*MFB10-90*) e comparativo entre eficiências na queima HCCI.



Fonte: adaptada de CHRISTENSEN; JOHANSSON, 1999.

A Figura 43 permite observar que, de forma geral, o aumento do teor de água na queima do combustível, a partir de um valor ideal, deteriorou a eficiência de combustão e, proporcionalmente, aumentou a formação dos poluentes CO e UHC. A redução da temperatura, principalmente em regiões próximas às paredes do cilindro, impediu a oxidação do combustível e sua vaporização completa à medida do aumento da umidade relativa. A injeção de água também se mostrou influente na ampliação da duração da combustão para todos os combustíveis, em que pese o *MFB10-90* naturalmente diminuto em HCCI (duração da queima abaixo de 8° CA mesmo com o maior atraso de ignição). Compete destacar que não há, necessariamente, linearidade

entre as eficiências de combustão e global indicada. Conforme constatado no artigo de Christenssen e Johansson (1999), em algumas situações foram necessárias frações mais elevadas de água, maiores até mesmo que a quantidade de combustível, para restaurar o *combustion phasing*. Embora tal prática impactasse diretamente a eficiência de combustão, esta perda era compensada pelo *ignition timing* correto que, até certo ponto, era o fator preponderante que governava a curva de eficiência de conversão de combustível indicada.

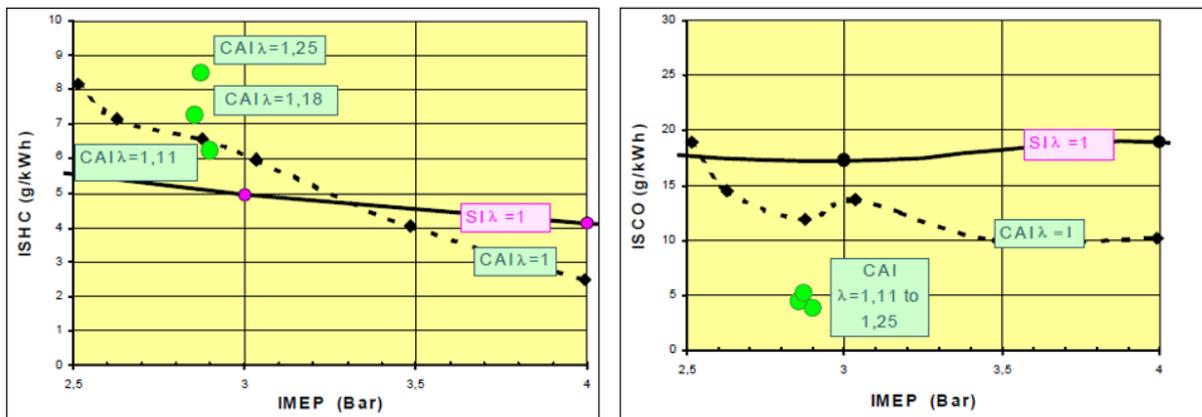
2.3.4.3. 2000-2009

A partir dos anos 2000 o número de artigos e informações publicadas sobre *HCCI* cresceu substancialmente. Para evitar descrições excessivamente longas de fontes diversas, algumas publicações foram analisadas na forma textual, e outras resumidas em uma tabela. O critério adotado para esta divisão foi baseado, sobretudo, na presença de informações visuais relevantes, que trazem consigo discussões pertinentes, ou de dados que podem ser melhor expressos de maneira sucinta.

Lavy *et al.* (2000) desenvolveram um projeto entre múltiplas instituições (IFP, Daimler Chrysler, Ford, Peugeot-Citroen, PCI e Universidade de Brunel) denominado *4-SPACE (4-stroke powered gasoline auto-ignition controlled combustion engine)*. O propósito foi estudar a autoignição da gasolina com o objetivo de torná-la aplicável a motores comerciais e disponibilizá-los no mercado sem o uso do catalisador de NO_x . Na primeira parte do desenvolvimento experimental foi utilizado um motor monocilíndrico quatro tempos, de quatro válvulas, 500 cm^3 , $\text{RVC} = 10,9:1$, mantendo-se a entrada de ar em 40°C . Emissões de óxidos de nitrogênio próximas a 0 g/kWh já eram esperadas pelos autores e constituíram uma redução drástica, entre dez e quarenta vezes, dos níveis reportados em motores Otto convencionais com uso de catalisador. Entendia-se que um dos benefícios do *CAI* era a possibilidade de queima de misturas com excesso de ar, o que resultaria em ganhos expressivos em consumo de combustível. No entanto, um dos principais resultados do trabalho foi obtido a 1500 rpm com combustão estequiométrica, ou próxima a $\lambda = 1$, que proporcionou emissões de CO e HC similares e, por vezes, inferiores às do mesmo motor operando com ignição por centelha (Figura 44). Os autores consideraram este resultado como promissor, justamente por solucionar uma limitação do *CAI* até então reportada por

trabalhos anteriores e ainda reduzindo o consumo de combustível em até 8% (LAVY et al., 2000).

Figura 44. Comparativo entre as emissões de HC e CO para ignição por centelha e CAI.



Fonte: adaptada de LAVY et al., 2000.

Uma outra importante descoberta foi feita a partir de investigações óticas da combustão, que buscavam a compreensão mais detalhada do *HCCI* em motores quatro tempos. Desta vez a ferramenta utilizada foi um outro motor monocilíndrico com acesso ótico, equipado com cabeçote transparente e janelas de acesso à câmara de combustão, RVC = 9,5:1, aquecimento do ar de admissão a 180°C, operando a uma velocidade de 500 rpm. Foi utilizada a técnica conhecida como *shadowgraph* para a visualização bidimensional da distribuição de combustível, com o uso de câmeras *laser* de alta velocidade. A superfície do topo do pistão atuou como um espelho para refletir a luz emitida pela câmara com o uso de fluorescência induzida por *laser*. Verificou-se que embora seja razoável admitir que a autoignição ocorre de forma homogênea e simultânea em todo o volume da câmara de combustão, na prática há diferenças em relação ao processo ideal. A Figura 45 revela o início da combustão na região central da imagem, em função da maior emissão luminosa e, em seguida, os focos (sítios) da queima de combustível propagando-se em direção à periferia. Embora o tempo em que ocorre o processo seja reduzido, é nítida a existência de estratificações na mistura ar/combustível que geram gradientes térmicos e, conseqüentemente, instantes diferentes de início da autoignição. Um dos possíveis motivos apontados no trabalho para a existência destas zonas não homogêneas seria a distribuição irregular dos gases residuais na câmara de combustão (LAVY et al., 2000).

Figura 45. Visualização pela técnica *shadowgraph* da autoignição controlada em um MCI.



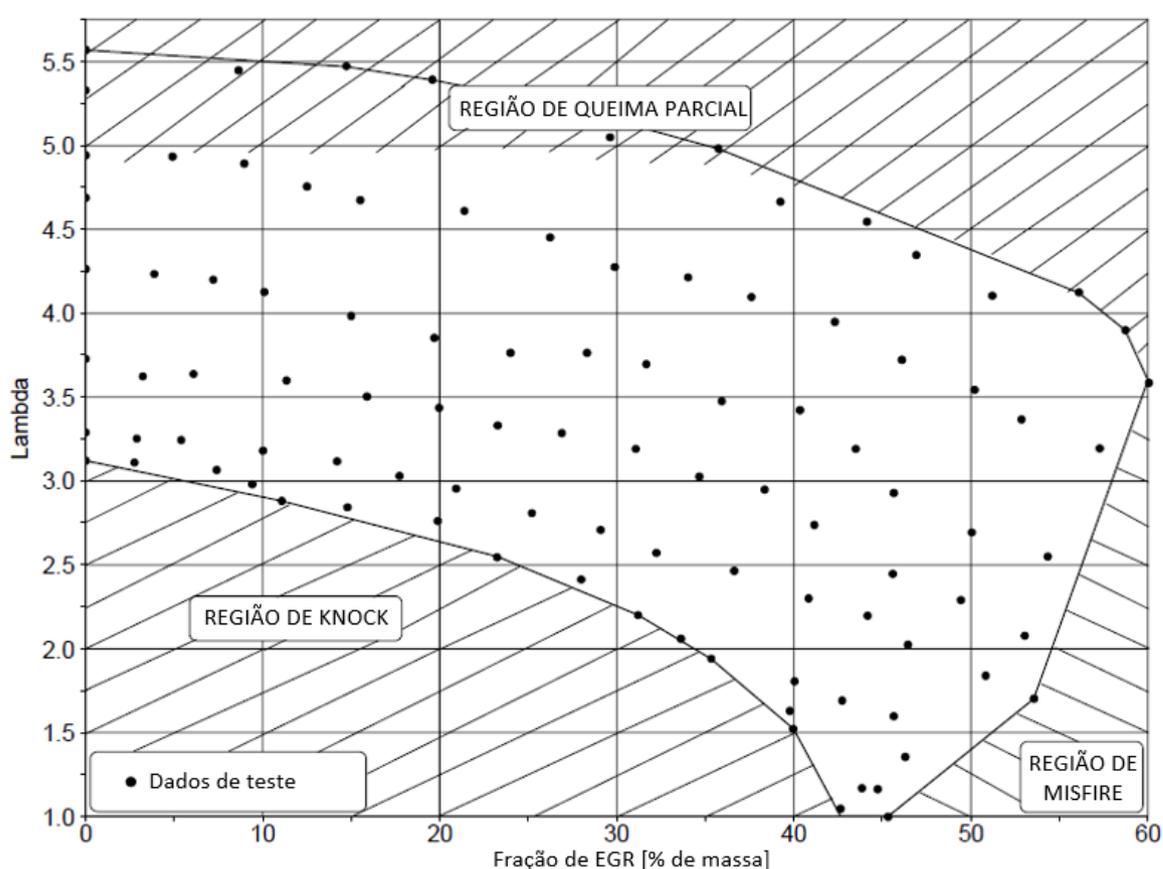
Fonte: adaptada de LAVY et al., 2000.

Dois outros trabalhos, publicados em 2001, foram apontados como continuações do projeto *4-SPACE* (OAKLEY et al., 2001a, 2001b), cujo intuito foi investigar as variáveis que influenciam o *CAI* e levantar mapas de operação do motor neste modo de combustão para diferentes combustíveis. O aparato experimental utilizado em ambos os artigos foi idêntico, composto por um motor monocilíndrico Ricardo E6, de 0,5 L, testado em *WOT* (*wide open throttle*) a uma razão volumétrica de compressão igual a 11,5:1, com aquecedor elétrico do ar de admissão de 3 kW, para manter a temperatura em 320°C. Na primeira publicação o combustível utilizado foi a gasolina, para a qual, dentre os diversos mapas gerados, são analisados dois. Na Figura 46 exibe-se a região na qual obteve-se o *CAI* com sucesso, em função da fração de *EGR* e da relação *A/C*. Percebe-se uma faixa de aplicação relativamente extensa, sobretudo à medida do empobrecimento da mistura ar/combustível (até certo limite), porém limitada por três fronteiras:

- *Misfire*: em frações muito altas de *EGR*, o conteúdo de CO_2 diluído na mistura ar/combustível é excessivo, ocasionando falhas na ignição. Para que maiores teores de gás recirculado sejam tolerados é necessário disponibilizar mais oxigênio (empobrecimento da mistura), que restabelece a qualidade da queima.
- Queima parcial: o aumento do fator λ e o conseqüente decréscimo na quantidade de combustível injetada por ciclo reduzem as taxas de liberação de calor no cilindro. No limite, a temperatura é insuficiente para a manutenção da combustão, que pode cessar, resultando em emissões aumentadas de *CO* e *UHC*, junto ao crescimento do *COV* do *IMEP*.

- Limite de *knock*: nas zonas mais “ricas” em combustível, ou mais próximas à estequiometria, com frações reduzidas de *EGR*, foram registradas oscilações cíclicas na curva de pressão do cilindro. Estas foram classificadas como inaceitáveis caso possuíssem amplitude superior a 0,5 bar em pelo menos 10% dentre os 100 ciclos analisados (indicador *KOF* - *knock occurrence frequency - knocking threshold*). Sem a utilização de *EGR*, o lambda mínimo alcançável foi 3,15 (a 2,5 bar de *IMEP*) e, para $\lambda = 1$, foi necessária uma fração de *EGR* de 43%.

Figura 46. Mapa de operação em *CAI* de um motor a gasolina em função de *EGR* e lambda.

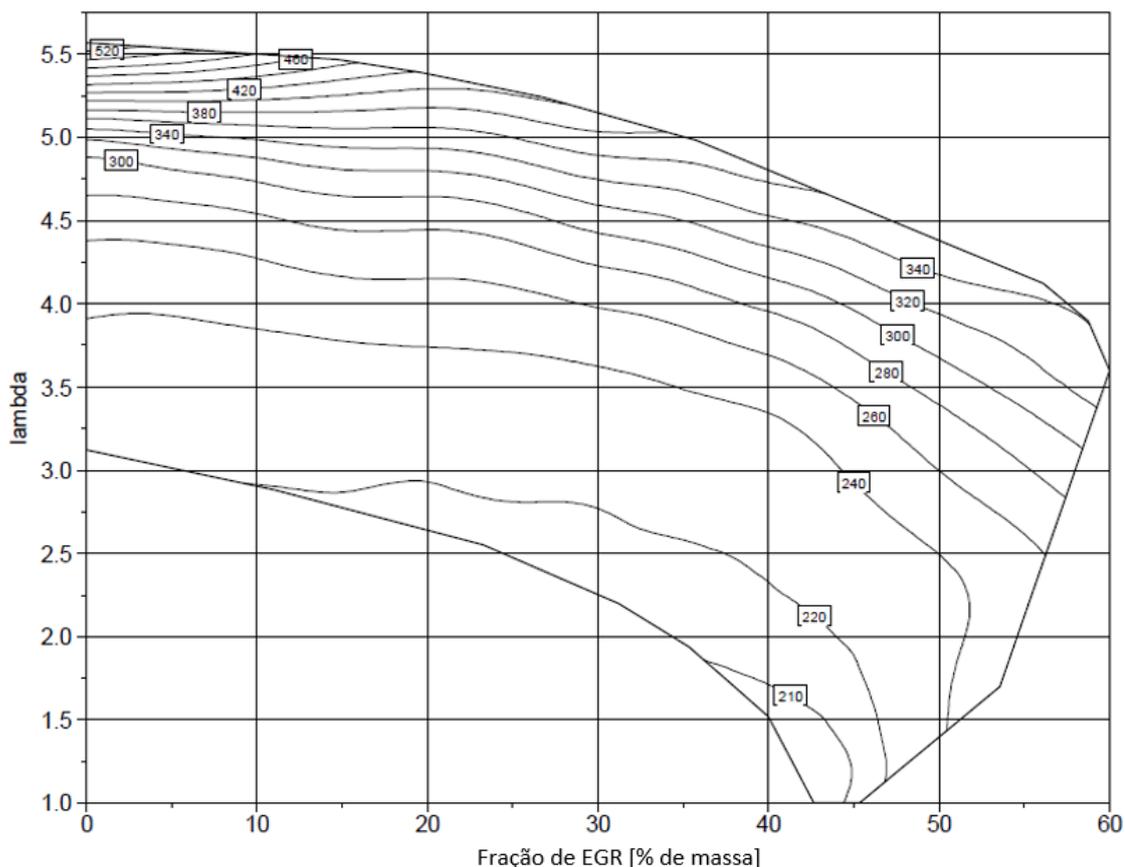


Fonte: adaptada de OAKLEY et al., 2001a.

O mapa de consumo específico de combustível indicado é exposto na Figura 47. No ponto em que foi atingida a maior carga do motor, próxima a 4 bar de *IMEP*, e registrado um bom controle sobre a combustão, o *ISFC* foi mínimo, com valores próximos a 200 g/kWh. De acordo com a experiência prévia dos autores adquirida em outros trabalhos, valores comparáveis de consumo específico de um motor IC nestas condições variam entre 250 e 330 g/kWh, fato que se traduz em um ganho significativo para o motor *CAI* de, pelo menos, 20%. Proporcionalmente à redução do consumo de

combustível, notou-se redução nas emissões de CO_2 , utilizado no artigo como medida de quão eficiente foi a utilização de combustível pelo motor para a geração de trabalho útil. Os piores índices de *ISFC* foram atingidos próximos à região de queima parcial, na qual uma significativa parcela de combustível era exaurida na forma de hidrocarbonetos não queimados (OAKLEY et al., 2001a).

Figura 47. Mapa de consumo específico de combustível indicado (*ISFC*) de um motor *CAI* a gasolina.

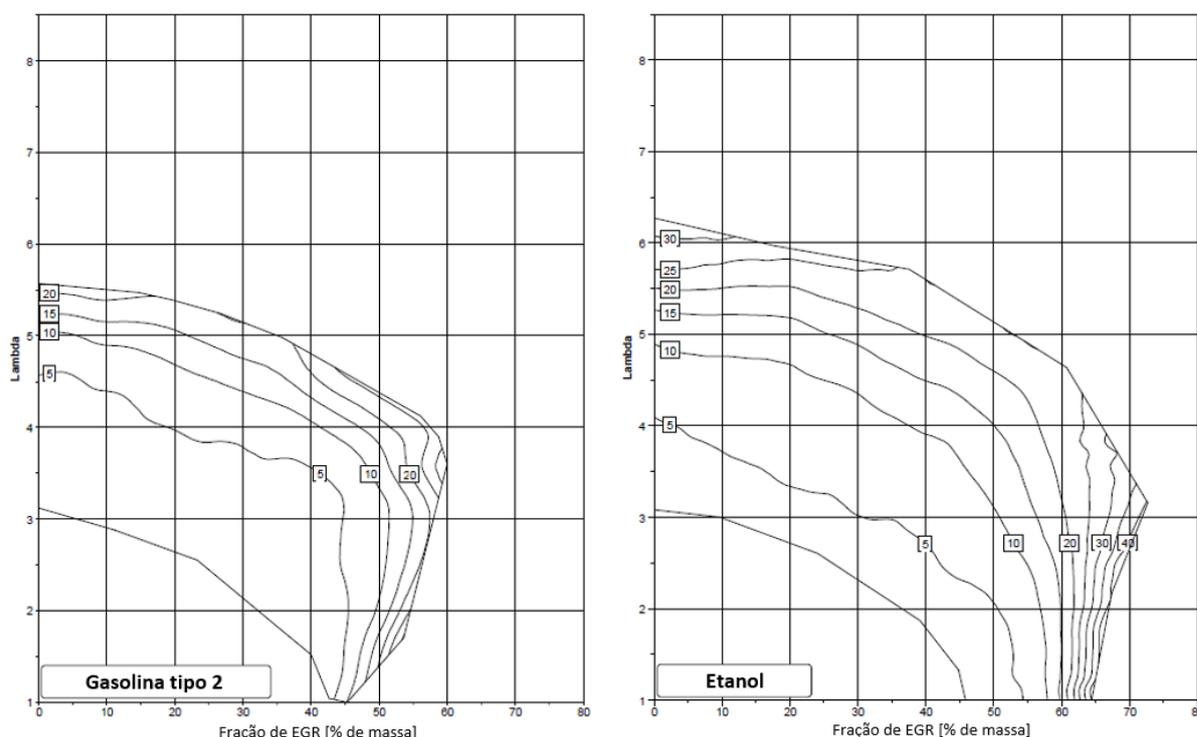


Fonte: adaptada de OAKLEY et al., 2001a.

No outro trabalho elaborado pelos mesmos autores, uma metodologia similar foi desenvolvida para combustíveis diferentes, desta vez comparando-se a gasolina a etanol e metanol. A Figura 48 ilustra a comparação do mapa de *COV-IMEP* para gasolina e etanol em *CAI*. A zona de operação em autoignição para o etanol foi visivelmente superior à do combustível fóssil, em função da maior tolerância ao excesso de ar e *EGR*, sendo ainda superior para o metanol. Destaca-se, na linha de queima estequiométrica do etanol, a capacidade de operar o motor com frações de gás queimado próximas a 65%, que contribuem para prolongar a duração da combustão, algo que não pôde ser feito para a gasolina. Por outro lado, em frações baixas de *EGR*, a duração da combustão dependia majoritariamente da relação *A/C*,

pois o excesso de ar reduzia as taxas de liberação de calor e, conseqüentemente, a velocidade da queima de combustível. No entanto, independentemente do combustível, a variabilidade cíclica da combustão excedeu os limites considerados aceitáveis para um motor de ignição por centelha em quase toda a região de *CAI*, agravando-se mediante o excesso de ar ou pelo aumento da recirculação dos gases da exaustão (OAKLEY et al., 2001b).

Figura 48. Comparação entre o mapa de *COV-IMEP* para gasolina e etanol em *CAI*.

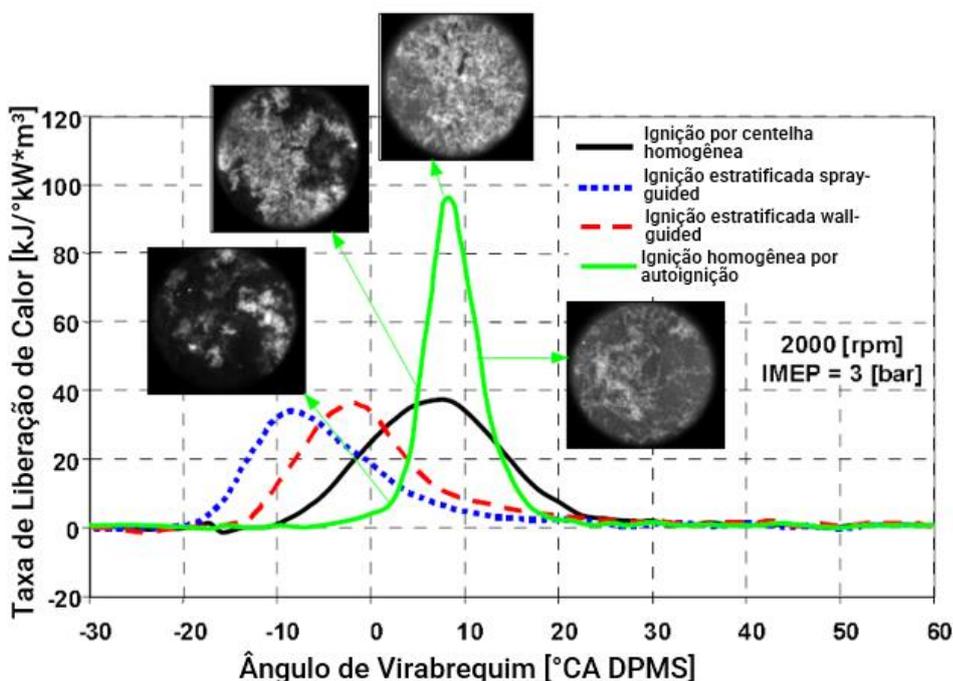


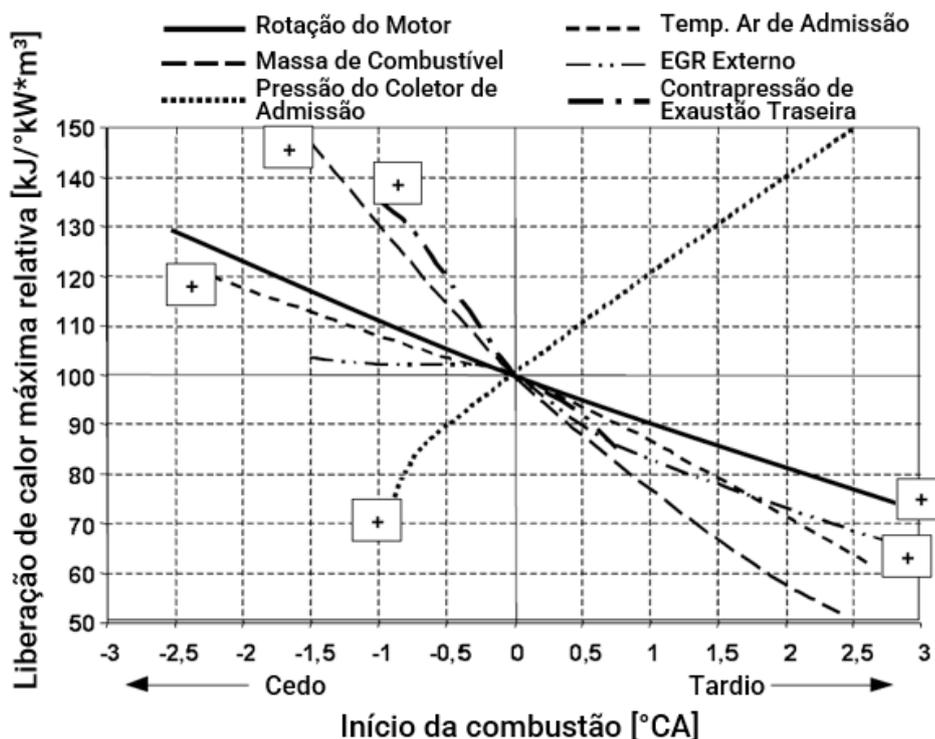
Fonte: adaptada de OAKLEY et al., 2001b.

Em 2003, o artigo de Fuehrhapter, Piock e Fraidl apresentou um título atraente, ao questionar se a autoignição seria “a melhor solução para o compromisso entre consumo de combustível e emissões” em motores. Imagens relevantes são apresentadas no artigo, duas das quais são expostas na Figura 49. Ao comparar as curvas de liberação de calor para diferentes estratégias de combustão (Figura 49-a), percebe-se que a autoignição controlada apresenta *combustion timing* termodinamicamente ideal, próximo ao PMS, em virtude das taxas muito elevadas de combustão e liberação de calor. Os motores IC têm, tipicamente, menores perdas térmicas para as paredes pela possibilidade de estratificação da injeção de combustível, porém a ignição avançada gera perfis apenas moderados de liberação de calor. Assim, informa-se que a chave para a criação de um motor capaz de operar

em autoignição é promover o controle da combustão de forma a conter as reações químicas, por vezes excessivas. Porém, é difícil alcançar este controle direto, pois o início da autoignição depende das condições termodinâmicas locais e composição da mistura ar/combustível no cilindro, que levam à ocorrência das reações químicas. Indiretamente, no entanto, é possível influenciar a liberação de calor e o início da combustão pela modificação de alguns parâmetros do motor (Figura 49-b). Por exemplo, o aumento da velocidade do motor e da fração de *EGR* são eficazes para retardar o início da combustão e reduzir as taxas de liberação de calor. De outro lado, os maiores valores de massa de combustível, contrapressão na exaustão e temperatura do ar de admissão antecipam a ocorrência da combustão e maximizam a liberação de calor. O aumento da pressão de admissão, considerado proporcional ao excesso de ar, é eficaz para antecipar o *ignition timing* e conter os gradientes térmicos (FUERHAPTER; PLOCK; FRAIDL, 2003).

Figura 49. a) perfis de liberação de calor para diferentes estratégias de combustão; b) efeito de parâmetros do motor no controle da combustão *HCCI*.



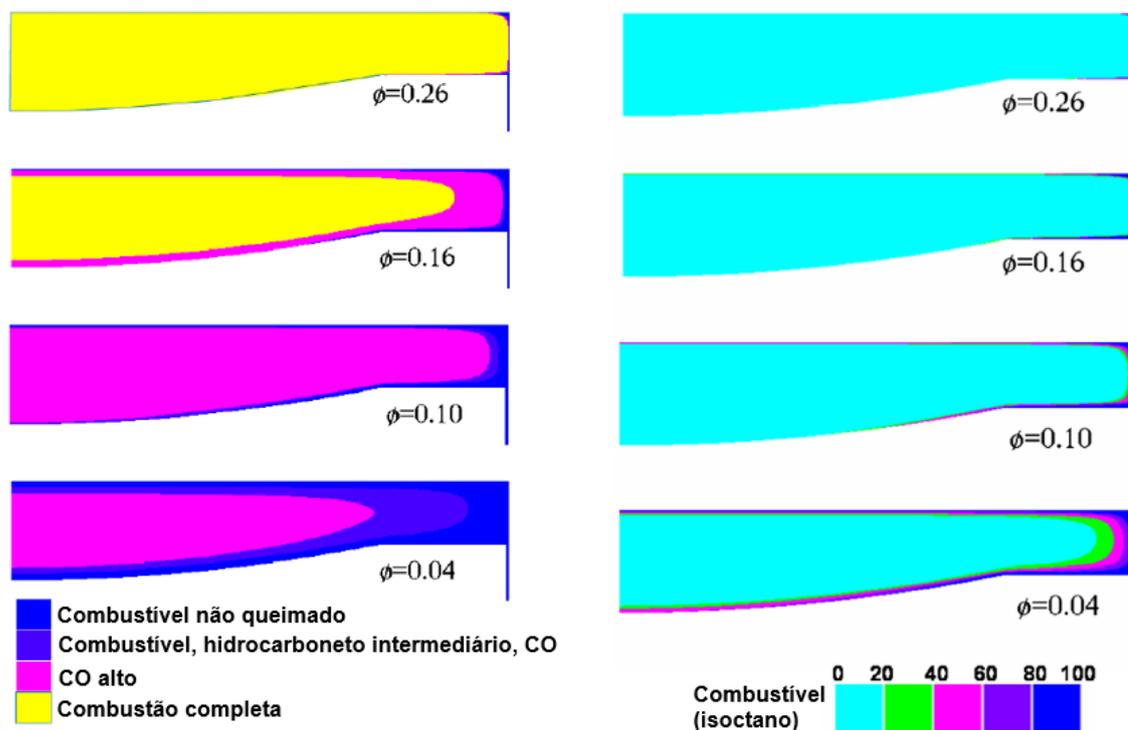


Fonte: adaptada de FUERHAPTER; PIOCK; FRAIDL, 2003.

Aceves *et al.* (2004) propuseram uma investigação numérica detalhada sobre uma das grandes limitações do *HCCI* reportada em trabalhos anteriores: a maior formação dos poluentes HC e CO e, conseqüentemente, a reduzida eficiência de combustão. Resultados experimentais obtidos previamente foram utilizados para a validação do modelo de um motor monocilíndrico diesel de 0,98 L, RVC = 17,63:1, convertido para o uso de isooctano como combustível e equipado com um sistema elétrico de aquecimento do ar (150°C). Razões de equivalência consideravelmente baixas foram simuladas ($0,26 < \Phi < 0,04$) de forma proposital, para investigar os limiares da combustão de misturas “pobres”. As Figuras 50 e 51 demonstram distribuições espaciais de algumas das espécies químicas utilizadas no modelo. A malha utilizada como volume da câmara de combustão era formada por 51000 elementos (ACEVES *et al.*, 2004).

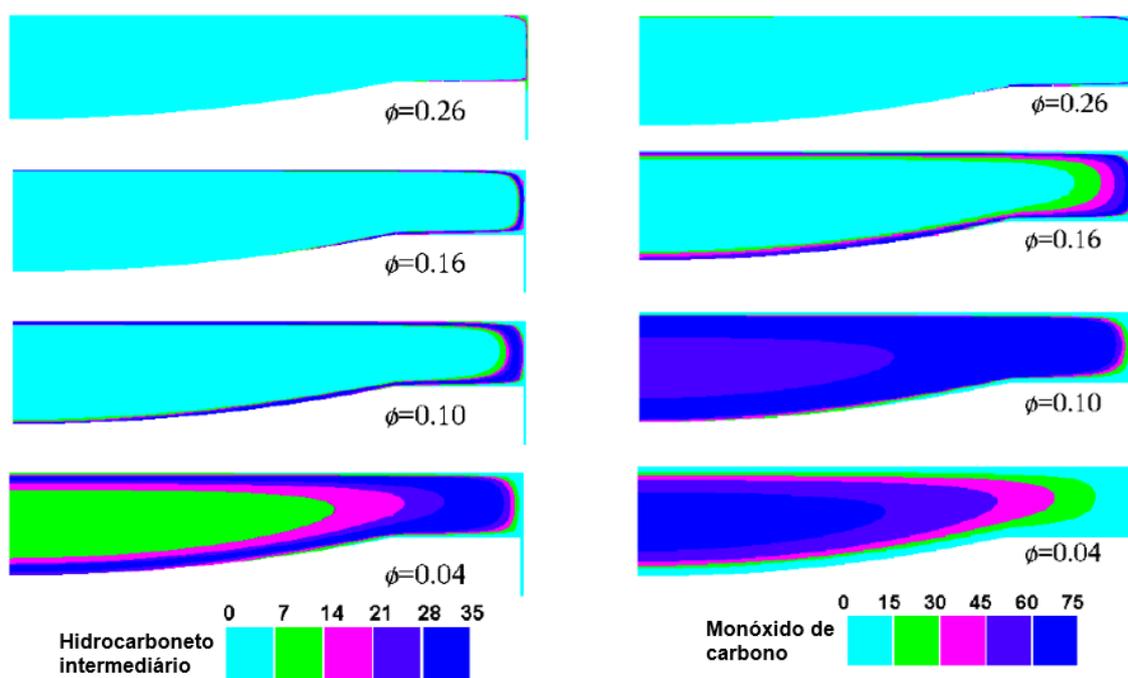
- $\Phi = 0,26$: a maior carga de operação do motor apresentou os menores índices de formação de CO e HC. A temperatura local era suficientemente alta para a completação das reações químicas e formação de CO₂. Os poluentes eram formados em *crevices*, regiões que correspondiam a menos de 1,4% do volume do PMS e possuíam elevada relação área/volume, cujos patamares térmicos eram inferiores aos das outras zonas da câmara de combustão.

Figura 50. Distribuição geométrica no volume da câmara de combustão da massa de combustível queimado, não queimado e dos poluentes formados na combustão *HCCI*.



Fonte: adaptada de ACEVES et al., 2004.

Figura 51. Distribuição geométrica no volume da câmara de combustão da massa de poluentes formados como produtos da combustão *HCCI*.



Fonte: adaptada de ACEVES et al., 2004.

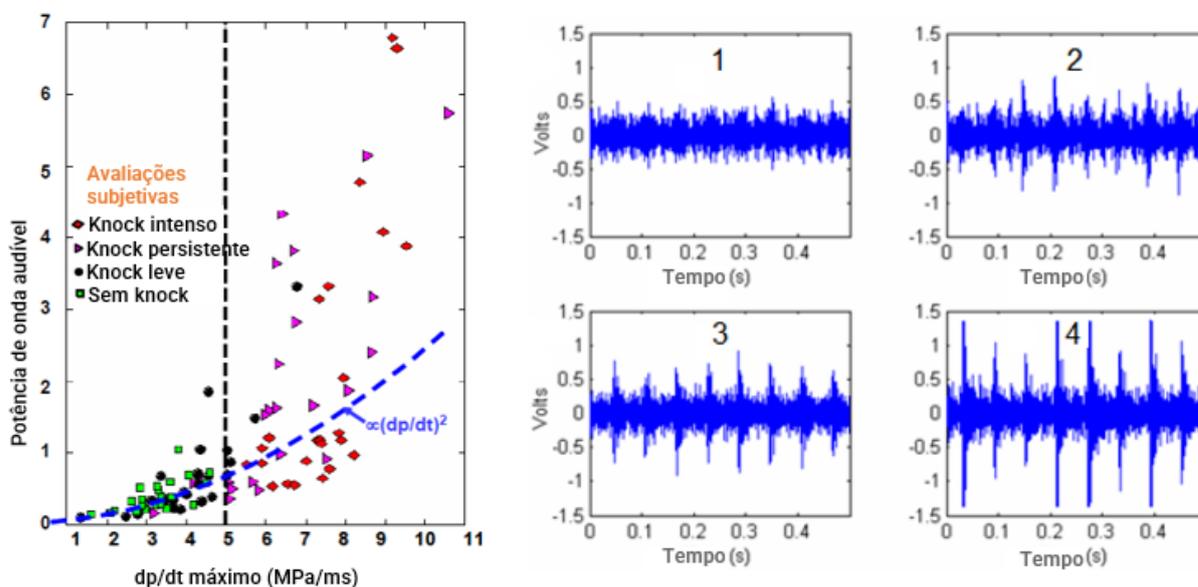
- $\Phi = 0,16$: aumento na formação de monóxido de carbono. A temperatura na região central da câmara de combustão ainda é elevada o suficiente para que as reações de autoignição se completem. No entanto, forma-se uma camada limite de temperatura intermediária e insuficiente para o alcance da combustão completa no intervalo de tempo disponível. Nela, a combustão cessa no início do tempo de expansão, bem como a conversão de CO em CO₂.
- $\Phi = 0,10$: há uma redução expressiva da temperatura em todo o volume da câmara de combustão, sendo que nem mesmo a região central dispõe dos patamares térmicos necessários à completação das reações químicas. A quase totalidade dos gases presentes no cilindro reagem parcialmente para formar CO, que atinge seus níveis máximos. Acima de 60% de todos os átomos de carbono são convertidos em monóxido de carbono. Os gases presentes em *crevices* encontram-se em temperaturas muito reduzidas e não reagem quimicamente, aumentando a presença de hidrocarbonetos intermediários e de combustível não queimado.
- $\Phi = 0,04$: nesta razão de equivalência a temperatura máxima registrada durante a combustão foi 1130 K, apenas 30 K superior ao nível verificado em *motoring*. Os gases do núcleo central da câmara de combustão reagem parcialmente para formar CO, mas surge uma camada limite espessa com temperatura ainda menor, cuja queima parcial resulta na produção aumentada de compostos hidrocarbonetos intermediários. As emissões de CO reduzem e as de HC aumentam. Encontra-se combustível queimado em *crevices* e camadas limite de menor espessura.

Milovanovic *et al.* (2005) examinaram a viabilidade de se alternar, em condição transiente, os modos de combustão *HCCI* e *SI* em um motor monocilíndrico da *Lotus Engineering*, de 0,45 L, RVC = 10,5:1, abastecido a gasolina. O objetivo era propor um “modo híbrido” que permitisse a operação do motor em *HCCI* em cargas baixas e médias, transitando para a ignição por centelha durante a partida a frio e em cargas elevadas. Verificou-se que a transição *SI-HCCI-SI* era possível e facilitada com o uso de *EGR* interna, que foi realizada com o uso de um *FVVT* eletro-hidráulico. A alternância entre os modos de combustão pôde ser concluída dentro de um ciclo do motor, intervalo de tempo considerado curto e satisfatório. No entanto, os ajustes necessários dos parâmetros de operação, principalmente devido à falta de

sincronismo entre os instantes de abertura das válvulas, acarretaram em descontinuidades abruptas na disponibilização de torque. Para ajustá-las, foi preciso alterar a posição do pedal de aceleração e a quantidade de combustível injetado, fatores que geraram instabilidade na combustão, *misfire* e “solavancos” que se traduziriam em um desconforto perceptível ao condutor de um veículo equipado com este motor. Apesar de atestar a possibilidade da transição *SI-HCCI*, constatou-se a necessidade de estratégias que a tornassem suavizada e melhor sincronizada (MILOVANOVIC et al., 2005).

Andreae et al. (2007) executaram testes experimentais em um motor de ignição por centelha Mazda 2.3 L, com quatro cilindros em linha, quatro válvulas em cada e injeção indireta de gasolina. Um dos cilindros foi isolado e adaptado para operar com autoignição a uma RVC = 11,1 por meio da substituição do pistão, enquanto os demais cilindros permaneceram em *motoring*. O objetivo era determinar qual a condição de teste que caracterizaria *knock*. Para tanto foram examinados a curva de pressão no cilindro, o sinal acústico do motor adquirido por microfone e ainda foi feita uma avaliação sensorial subjetiva de acordo com a experiência dos pesquisadores, das instituições norte-americanas MIT (*Massachusetts Institute of Technology*) e Ford *Research and Advanced Engineering*. Segundo os autores, o *HCCI* naturalmente produz maiores oscilações no sinal de pressão no cilindro do que modos de combustão convencionais. Tal fato demanda o discernimento correto entre a queima de combustível normal e anormal, além de tornar insuficiente a análise individual da curva de pressão no cilindro para o estabelecimento de uma conclusão sobre a ocorrência ou não de *knock*. Conforme a Figura 52, foi definido um *knock threshold* de 5 MPa/ms ($dP/dt_{máx}$), atribuindo-se classificações a algumas faixas de oscilações (ANDREAE et al., 2007).

Figura 52. *Knock threshold* e categorizações de *knock*.



Fonte: adaptada de ANDREAE et al., 2007.

- *No knock* (1): apesar da existência de oscilações de pressão, típicas do processo *HCCI* e maiores do que as verificadas em ignição por centelha, os gradientes não foram considerados como combustão anormal.
- *Slight knock* (2): presença de alguns ciclos de combustão com oscilações de pressão anormais, com a amplitude comparável ao *persistent knock*.
- *Persistent knock* (3): condição em que ocorriam picos no sinal do microfone durante a maior parte dos ciclos em combustão, porém de menor amplitude comparando-se ao *heavy knock*.
- *Heavy knock* (4): registrava-se picos no sinal do microfone de significativa amplitude na maioria dos ciclos do motor durante a combustão, com variações substanciais entre eles.

Na Tabela 4 os autores compararam o valor de variação da pressão no tempo (dP/dt), a partir do qual alegava-se a ocorrência de *knock*, com outras referências adotadas por empresas e centros de pesquisas.

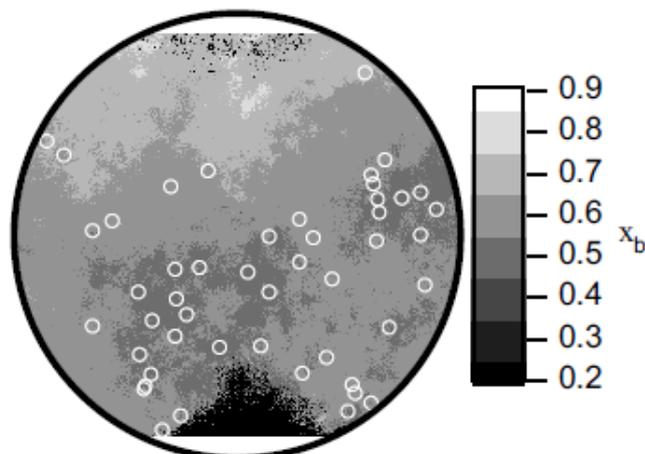
Tabela 4. Critérios adotados para a constatação de *knock* na combustão *HCCI*.

Grupo de pesquisa	Artigo SAE	Critério de knock	(dP/dt) _{max} equivalente
Andreae et al.			5 MPa/ms
AVL [8]	2003-01-0754	2 bar/deg @3000 rpm	3.6 MPa/ms
Brunel [9]	2001-01-1030	0.5 bar oscilação; 10% dos ciclos	
Cosworth [10]	2005-01-0133	6-8 bar/deg @1500 rpm	5.6 – 7.2 MPa/ms
GM [5]	2002-01-2859	Ringing index de 2 MW/m ²	~3 MPa/ms
Lotus [11]	2005-01-0157	6-8 bar/deg @2000 rpm	7.2 – 9.6 MPa/ms
Lund [12]	9800787	12 bar/deg @1000 rpm	7.2 MPa/ms

Fonte: adaptada de ANDREAE et al., 2007.

Herold *et al.* (2009) e Krasselt *et al.* (2009) realizaram experimentos óticos por quimiluminescência em um motor monocilíndrico de 0,55 L, RVC = 11,0:1, com injeção *PFI* de isooctano. Verificou-se que a combustão *HCCI* tinha seu início mais próximo às válvulas de admissão e os focos de ignição espontânea propagavam-se em direção às válvulas de exaustão (Figura 53). Esta visualização indicou a existência de um certo grau de estratificação química e térmica na mistura ar/combustível considerada homogênea, explicada pela transferência de calor no cilindro durante os tempos de admissão e compressão. Os autores induziram níveis maiores de estratificação ao aquecerem, em temperaturas diferentes, a entrada de ar nas duas válvulas de admissão, visando forçar o surgimento de não-homogeneidades na câmara de combustão. Perceberam que apenas para níveis de estratificação térmica acima dos 45°C havia uma modificação significativa da combustão, sendo que abaixo deste patamar os dados de pressão no cilindro e emissões permaneceram razoavelmente constantes. Portanto, concluiu-se que apesar da presença de pequenas descontinuidades inerentes a processos reais, é razoável assumir a mistura ar/combustível do *HCCI* como homogênea. Os níveis de estratificação térmica e química naturalmente existentes são insuficientes para causar grandes modificações na combustão, quando comparados à condição ideal, especialmente considerando-se a rápida duração do processo (HEROLD *et al.*, 2009; KRASSELT *et al.*, 2009).

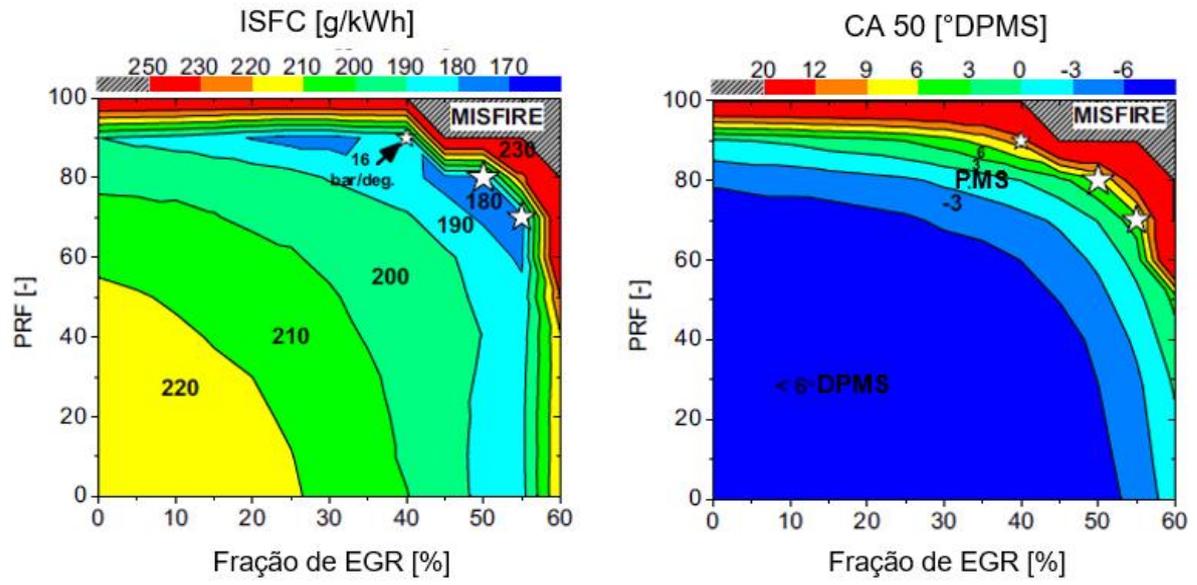
Figura 53. Focos de autoignição nos instantes iniciais da combustão *HCCI*.



Fonte: adaptada de HEROLD et al., 2009.

Kokjohn *et al.* (2009) simularam a combustão *HCCI* em um motor monocilíndrico diesel Caterpillar *heavy-duty* 2,4 L, RVC = 16,1:1, após realizarem testes experimentais com 61% em volume de gasolina e 39% diesel, que permitiram a validação do modelo físico e a extrapolação de resultados. A Figura seguinte mostra a relação entre o consumo específico de combustível indicado e a posição angular do virabrequim em que houve a queima de 50% da massa de ar/combustível (*MFB50* ou *CA50*), em uma carga de 11 bar *IMEP* a 1300 rpm. Os valores de *ISFC* foram considerados baixos pelos autores, dentro de uma faixa entre 170 e 250 g/kWh, com destaque para os níveis inferiores a 180 g/kWh obtidos mediante o aumento do teor de gasolina (*PRF*) e *EGR*, que proporcionaram eficiência térmica próxima a 50%. Relevante observar que os melhores resultados foram registrados quando o *MFB50* compreendia-se, em média, entre 4 e 6° *CA*, uma redução em relação aos 8° *CA* comumente reportados na literatura (KOKJOHN et al., 2009).

Figura 54. Mapas de *ISFC* e *MFB50* obtidos em via numérica para a combustão *HCCI*.



Fonte: adaptada de HEROLD et al., 2009.

Tabela 5. Resumo de artigos sobre *HCCI* publicados entre 2000 e 2009.

Referência	Tema estudado	Motor e condições de teste	Principais resultados
KONTARAKIS; COLLINGS; MA, 2000	<i>HCCI</i> próximo à estequiometria ($0,9 < \lambda < 1,1$)	4 cilindros (um isolado em <i>HCCI</i>), 1,8 L, RVC = 10,3:1, gasolina <i>PFI</i> , WOT 1300 a 2000 rpm, 2,5 a 3,8 bar <i>IMEP</i>	Emissões de HC do <i>HCCI</i> e <i>SI</i> comparáveis a 1800 e 2000 rpm; <i>HCCI</i> estável sem aquecimento externo, apenas <i>iEGR</i>
OAKLEY et al., 2001a	Limites do <i>CAI</i> para a gasolina, comparação com <i>SI</i>	Monocilíndrico, 0,5 L, RVC = 11,5:1, $T_{in} = 320^{\circ}\text{C}$ (3 kW), WOT 1500 rpm, <i>injection timing</i> = 79° CA APMS	Alcance de <i>A/C</i> = 80:1 com <i>EGR</i> = 60%; <i>EGR</i> reduziu <i>UHC</i> ; 97% de redução de NO_x no pior ponto; minimização de CO com o aumento da carga; redução de 20% em CO_2 e <i>ISFC</i> ; <i>COV</i> aceitável até 43% de <i>EGR</i> e $\lambda = 3,5$
OAKLEY et al., 2001b	Efeitos de combustíveis derivados do álcool no <i>CAI</i> , comparação com gasolina	Monocilíndrico, 0,5 L, RVC = 11,5:1, $T_{in} = 320^{\circ}\text{C}$ (3 kW), WOT 1500 rpm, <i>injection timing</i> = 79° CA APMS	Maior tolerância dos álcoois ao excesso de ar e <i>EGR</i> , <i>misfire</i> reduzido; <i>ignition timing</i> do metanol relativamente insensível ao <i>EGR</i> ; definição de <i>knock</i> como $\text{PRR} > 5 \text{ bar}/^{\circ}\text{CA}$
ZHAO et al., 2002	Operação de um motor <i>CAI</i> a gasolina em condições de dirigibilidade cotidianas (ciclo de condução <i>NEDC</i>)	Ford Zetec 1,7 L, 4 cilindros, RVC = 10,3:1, <i>PFI</i> , WOT 1000 a 3500 rpm, 0,5 a 4 bar <i>IMEP</i> , sem aquecimento do ar	Modificações apenas no eixo de comando de válvulas para <i>iEGR</i> permitiram a operação em <i>CAI</i> ; redução de BSFC em até 30%; redução de NO_x até 99%; aumento de <i>UHC</i> até 160%; redução de CO até 40%
JEULAND; MONTAGNE; DURET, 2003	Efeitos de diferentes tipos de combustível na autoignição controlada, comparados a uma referência (similar à gasolina)	2,0 L, 4 cilindros, RVC = 10,0:1, $T_{in} = 35^{\circ}\text{C}$, 1000 a 3000 rpm	Combustíveis oxigenados ampliaram a faixa de operação (rpm) superior e inferior (<i>BMEP</i>) em <i>CAI</i> ; combustíveis similares ao diesel estenderam a amplitude (rpm) em cargas baixas; limite de <i>COV</i> – <i>IMEP</i> = 5%; limite de ruído da combustão = 90 dB

Tabela 5. Continuação: resumo de artigos sobre *HCCI* publicados entre 2000 e 2009.

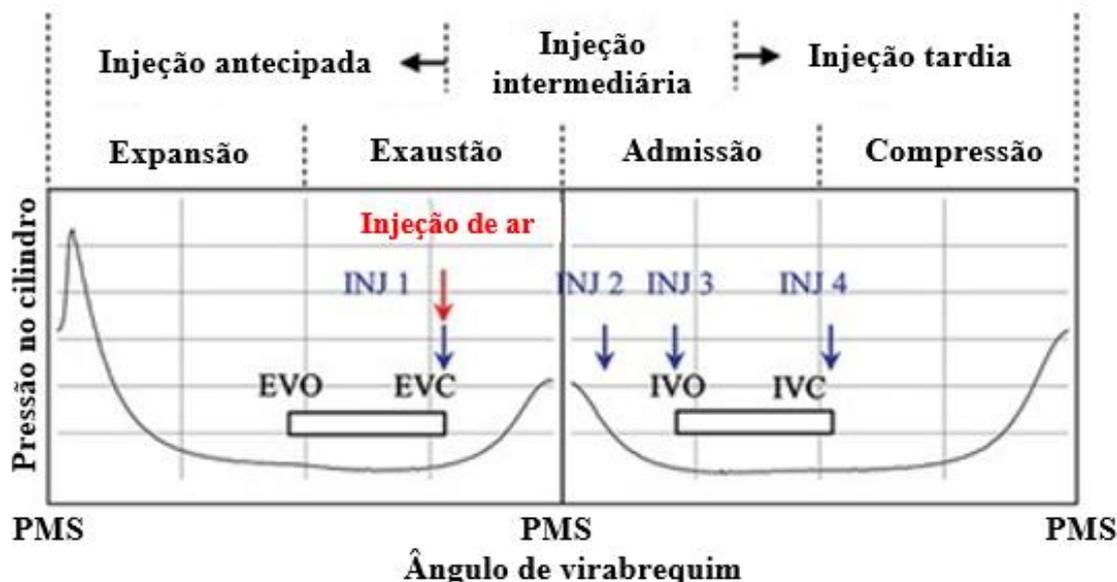
Referência	Tema estudado	Motor e condições de teste	Principais resultados
MILOVANOVIC; CHEN; TURNER, 2004	Influência de um sistema <i>FVVT</i> na combustão <i>HCCI</i> da gasolina	Motor monocilíndrico Lotus <i>AVT-FVVT</i> , 0,45 L, $RVC = 10,5:1$, $T_{in} = 25^{\circ}\text{C}$, 2 a 5 bar <i>IMEP</i>	<i>EVC</i> e <i>IVO</i> , em ordem, se mostraram os parâmetros mais influentes sobre o <i>HCCI</i> , obtido com <i>EGR</i> entre 32 e 59%; <i>EVC</i> afeta a diluição, temperatura e pressão; <i>IVO</i> influencia as perdas por bombeamento e o fluxo reverso do fluido de escape
KALGHATGI, 2005	Estudo de especificações de combustíveis para motores <i>CAI</i>	Não se aplica	Necessidade de novas especificações experimentais para mensurar a qualidade de combustíveis submetidos à autoignição, diferenciando-se das estabelecidas para a ignição por centelha (<i>RON</i> e <i>MON</i>)
PENG et al., 2007	Transição entre os modos <i>HCCI</i> e <i>SI</i> em um motor a etanol	Monocilíndrico, 1,0 L, $RVC = 11,8:1$, 1000 a 2200 rpm, $T_{in} = 230^{\circ}\text{C}$	Dificuldade em se alternar entre <i>SI</i> e <i>HCCI</i> no mesmo ciclo do motor, devido a flutuações na velocidade e <i>BMEP</i> ; reduções de até 30% no consumo de combustível
MACK; ACEVES; DIBBLE, 2009	Uso de etanol hidratado em <i>HCCI</i> , até 60% de água	4 cilindros, 1,9 L, turboalimentado, $RVC = 17,0:1$, 1800 rpm, T_{in} entre 100 e 140°C , $\Phi = 0,28$	Combustão incompleta, aumento de CO e HC acima de 40% de água; demanda por maior T_{in} (fator limitante)
MAURYA; AGARWAL, 2009	Análise da combustão <i>HCCI</i> de gasolina e metanol	2 cilindros (um isolado em <i>HCCI</i>), 1,3 L, $RVC = 16,5:1$, 1500 rpm, <i>direct injection timing</i> = 24° CA APMS, T_{in} entre 110 e 160°C	$COV - P_{m\acute{a}x}$ proporcional a λ e T_{in} ; $COV - IMEP$ proporcional a λ , inversamente a T_{in} , excedeu 10% (crítico); níveis intermediários de empobrecimento e T_{in} tiveram melhor repetibilidade ($COV - P_{m\acute{a}x} < 2\%$); $T_{m\acute{a}x}$ abaixo dos 1600 K (mínima formação de NO_x)

2.3.4.4. 2010-2022

A exposição dos artigos revisados nesta seção segue a lógica do que foi apresentado na última década, tendo em vista que o número de publicações sobre *HCCI* aumentou com o passar do tempo. Para evitar a exposição de informações similares ou demasiadas, optou-se por analisar em texto e imagens apenas o conteúdo considerado mais relevante, que trouxesse informações novas ou mais próximas às aquelas desejadas para o desenvolvimento desta tese, especialmente no que tange o uso do etanol como combustível. Demais dados extraídos de outros trabalhos estão expostos na forma de tabela.

Yang e Zhao (2011) investigaram os efeitos do *negative valve overlap (NVO)* na autoignição controlada em um motor monocilíndrico de 0,45 L, RVC = 9,0:1, dotado de injeção direta de gasolina e aquecimento do ar de admissão a 175°C (3 kW). Tipicamente, há duas maneiras de se promover a *EGR* interna, por meio de alterações nos eventos de válvulas. A primeira é o atraso do fechamento da válvula de exaustão, enquanto a de admissão já está aberta, e a segunda é o adiantamento da abertura da válvula de admissão, enquanto a de exaustão ainda está aberta. Ambas as medidas induzem a retenção dos gases queimados na câmara de combustão. No artigo em análise, foi utilizada a técnica *NVO*, que consiste no afastamento entre os instantes de fechamento da válvula de exaustão e abertura da válvula de admissão (Figura 55) para maximizar a retenção do fluido de exaustão e a ocorrência da ignição espontânea. Os eventos de válvula utilizados foram: $IVO = 80^\circ$ CA DPMS, $IVC = 200^\circ$ CA DPMS, $EVO = 190^\circ$ CA APMS, $EVC = 80^\circ$ CA APMS, sendo a referência o ponto morto superior do início da admissão. Os autores investigaram as consequências de diferentes *injection timings* e do centelhamento em 40° CA APMS, técnica conhecida como *spark-assisted*. Pequenas taxas de liberação de calor foram geradas como consequência da reforma térmica da gasolina na presença de considerável fração de *iEGR*, auxiliada pela injeção de ar. Verificou-se que a ignição por centelha dos gases queimados durante o período de *NVO* aumentou a temperatura da câmara de combustão e induziu a antecipação do *CAI*, especialmente durante a queima estequiométrica. A injeção de combustível tardia durante a compressão exigia o centelhamento para a estabilização da combustão, devido ao *mistfire* em função da baixa temperatura, que reduzia a cinética química das reações de ignição espontânea (YANG; ZHAO, 2011).

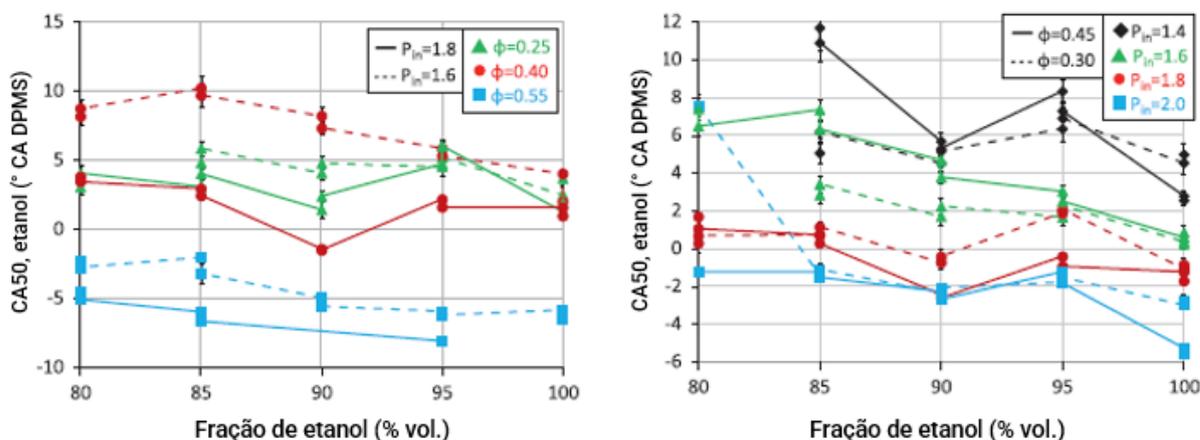
Figura 55. Estratégia *negative valve overlap* (NVO) para maximizar a retenção de gás queimado.



Fonte: adaptada de YANG; ZHAO, 2011.

Saxena *et al.* (2012) adaptaram e instrumentaram um dos quatro cilindros de um motor Volkswagen de 1,9 L, sobrealimentado (1,4 a 2,0 bar), RVC = 17,0:1, abastecido a etanol hidratado com até 20% de água, para a execução de testes em *HCCI*. A razão de equivalência variou entre 0,25 e 0,55 e a velocidade do motor foi mantida fixa em 1800 rpm. Um trocador de calor foi instalado na admissão para promover o aquecimento do ar (120 a 150°C) utilizando-se da entalpia dos gases de exaustão. A pressão de sobrealimentação, a razão de equivalência e o teor de etanol na mistura com água exerceram influência sobre o instante de início da combustão. De forma geral, o aumento destes parâmetros antecipava as reações de autoignição que, em dadas circunstâncias, foram tão avançadas que o *MFB50* ocorreu antes mesmo do PMS (Figura 56), resultando em perdas de potência, térmicas e trabalho negativo. Nestas situações, a água foi eficaz para retardar o *combustion timing* sem impactar o desempenho do motor, mesmo em sua concentração volumétrica máxima de 20%, fato interpretado como positivo em virtude da energia gasta nas últimas etapas do processo produtivo do etanol para sua desidratação (SAXENA *et al.*, 2012).

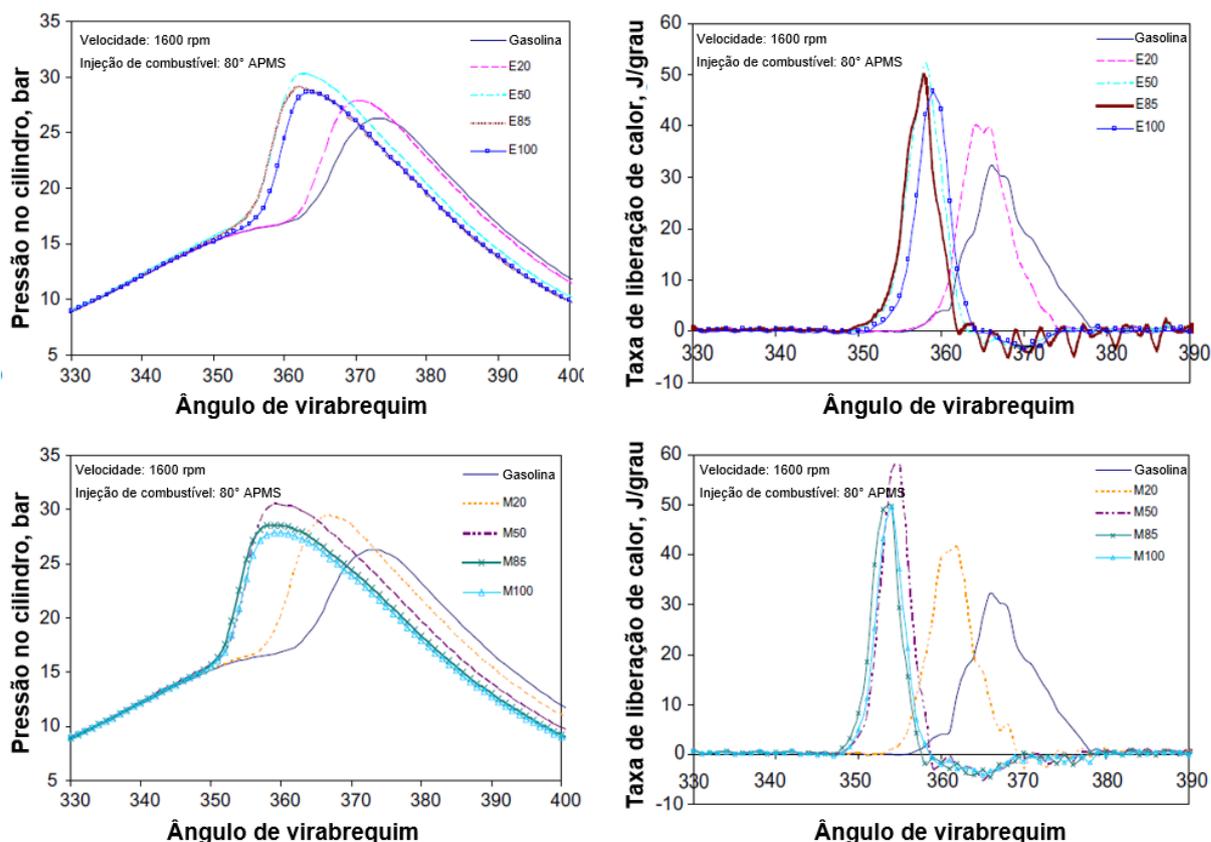
Figura 56. MFB50 (CA50) do etanol em HCCI de acordo com parâmetros de operação do motor.



Fonte: adaptada de SAXENA et al., 2012.

A autoignição do etanol e metanol foi comparada à da gasolina em um motor monocilíndrico ótico Ricardo Hydra, de 0,5 L, RVC = 9,1:1, equipado com aquecedor elétrico do ar de admissão (3 kW; 175°C), operando a 1600 rpm. Maiores teores de combustíveis derivados do álcool misturados à gasolina levaram ao avanço do início da combustão e maximizaram a pressão no cilindro. Consoante a Figura 57, a autoignição do combustível fóssil se processou em dois estágios, sendo o primeiro relativamente lento e caracterizado pelas menores taxas de liberação de calor, seguido de outro com taxas elevadas de liberação de calor. Tal fato não aconteceu com o etanol e metanol, cuja autoignição ocorreu em estágio único e de forma avançada em relação à gasolina. Apesar da maior octanagem destes combustíveis, superior resistência à ignição espontânea e calor latente de vaporização, a ignitabilidade dos álcoois foi maior diante da alta temperatura e da fração de gases de exaustão recirculados. A baixa sensibilidade em relação à *EGR* foi vista como positiva numa tentativa de otimizar o controle da combustão HCCI. Colocou-se em xeque o fato de a octanagem ser utilizada como indicador da resistência à autoignição do combustível nestas condições. Os autores afirmaram que a reforma do combustível levou à produção de espécies intermediárias que avançaram o instante de autoignição dos álcoois. A maior velocidade de queima junto à presença de moléculas de oxigênio no etanol e metanol ainda contribuíram para tornar a combustão mais completa, consequentemente reduzindo as emissões de CO e HC (TONGROON; ZHAO, 2013).

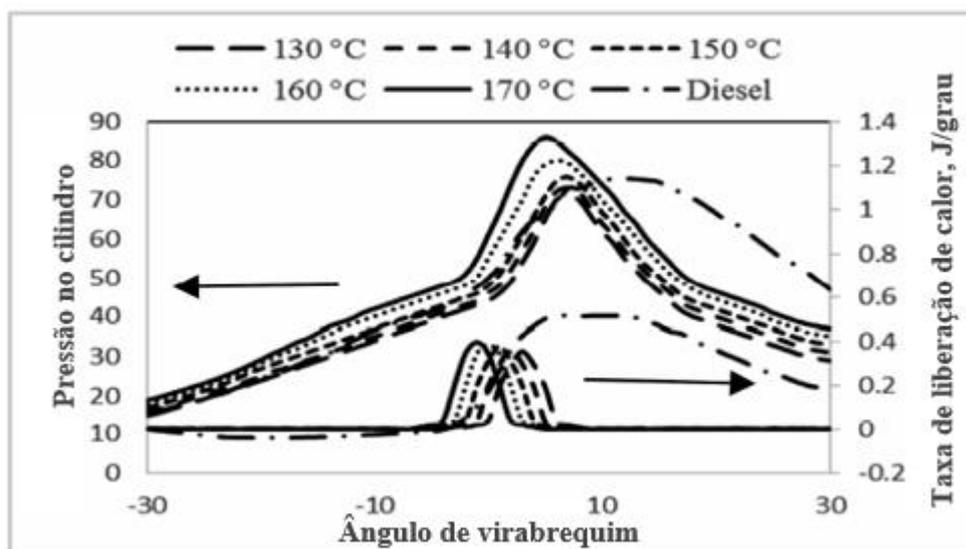
Figura 57. Curvas de pressão no cilindro e taxas de liberação de calor da combustão *HCCI* para os combustíveis gasolina, etanol e metanol.



Fonte: adaptada de TONGROON; ZHAO, 2013.

A temperatura de 170°C foi considerada ideal para a entrada de ar (T_{in}) em um motor monocilíndrico diesel de 0,66 L, convertido para a operação com injeção indireta de etanol em *HCCI* a 1500 rpm, RVC = 17,5:1. A variação de T_{in} de 130 a 170°C em intervalos de 10°C implicou avanço e maximização das taxas liberação de calor e pressão no cilindro (Figura 58), de forma que a combustão do etanol era antecipada quando comparada ao diesel. Em plena carga, a queima do combustível fóssil apresentou duração de 37° CA, reduzida para abaixo de 10° CA mediante o *HCCI* do biocombustível. A eficiência térmica máxima atingida para o etanol foi de 43%, com uma eficiência de combustão de 98%. A pior condição experimental registrada para as emissões de NO_x do álcool ainda foi 97% inferior do que a verificada para o diesel (BENDU; SIVALINGAM, 2016).

Figura 58. Efeitos da temperatura de entrada do ar na combustão *HCCI* do etanol.



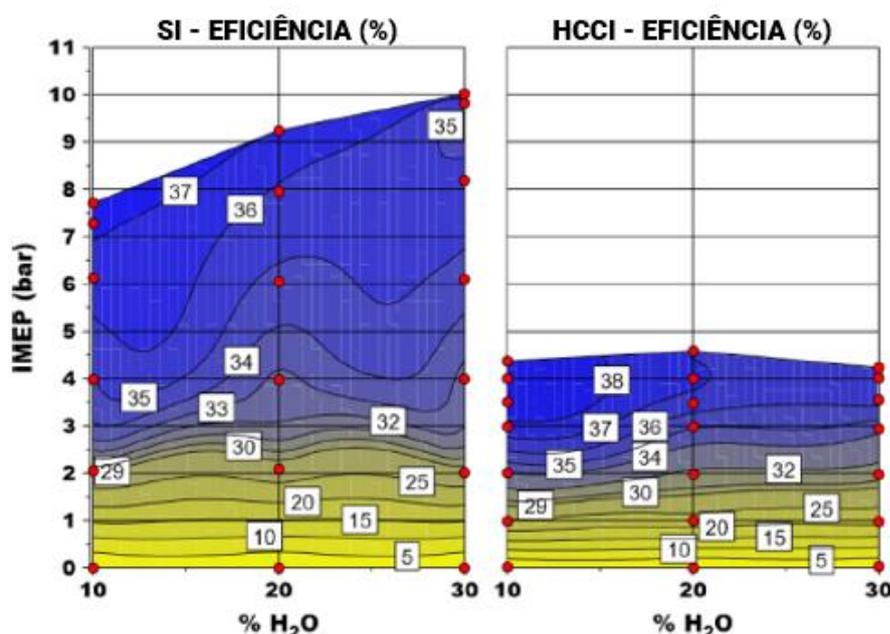
Fonte: adaptada de BENDU; SIVALINGAM, 2016.

Martins *et al.* (2017) utilizaram a recuperação de calor dos gases de escapamento provenientes de dois cilindros de um motor diesel para aumentar a T_{in} do terceiro cilindro adaptado para a operação em *HCCI* do etanol hidratado (0 a 30% de água em volume). Ensaios foram conduzidos a 1800 rpm, com uma RVC = 16,6:1 nos cilindros originais e RVC = 14,0:1 no cilindro de injeção indireta de etanol. Os dados obtidos ainda foram comparados àqueles de testes anteriores realizados no mesmo cilindro, porém com ignição por centelha. Limitando-se a carga de operação do motor a 4,5 bar (*PRR* maior que o limite tolerável a partir de 5,0 bar), o *HCCI* demonstrou menor consumo específico de combustível indicado e maior eficiência indicada comparado à IC, independentemente do teor de água (Figura 59). Outros resultados podem ser melhor resumidos em tópicos, exibindo a faixa de variação dos parâmetros em função da carga de operação do motor e do teor de água (MARTINS *et al.*, 2017).

- λ : 1,86 a 1,20. A maior presença de água impedia o aumento do fator lambda por promover a diluição da mistura ar/combustível. Altas cargas demandaram o empobrecimento da mistura para evitar anomalias na combustão.
- *EGR*: 74 a 25%. A recirculação dos gases de escape provenientes dos cilindros operando com diesel, de maior entalpia, foi fundamental para a operação do etanol em *HCCI* em cargas baixas. O elevado calor latente de vaporização da água demandou maior diluição da mistura ar/combustível com *EGR*.

- T_{in} : 202 a 120°C. Maior temperatura de admissão do ar era requerida em cargas baixas e percentuais elevados de água para a operação do motor em *HCCI*.
- MFB_{10-90} : 17,5 a 13° CA (IC); 7,4 a 5,6° CA (*HCCI*). Velocidade de queima de combustível consideravelmente superior em *HCCI*, sendo a água efetiva em prolongar a duração da combustão, especialmente nas maiores cargas.
- MFB_{50} : 9 a 2,5° CA (IC); -3 a 8° CA (*HCCI*). Relativa estabilidade do MFB_{50} em torno dos 5,5° CA na maior parte do mapa de operação em ignição por centelha. Em *HCCI*, as elevadas taxas de liberação de calor demandaram o atraso da combustão e, conseqüentemente, do MFB_{50} .

Figura 59. Eficiência indicada do etanol em ignição por centelha e *HCCI*.

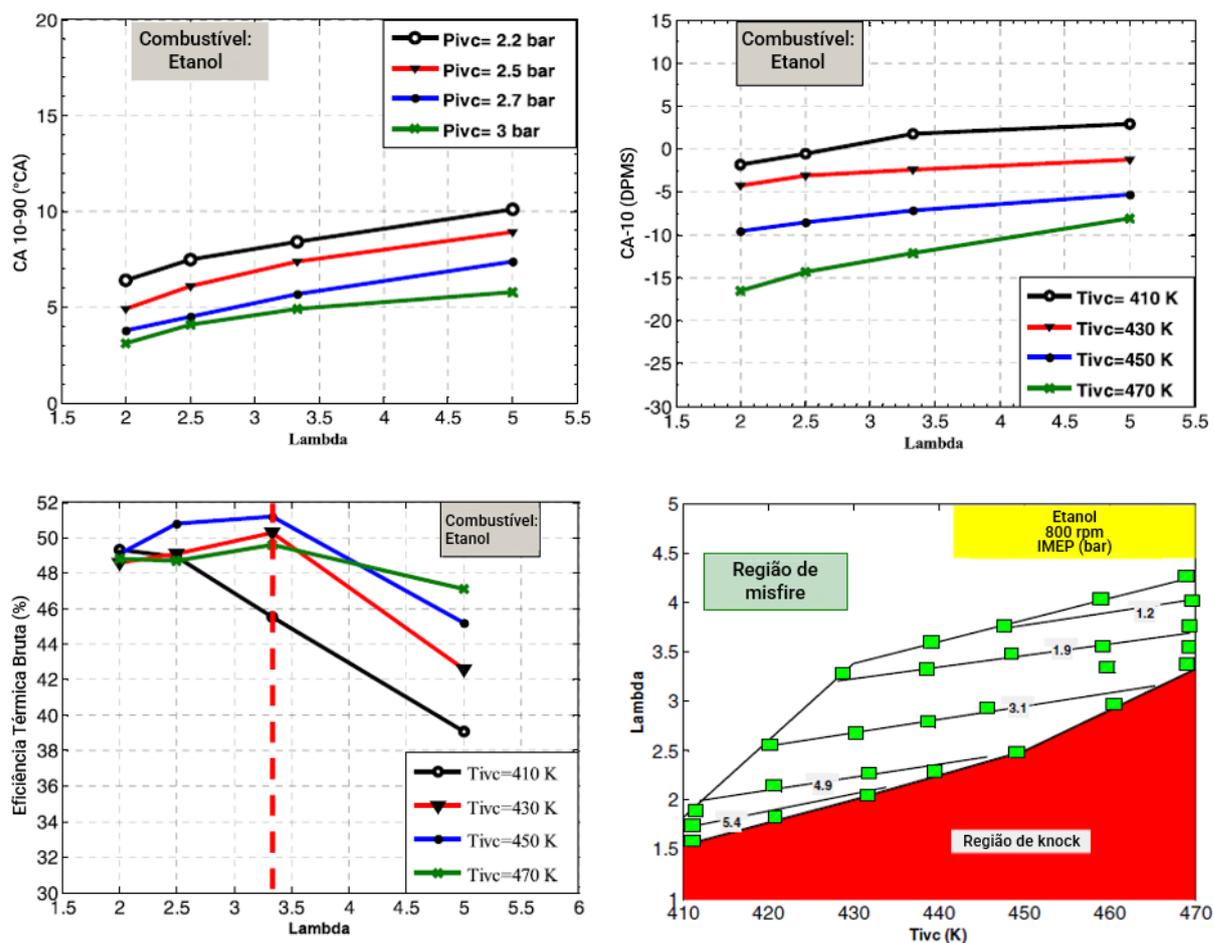


Fonte: adaptada de MARTINS et al., 2017.

Os efeitos da divisão do instante de injeção de combustível foram investigados em um motor monocilíndrico diesel, 0,77 L, RVC = 17,0:1 e $T_{in} = 100^{\circ}\text{C}$, convertido para *HCCI*. Experimentos foram feitos com o uso de gasolina a 1100 rpm e permitiram a validação de um modelo para a simulação dos resultados com a adição de 10 e 20% de etanol em volume (E10 e E20, respectivamente). Verificou-se que o segundo *injection timing* entre 340 e 354° CA APMS gerou não-homogeneidades na câmara de combustão, maximizadas com o uso de E10 e E20, que aumentaram o *ignition delay* e minimizaram a pressão máxima no cilindro. A estratégia de *split-injection* foi considerada como um meio efetivo de se retardar e otimizar as taxas de combustão *HCCI* (COSKUN et al., 2018).

A combustão *HCCI* do etanol, metanol e gás natural foi estudada experimentalmente em um motor monocilíndrico diesel Ricardo E6, de 0,5 L, RVC = 17,2:1, equipado com turbocompressor e aquecimento elétrico do ar de admissão. Os combustíveis líquidos foram injetados diretamente no cilindro, e o gasoso indiretamente. Nos procedimentos executados em marcha lenta (800 rpm), o gás natural se mostrou mais adequado para misturas relativamente ricas, em cargas elevadas, com maior temperatura do ar de admissão ($T_{in} > 430$ K e $\Phi > 0,3$). Etanol e metanol foram melhores escolhas nos limites de empobrecimento, quando praticados valores inferiores de temperatura de admissão do ar e carga do motor ($T_{in} < 430$ K e $\Phi < 0,3$, chegando a até 0,1 no caso do metanol). A Figura 60 revela alguns dos resultados obtidos para o etanol, em particular. A combustão *HCCI* foi obtida com sucesso para todas as pressões de admissão avaliadas, com λ variando entre 2 e 5, o que não foi possível para o gás natural devido à ocorrência de *misfire* em $P_{in} = 2,2$ bar e $\lambda > 3,5$. Os álcoois exibiram maior faixa de operação em autoignição. O aumento da pressão de sobrealimentação se mostrou eficaz para acelerar a combustão de todos os combustíveis testados, com maior efeito em misturas relativamente ricas. A razão ar/combustível foi o parâmetro que exerceu a maior influência sobre o desempenho do motor (redução do *IMEP* mediante o excesso de ar), enquanto o início da combustão foi majoritariamente afetado pela temperatura do ar de admissão (avanço do *MFB10*, utilizado como indicador do *SOC*, devido ao estímulo à cinética das reações químicas de autoignição). A partir de $\lambda > 3,3$ a temperatura da câmara de combustão atingiu valores considerados muito baixos para a manutenção da qualidade da autoignição e penalizou a eficiência térmica bruta, requerendo patamares de T_{in} superiores aos testados no trabalho (GHAREHGhani, 2019).

Figura 60. Dados de combustão obtidos para a combustão *HCCI* do etanol.

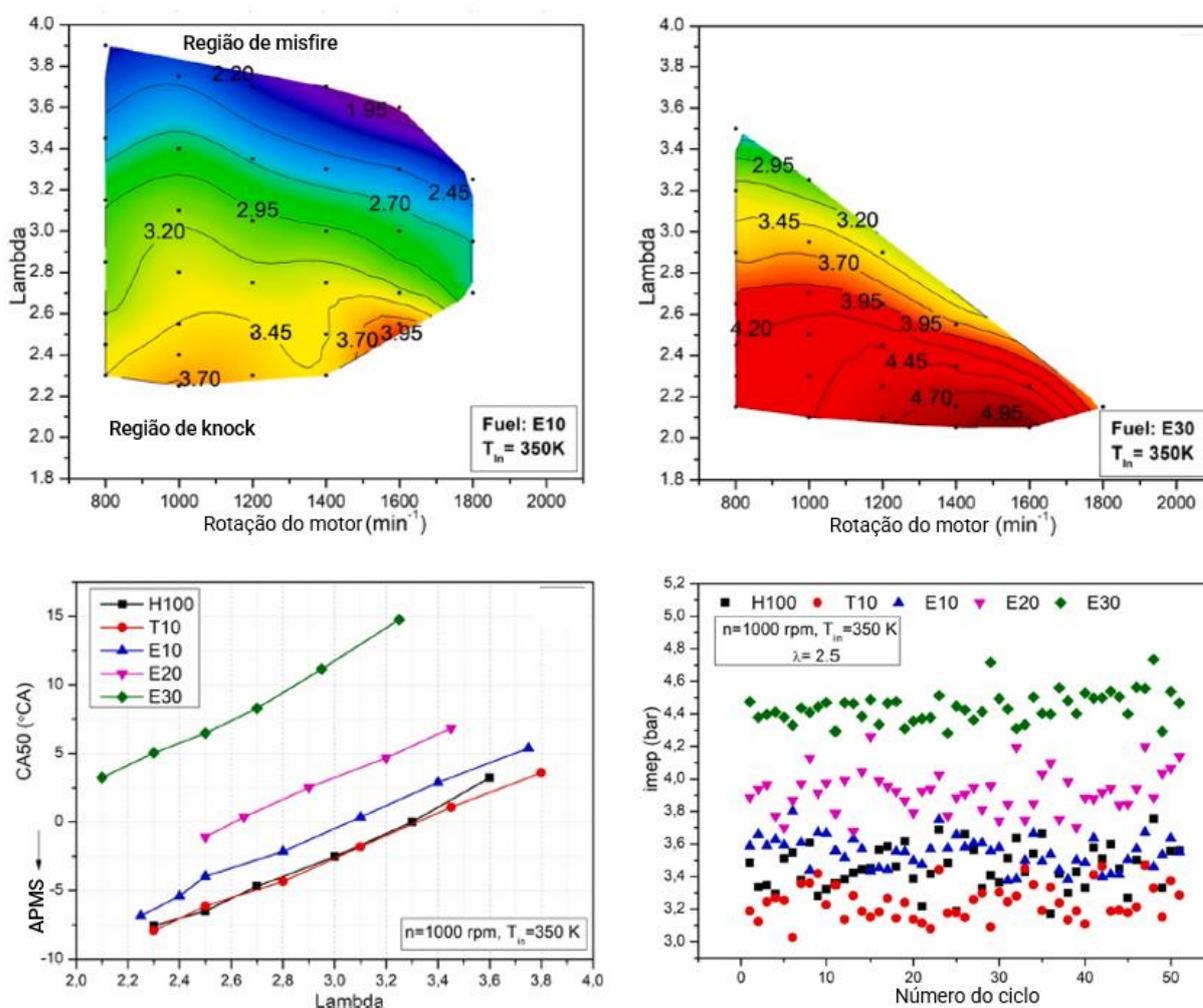


Fonte: adaptada de GHAREHGhani, 2019.

Bogrek *et al.* (2021) testaram a combustão *HCCI* do n-heptano (C_7H_{16}), tolueno (C_7H_8) e etanol (C_2H_5OH) em um motor monocilíndrico *SI* Ricardo Hydra, de 0,54 L, $RVC = 13,0:1$, $T_{in} = 350$ K. Mantendo-se fixa a temperatura de admissão do ar, o aumento do teor de etanol na mistura com 10% de tolueno e 60 a 80% de n-heptano (E10, E20 e E30) restringia a faixa operacional do motor. Para ampliá-la, seria necessário um maior grau de aquecimento do ar, fato que levou os autores a classificarem o álcool como combustível de baixa reatividade nas condições de teste. No entanto, as propriedades físico-químicas do etanol levaram à obtenção dos maiores valores de eficiência térmica (38,1% para o E30 em $\lambda = 2,95$), pressão máxima no cilindro (77,5 bar) e *IMEP* (4,95 bar). A elevada octanagem e a presença de oxigênio no álcool permitiram um melhor controle (normalmente atrelado à desaceleração) da queima de combustível em cargas elevadas. Por outro lado, os combustíveis de maior reatividade se mostraram escolhas adequadas em menores temperaturas de admissão e baixas cargas, nas quais foram eficazes para a

eliminação de *misfire* e extensão da região de operação do motor, inclusive durante a queima de misturas pobres. Sugere-se a operação *flex-fuel* de um motor *HCCI* com combustíveis de propriedades diferentes como uma forma de atenuar algumas desvantagens deste modo de combustão, notadamente o controle da combustão despontando como uma de suas principais (BÖGREK et al., 2021). A Figura 61 ilustra as análises expostas neste parágrafo.

Figura 61. Comparação entre os dados de desempenho e combustão *HCCI* de um motor abastecido com diferentes teores de etanol.

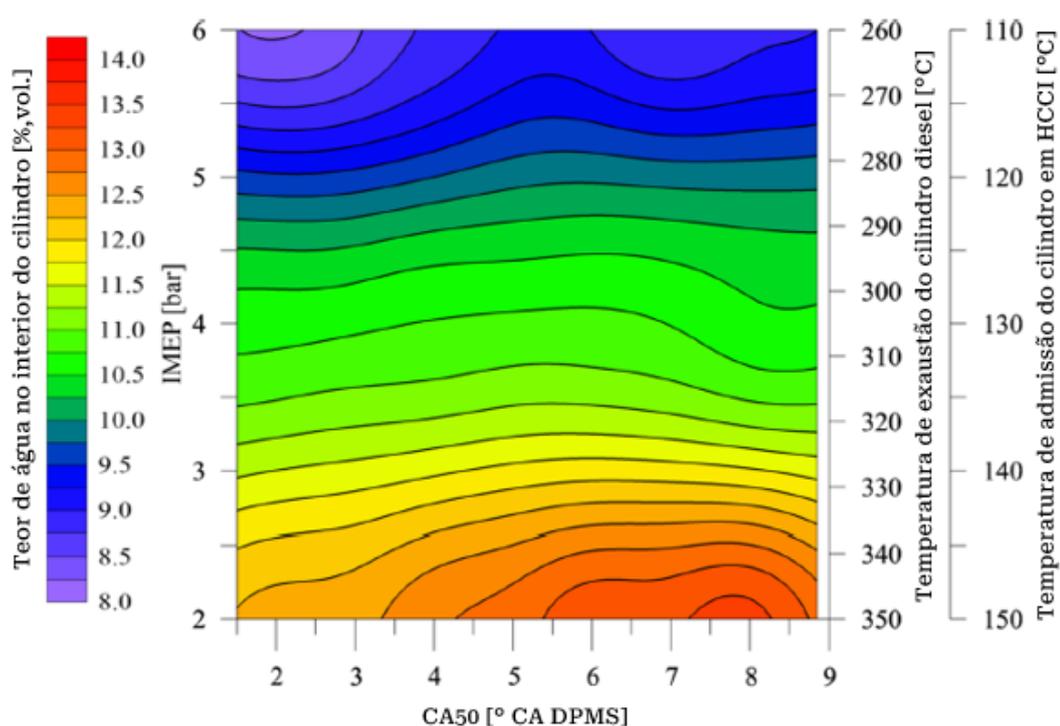


Fonte: adaptada de BÖGREK et al., 2021.

Em uma sequência do trabalho de Martins *et al.* (2017), Telli *et al.* (2022) continuaram o estudo sobre a influência da água na combustão *HCCI* do etanol, porém desta vez com sistemas de injeção independentes para ambos os líquidos. A injeção de água é tida como uma técnica que permite a ampliação do regime operacional do motor em direção a maiores cargas, sem provocar taxas de liberação de calor

excessivas. A operação do cilindro no modo *HCCI* abastecido a etanol em cargas baixas demandou o aumento da temperatura local, feito conseguido por meio da elevação da *IMEP* dos outros dois cilindros providos a diesel que, em consequência, apresentavam maior entalpia na exaustão, otimizando o *exhaust heat recovery*. Estes níveis de temperatura em baixas cargas exigiram o aumento da fração de água a ser injetada para promover o ajuste (atraso) do *combustion phasing* (Figura 62). (TELLI et al., 2022).

Figura 62. Conteúdo de água em um cilindro operando em *HCCI*, abastecido a etanol, em função de outros parâmetros do motor.

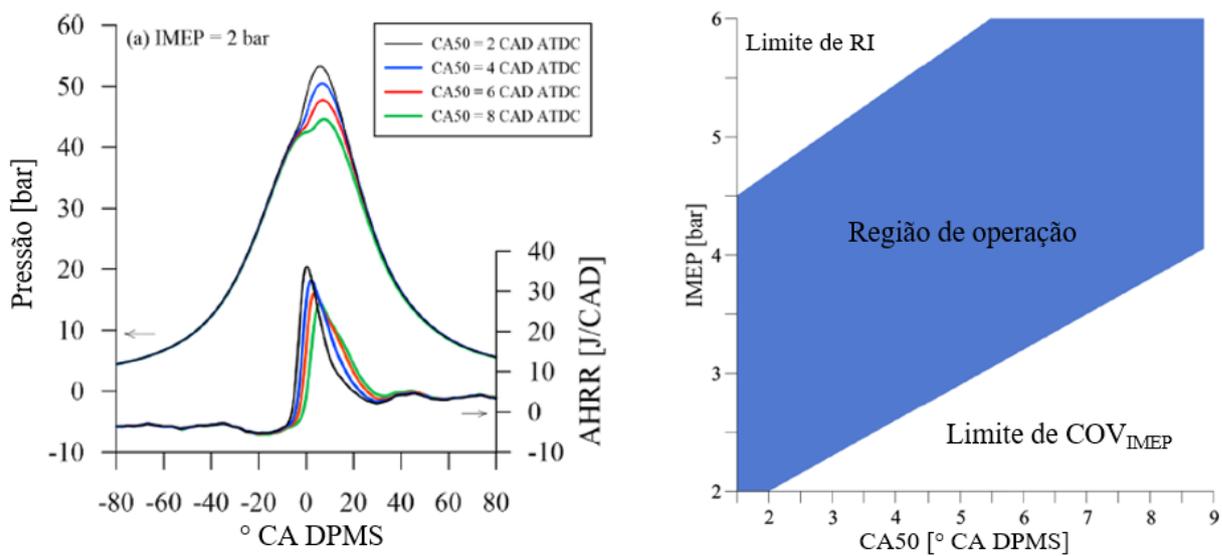


Fonte: adaptada de TELLI et al., 2022.

A observação da Figura 63 revela que os máximos patamares de pressão no cilindro e liberação de calor (proporcionais ao *IMEP*) foram alcançados quando o *MFB50* situava-se em 2° *CA DPMS*, a partir do qual o aumento do volume da câmara de combustão limitava o crescimento das variáveis mensuradas. De acordo com os autores, o aumento da fração de água permitiu um melhor “posicionamento” da combustão. A técnica foi considerada adequada para o controle da reatividade e do *combustion phasing* ao atrasar os perfis de subida de pressão e temperatura, tornando-os mais próximos aos recomendados pela literatura, além de minimizar seus picos quando necessário à mitigação da combustão anormal ou ao aumento da faixa de operação do motor. Finalmente, definiu-se uma zona de operação estável em

HCCI, sobretudo em cargas intermediárias, com limite superior em função da combustão excessivamente rápida (*ringing intensity* $< 6,0 \text{ MW/m}^2$) e inferior em virtude da instabilidade da queima de combustível, que demandava aumento da temperatura local e da quantidade de água para a supressão de *misfire* (TELLI et al., 2022).

Figura 63. a) Curvas de pressão no cilindro e liberação de calor e b) definição da faixa de operação estável para o etanol em *HCCI* no cilindro de um MCI.



Fonte: adaptada de TELLI et al., 2022.

Tabela 6. Resumo de artigos sobre *HCCI* publicados entre 2010 e 2022.

Referência	Tema estudado	Motor e condições de teste	Principais resultados
HUNICZ; KORDOS, 2011	Efeitos do <i>negative valve overlap (NVO)</i> na autoignição da gasolina	Monocilíndrico 0,5 L, RVC = 11,7:1, GDI, VVT, $T_{in} = 50^{\circ}\text{C}$, 1500 rpm	A injeção de combustível durante o <i>NVO</i> (recompressão durante a exaustão) resultou na reforma parcial da gasolina, facilitando sua autoignição diante de menores temperaturas
PACHECO; MARTINS; ZHAO, 2013	Simulação de um veículo comercial submetido ao ciclo de condução <i>NEDC</i> transitando entre <i>HCCI</i> e <i>SI</i>	Ford Duratec 1,6 L, 4 cilindros, RVC = 11,0:1, gasolina <i>PFI</i> , <i>WOT</i> entre 1000 e 3500 rpm	Reduções: 53% NO_x , 30% CO, 21% CO_2 e consumo de combustível; aumento de 5% em HC, mas ainda abaixo dos limites Euro VI
TURKCAN; OZSEZEN; CANAKCI, 2013	Investigação de um segundo <i>injection timing</i> na combustão <i>HCCI</i> com misturas de gasolina e etanol	Monocilíndrico 0,77 L, RVC = 17,0:1, $T_{in} = 100^{\circ}\text{C}$, 1100 rpm, <i>injection timing</i> inicial entre 110 e 130° CA APMS	O atraso no segundo <i>injection timing</i> (de 30 para 15° CA APMS) retardou o início da combustão, minimizou os picos de temperatura e pressão, otimizou o controle da queima de combustível
MAURYA; AGARWAL, 2014	Proposição do etanol e metanol como substitutos da gasolina em <i>HCCI</i>	4 cilindros (um isolado em <i>HCCI</i>), 2,6 L, RVC = 17,5:1, T_{in} entre 120 e 190°C, 1200 e 2400 rpm	Máxima eficiência térmica indicada para o etanol (48,8%), seguido por gasolina (48%) e metanol (45%); maior limite de empobrecimento para o metanol ($\lambda = 5,0$); álcoois entraram em autoignição com T_{in} menor que a da gasolina, mantiveram o melhor <i>combustion phasing</i> à medida do aumento em <i>IMEP</i> e obtiveram a melhor eficiência de combustão (99%); duração máxima da combustão = 15° CA;
POLAT, 2016	Misturas entre os álcoois etanol e éter etílico ($\text{C}_4\text{H}_{10}\text{O}$) na combustão <i>HCCI</i>	Monocilíndrico Ricardo Hydra 0,54 L, RVC = 13,0:1, T_{in} entre 333 e 393 K, <i>WOT</i> 1200 rpm, $\lambda = 1$ e $\lambda = 2$	Os limites de empobrecimento foram atingidos com os menores teores de etanol (limitado pela elevada octanagem); éter etílico (menor T_{in} e maior PCI) melhorou a ignitabilidade e reduziu as emissões de CO e HC

Tabela 6. Continuação: resumo de artigos sobre *HCCI* publicados entre 2010 e 2022.

Referência	Tema estudado	Motor e condições de teste	Principais resultados
NOH; NO, 2017	Revisão do uso do bioetanol em modos avançados de ignição por compressão em motores	Não se aplica	Reportados valores de eficiência térmica na casa dos 50%; etanol com até 40% de água adequado à combustão <i>HCCI</i> de acordo com T_{in} ; maior parte dos estudos com RVC elevada, entre 12 e 20, geralmente em motores Diesel (originais); dificuldade de se validar modelos cinéticos químicos para o <i>HCCI</i> do etanol (57 espécies e 383 reações); parâmetros críticos: <i>PRR</i> , <i>COV</i> – <i>IMEP</i> , <i>ringing intensity</i>
POLAT et al., 2019	Aumento da eficiência térmica do <i>HCCI</i> por meio da modificação dos eventos de válvulas	Monocilíndrico Ricardo Hydra 0,54 L, RVC = 13,0:1, $T_{in} = 80^{\circ}\text{C}$, <i>PFI</i> gasolina, <i>WOT</i> de 800 a 1800 rpm	Máxima eficiência térmica (35,5%) obtida com <i>negative valve overlap (NVO)</i> de -16° CA; <i>NVO</i> estendeu a faixa de operação do <i>HCCI</i> e minimizou a combustão anormal
POLAT et al., 2020	<i>HCCI</i> em baixa RVC com o uso de turbocompressor	GM Ecotec 2,0 L, 4 cilindros, RVC = 9,2:1, $T_{in} = 60^{\circ}\text{C}$, injeção direta de n-heptano, <i>MAP</i> entre 1,0 e 1,6 bar, <i>WOT</i> 1000 rpm	O combustível de baixa reatividade proporcionou dois estágios de liberação de calor; o aumento do <i>MAP</i> (100 para 160 kPa) elevou a $P_{máx}$ e antecipou a <i>HRR</i> (<i>MFB</i> ₁₀₋₉₀ de 28 para 15° CA, <i>MFB</i> ₅₀ = 9° CA APMS); extensão do limite de empobrecimento ($\lambda = 6,0$); <i>COV</i> – <i>IMEP</i> tolerável < 10%;
VERMA et al., 2021	Artigo de revisão sobre os ganhos obtidos com <i>HCCI</i> para diferentes combustíveis	Não se aplica	<i>HCCI</i> reduz o consumo de combustível em 20% (média) comparado aos motores Otto e Diesel convencionais, em pontos de igual desempenho; aumentos significativos de eficiência térmica com o gás natural (10%); menores valores de <i>IMEP</i> em <i>HCCI</i>

Tabela 6. Continuação: resumo de artigos sobre *HCCI* publicados entre 2010 e 2022.

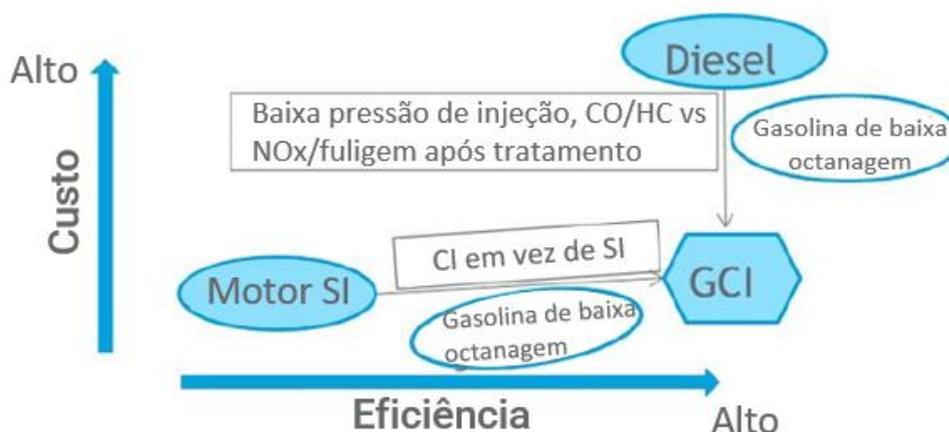
GAINEY; YAN; LAWLER, 2021	Combustão <i>HCCI</i> de álcoois: metanol, etanol, propanol, butanol	Monocilíndrico 0,45 L, RVC = 12,5:1, 900 a 2400 rpm, T_{in} entre 320 e 460 K, Φ entre 0,25 e 0,5, <i>iEGR</i> entre 20 e 40%; sobrealimentação até 0,95 bar	Adequação e potencial dos álcoois em <i>HCCI</i> ; a miscibilidade dos álcoois C1 a C3 com água é positiva para o aumento do calor latente de vaporização, sem deteriorar a qualidade da combustão; isopropanol exige maior T_{in} (maior resistência ao <i>CAI</i>); maior η_c e $P_{m\acute{a}x}$ para o butanol (menor sensibilidade aos gradientes de temperatura)
BHURAT et al., 2021	Artigo de revisão que aponta possíveis soluções para as principais limitações do <i>HCCI</i>	Não se aplica	Inadequado controle do <i>combustion phase</i> e <i>PRR</i> abrupto: reduzir RVC, controle de T_{in} e EGR, injeção de água, estratificação, aditivos e reforma do combustível. Restrição na velocidade e carga de operação do motor: atrasar o <i>combustion timing</i> e aumentar a pressão de sobrealimentação. Emissões de HC: modificar a geometria do pistão e induzir <i>swirl</i> , aumentar a pressão de injeção do combustível
BABAGIRAY et al., 2022	Determinação estatística dos melhores pontos de operação de um motor em <i>HCCI</i>	Monocilíndrico Ricardo Hydra 0,54 L, RVC = 13,0:1, T_{in} entre 90 e 100°C, gasolina <i>PFI</i> , 900 a 1300 rpm, λ entre 0,7 e 1,0	Torque máximo: 18,63 Nm a 1300 rpm, $\lambda = 1$ e $T_{in} = 90^\circ\text{C}$; <i>BSFC</i> mínimo: 236,93 g/kWh a 1169 rpm, 16,4 Nm

2.4. Considerações finais da revisão bibliográfica

A Figura 64 apresenta, oportunamente, um resumo visual sobre alguns dos principais aspectos mencionados durante a revisão da literatura. Embora acredite-se na crescente importância da mobilidade elétrica, ela ainda se mostra pouco acessível, incapaz de solucionar os problemas estabelecidos para a mobilidade do futuro, e não faz jus ao rótulo sustentável (“*zero-emissions*”). A curto/médio prazo, os motores de combustão interna serão predominantes no setor de transporte terrestre. Por isso, não se consideram inteligentes, ou razoavelmente justificáveis, políticas que estimulam a paralisação do desenvolvimento do MCI e/ou defendam seu banimento, especialmente no Brasil.

Dois requisitos fundamentais para o desenvolvimento de motores, segundo Kalghatgi e Johansson (2018), são o aumento da acessibilidade e eficiência energética, para mantê-los competitivos no futuro. Segundo os autores, o MCI é o sistema de propulsão mais acessível à população, mas ainda pode melhorar no quesito eficiência energética que, na prática, é maximizada em motores de ignição por compressão. Porém, o uso do diesel os torna onerosos, principalmente em função dos sistemas de injeção de combustível e tratamento dos gases da exaustão. Sugere-se, assim, iniciativas que estimulem o uso de combustíveis normalmente empregados no ciclo Otto (*gasoline-like fuels*) em motores de ignição por compressão. Este é justamente o objetivo deste trabalho, ao conceber um sistema de combustão baseado na autoignição do etanol (*HCCI*) que visa alcançar os limites da eficiência de conversão de combustível.

Figura 64. Ignição por compressão como rota de desenvolvimento dos motores do futuro.

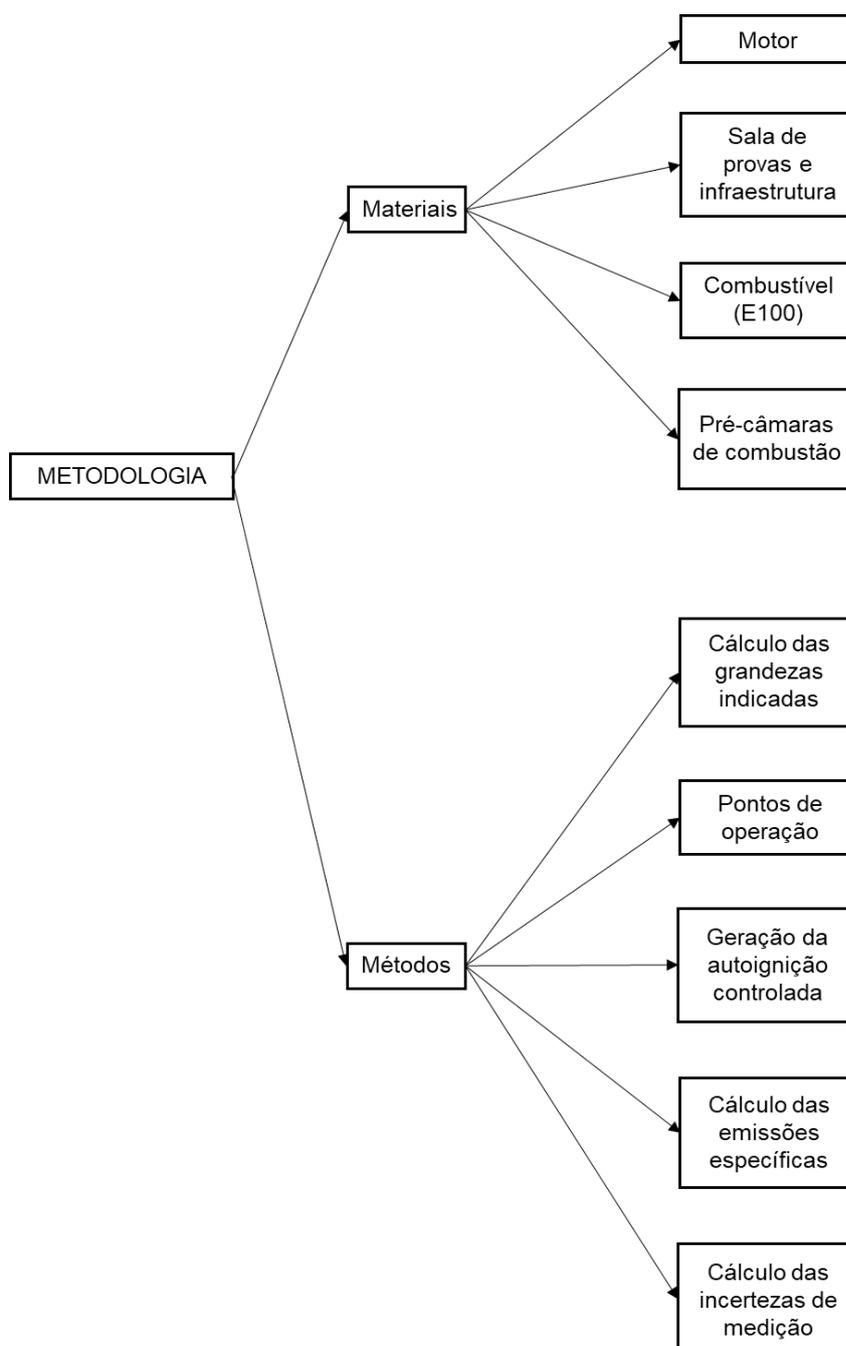


Fonte: adaptada de KALGHATGI; JOHANSSON, 2018.

3. METODOLOGIA

Nesta seção são descritos os procedimentos experimentais utilizados como meios que permitiram a obtenção dos fins pretendidos neste trabalho, com foco na maximização da eficiência de conversão de combustível de um motor de pesquisa a etanol operando em *HCCI*. Para organizar a exposição metodológica, o tópico foi dividido em materiais e métodos, conforme disposto na Figura 65.

Figura 65. Fluxograma panorâmico sobre a metodologia do trabalho.



Fonte: autor.

3.1. Materiais

3.1.1. Sala de provas e infraestrutura

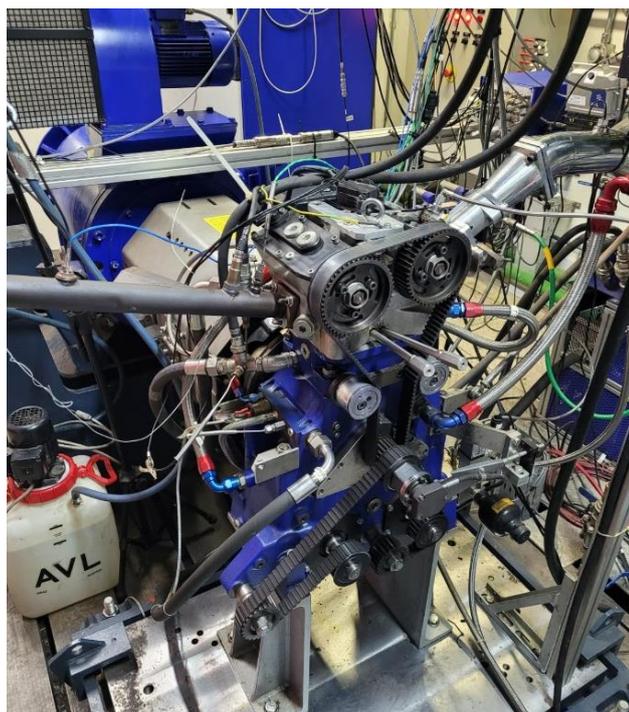
O motor de pesquisa utilizado para a condução dos testes experimentais é da fabricante AVL, modelo 5405, monocilíndrico, de quatro tempos, originalmente concebido para a operação em ignição por centelha (ciclo Otto). Suas principais características são expostas na Tabela 7, seguida pela sua fotografia (Figura 66) na sala de provas do laboratório CTM-UFGM.

Tabela 7. Especificações do motor de pesquisa utilizado nos testes experimentais.

Motor	Monocilíndrico AVL 5405
Volume deslocado [m³]	0,45
Configuração da câmara de combustão	<i>Pentroof</i>
Razão de compressão	14,2:1
Número de válvulas	4
Diâmetro [mm]	82
Curso [mm]	86
Comprimento da biela [mm]	144
Injeção de combustível	Direta

Fonte: autor.

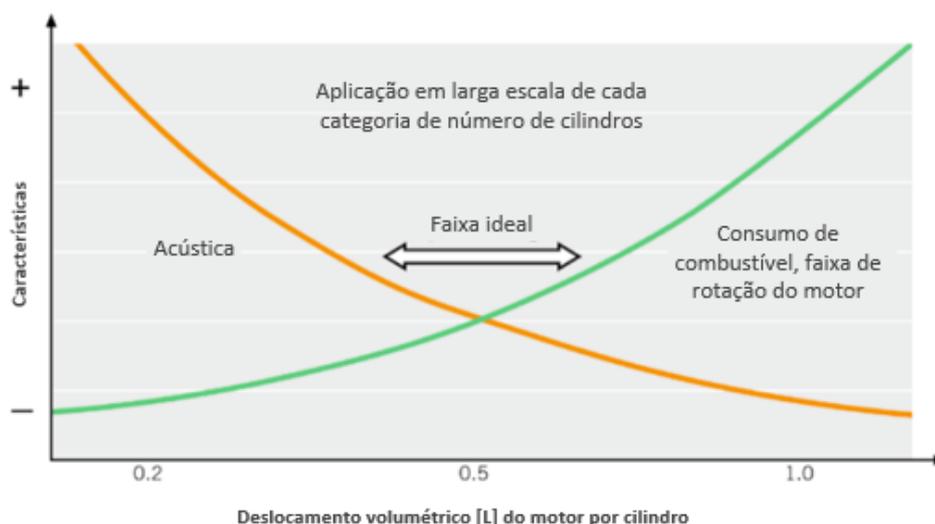
Figura 66. Fotografia do motor e dinamômetro na sala de provas do laboratório CTM-UFGM.



Fonte: autor.

O motor utilizado permite uma ampla flexibilidade em relação aos seus parâmetros de operação, sendo uma ferramenta ideal para a condução de pesquisas relacionadas à combustão em motores. Maiores detalhes sobre o estudo destes parâmetros são revelados na seção de métodos, mas convém expor a pertinência do volume deslocado de 0,45 L e sua compatibilidade com a meta deste trabalho de obter a máxima eficiência de conversão de combustível possível. Em 2014, a BMW apresentou um estudo sobre “*displacement rightsizing*”, alegando que o deslocamento volumétrico mais adequado a motores dos ciclos Otto e Diesel está em torno de 0,5 L. A faixa de valores ilustrada na Figura 67 é considerada ideal para o compromisso entre a maior eficiência termodinâmica e os menores níveis de ruído, consumo de combustível, emissões de poluentes, perdas por transferência de calor e fricção. Desde então os motores de veículos fabricados pela montadora alemã apresentam valores múltiplos de 0,5 L como volume deslocado, de acordo com o número de cilindros (STEINPARZER et al., 2014).

Figura 67. Deslocamento volumétrico ideal para motores de combustão interna, segundo estudo da BMW.

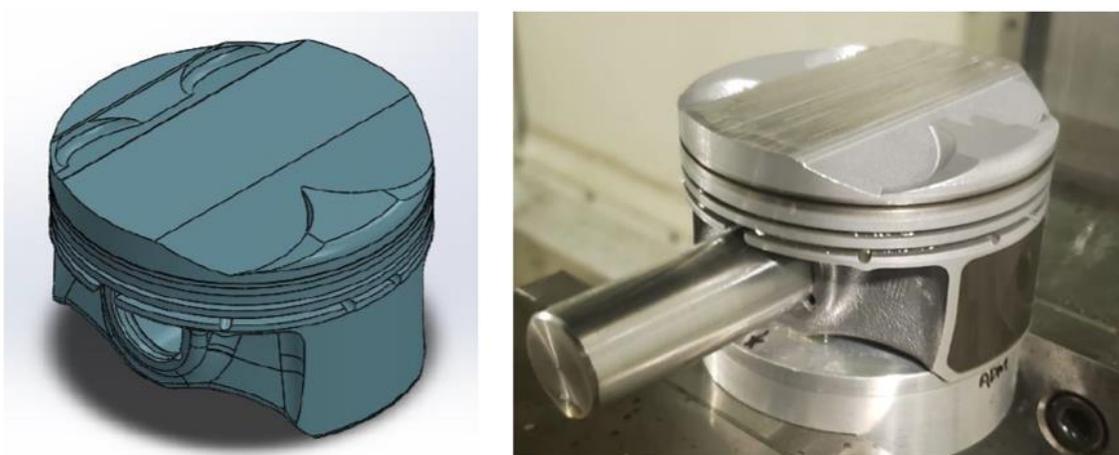


Fonte: adaptada de STEINPARZER et al., 2014.

A metodologia proposta nesta tese segue a filosofia recente de pesquisas desenvolvidas no Centro de Tecnologia da Mobilidade da UFMG, voltadas à conciliação da matriz energética sustentável brasileira, com destaque para o etanol brasileiro, ao desenvolvimento de motores de combustão interna. Por outro lado, inova ao propor o estudo experimental da autoignição do etanol no motor monocilíndrico de pesquisa do laboratório, com ênfase na maximização da eficiência de conversão de

combustível. Espera-se, assim, iniciar uma nova linha de pesquisa relacionada aos modos avançados de combustão e conhecer, a princípio, a ordem de grandeza dos parâmetros de operação do motor em *HCCI* abastecido a etanol. Neste sentido, com o intuito de explorar ao máximo os benefícios do biocombustível, foram realizados o projeto e a fabricação de um novo pistão (Figura 68), que permitisse o aumento da razão volumétrica de compressão do motor em relação à sua especificação original, atingindo 14,2:1. O valor obtido foi considerado adequado à proposta deste trabalho, especialmente considerando que o *hardware* original do motor é concebido para o ciclo Otto.

Figura 68. Projeto em CAD e fotografia do pistão utilizado nos testes experimentais.

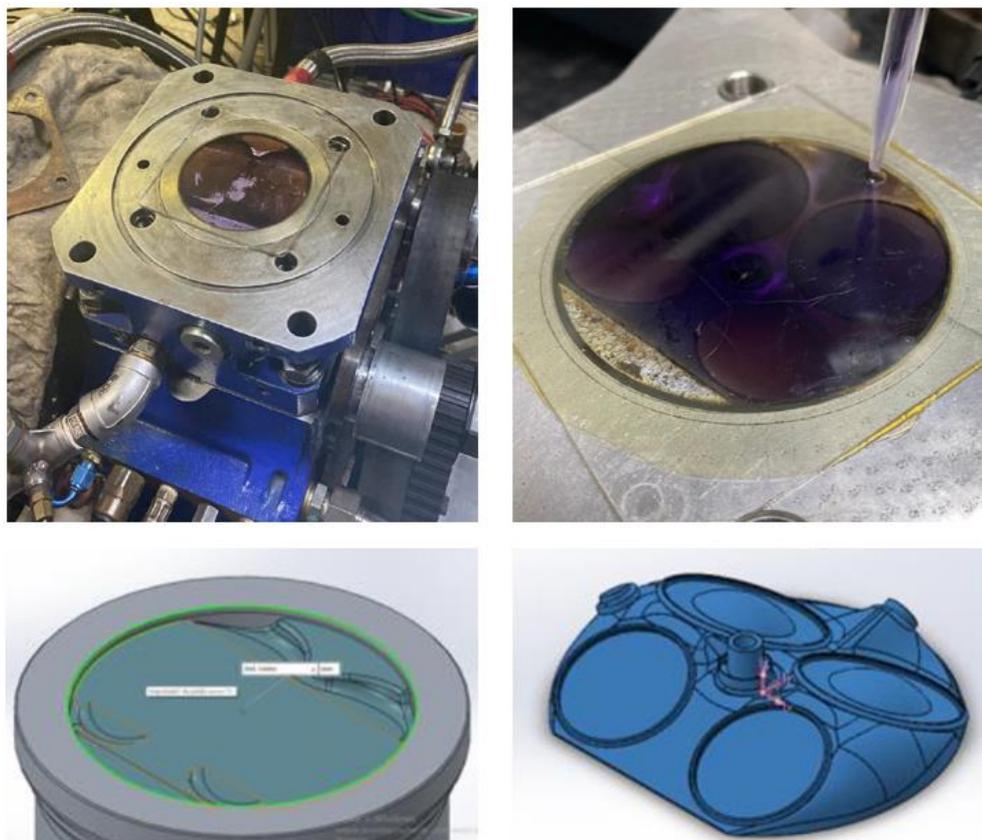


Fonte: acervo do CTM-UFMG.

O procedimento adotado para a quantificação da RVC, ilustrado na Figura 69, envolveu medições experimentais e confirmação em via numérica (*CAD*), devido à complexidade das geometrias a serem mensuradas. O cálculo do volume da câmara de combustão com o pistão posicionado em PMS foi realizado a partir do preenchimento com óleo da parte inferior do cabeçote (voltada para cima, selada por uma placa de acrílico, com as válvulas fechadas), e da topologia superior do pistão, que apresentava rebaixos usinados em sua superfície (*valve pockets*) destinados a evitar o possível toque com as válvulas. Ao volume de óleo medido com o auxílio de uma bureta foi somado o volume da guarnição do cabeçote, resultando no volume da câmara de combustão (V_{cc}). Diante do conhecimento do deslocamento volumétrico do motor (V_d), calculou-se a razão volumétrica de compressão a partir da Equação 7.

$$RVC = \frac{V_{cc} + V_d}{V_{cc}} \quad (7)$$

Figura 69. Medições do volume da câmara de combustão para o cálculo da razão de compressão.



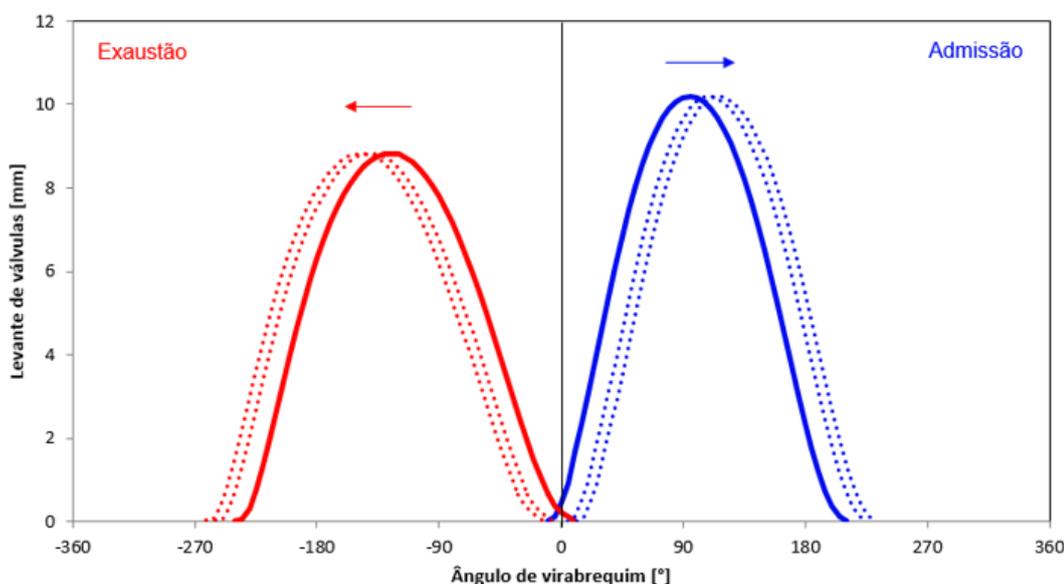
Fonte: acervo do CTM-UFGM.

O motor monocilíndrico de pesquisa permite a realização de um ajuste mecânico da razão volumétrica de compressão, possibilitado pela inserção de calços metálicos (*shims*) em seu bloco bipartido que alteram a distância entre o cabeçote e o eixo virabrequim. Com o objetivo de maximizar a RVC, foi mantida a quantidade mínima de apenas um calço de 1 mm de espessura, configuração que minimizava o volume da câmara de combustão e, conseqüentemente, aumentava a razão de compressão.

A operação do motor com a RVC igual a 14,2:1 demandou a prática de um cruzamento de válvulas conservador, respeitando os limites geométricos da câmara de combustão para evitar a interferência mecânica do pistão com as válvulas. O projeto do novo pistão foi feito considerando um cruzamento de válvulas máximo de 10° CA, alcançado pela abertura antecipada das válvulas de admissão, em 5° CA antes do PMS, além do fechamento atrasado das válvulas de exaustão, em 5° CA após o PMS. Uma pequena varredura do enquadramento de válvulas foi realizada com o propósito de verificar qual seria a configuração mais adequada à autoignição

do etanol, avaliando-se os efeitos oriundos do afastamento entre os instantes de abertura das válvulas de admissão e do fechamento das válvulas de exaustão. Esta prática, que na literatura recebe o nome de “cruzamento negativo de válvulas” (*NVO*), foi realizada a partir do atraso da abertura das válvulas de admissão em 10 e 15° CA, além do adiantamento da abertura das válvulas de exaustão nos mesmos 10 e 15° CA, ambos comparados à configuração inicial. Desta forma, três intervalos angulares de cruzamento de válvulas foram avaliados neste trabalho, indicados na Figura 70: 10° CA “positivos”, 10° CA “negativos” e 20° CA “negativos”.

Figura 70. Configurações de enquadramento de válvulas avaliadas experimentalmente.



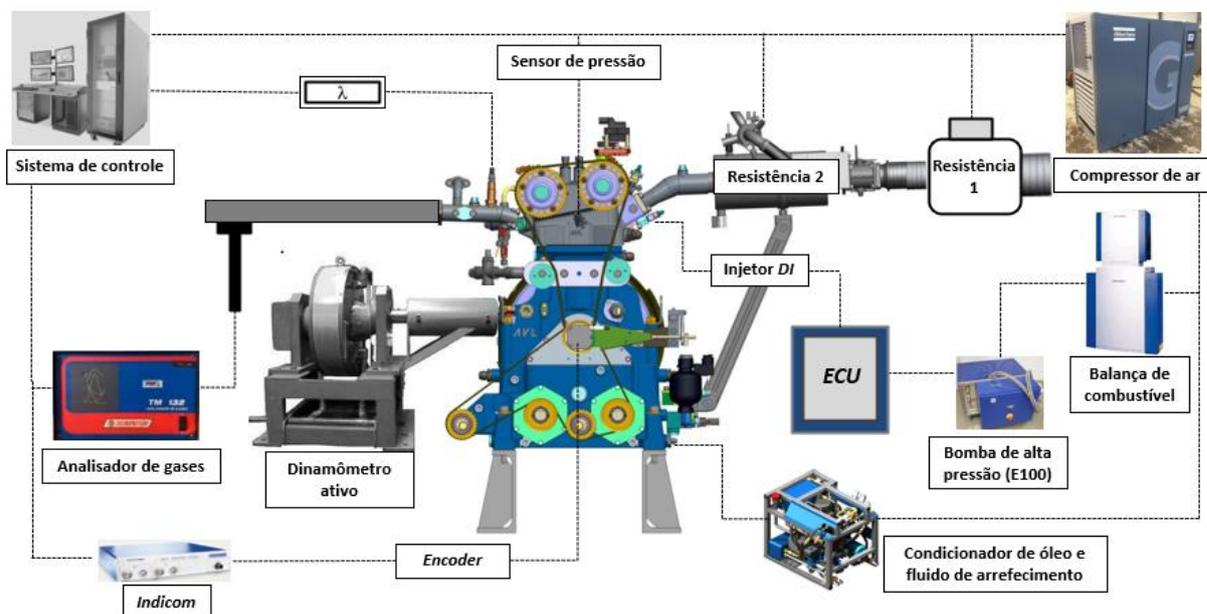
Fonte: autor.

Cabe destacar que não fazem parte do escopo deste trabalho a exploração de cruzamentos de válvulas de grande magnitude e nem a injeção de combustível no período de *NVO*, diferentemente da maioria dos artigos examinados na revisão bibliográfica que reportaram tais práticas. Objetivava-se, assim, avaliar o patamar térmico necessário à autoignição do etanol mantendo o motor o mais próximo possível da sua configuração de ignição por centelha convencional, com mistura ar/combustível homogênea. Deste modo, a não ser pela instalação de resistências elétricas na linha de admissão do motor (a ser descrito posteriormente), conseguia-se relativa independência de fatores externos empregados para aumentar a temperatura na câmara de combustão. Exemplos destes fatores seriam a ampliação do intervalo de cruzamento de válvulas, buscando maximizar a retenção de gases residuais no

cilindro, acompanhada pela reforma térmica do combustível durante a injeção direta em NVO.

Boa parte da estrutura laboratorial fruída nesta pesquisa já foi tema de trabalhos anteriores, que são aqui referenciados para proporcionar a descrição dos equipamentos utilizados (DA COSTA, 2017; NETTO, 2018). O dinamômetro de bancada instalado na sala de provas do CTM é da fabricante AVL, modelo DynoDur 160, ativo, de corrente alternada. A capacidade máxima é de 160 kW, 400 Nm e 10000 rpm, respectivamente, para potência, torque e rotação. O programa AVL PUMA Open realiza o monitoramento e a aquisição de dados do dinamômetro de bancada, do motor e demais instrumentações da sala de provas, como a velocidade angular do dinamômetro, nível e vazão mássica de combustível, temperatura dos fluidos de arrefecimento e lubrificação, vazão mássica de ar. O sistema de condicionamento do fluido de arrefecimento e do óleo lubrificante do motor, AVL 577, é programado para mantê-los a 90°C. O condicionamento e a aferição do consumo de combustível líquido do motor são feitos por unidades de controle de temperatura (AVL 753) e de medição da vazão mássica (AVL 733). Também são mensurados o fluxo de ar para a admissão (Sensyflow FMT700-P), temperatura e pressão na admissão e exaustão (termorresistências, AVL LPD11DA05 e AVL GU21C, respectivamente), a pressão barométrica, umidade relativa e temperatura da sala de provas (Vaisala HMT330). Um *encoder* de eixo rotativo (AVL 365 C/365 X) é utilizado para a aferição da velocidade do motor, em rpm. A central eletrônica AVL 427 (*ETU*) realiza o gerenciamento eletrônico do motor, controlando a ignição e injeção de combustível. A pressão na câmara de combustão do motor é medida pelo transdutor AVL GU22C. O programa AVL Indicom é utilizado para o monitoramento, análise e cálculo de dados da combustão em tempo real, junto à aquisição de pressão na admissão e exaustão, além de exibir sinais de injeção e ignição do combustível. A aquisição e processamento dos dados de pressão no interior do cilindro, normalmente calculados para uma média de duzentos ciclos, são feitas pelo AVL IndiModul 622. O fator lambda é medido com o uso de uma sonda lambda de banda larga Bosch modelo LSU 4.9. A Figura 71 apresenta os principais equipamentos utilizados neste trabalho, alguns dos quais ainda a serem descritos na sequência do texto.

Figura 71. Esquema ilustrativo com alguns componentes da infraestrutura experimental.



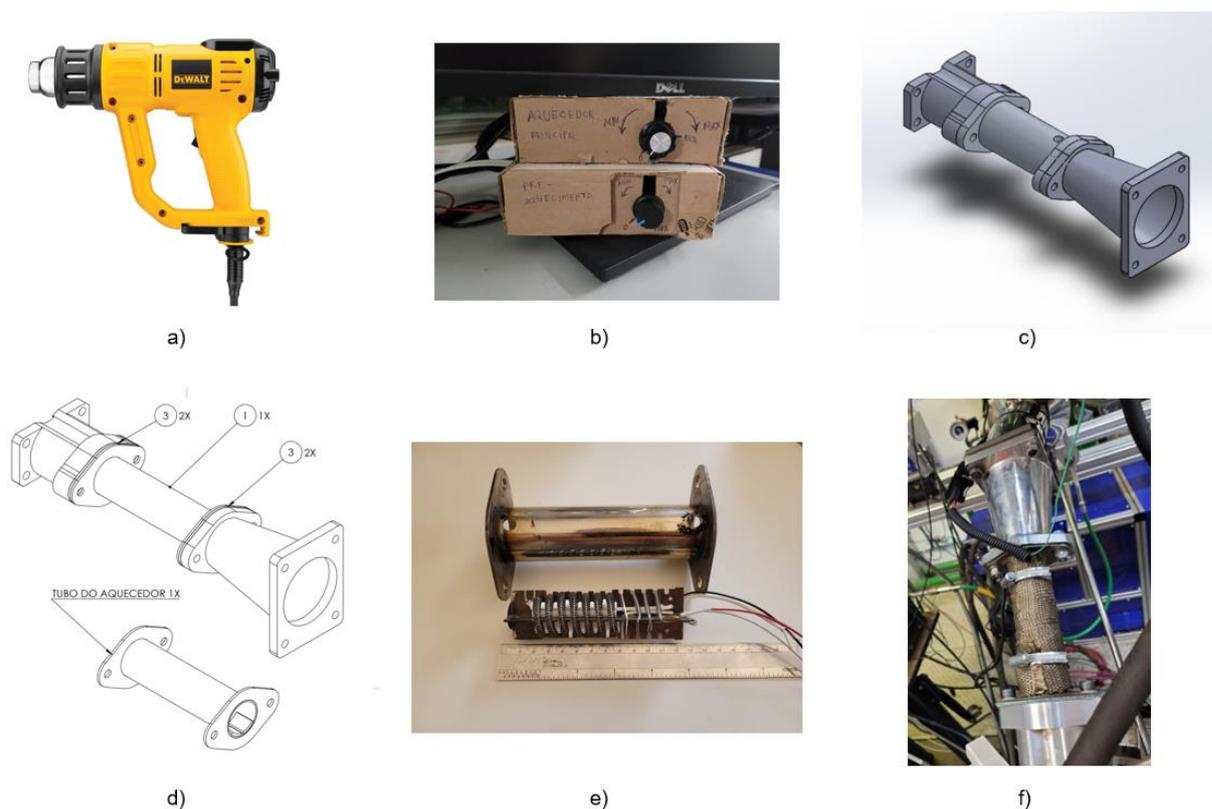
Fonte: autor.

Além da estrutura permanente da sala de provas, descrita no parágrafo anterior, o analisador de gases Tecnomotor TM132 foi utilizado para medir a concentração de CO (% volume), CO₂ (% volume), HC (ppm) e NO_x (ppm) na exaustão do motor. Os três primeiros são aferidos pela técnica de infravermelho não dispersivo (do inglês *NDIR – nondispersive infrared*), que utiliza sensores para medir a absorção de energia radiativa das espécies gasosas nos comprimentos de onda da porção infravermelha do espectro eletromagnético. A medição da concentração de óxidos de nitrogênio é feita separadamente por quimiluminescência, baseada na emissão de luz resultante da excitação das moléculas de NO após reagirem com ozônio (O₃), convertendo-se em O₂ e NO₂ (TECNOMOTOR, 2011). Nos testes com o motor sobrealimentado, o compressor de parafuso Atlas Copco GA 55 VSD foi conectado à linha de admissão do motor para comprimir o ar até níveis de pressão acima da atmosférica.

A principal intervenção na infraestrutura da sala de provas do CTM-UFMG em relação à configuração original foi a instalação de duas resistências elétricas iguais, em série, na linha de admissão de ar do motor. Este procedimento foi necessário para a geração da temperatura necessária à transição do modo de combustão convencional (ignição por centelha) para a autoignição (*HCCI*). Ambas as resistências são provenientes de um soprador térmico DeWalt D26424, de potência igual a 2000W

em 220V. Elas foram alojadas em tubos de aço inoxidável de ½ polegada envoltos por manta térmica, e controladas com o uso de *dimmers* analógicos. A primeira resistência foi instalada a uma distância de 700 mm do pórtico de admissão, região que compreendia o maior diâmetro e, conseqüentemente, o maior volume seccional, da tubulação de admissão. A segunda resistência foi instalada a uma distância de 200 mm do pórtico de admissão e contava com um termopar tipo K em sua extremidade para a aferição da temperatura do ar local. A Figura 72 ilustra o projeto, os materiais e a montagem da sala de provas adaptada para os testes em *HCCI*.

Figura 72. a) soprador térmico DeWalt D26464; b) *dimmers* utilizados para o controle das resistências elétricas; c, d) projeto do tubo e flanges de inox para alojar as resistências; e) fotografia da resistência elétrica e do tubo com flanges utilizado para seu alojamento; f) montagem da resistência na tubulação de admissão do motor, com uso de manta térmica.



Fonte: autor.

3.1.2. Combustível

O etanol hidratado brasileiro (E100) foi o combustível utilizado nos testes experimentais, reforçando a compatibilidade com a filosofia do CTM-UFMG de valorizar o papel deste biocombustível nacional para o desenvolvimento de motores de combustão interna. O uso do etanol se adequa aos preceitos de sustentabilidade atualmente difundidos em escala global por se tratar de um combustível limpo e renovável, que emite menos gases poluentes como consequência de sua queima em comparação com os combustíveis fósseis, além de ser considerado neutro no ciclo do carbono. Quando comparado à gasolina, além de emitir menos poluentes como produtos de sua combustão, o CO₂ lançado à atmosfera é absorvido para o crescimento da cana de açúcar utilizada para sua produção, reduzindo sobremaneira as emissões de gás carbônico ao longo de todo o seu ciclo (PEREIRA et al., 2019). Segundo a União da Indústria de Cana de Açúcar (ÚNICA), desde 2003 o abastecimento de veículos automotores a etanol no Brasil evitou a emissão de mais de 556 milhões de toneladas de CO₂ na atmosfera, quantitativo que corresponde às emissões anuais somadas de Argentina, Venezuela, Chile, Colômbia e Uruguai (ÚNICA - UNIÃO DA INDÚSTRIA DE CANA DE AÇÚCAR, 2021).

As propriedades físico-químicas do etanol o tornam um combustível apropriado para o abastecimento de motores de elevada eficiência energética, tornando possível a extração do máximo desempenho dos propulsores sem que estes estejam limitados por anomalias de combustão durante sua operação. Destacam-se, em relação à gasolina, a maior octanagem e o calor latente de vaporização. Estas características resultam em uma reduzida propensão à *knock* e favorecem o efeito conhecido por *charge cooling*, que reduz a temperatura da câmara de combustão devido à maior energia necessária à evaporação do etanol. Por isso, motores abastecidos com o uso do biocombustível derivado da cana de açúcar podem adotar maiores razões volumétricas de compressão e, conseqüentemente, apresentam maior eficiência térmica (KALE; KRISHNASAMY, 2022). A Tabela 8 apresenta algumas propriedades do etanol hidratado brasileiro.

Tabela 8. Principais especificações dos combustíveis utilizados nos testes experimentais.

Combustível	Etanol hidratado (E100)
Fórmula molecular	C ₂ H ₅ OH
Teor alcoólico [%m/m]	92,5 - 94,6%
Massa específica [kg/m³]	805,2 - 811,2 (a 20°C)
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	24,48
Calor latente de vaporização [kJ/kg]	921
Número de octanos pesquisa (RON)	108
Número de octanos motor (MON)	92
Relação ar/combustível estequiométrica	8,36
Velocidade de propagação da chama [cm/s]	39
Temperatura adiabática de chama [°C]	1920 - 2080

Fonte: (KALE; KRISHNASAMY, 2022; LABORATÓRIO DE ENSAIOS DE COMBUSTÍVEIS (LEC) DA UFMG, 2019).

3.1.3. Pré-câmaras de combustão

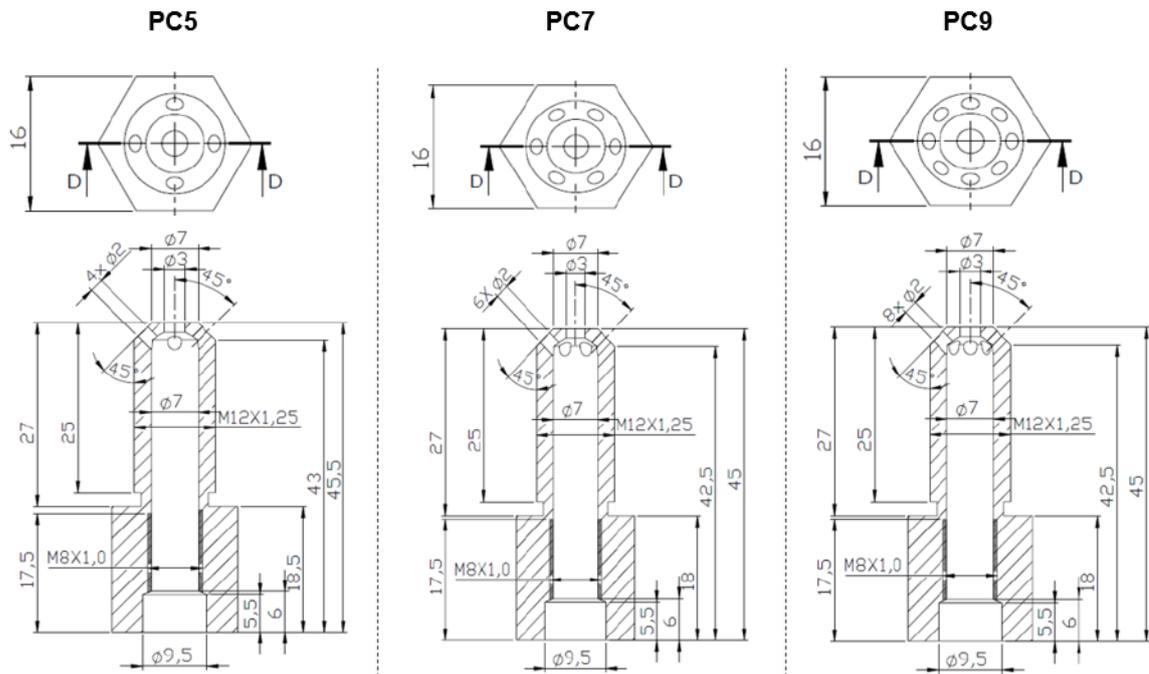
Dentre os objetivos deste trabalho compreende-se a investigação da autoignição controlada do etanol com uso de pré-câmaras (PC) passivas de combustão, originalmente concebidas para a operação do motor monocilíndrico no modo *turbulent jet ignition (TJI)*, com ignição por centelha. O *TJI* em um motor convencional (*SI*) é caracterizado pelo início da combustão em uma pré-câmara, conectada à câmara principal por meio de pequenos orifícios, cujos diâmetros sejam tais que permitam a propagação da chama na forma de jatos supersônicos. Ao contrário do sistema ativo, no qual há injeção de combustível na própria pré-câmara, no sistema passivo a mistura ar/combustível é conduzida para o interior da PC durante o tempo de compressão do motor (ZHOU et al., 2022).

Com base na revisão da literatura, percebe-se que apesar de o *CAI* e o *TJI* serem técnicas distintas e normalmente empregadas de forma separada, ambas apresentam finalidades e benefícios afins para a combustão em motores. Dentre eles pode-se mencionar a possibilidade de queima de misturas pobres e a consequente redução do consumo de combustível; a redução da temperatura máxima de combustão, que minimiza a formação de NO_x e permite o aumento da RVC, resultando em uma maior eficiência térmica; a maior velocidade da queima de combustível. Tendo em vista a compatibilidade entre os propósitos do uso de pré-câmaras de combustão e da autoignição controlada, surgiu a intenção de explorá-las em conjunto.

O propósito era entender se esta estratégia resultaria no aumento da eficiência de conversão de etanol no motor monocilíndrico, ou demandaria uma menor temperatura para o ar de admissão que possibilitasse o alcance da autoignição.

O projeto das pré-câmaras de combustão utilizadas neste trabalho levou em consideração as limitações geométricas do motor monocilíndrico e a consulta a patentes de exemplos bem sucedidos na indústria, casos da Mahle e Maserati (ATTARD, 2012; MASERATI S.P.A., 2019). Foram construídos três modelos em aço inoxidável 304 com volume interno equivalente a 3,0% do volume da câmara de combustão, dotados de 5, 7 e 9 furos, sendo um central com 3,0 mm de diâmetro e os laterais com 2,0 mm. Por facilidade de identificação, estas pré-câmaras foram denominadas, respectivamente, PC5, PC7 e PC9. A montagem das PCs no motor foi feita na rosca original M12 do cabeçote e, por isso, o diâmetro e a rosca externos das PCs seguiram a mesma especificação da vela de ignição original, modelo NGK LKR8AP. Quanto à montagem da vela de ignição nas PCs, foi necessária a aquisição de uma vela de menor diâmetro para garantir uma espessura de parede adequada. Assim, a rosca interna das pré-câmaras foi usinada de acordo com a especificação da vela de ignição M8, modelo NGK 2862 ER10EH. A Figura 73 ilustra os desenhos bidimensionais dos projetos das pré-câmaras, realizados pela equipe do CTM-UFGM, Já a Figura 74 expõe as PCs já construídas, podendo ser observado um modelo, na cor preta e impresso em 3D, utilizado como molde para auxílio à fabricação por usinagem. À direita verifica-se a vela de ignição M8 rosqueada à pré-câmara, no estado em que eram montadas ao cabeçote do motor.

Figura 73. Desenhos 2D com o projeto das pré-câmaras de combustão.



Fonte: acervo do CTM-UFGM.

Figura 74. Fotografias das pré-câmaras de combustão.



Fonte: autor.

3.2. Métodos

3.2.1. Cálculo das grandezas indicadas

Nesta seção é apresentado o memorial de cálculos utilizado pelo programa AVL Indicom para a obtenção das grandezas indicadas, isto é, aquelas medidas ou calculadas dentro do cilindro. Compete destacar que as grandezas de eixo (do inglês: *brake*) não foram calculadas pois o motor monocilíndrico utilizado como objeto de prova é uma ferramenta adequada para o desenvolvimento de pesquisas relacionadas à combustão, e não aplicação, característica de conceitos com nível de maturidade tecnológica (*TRL – technology readiness level*) ainda baixo. Como o intuito desta tese não é desenvolver um produto, mas sim conceber um sistema de combustão, justifica-se o uso das grandezas indicadas para estabelecer comparações entre os parâmetros de desempenho do motor operando em autoignição e ignição por centelha.

A pressão média efetiva indicada (*IMEP*) é calculada pela Equação 8.

$$IMEP = \frac{1}{V_d} \oint P dV \quad (8)$$

- V_d : volume deslocado do motor.
- V : volume instantâneo do cilindro.
- P : pressão do fluido de trabalho no interior do cilindro.

Neste trabalho é utilizada a mesma convenção de nomenclatura do AVL Indicom que, ao exibir o parâmetro *IMEP* por si só, refere-se à pressão média efetiva indicada líquida (*NIMEP* ou *IMEP_n*, do inglês *net indicated mean effective pressure*). Já a pressão média efetiva bruta recebe a sigla *GIMEP*, ou *IMEP_g* (do inglês *gross indicated mean effective pressure*). Enquanto o *IMEP* bruto é calculado durante os tempos de compressão e expansão, com as válvulas do motor fechado, o *IMEP* líquido leva em consideração a troca gasosa e o trabalho do pistão durante o ciclo completo do motor. Esta diferença entre *GIMEP* e *NIMEP* equivale à pressão média efetiva de bombeamento (*PMEP – pumping mean effective pressure*), conforme a Equação 9.

$$PMEP = GIMEP - NIMEP \quad (9)$$

A taxa de liberação de calor na câmara de combustão é calculada a partir da Primeira Lei da Termodinâmica para um sistema (Equação 10), um enunciado da Lei de Conservação da Energia (FOX et al., 2018).

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \Big|_{sistema} \quad (10)$$

- \dot{Q} : taxa de transferência de calor.
- \dot{W} : taxa de trabalho.
- $\frac{dE}{dt} \Big|_{sistema}$: variação no tempo da energia de um sistema.

A energia do sistema pode ser escrita de acordo com a Equação 11.

$$E_{sistema} = \int_M e \, dm = \int_{\forall} e \rho \, d\forall \quad (11)$$

- e : energia específica do sistema.
- m : massa do sistema.
- ρ : massa específica do fluido de trabalho.
- \forall : volume disponível no cilindro.

A substituição da Equação 11 na Equação 10 leva à obtenção da Equação 12.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\forall} e \rho \, d\forall \quad (12)$$

Expandindo o termo e (Equação 13).

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz \quad (13)$$

- u : energia interna do gás no interior do cilindro.
- V : velocidade do gás no interior do cilindro.
- g : aceleração da gravidade.
- z : cota vertical.

Desprezando-se os termos de energia cinética e potencial do fluido de trabalho na Equação 13, cujos módulos são pequenos frente à energia interna, e substituindo na Equação 12, obtém-se a Equação 14.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial}{\partial t} (u\rho\forall) \quad (14)$$

O produto $\rho\forall$ equivale à massa do fluido de trabalho. De acordo com a Lei de Conservação da Massa (Equação 15), esta permanece constante em um sistema, não sofrendo variações com o tempo.

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{sistema} = 0 \rightarrow M_{sistema} = \int_M dm = \int_{\forall} \rho d\forall \rightarrow \frac{\partial}{\partial t} \int_{\forall} \rho d\forall = 0 \quad (15)$$

Substituindo a Equação 15 na Equação 14 e rearranjando os termos para isolar a taxa de transferência de calor, é obtida a Equação 16.

$$\dot{Q} = \dot{W} + m \frac{\partial u}{\partial t} \quad (16)$$

Pela definição de velocidade angular (ω), pode-se realizar uma mudança de coordenadas (Equação 17) para que a taxa de liberação de calor no cilindro seja calculada em função do deslocamento angular do virabrequim (θ).

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \rightarrow \frac{dQ}{d\theta} = \frac{dW}{d\theta} + m \frac{du}{d\theta} \quad (17)$$

Expandindo-se os termos de trabalho e energia interna, a Equação 17 pode ser descrita pela Equação 18.

$$\frac{dQ_a}{d\theta} = \frac{P d\forall}{d\theta} + m \frac{c_v dT}{d\theta} \quad (18)$$

- c_v : calor específico a volume constante do gás no interior do cilindro.
- P : pressão no interior do cilindro.

O AVL Indicom utiliza a Equação 18 para calcular a taxa de liberação de calor no cilindro. Nela foi adicionado o subscrito "a" ao termo Q, indicativo do calor aparente (Q_a), que é utilizado pelo programa na rotina de cálculo da eficiência de combustão, definida pela divisão do calor aparente liberado em um ciclo pelo produto entre a vazão mássica de combustível e seu poder calorífico inferior. A consideração do calor

aparente é uma abordagem mais conservadora para fins de obtenção de η_c quando comparada a algumas fontes da literatura que fazem uso do calor total (Q), uma vez que o módulo de Q é superior ao módulo de Q_a . Tal fato ocorre pois o calor aparente desconsidera as perdas por transferência de calor para o sistema de arrefecimento do motor através das paredes do cilindro e, portanto, contempla apenas a parcela de energia do combustível que efetivamente modifica as condições do fluido de trabalho e contribui para a geração do trabalho indicado do ciclo (MACHADO, 2012). Logo, a metodologia de cálculo da eficiência de combustão por meio do calor aparente, padrão do AVL Indicom, resulta em valores menores do que aqueles obtidos caso fosse considerado o calor total liberado no ciclo completo do motor (AVL LIST GMBH, 2013).

Ainda sobre a metodologia para a obtenção do calor aparente liberado no cilindro (Equação 18), o AVL Indicom calcula o calor específico a volume constante do fluido de trabalho por uma função da temperatura, descrita pela Equação 19.

$$c_v = 0,7 + T(0,255) \cdot 10^{-3} \quad (19)$$

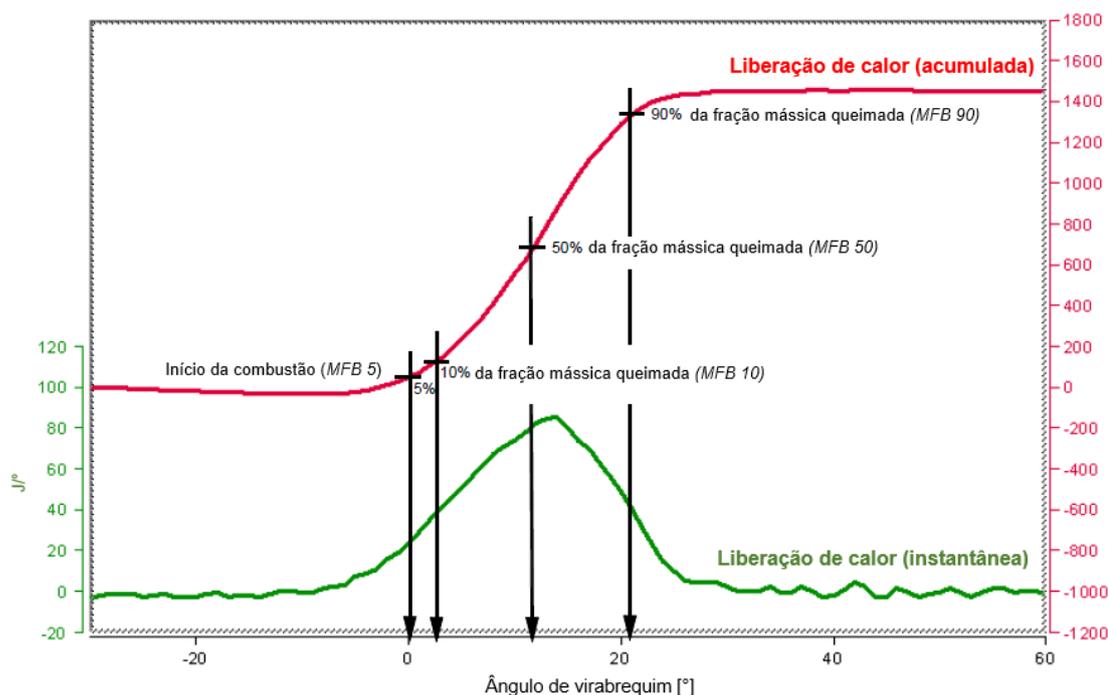
A massa e a temperatura do fluido de trabalho são calculadas pelo uso da equação do gás ideal (Equação 20).

$$PV = mRT \quad (20)$$

- R : constante universal dos gases ideais.

O cálculo da massa no interior do cilindro é feito quando o pistão encontra-se no PMI de admissão (180° CA), considerando a temperatura registrada para o ar que adentra o coletor de admissão. Pela Lei de Conservação da Massa, durante o tempo de compressão, com as válvulas de admissão e exaustão fechadas, a massa do sistema deve permanecer constante, obtida ao se isolar o termo “ m ” na Equação 19. Conhecida a massa do sistema, a temperatura é calculada isolando-se o termo “ T ” na mesma equação. Mediante o cálculo das grandezas previamente informadas e da medição da pressão no cilindro, o Indicom gera a curva de liberação de calor no cilindro, conforme exemplo apresentado na Figura 75.

Figura 75. Modelo da curva de liberação de calor no cilindro.



Fonte: adaptada de AVL LIST GMBH, 2013.

Na Figura 75, a curva em verde (inferior) representa a taxa de liberação de calor, enquanto a curva em vermelho (superior) representa sua integral no intervalo de -30 a 90° CA, de acordo com o padrão definido pela biblioteca *Thermodynamics 2A* do AVL Indicom. Por meio desta integração (Equação 21) é obtido o calor aparente liberado no ciclo.

$$Q_a = \int_{-30^\circ}^{90^\circ} \frac{dQ_a}{d\theta} d\theta \quad (21)$$

A fração mássica queimada (do inglês *MFB – mass fraction burned*) é calculada pela integração da taxa de liberação de calor em relação ao ângulo de virabrequim correspondente, conforme a Equação 22.

$$MFB = \frac{1}{Q_a} \int_{\theta_i}^{\theta_f} \frac{dQ_a}{d\theta} d\theta \quad (22)$$

Alguns pontos característicos da curva cumulativa de liberação de calor, destacados na Figura 75, são descritos nos tópicos seguintes.

- *MFB5*: posição angular do virabrequim que corresponde à queima de 5% da fração mássica da mistura ar/combustível. Por padrão do AVL Indicom, o *MFB5* é convencionado como o instante de início da combustão (do inglês *SOC – start of combustion*). Formalmente, a definição do *SOC* corresponde à posição angular do virabrequim na qual é constatada a primeira derivada positiva na curva de fração mássica queimada a partir do valor 0%.
- *MFB10*: posição angular do virabrequim que corresponde à queima de 10% da fração mássica da mistura ar/combustível.
- *MFB50*: posição angular do virabrequim que corresponde à queima de 50% da fração mássica da mistura ar/combustível. Segundo Heywood (2018), o *MFB50* é utilizado para caracterizar a fase do processo de combustão. De forma geral, em motores de ignição por centelha, o máximo torque de eixo (*MBT*) é obtido quando metade da mistura ar/combustível é queimada em torno de oito graus de virabrequim após o PMS de compressão.
- *MFB90*: posição angular do virabrequim que corresponde à queima de 90% da fração mássica da mistura ar/combustível.
- *MFB10-90*: conhecido por ângulo de queima rápida, informa o deslocamento angular do virabrequim entre os intervalos de queima de 10 a 90% da fração mássica de ar/combustível. Heywood (2018) considera o *MFB10-90* como o intervalo mais importante para a análise da duração do processo de combustão. Ao desconsiderar os deslocamentos angulares referentes ao desenvolvimento de chama (*MFB0-10*) e ao término da propagação de chama (*MFB90-100*), evita-se dificuldades relacionadas à determinação do perfil da queima no início e no fim da combustão.
- *MFB10-50*: deslocamento angular do virabrequim entre os intervalos de queima de 10 a 50% da fração mássica de ar/combustível. Corresponde à primeira metade da divisão da curva do *MFB10-90* e, assim, expressa a duração angular da primeira parte da combustão.
- *MFB50-90*: deslocamento angular do virabrequim entre os intervalos de queima de 50 a 90% da fração mássica de ar/combustível. Corresponde

à segunda metade da divisão da curva do *MFB10-90* e, assim, expressa a duração angular da segunda parte da combustão.

O coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada (*COV-IMEP*) é um parâmetro que mede a variabilidade cíclica da operação do motor. Normalmente expresso em porcentagem, é calculado pelo desvio padrão do *IMEP* dividido pelo *IMEP* médio, conforme exposto na Equação 23.

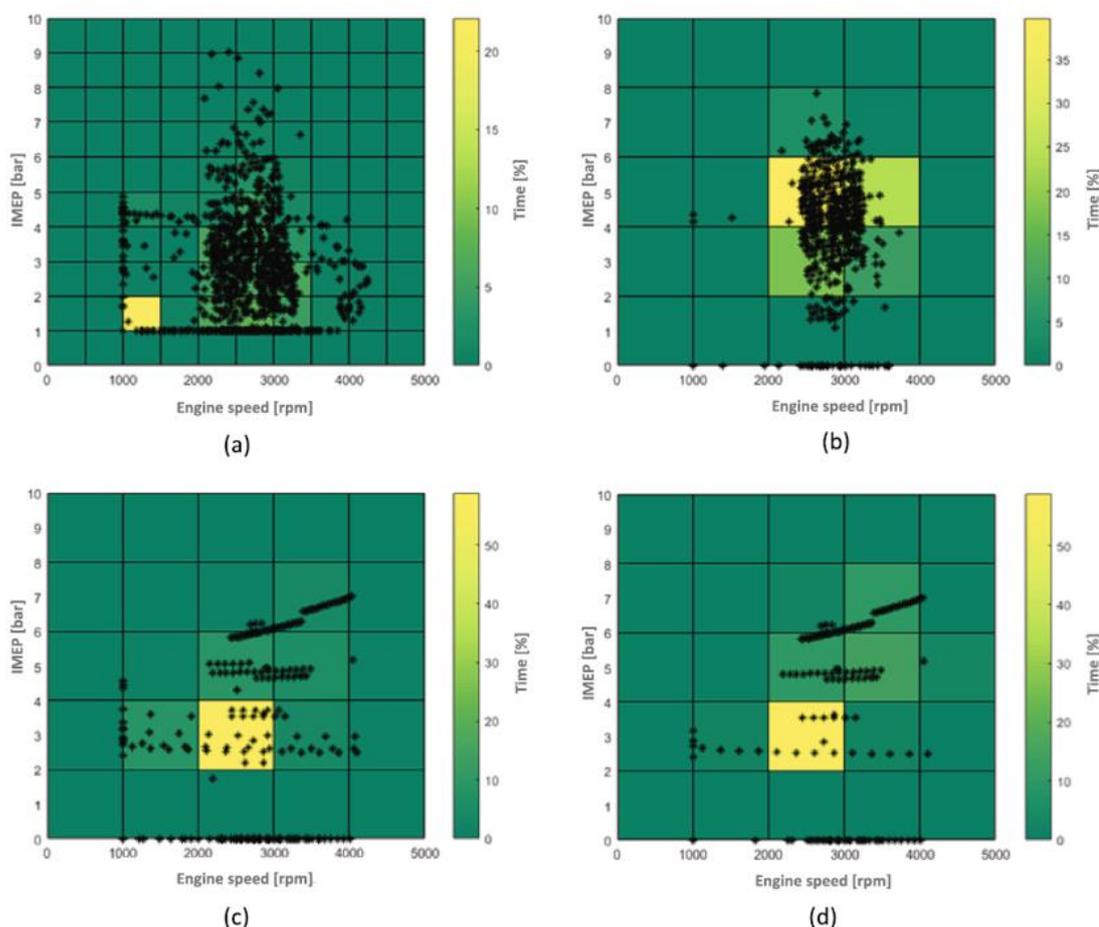
$$COV_{IMEP}(\%) = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP_{m\u00e9dio}} \cdot 100 \quad (23)$$

Nos testes experimentais normalmente realizados em motores de ignição por centelha no laboratório CTM-UFMG, define-se o valor 3,0% como limite superior de *COV-IMEP*. Devido ao ineditismo dos testes experimentais com autoignição desenvolvidos nesta tese, optou-se por ampliar o limite de *COV-IMEP* para a faixa dos 5,0%. Todavia, é importante destacar que o estabelecimento deste novo limite foi amparado por uma consulta à literatura, e ainda encontra-se dentro do intervalo considerado seguro ao funcionamento do motor (HEYWOOD, 2018; POLAT et al., 2020).

3.2.2. Determinação dos pontos de operação

A seleção das condições experimentais de teste levou em consideração pontos de carga e rotação relevantes a ciclos de condução veicular. Para tanto, foi utilizado como referência o trabalho de Netto (2018), que apontou a distribuição temporal mais frequente da operação do motor de um veículo submetido aos ciclos de homologação *FTP-75* (*Federal Test Procedure*, dos Estados Unidos e também adotado no Brasil), *US06* (complementar ao *FTP-75 highway*, com maiores velocidades), *NEDC* (*New European Driving Cycle*, da Europa) e *EUDC* (*Extra Urban Driving Cycle*, com maiores velocidades que o *NEDC*). A Figura 76 ilustra as cargas e rotações que correspondem à maior exposição temporal do motor nos ciclos supracitados, respectivamente. Percebe-se que, além da marcha lenta, as regiões mais relevantes correspondem a velocidades entre 2000 e 3000 rpm, com *IMEP* oscilando entre 2 e 5 bar.

Figura 76. Distribuição temporal de carga e rotação nos ciclos de condução veicular a) FTP-75; b) US06; c) NEDC; d) UEDC.



Fonte: NETTO, 2018.

Além do trabalho de Netto (2018), foi consultada uma planilha utilizada como referência interna no laboratório CTM-UFGM (Figura 77) para definir as condições de teste. Ela baseia-se no ciclo *FTP-75* para estabelecer os pontos de carga e rotação mais relevantes nos ensaios do motor monocilíndrico de pesquisa.

Figura 77. Referência dos pontos de operação do motor monocilíndrico baseados no ciclo *FTP-75*.

IMEP [bar]	RPM									
	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
1										
2		X	X							
3		X	X	X	X					
4		X	X	X	X					
5				X	X					
6				X	X					
7				X	X	X	X	X	X	X
8				X	X	X	X	X	X	X
WOT				X	X	X	X	X	X	X

Fonte: acervo do CTM-UFGM.

Durante este contexto de definição metodológica do trabalho, não eram conhecidas as regiões de carga e rotação em que o motor funcionaria com autoignição. Na verdade, desconhecia-se até mesmo se a operação em *HCCI* seria possível. Por isso, embora as Figuras 75 e 76 tenham sido utilizadas como referências e justificativas para a escolha dos pontos de operação, ainda era necessário entender em quais regiões do mapa a transição *SI-HCCI* seria realizada com sucesso. Esta demanda motivou a realização dos primeiros experimentos desta tese, cujos resultados (devidamente discutidos na seção correspondente) somados à análise das duas Figuras 75 e 76, ampararam a seleção dos pontos operacionais. A princípio, foram selecionadas duas rotações e duas cargas: 2000 e 2500 rpm a 3,0 e 3,5 bar de *IMEP*. No entanto, o nível de vibração decorrente da operação do motor a 2000 rpm à época, mesmo em *motoring*, ensejou a ligeira alteração da velocidade para 1900 rpm. Assim, os pontos de operação escolhidos podem ser visualizados na Tabela 9.

Tabela 9. Definição dos pontos de operação para os testes experimentais.

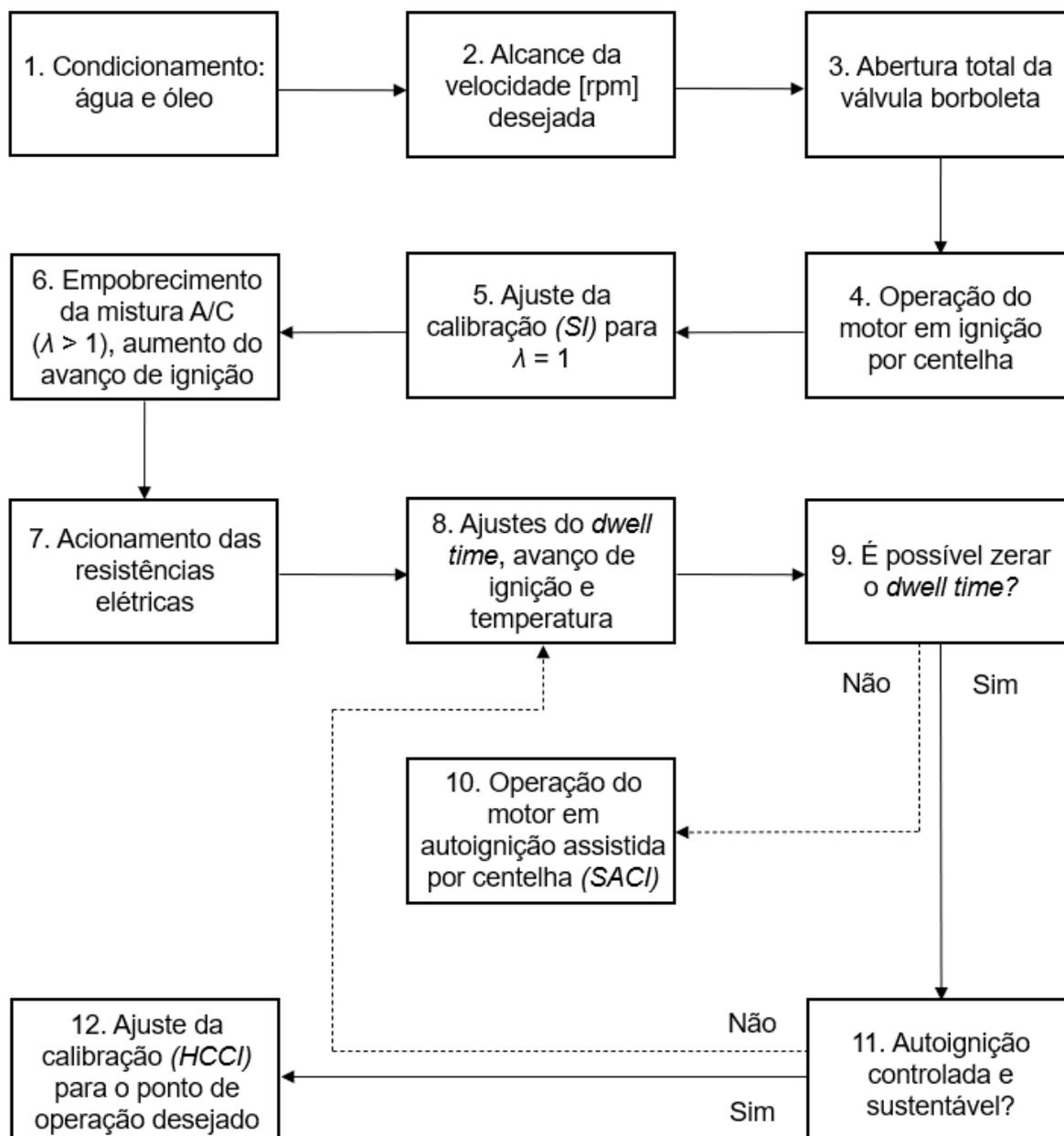
Velocidade [rpm]	Carga (<i>IMEP</i>) [bar]
1900	3,0 ; 3,5
2500	3,0 ; 3,5

Fonte: autor.

3.2.3. Geração da autoignição controlada

A Figura 78 exibe, em um fluxograma, as etapas adotadas para o alcance da autoignição controlada no motor monocilíndrico de pesquisa, originalmente concebido para operar em ignição por centelha. Na sequência, são fornecidas explicações detalhadas para cada tópico.

Figura 78. Fluxograma com a descrição da metodologia utilizada para a geração da autoignição.



Fonte: autor.

1. Condicionamento da água e óleo. Aguardar o aquecimento e estabilização da temperatura do fluido de arrefecimento e do óleo lubrificante do motor em 90°C.

2. Alcance da velocidade [rpm] desejada para o motor, sem injeção de combustível e com a ignição desligada. A operação em *motoring* é possibilitada pelo fato do dinamômetro AVL *DynoDur* 160 ser ativo e, desta forma, capaz de tracionar ou frear o motor, conforme demanda do operador.

3. Abertura total da válvula borboleta (*WOT*), de forma a submeter o sistema de admissão à pressão atmosférica, sem restrições à quantidade de ar admitido pelo motor, e tornar o controle da carga uma função da injeção de combustível.

4. Operação do motor com ignição por centelha. Ligar a ignição e injetar uma quantidade de combustível suficiente para se obter uma mistura ar/combustível estequiométrica em plena carga.

5. Ajuste da calibração para $\lambda = 1$. Promover pequenos ajustes na injeção de combustível e no avanço de ignição, à medida do aquecimento da câmara de combustão, com o intuito de estabilizar a operação estequiométrica do motor em plena carga e ignição por centelha.

6. Empobrecimento da mistura ar/combustível ($\lambda > 1$), aumento do avanço de ignição. Reduzir, progressivamente, a quantidade de combustível injetado. Simultaneamente, para sustentar a queima em ignição por centelha com excesso de ar, aumentar o avanço de ignição conforme necessário, objetivando manter o *COV-IMEP* menor que 5%.

7. Acionamento das resistências elétricas. A primeira resistência, instalada a 700 mm do pórtilco de admissão, era responsável por realizar o aquecimento inicial do ar proveniente da atmosfera, mantendo a temperatura local entre 60 e 80°C. A segunda resistência, localizada a 200 mm do pórtilco, proporcionava o aquecimento final do ar de admissão, a uma temperatura suficiente para a geração da autoignição. O aumento da temperatura de ambas as resistências era realizado de maneira progressiva, por meio de *dimmers* analógicos, à medida do empobrecimento da mistura ar/combustível e acompanhado do aumento do avanço de ignição, para sustentar a queima com excesso de ar. Por segurança e pelo seu ineditismo, este

procedimento foi feito com extrema cautela, acompanhado do monitoramento da curva de pressão no cilindro, de sua derivada e do *COV-IMEP*.

8. Ajustes do *dwell time*, avanço de ignição e temperatura. À medida em que percebia-se a tendência de transição da ignição por centelha para a autoignição, de acordo com o aumento da temperatura do ar de admissão e do avanço de ignição, o tempo de carregamento do enrolamento primário da bobina era reduzido a partir do seu valor base, igual a 3,5 ms para os testes com ignição por centelha.

9. Avaliação da possibilidade de zerar o *dwell time*. O contínuo monitoramento da curva de pressão no cilindro, da curva de liberação de calor e dos intervalos angulares de queima da fração mássica de ar/combustível permitia concluir sobre a transição entre os modos de combustão. A partir do momento em que era observada a tendência de alcance da autoignição, reduzia-se o *dwell time* com o objetivo de alcançar o valor zero, que significava o corte da energia necessária ao centelhamento. A anulação do tempo de carregamento da bobina levaria à modificação do modo de operação do motor de ignição por centelha para ignição por compressão.

10. Nos primeiros testes experimentais desenvolvidos neste trabalho ainda não havia referência sobre a ordem de grandeza necessária para a temperatura de entrada do ar de admissão, de forma que seu aquecimento fosse suficiente para resultar na ignição por compressão do etanol. Diante deste desconhecimento, particularmente nos primórdios da pesquisa, as tentativas de zerar o *dwell time* para a operação do motor em *CAI* foram malsucedidas, uma vez que levaram ao apagamento da combustão. Tal fato motivou a realização de alguns testes iniciais com autoignição assistida por centelha (do inglês *SACI – spark-assisted compression-ignition*). Nestas provas, a temperatura do ar de admissão, por si só, era insuficiente para possibilitar a ignição por compressão, e havia necessidade do centelhamento (com *dwell time* reduzido em relação ao valor base de 3,5 ms) para o alcance da autoignição. Embora não fosse o foco deste trabalho, esta etapa foi especialmente importante para a geração de conhecimento sobre os requisitos necessários à transição entre os processos de combustão *SI-HCCI*.

11. Após adquirir experiência proveniente dos testes em *SACI*, obteve-se conhecimento acerca da temperatura necessária para a entrada do ar de admissão que resultasse na autoignição sem a assistência por centelha. Esta temperatura era,

de fato, o fator chave que controlava o processo de transição entre os modos de combustão. Mediante o aquecimento correto do ar era possível zerar o *dwell time* e transitar, de forma bem-sucedida, para a ignição por compressão. Instantes após interromper a energização da bobina, era feito o monitoramento dos parâmetros de combustão do motor. O objetivo era verificar se a autoignição teria sido alcançada de maneira controlada e sustentável diante, principalmente, da temperatura praticada para o ar admitido. Foi observado que a temperatura excessiva impedia o controle da autoignição, pois gerava taxas de liberação de calor demasiadamente elevadas que indicavam combustão anormal. Por outro lado, a autoignição não se sustentava diante de uma temperatura baixa, pois havia a tendência de aumento do *COV-IMEP* e apagamento da combustão. Estes dois extremos indicavam a necessidade de promover ajustes na calibração, fossem eles por meio da redução da temperatura pelo controle do *dimmer* ou pela assistência da centelha, retornando à operação *SACI* até o reestabelecimento da temperatura que permitia a sustentação do *CAI*.

12. A partir do instante em que notava-se a estabilização do *HCCI*, ajustes na calibração foram feitos para o alcance do ponto de operação desejado. A uma dada velocidade do motor e com o *dwell time* zerado, os parâmetros de controle modificados eram a temperatura do ar de admissão e a quantidade de combustível injetado. Sabe-se, pela revisão da literatura, que a combustão *HCCI* normalmente demanda a prática de misturas com excesso de ar para evitar gradientes excessivos de temperatura e pressão no cilindro, além de possibilitar a redução do consumo de combustível. Por isso, os ajustes na calibração promovidos nesta etapa foram oportunos para buscar o entendimento da relação *A/C* que permitia a estabilização da autoignição dentro do limite de 5% para o *COV-IMEP*. A varredura do fator lambda também foi pautada pelos limiares de *misfire*, *knock* e pelo intuito de maximizar a eficiência de conversão de combustível, proposta central deste trabalho. Atingida a estabilidade do ponto de operação, verificada principalmente pela inalteração da temperatura do ar de admissão e das emissões de poluentes, era feita a aquisição dos dados de combustão para uma média de duzentos ciclos.

3.2.4. Determinação das emissões específicas

Esta seção descreve os procedimentos adotados para converter as emissões de gases poluentes registradas em base volumétrica (PPM ou %vol), pelo analisador Tecnomotor TM132, para a base específica (g/kWh). Para tanto, foram utilizados como referências os trabalhos de Da Costa (2017) e Roso (2019), que seguiram as recomendações estabelecidas pela norma 40 CFR (*Code of Federal Regulations*) para a aferição das emissões específicas de CO, CO₂, NO_x e HC (CODE OF FEDERAL REGULATIONS, 2009).

A composição do fluido de exaustão que deixa o motor é aproximada pelas quatro espécies gasosas supramencionadas somadas ao nitrogênio (N₂). Suas massas molares são informadas na Tabela 10. A água não entra nos cálculos pois o analisador TM132 possui filtro e dreno de saída da água condensada, que resulta no cálculo das emissões em base seca (TECNOMOTOR, 2011).

Tabela 10. Massa molar dos gases que compõem o fluido de exaustão.

Gás	Massa molar [g/mol]
HC	15,03
CO	28,01
N ₂	28,01
NO	30,01
CO ₂	44,01

Fonte: autor.

A massa molar dos hidrocarbonetos é quantificada pela Equação 24.

$$MM_{HC} = 12,01 + 1,008 \cdot y \quad (24)$$

- y : razão entre o número de mols de hidrogênio e carbono (H/C), função do tipo de combustível.

Como o combustível utilizado nos testes foi o etanol hidratado brasileiro, de fórmula C₂H₅OH, sua relação H/C (y) é igual a 3. A Equação 25 quantifica a massa molar do fluido de exaustão, considerando uma média ponderada da fração volumétrica de cada uma das espécies gasosas.

$$MM_{exh} = MM_{HC} \cdot CV_{HC} \cdot 10^{-6} + MM_{CO} \cdot CV_{CO} \cdot 10^{-2} + MM_{CO_2} \cdot CV_{CO_2} \cdot 10^{-2} + MM_{NO_x} \cdot CV_{NO_x} \cdot 10^{-6} + MM_{N_2} (1 - CV_{HC} \cdot 10^{-6} - CV_{CO} \cdot 10^{-2} - CV_{CO_2} \cdot 10^{-2} - CV_{NO_x} \cdot 10^{-6}) \quad (25)$$

Na Equação 25, a abreviação CV é referente à concentração volumétrica. Os valores de CV são multiplicados por 10^{-2} para o monóxido e dióxido de carbono devido ao registro de ambos ser feito em porcentagem de volume (%vol), e multiplicados por 10^{-6} para os óxidos de nitrogênio e hidrocarbonetos, por serem eles mensurados em partes por milhão (ppm). É relevante mencionar que, para fins de cálculo, as emissões de óxidos de nitrogênio são aproximadas pelas de NO, que correspondem a mais de 95% do total de NO_x . A concentração volumétrica de nitrogênio é estimada pelo volume remanescente do fluido de exaustão que não seja referente aos quatro gases poluentes aferidos.

Conhecidas a massa molar e a vazão mássica do fluido de exaustão, esta calculada pela soma das vazões mássicas de ar e combustível, é possível calcular as emissões específicas [g/kWh] dos quatro gases poluentes de acordo com as Equações 26 a 29.

$$ISHC = 1000 \frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{ind}} \frac{MM_{HC}}{MM_{exh}} CV_{HC} \cdot 10^{-6} \quad (26)$$

$$ISCO = 1000 \frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{ind}} \frac{MM_{CO}}{MM_{exh}} CV_{CO} \cdot 10^{-6} \quad (27)$$

$$ISNO = 1000 \frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{ind}} \frac{MM_{NO}}{MM_{exh}} CV_{NO} \cdot 10^{-6} \quad (28)$$

$$ISCO_2 = 1000 \frac{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb}}{\dot{W}_{ind}} \frac{MM_{CO_2}}{MM_{exh}} CV_{CO_2} \cdot 10^{-6} \quad (29)$$

- \dot{m}_{ar} : vazão mássica de ar.
- \dot{m}_{comb} : vazão mássica de combustível.
- \dot{W}_{ind} : potência indicada.

3.2.5. Cálculo das incertezas de medição

O procedimento de cálculo das incertezas de medição oriundas dos testes experimentais seguiu as recomendações do livro Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial (ALBERTAZZI G. JR, 2017). A classificação de fontes de incertezas que contribuam com erros sistemáticos em uma medição é dividida em procedimentos estatísticos, do tipo A, e procedimentos não-estatísticos, do tipo B.

Incertezas do tipo A, oriundas de procedimentos estatísticos, provêm de medições repetidas do mesmo mensurando. São calculadas dividindo-se o desvio padrão das indicações pela raiz quadrada do número de registros observados. Neste trabalho as incertezas do tipo A foram desconsideradas, uma vez que não foram efetuadas leituras repetidas de um mensurando, mas sim registros únicos.

Incertezas do tipo B, oriundas de procedimentos não-estatísticos, consideram informações prévias sobre o comportamento aleatório da fonte de incerteza ou deduzidas pela observação de suas características. São normalmente obtidas por informações técnicas do sistema de medição, certificados de calibração e histórico de medições.

Quando da existência de mais de uma fonte de erro, nomeia-se incerteza combinada (u_c) o desvio padrão que quantifica a ação conjunta de todas as fontes de incerteza envolvidas em um processo de medição indireta. A incerteza combinada de uma grandeza arbitrária G é calculada pela raiz quadrada da soma das parcelas individuais de incerteza padrão elevadas ao quadrado, como demonstra a Equação 30.

$$u_c^2(G) = \left[\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1) \right]^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2) \right]^2 + \dots + \left[\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n) \right]^2 \quad (30)$$

- $u_c^2(G)$: quadrado da incerteza combinada da grandeza a ser determinada por medição indireta.
- f : função matemática, contínua e derivável, que relaciona G às grandezas de entrada.
- $\frac{\partial f}{\partial X_i}$: derivada parcial da função f em relação à grandeza de entrada X_i .
- $u(X_i)$: incerteza padrão da grandeza de entrada X_i , que está sendo combinada.

A incerteza expandida (U) determina a repetitividade da ação combinada de todas as fontes de incerteza presentes em uma medição. Compreende o intervalo dentro do qual, para uma probabilidade de 95%, espera-se encontrar o erro aleatório de um processo de medição. É calculada pela Equação 31, por meio da multiplicação do coeficiente de Student pela incerteza combinada.

$$U = t \cdot u_c \quad (31)$$

- U : incerteza expandida.
- t : coeficiente de Student.
- u_c : incerteza combinada.

O número de graus de liberdade é associado à incerteza padrão de uma amostra e reflete o grau de segurança com a qual a estimativa do desvio padrão é conhecida. Caso o desvio padrão amostral seja desconhecido, o número de graus de liberdade equivale ao número de medições efetuadas subtraído por um. Em caso contrário, conhecido o desvio padrão, o número de graus de liberdade é considerado infinito. Para compensar incertezas oriundas da estimativa do desvio padrão, calcula-se a repetitividade de uma estimativa pela multiplicação do seu desvio padrão pelo coeficiente de Student, cujo valor é reduzido à medida em que aumenta o número de graus de liberdade. Tal fato compensa a maior confiabilidade da estimativa do desvio padrão, em função do maior número de dados disponíveis. Considerando-se uma distribuição de probabilidades uniforme ou retangular, que assume um número de graus de liberdade infinito, para um grau de confiabilidade de 95%, atribui-se ao coeficiente de Student o valor 2.

Seguindo esta metodologia proposta por Albertazzi G. Jr. (2017) e de posse de informações referentes à instrumentação utilizada neste trabalho, disponibilizadas na Tabela 11, foi possível quantificar as incertezas expandidas máximas das grandezas calculadas neste trabalho. A Tabela 12 demonstra os valores destas incertezas, enquanto a metodologia de cálculo de um dos valores nela exibido é detalhadamente explicada no Anexo A, ao fim deste documento.

Tabela 11. Características e incertezas associadas aos sistemas de medição.

Grandeza medida	Tipo de sensor	Faixa de medição	Incerteza tipo B
Concentração de CO ₂	Infravermelho	0 – 20% do volume analisado	± 0,3%
Concentração de CO	Infravermelho	0 – 10% do volume analisado	± 0,02%
Concentração de HC	Infravermelho	0 – 40000 ppm	± 4 ppm
Concentração de NO _x	Eletrônico	0 – 5000 ppm	± 25 ppm
Fator lambda	Banda larga	0,65 – 8,10	± 0,009
Pressão na câmara de combustão	Piezoelétrico	0 – 250 bar	± 0,3% do fundo de escala
Pressão no coletor de admissão	Piezoelétrico	0 – 5 bar	± 0,1% do fundo de escala
Pressão no coletor de exaustão	Piezoelétrico	0 – 10 bar	± 0,1% do fundo de escala
Temperatura do fluido de arrefecimento	PT100	-50 – 650°C	± 0,8%
Temperatura do óleo lubrificante	PT100	-50 – 650°C	± 0,8%
Temperatura no coletor de admissão 1	PT100	-50 – 650°C	± 0,8%
Temperatura no coletor de admissão 2	Termopar tipo K	-100 – 1300°C	± 0,1% do fundo de escala + 1,4°C
Vazão mássica de combustível	Gravimétrico	0 – 160 kg/h	± 0,05%
Velocidade de rotação do motor	Óptico	50 – 20000 rpm	± 3 rpm

Fonte: autor.

Tabela 12. Incertezas expandidas máximas associadas aos dados experimentais.

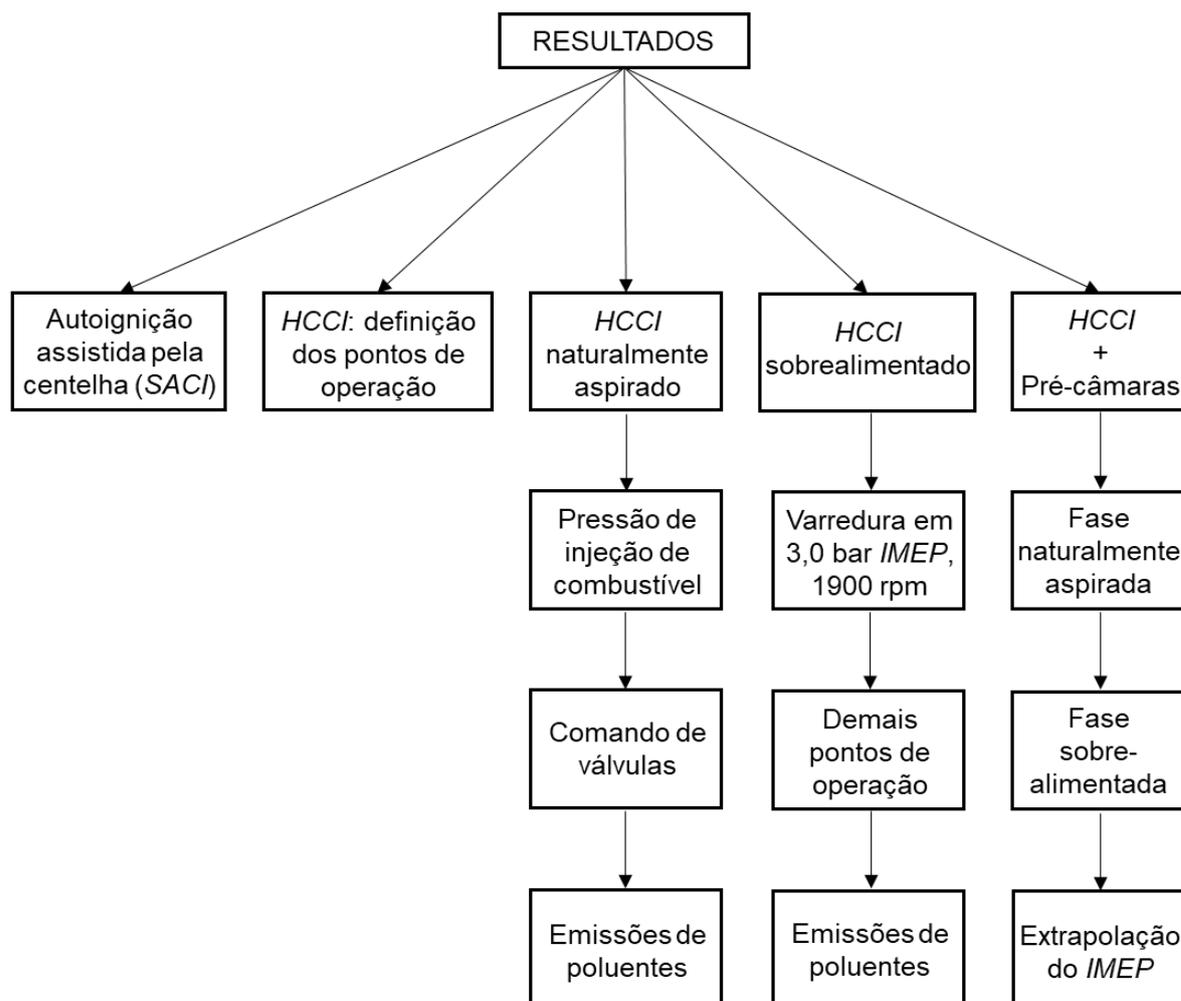
Volume deslocado [m³]	1,2762 x 10 ⁻⁶
Pressão média efetiva indicada [bar]	0,0811
Potência indicada [kW]	0,0319
Torque indicado [Nm]	0,1219
Consumo específico de combustível [g/kWh]	3,0808
Eficiência de conversão de combustível	0,0039

Fonte: autor.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A seção de resultados deste trabalho é dividida em cinco tópicos, conforme demonstra o fluxograma disponibilizado na Figura 79.

Figura 79. Fluxograma panorâmico sobre os resultados do trabalho.



Fonte: autor.

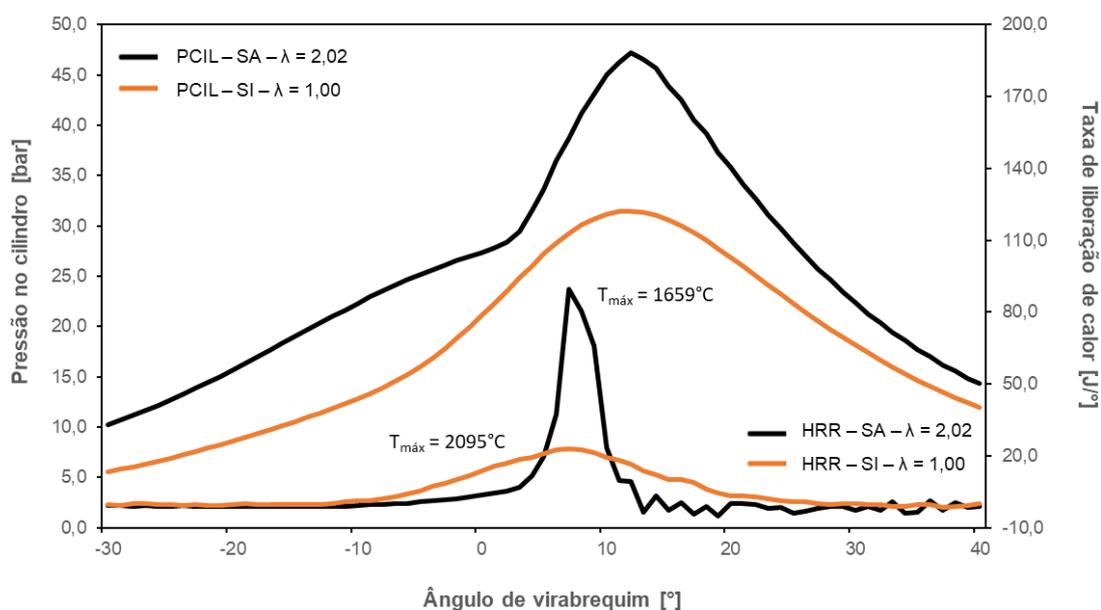
4.1. Autoignição assistida pela centelha (SACI)

Conforme descrito na metodologia deste trabalho, os primeiros testes experimentais realizados no motor monocilíndrico buscavam entender em quais pontos de operação a transição *SI-HCCI* seria possível. Inicialmente, optou-se por realizar os ensaios em uma velocidade conservadora, dado que baixas rotações favorecem o controle da autoignição, mas ao mesmo tempo relevante aos ciclos de condução veiculares (Figuras 76 e 77). Por isso, em um primeiro momento, foi selecionada a velocidade 1900 rpm.

As primeiras tentativas de operar o motor em *HCCI*, embora malsucedidas, constituíram importantes bases para a compreensão dos principais fatores que deveriam ser modificados para possibilitar o alcance da autoignição do etanol, sobretudo a temperatura do ar de admissão. Em um primeiro momento, o desconhecimento desta temperatura motivou a realização dos testes em autoignição assistida pela centelha, nomenclatura abreviada por *SA* (*spark-assisted*). Neles, a temperatura do ar admitido era insuficiente para, por si só, gerar a ignição por compressão do etanol, demandando a intervenção do centelhamento para concluir a transição entre os modos de combustão.

As curvas de liberação de calor e pressão no cilindro foram as principais referências utilizadas para a verificação da transição *SI-HCCI*. A tendência à autoignição era percebida pela maior inclinação e pelo aumento do valor máximo de ambas. A Figura 80 exhibe uma comparação entre estas curvas obtidas para a ignição por centelha (*SI*) e autoignição assistida por centelha (*SA*), no mesmo ponto de operação do motor: 1900 rpm a 4,0 bar de *IMEP*, sendo a pressão de injeção direta de etanol mantida a 90 bar. As condições experimentais de aquisição da curva *SA* revelaram algumas particularidades, como o valor de 0,8 ms para o *dwell time*, uma redução de 2,7 ms em relação ao tempo base, a temperatura de 231°C para o ar de admissão e o fator lambda igual a 2,02. Vale destacar que este valor de $\lambda = 2,02$ foi o mínimo possível alcançado para a rotação estudada e, conseqüentemente, o *IMEP* de 4,0 bar foi o máximo atingido de forma segura. A partir deste ponto, tentativas de enriquecer a relação *A/C* e/ou aumentar o *IMEP* induziam uma forte tendência a *knock*. A partir das limitações identificadas para a autoignição assistida, a referência comparativa foi gerada com o motor operando em ignição por centelha com mistura ar/combustível estequiométrica.

Figura 80. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro obtidas com o motor operando a 1900 rpm, 4,0 bar de *IMEP*, em autoignição assistida por centelha (*SA*) e ignição por centelha (*SI*).



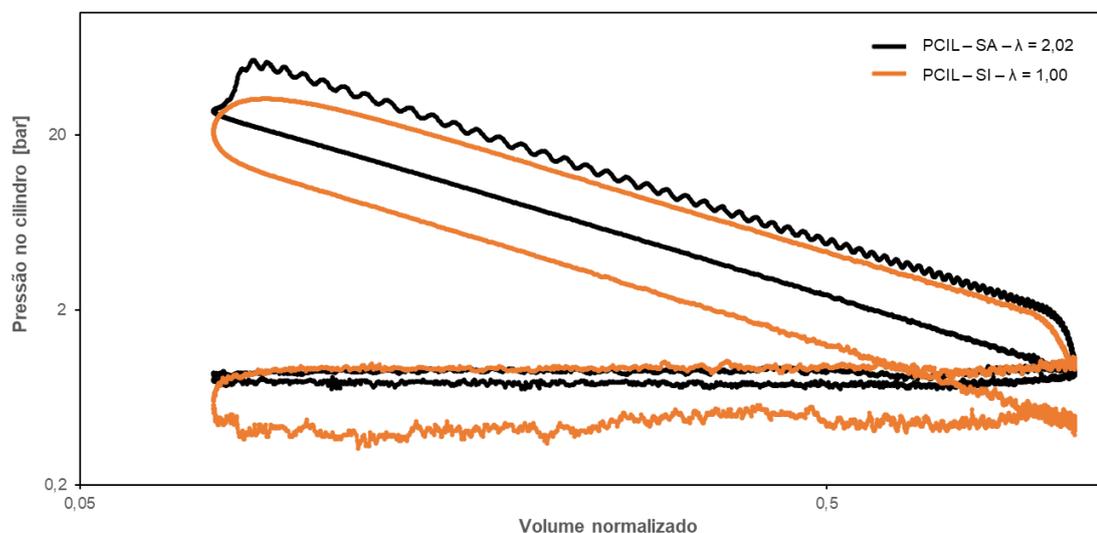
Fonte: autor.

A Figura 80 demonstra uma das características inerentes ao processo de combustão por autoignição controlada, que se refere à elevada taxa de liberação de calor no cilindro, perceptível pela inclinação acentuada da curva *HRR - SA*. É notável a redução do intervalo angular durante o qual há liberação de calor na câmara de combustão para a autoignição assistida. Analisando os valores de pico, que ocorre sete graus após o PMS, a carga térmica sobre a câmara de combustão é quase quatro vezes maior em *SA* (89,6 J) do que em *SI* (23,2 J). Tal fato se justifica pela própria natureza do *CAI*, no qual a queima da mistura ar/combustível se inicia mediante o alcance da temperatura necessária à autoignição, que normalmente acontece instantes após o PMS de compressão, e transcorre de forma praticamente simultânea em todo o volume da câmara de combustão. Por outro lado, a combustão em ignição por centelha depende da propagação da chama iniciada pela vela de ignição, cuja frente interage com as parcelas de mistura ar/combustível ainda não queimadas no cilindro, promovendo sua oxidação. Nota-se, ainda, que a ausência do centelhamento possibilita que a combustão *SA* apresente uma temperatura máxima no cilindro reduzida em 436°C comparada à *SI*, valores registrados em 12 e 19 graus de virabrequim após o PMS de compressão, respectivamente. Tal fato, apesar de aparentemente antagônico, é possível em função da maior energia total liberada na

forma de calor com o motor operando em ignição por centelha, porém a menores taxas.

Durante a apuração da Figura 80, desperta atenção a diferença existente entre a pressão de pico no cilindro das curvas *SA* e *SI*, equivalente a 15,6 bar, tendo em vista que a aquisição de ambas foi feita no mesmo ponto de operação do motor. O motivo desta disparidade é majoritariamente associado à posição da válvula borboleta, mantida totalmente aberta nos testes em autoignição e apenas parcialmente aberta em ignição por centelha. A pressão média aferida no coletor de admissão em *CAI* foi igual a 0,916 bar. Nesta situação, a ausência de restrição à admissão de ar permite que o controle da carga seja uma função da quantidade de combustível injetado por ciclo, fato que proporciona o melhor preenchimento do cilindro e o conseqüente aumento da eficiência volumétrica do motor. Em contrapartida, em *SI* a restrição do fluxo de ar admitido pelo fechamento da válvula borboleta é uma das maneiras de se controlar a carga do motor. Desta forma, a prática de uma mistura ar/combustível estequiométrica demandou o ajuste da válvula borboleta para uma posição de carga parcial que resultou em uma pressão média de admissão igual a 0,468 bar. O diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica na Figura 81, auxilia o entendimento das diferenças observadas na curva de pressão no cilindro por ângulo. Em sua parte inferior, são constatadas as maiores perdas por bombeamento durante o tempo de admissão em *SI*, pois a pressão no cilindro que atua sobre o pistão durante seu movimento do PMS para o PMI é quase a metade daquela verificada em *SA* que, por sua vez, é praticamente igual à pressão atmosférica local. Em compensação, na parte superior da Figura 81, nota-se o maior trabalho de compressão exercido pelo motor operando em *SA*, que é minimizado pelo preenchimento parcial do cilindro no modo *SI*, quando o pistão comprime um menor volume de ar/combustível com as válvulas de admissão e exaustão fechadas. Ademais, foi constatado um perfil ruidoso durante o tempo de expansão na curva de pressão em *SA*, potencialmente indicativo do início de uma condição de combustão anormal, corroborando a situação limítrofe da condição experimental de testes em $\lambda = 2,02$ e $IMEP = 4,0$ bar.

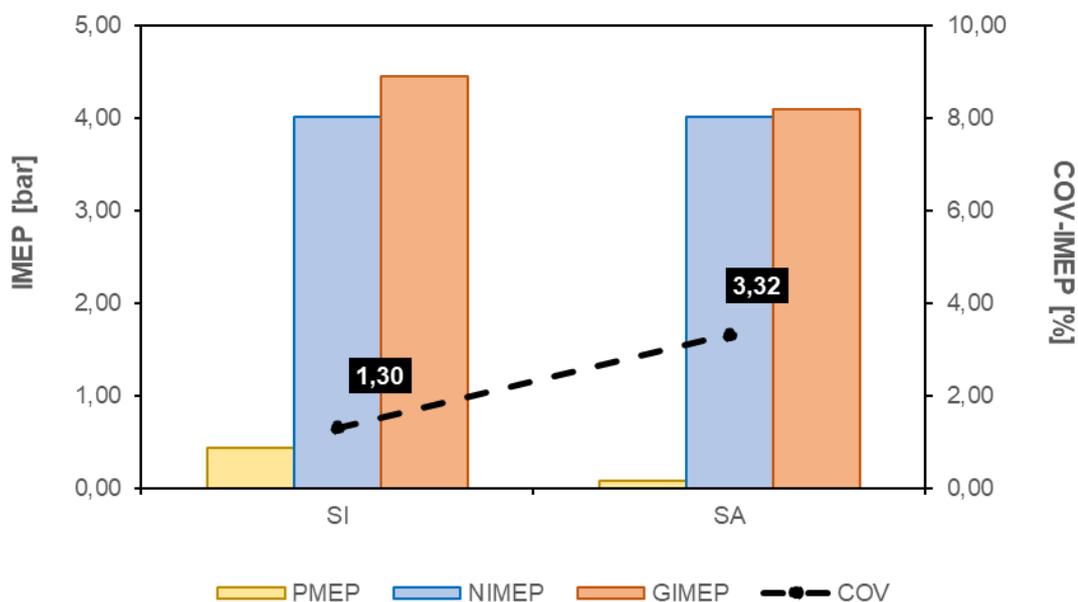
Figura 81. Diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica, do motor operando em SA e SI a 1900 rpm, 4,0 bar de *IMEP*.



Fonte: autor.

A Figura 82 complementa a análise dos trabalhos de bombeamento e compressão. Além de revelar a menor variabilidade cíclica do *IMEP* diante da operação do motor em ignição por centelha, ela quantifica as pressões médias efetivas indicadas bruta (*GIMEP*), líquida (*NIMEP*), de bombeamento (*PMEP*) e a covariância do *IMEP* líquido. A maior área da parte inferior do diagrama log P – log V é fruto do valor de *PMEP* igual a 0,44 bar para o modo de combustão convencional e 0,08 bar para a autoignição assistida por centelha. O *IMEP* bruto, referente à área da porção superior do diagrama, também é maior em SI (4,45 bar) do que em SA (4,08 bar). O mesmo ponto de operação a 1900 rpm e 4,0 bar de *IMEP* líquido (*GIMEP* – *PMEP*) é atingido por ambos os modos de combustão devido à compensação entre o maior trabalho de compressão e menor trabalho de bombeamento (SA) comparado ao menor trabalho de compressão e maior trabalho de bombeamento (SI).

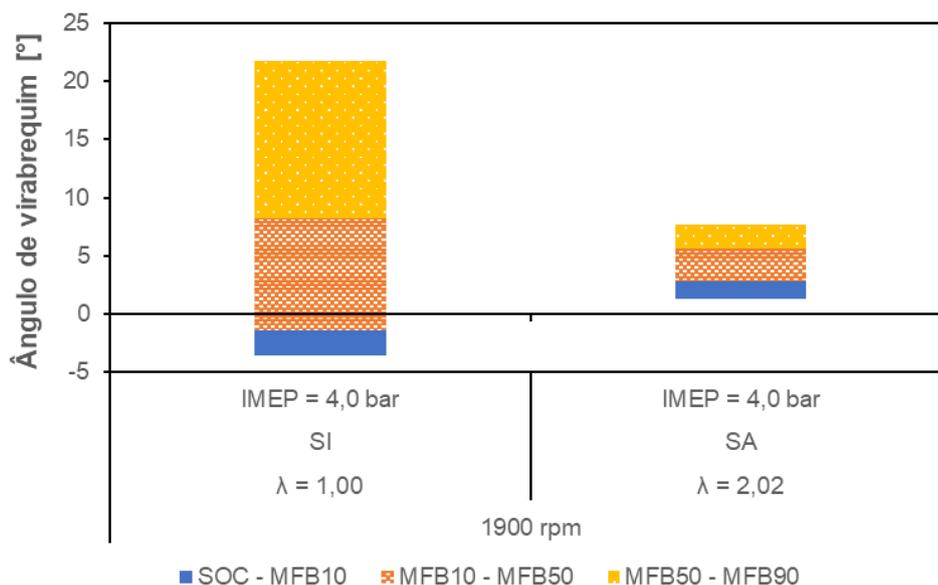
Figura 82. Pressões médias efetivas indicadas e covariância do *IMEP* do motor operando em *SI* e *SA* a 1900 rpm, 4,0 bar de *IMEP*.



Fonte: autor.

A Figura 83 ilustra a duração angular do processo de combustão em *SA* e *SI*, extraída a partir da segmentação da curva de liberação de calor no cilindro em três intervalos: início da combustão até 10% da fração mássica queimada (*SOC – MFB10*), 10 a 50% da fração mássica queimada (*MFB10 – MFB50*), 50 a 90% da fração mássica queimada (*MFB50 – MFB90*). A informação visual na forma de colunas empilhadas enfatiza o quão intenso é o aumento da velocidade da combustão *SA*, mesmo diante de uma relação *A/C* duas vezes maior que a ignição por centelha. Verifica-se, na prática, uma aproximação deste modo avançado de combustão em relação ao ciclo padrão de ar Otto idealizado, em que a combustão é modelada por um processo de introdução de calor a volume constante. Dentre as observações relevantes que podem ser extraídas da Figura 83, a de maior destaque é a diferença entre o *MFB10-90* de $23,2^\circ CA$ (*SI*) para $4,9^\circ CA$ (*SA*). A posição angular de queima da metade da fração mássica (*MFB50*) é de $8,2^\circ CA$ e $5,6^\circ CA$, respectivamente. Percebe-se que o início da combustão em ignição por centelha ocorre antes do PMS de compressão ($-3,6^\circ CA$), dada a necessidade de se praticar um valor para o avanço de ignição que sincronize a propagação da frente de chama, que não ocorre de forma instantânea, com o deslocamento do pistão do PMS para o PMI. Na autoignição assistida, o início da combustão acontece logo após ($1,3^\circ CA$) o alcance do ponto morto superior de compressão.

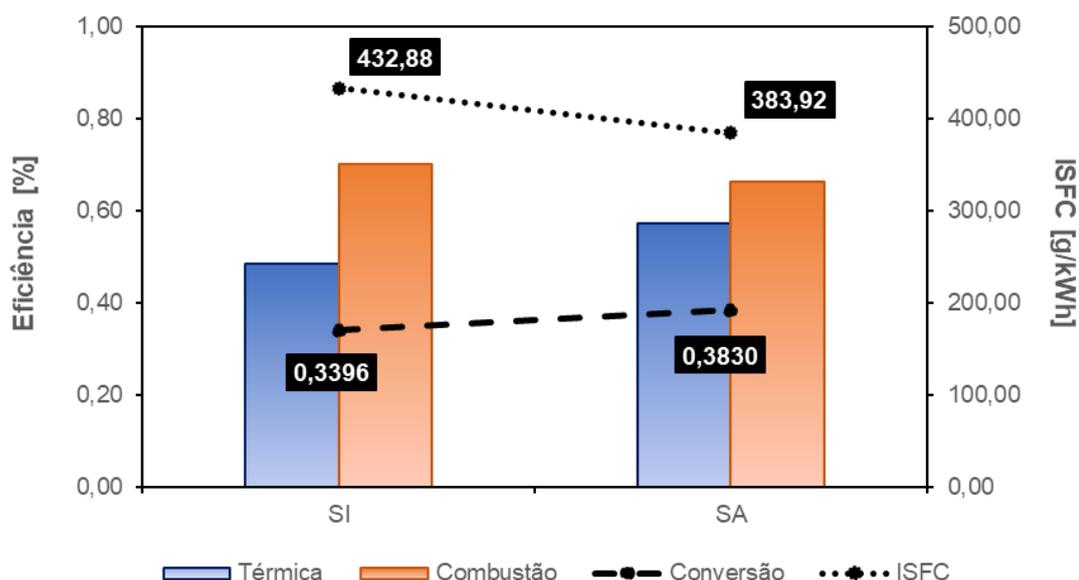
Figura 83. Duração angular da combustão SA e SI dividida em três intervalos, a 1900 rpm, 4,0 bar de IMEP.



Fonte: autor.

Para encerrar a análise comparativa entre autoignição assistida e ignição por centelha, a Figura 84 demonstra uma considerável redução do consumo específico de combustível de 11,31% em decorrência da transição de SI para SA, que culmina em um incremento percentual de 4,34 na eficiência de conversão de combustível do último. O ganho obtido na combustão SACI é fruto do expressivo aumento da eficiência térmica, de 48,36% para 57,30%, que compensa a menor queda da eficiência de combustão, de 70,17% para 66,33%. Mantido fixo o ponto de operação, o trabalho produzido pelo motor (W) ao longo da média dos ciclos de aquisição é inalterado, ao passo que o calor liberado (Q) pela combustão SA é menor. Justifica-se, assim, o aumento de η_T e o declínio de η_C . Além disso, a maior relação A/C característica da autoignição aproxima a composição do fluido de trabalho presente na câmara de combustão pela do ar. Assim, durante os tempos de compressão e expansão, há o aumento do coeficiente politrópico ($\gamma = c_p/c_v$) que, por sua vez, é proporcional à eficiência térmica.

Figura 84. Eficiências indicadas (térmica, de combustão e conversão de combustível) e consumo específico indicado de etanol com o motor operando em SI e SA a 1900 rpm, 4,0 bar de *IMEP*.



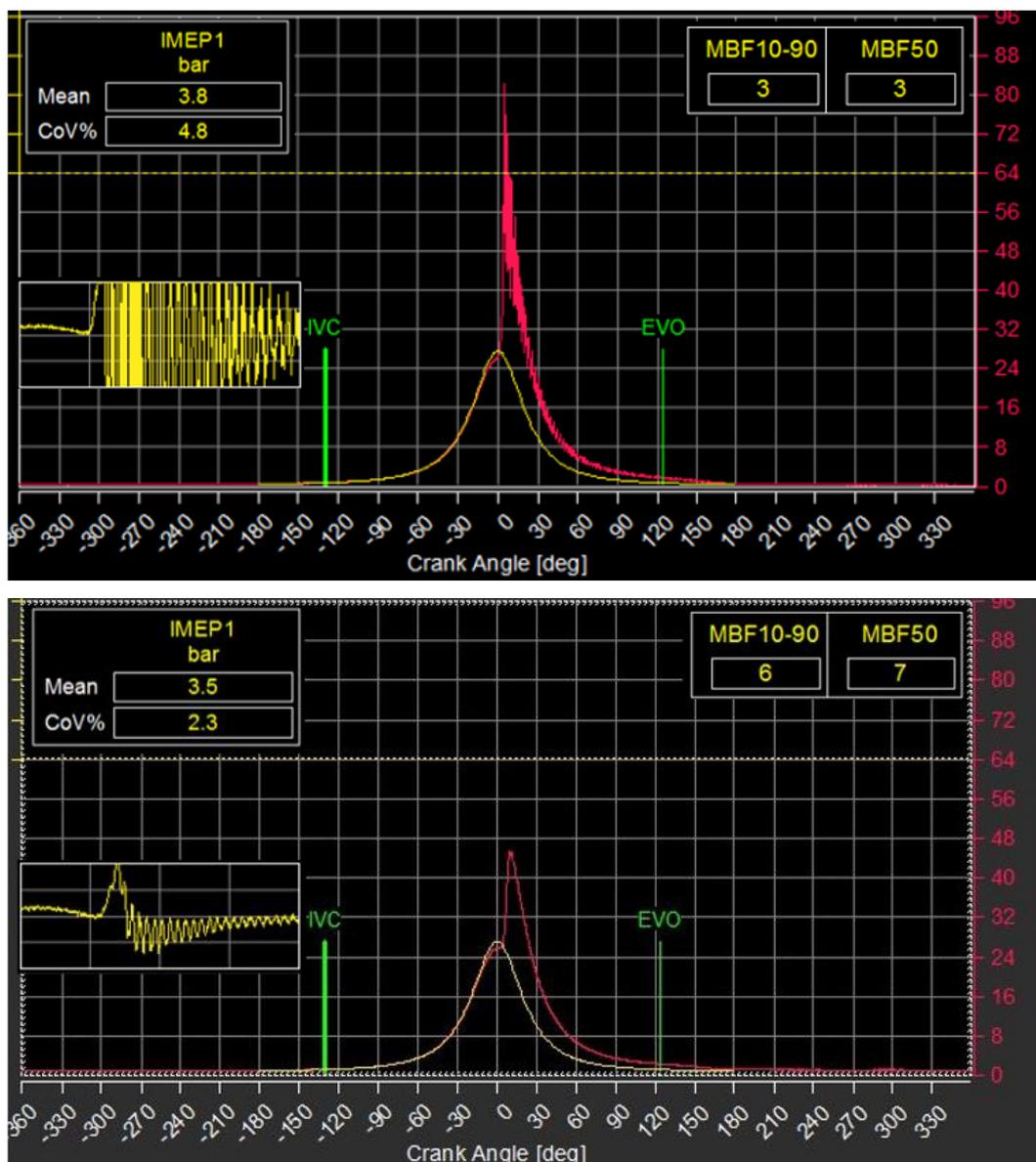
Fonte: autor.

4.2. Definição dos pontos de operação em *HCCI*

Após a realização dos testes iniciais em *SACI*, obteve-se o entendimento de que seria necessária uma maior temperatura do ar de admissão para possibilitar a transição para a autoignição controlada sem a assistência do centelhamento. O *HCCI* foi alcançado a 3,5 bar de *IMEP*, $\lambda = 2,37$, mantendo-se a velocidade de 1900 rpm, 90 bar de pressão de injeção direta de etanol, diante do aquecimento do ar até 271°C. A partir deste momento do trabalho, as aquisições experimentais foram realizadas com o *dwell time* nulo. A pressão média efetiva indicada de 3,5 bar foi definida como a máxima em que seriam executados os testes experimentais, pois tentativas de enriquecer a relação ar/combustível para maximizar o *IMEP* a partir deste ponto, por menores que fossem, exibiam tendência à combustão anormal. Tal fato pode ser constatado pela análise da Figura 85, que compara os perfis da curva de pressão no cilindro em *HCCI* gerados em um *IMEP* de 3,8 e 3,5 bar, em sequência. A aquisição destas imagens foi feita a partir de uma rápida captura de tela do AVL Indicom, em função da indisponibilidade de se aguardar o tempo normal de uma aquisição média de 200 ciclos, devido à forte tendência à combustão anormal verificada no ponto de maior torque. Esta propensão à *knock* pode ser constatada tanto pelas flutuações geradas a partir do pico da curva de pressão no cilindro (em vermelho, na parte central

da Figura 85), quanto pela oscilação de grande amplitude no sinal da curva de derivada da pressão em função do ângulo de virabrequim ($dP/d\theta$, em amarelo, à esquerda da curva de pressão).

Figura 85. Curvas de pressão no cilindro do motor operando em *HCCI*, a 3,8 e 3,5 bar de *IMEP*, velocidade 1900 rpm.



Fonte: autor.

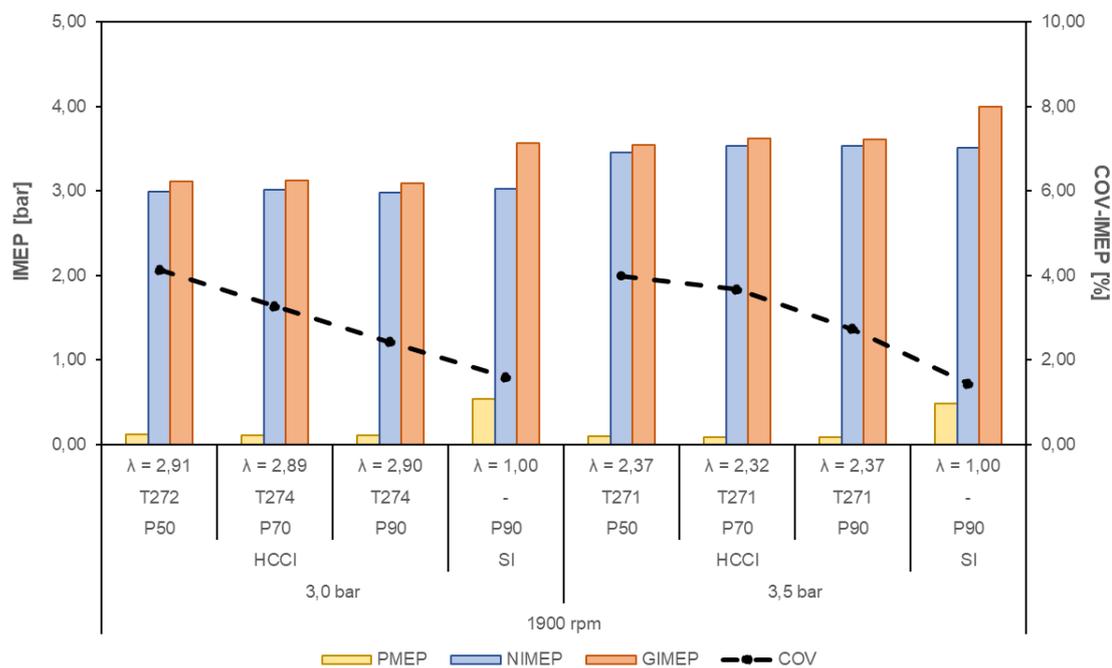
De posse destas informações visuais e das Figuras 75 e 76, os pontos de operação para a continuidade dos testes foram definidos em duas rotações, 1900 e 2500 rpm, e duas cargas, 3,0 e 3,5 bar de *IMEP*. Esta decisão foi tomada conciliando-se a cautela em relação ao *IMEP* máximo para o *HCCI* somada à relevância destas condições de operação para os ciclos de condução veiculares.

4.3. *HCCI* naturalmente aspirado

4.3.1. Variação da pressão de injeção de combustível

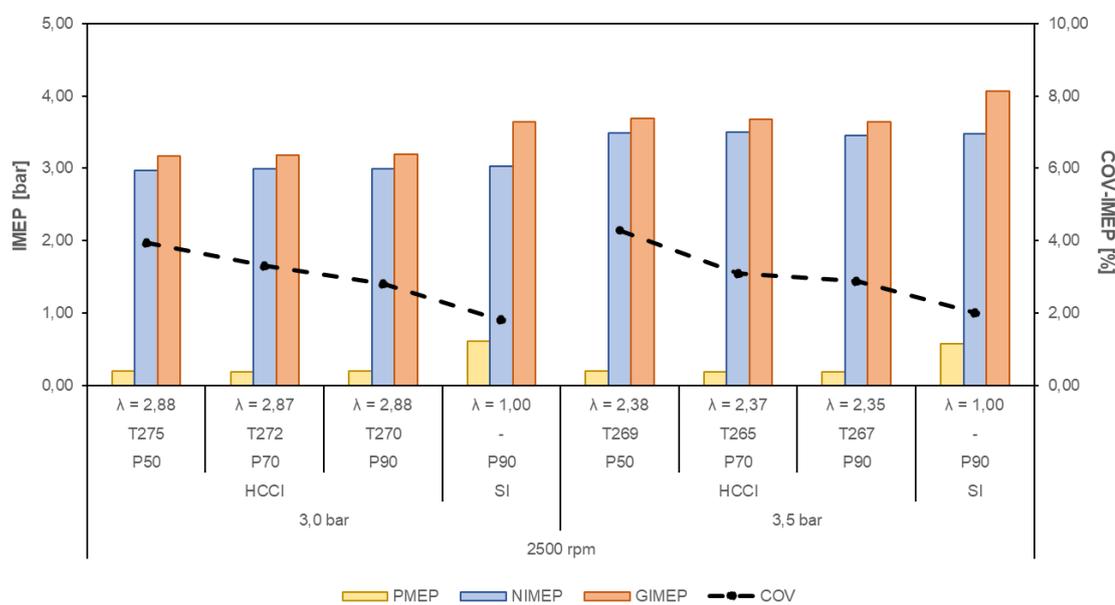
A definição dos pontos de operação e o conhecimento dos requisitos necessários à obtenção do *HCCI* permitiram o avanço para uma nova etapa de testes, destinados a entender as condições que favoreceriam a autoignição controlada. O primeiro passo foi realizar uma varredura da pressão de injeção direta de etanol, adotando os valores 50, 70 e 90 bar, identificados por P50, P70 e P90 nos gráficos. As Figuras 86 e 87 revelam que o aumento da pressão de injeção resultou em menores valores de *COV-IMEP* em todas as condições de ensaios em *HCCI*, mas em nenhuma delas apresentou maior estabilidade cíclica que a ignição por centelha. A redução da covariância do *IMEP* à medida do aumento da pressão de injeção está de acordo com publicações sobre motores de ignição por centelha (LI et al., 2019) e por compressão (KIM; GE; CHOI, 2019). Tais resultados são alusivos à melhor atomização e vaporização da mistura ar/combustível, qualidades desejáveis em um modo de combustão homogêneo. Ademais, o *COV-IMEP* em torno de 3% registrado para o *HCCI* diante de uma pressão de injeção de combustível igual a 90 bar, apesar de superior à ignição por centelha, ainda é considerado relativamente baixo para este modo de combustão. Devido às suas particularidades, como a queima com excesso de ar e as elevadas taxas de liberação de calor, os modos avançados de combustão são naturalmente mais propensos a maiores flutuações cíclicas do *IMEP* que, em consequência, dificultam a estabilidade ciclo-a-ciclo do motor (BATOOL; NABER; SHAHBAKHTI, 2021).

Figura 86. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *SI* e *HCCI* a 1900 rpm.



Fonte: autor.

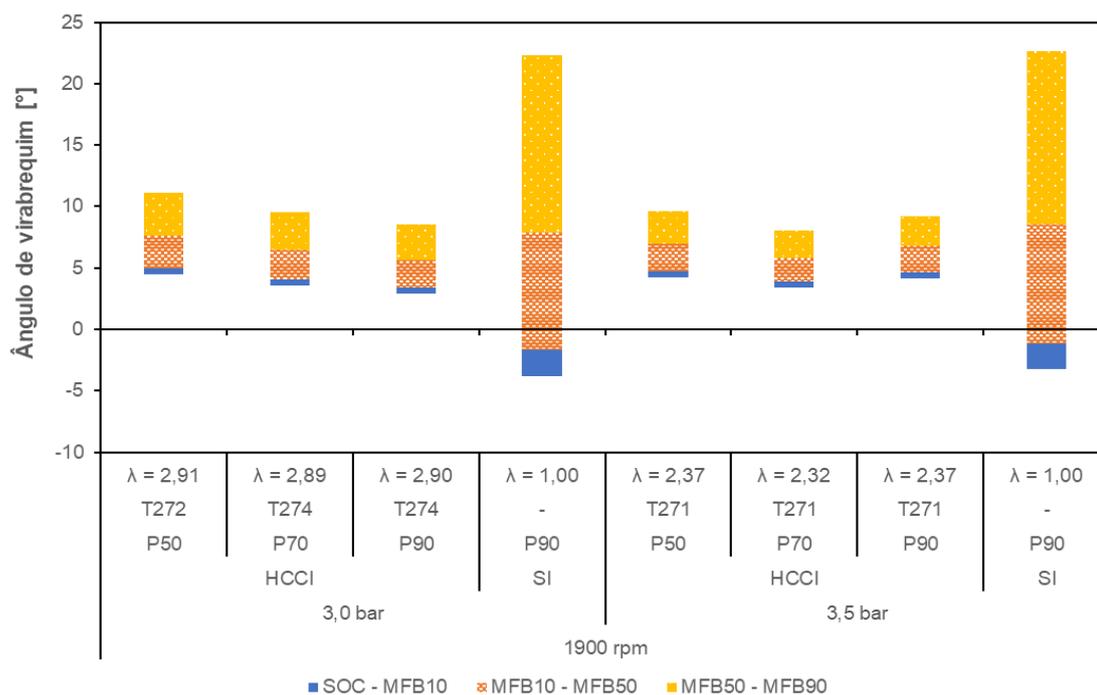
Figura 87. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *SI* e *HCCI* a 2500 rpm.



Fonte: autor.

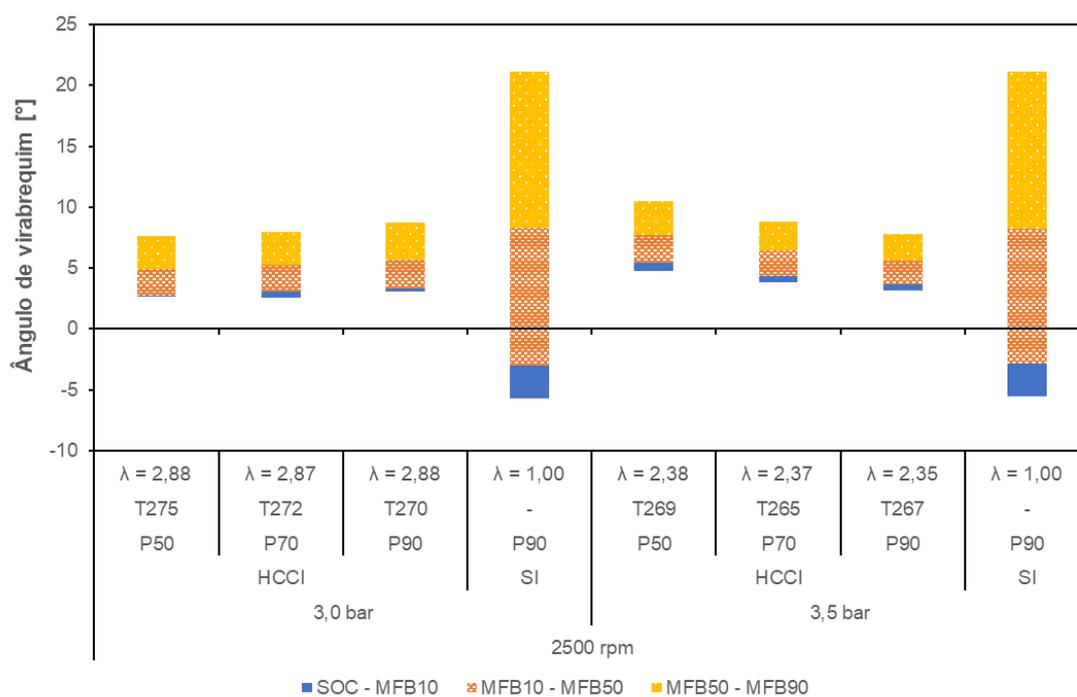
O exame das Figuras 88 a 91 indica que a variação da pressão de combustível não exerceu influência significativa na relação A/C , duração da combustão ou eficiência de conversão de combustível. A temperatura do ar de admissão, identificada pela letra 'T' seguida do seu valor em graus Celsius na legenda do gráfico, também foi praticamente constante. Em todas as condições de ensaios para o *HCCI*, os valores de MFB_{10-90} permaneceram entre 4,23 a 6,08 graus de virabrequim, e a máxima amplitude de η_{cc} encontrada no mesmo ponto de operação foi igual a 0,47%. Apesar destas pequenas diferenças, a comparação do modo avançado de combustão com a ignição por centelha revela alguns ganhos expressivos a seu favor. Por exemplo, a queima da mistura ar/combustível ocorreu com, pelo menos, 17,69 graus de virabrequim a menos de duração e, no outro extremo, 19,87° CA, caracterizando uma redução média de aproximadamente 4/5 no intervalo angular da combustão. Quanto ao consumo específico e eficiência de conversão de combustível, a menor redução observada no *ISFC* foi de 14,62%, a 1900 rpm e 3,5 bar de *IMEP*, fruto de uma diminuição absoluta de 450,26 para 384,39 g/kWh. Nesta mesma condição, o aumento de η_{cc} foi igual a 5,6%, de 32,66 para 38,26%. A maior redução no consumo específico foi de 21,93% (496,38 para 387,5 g/kWh), a 2500 rpm e 3,0 bar de *IMEP*, à qual correspondeu o aumento da eficiência de conversão de etanol de 8,27% (29,62 para 37,89%). O incremento desta eficiência é função dos ganhos de até 10,06% em η_T no mesmo ponto de operação diante do excesso de ar para o *HCCI*, ao passo que os valores de η_c mantiveram-se próximos, por vezes até superiores, aos da ignição convencional. É relevante ressaltar que todos estes ganhos foram conseguidos sob a mesma condição de operação naturalmente aspirada, na qual a relação ar/combustível do *HCCI* foi quase o triplo daquela praticada para a ignição por centelha.

Figura 88. Duração angular da combustão *HCCI* e *SI* a 1900 rpm, 3,0 e 3,5 bar de *IMEP*, de acordo com a pressão de injeção de combustível.



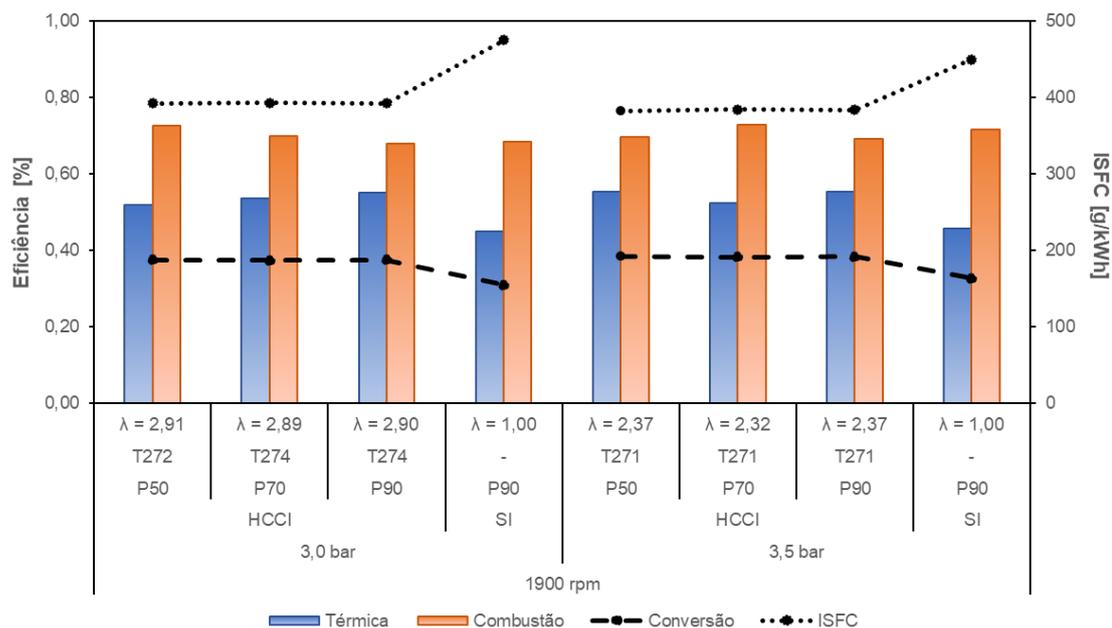
Fonte: autor.

Figura 89. Duração angular da combustão *HCCI* e *SI* a 2500 rpm, 3,0 e 3,5 bar de *IMEP*, de acordo com a pressão de injeção de combustível.



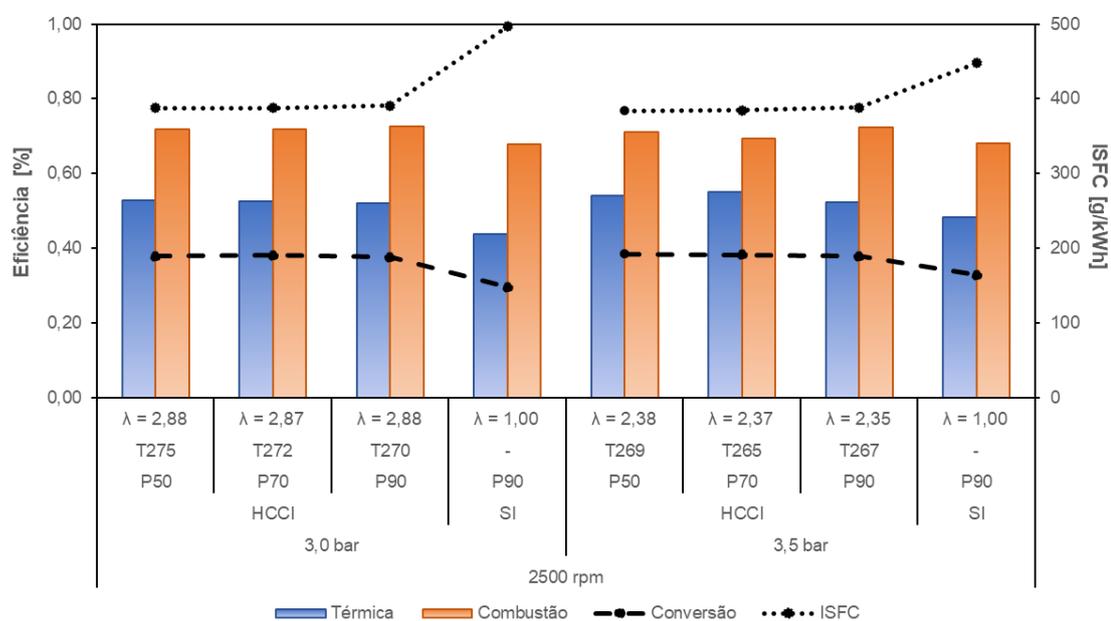
Fonte: autor.

Figura 90. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* e *SI* a 1900 rpm, 3,0 e 3,5 bar de *IMEP*.



Fonte: autor.

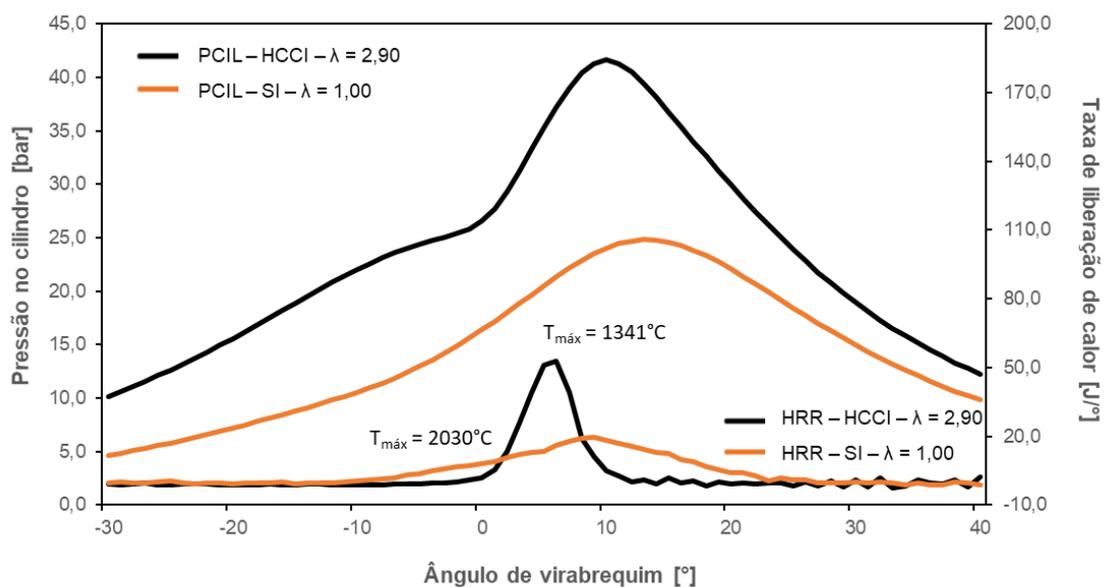
Figura 91. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* e *SI* a 2500 rpm, 3,0 e 3,5 bar de *IMEP*.



Fonte: autor.

De posse destes resultados foi feita a opção por manter a pressão de injeção de etanol fixa em 90 bar para os ensaios subsequentes, tendo em vista a desejável redução do *COV-IMEP* de quase 2% para o mesmo ponto de operação em *HCCI*, mantendo os demais parâmetros praticamente inalterados. Justifica-se, desta forma, a aquisição da referência comparativa em ignição por centelha na mesma pressão. Sendo assim, o ponto de 3,0 bar de *IMEP* a 1900 rpm foi selecionado, arbitrariamente, para confrontar as curvas de pressão no cilindro e liberação de calor obtidas para os dois modos de combustão. A Figura 92 aponta um padrão similar ao observado na comparação entre *SI* e *SA*, com maiores picos e taxas de subida de pressão e liberação de calor verificadas para o *HCCI*, inerentemente associadas à queima da mistura ar/combustível em um intervalo angular reduzido com a válvula borboleta totalmente aberta. Percebe-se também que a transição para a autoignição controlada, agora atingida sem a assistência do centelhamento, reduziu a temperatura máxima no cilindro e maximizou a diferença entre os valores obtidos para os dois modos de combustão, iguais a 1341°C em *HCCI* e 2030°C em *SI*.

Figura 92. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro obtidas com o motor operando a 1900 rpm, 3,0 bar de *IMEP*, em *HCCI* e *SI*.

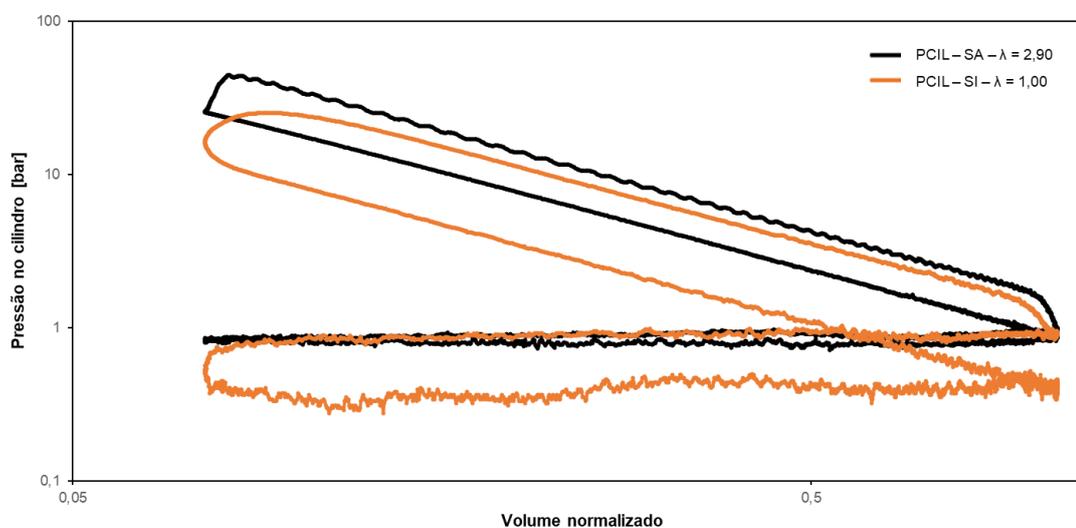


Fonte: autor.

Complementarmente, um perfil similar ao da autoignição assistida foi constatado no diagrama pressão-volume do *HCCI*, exibido na Figura 93. Nesta condição de operação a ignição por centelha convencional demandou o controle da carga pelo fechamento parcial da válvula borboleta, enquanto em *HCCI* o motor

operava em *WOT*. Assim, são minimizadas as perdas por bombeamento durante o tempo de admissão, no qual o pistão se desloca do PMS para o PMI submetido à pressão atmosférica, ao passo que o trabalho de compressão é maximizado diante do excesso de ar no cilindro. O *IMEP* líquido é mantido constante devido à compensação entre o maior trabalho útil do ciclo em *SI* e as menores perdas por bombeamento em *HCCI*.

Figura 93. Diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica, do motor operando em *HCCI* e *SI* a 1900 rpm, 3,0 bar de *IMEP*.



Fonte: autor.

4.3.2. Variação do comando de válvulas

Neste item são apresentados os resultados adquiridos a partir da modificação dos instantes de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão do motor operando em *HCCI*, mantendo a pressão de injeção de etanol fixa em 90 bar. Informa-se que não era escopo deste trabalho explorar grandes intervalos angulares de cruzamento de válvula para aumentar a retenção de gases residuais, de forma a não afastar a intrínseca característica de mistura ar/combustível homogênea do modo avançado de combustão. Tais fatos foram levados em consideração até mesmo para a seleção da razão volumétrica de compressão utilizada nos testes (14,2). Três posições conservadoras foram selecionadas para o comando de válvulas:

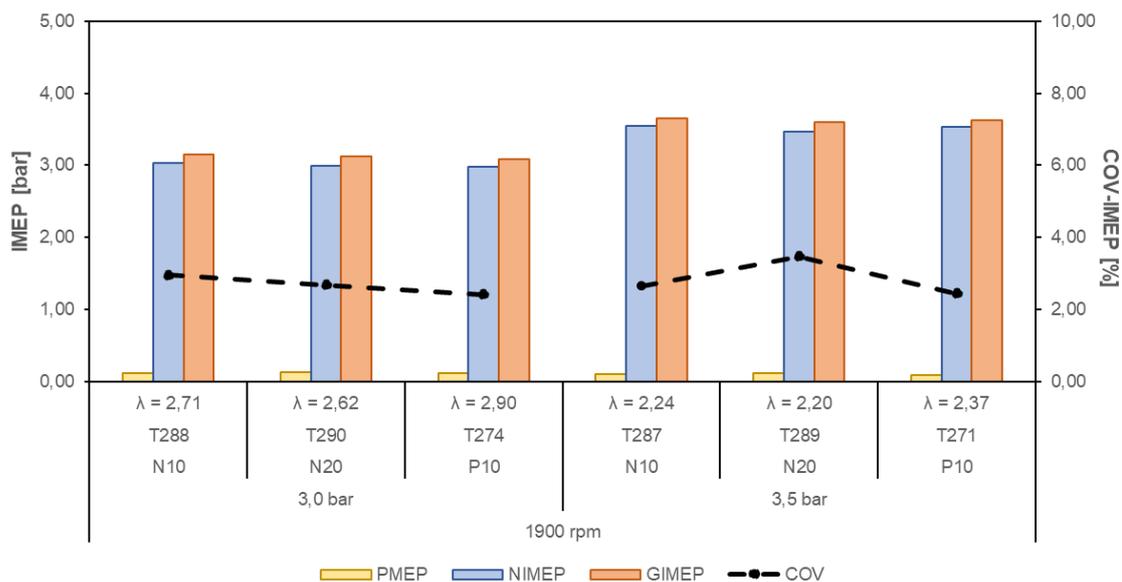
- P10: “cruzamento positivo” de 10° CA, no qual a válvula de admissão abria 5° CA antes do PMS e a válvula de exaustão fechava 5° CA após o PMS.

- N10: “cruzamento negativo” de 10° CA, no qual a válvula de admissão abria 5° CA após o PMS e a válvula de exaustão fechava 5° CA antes do PMS.
- N20: “cruzamento negativo” de 20° CA, no qual a válvula de admissão abria 10° CA após o PMS e a válvula de exaustão fechava 10° CA antes do PMS.

A Figura 94 revela que, nas mesmas condições de operação, a configuração P10 registrou os menores valores de *COV-IMEP* e temperatura do ar de admissão, além da maior relação *A/C*. Um ponto de destaque nesta figura diz respeito aos resultados que exibiram a maior amplitude comparados à configuração P10, obtidos para o mesmo ponto: N20. Este registrou, a 3,5 bar de *IMEP*, *COV* = 3,47%, um incremento percentual de 1,03 em relação ao “cruzamento positivo”. Como a única diferença existente entre ambos foi a modificação dos instantes de válvula, entendeu-se que a configuração P10 foi a mais adequada aos testes em *HCCI*.

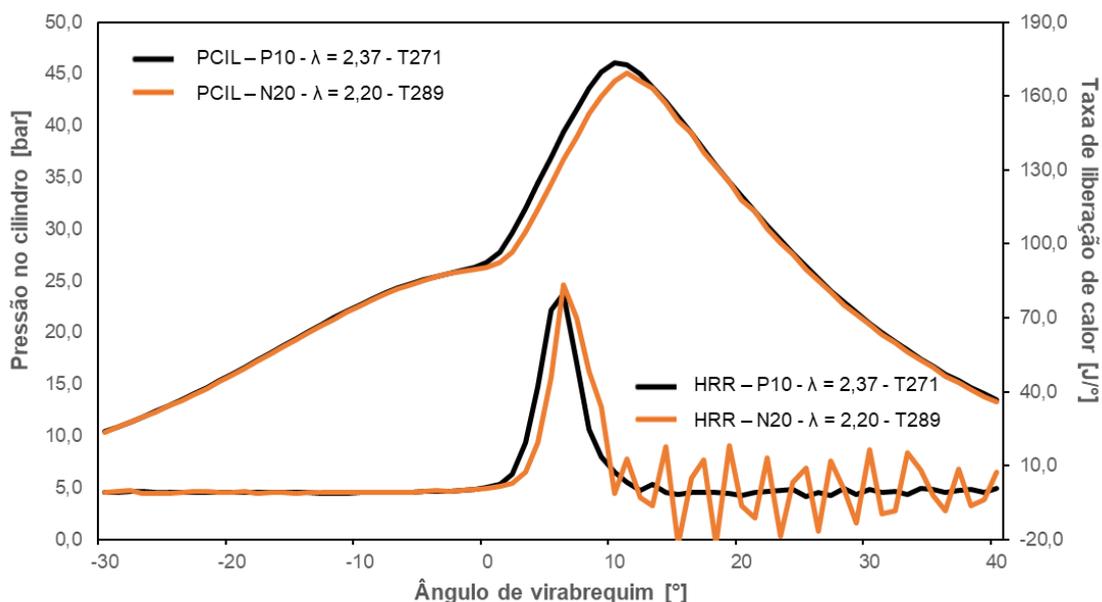
Este último argumento é ratificado pela Figura 95, cuja avaliação da curva de liberação de calor N20 denota uma maior tendência à combustão anormal. Segundo Heywood (2018), o perfil ruidoso verificado na curva *HRR* é função de reações de autoignição ainda mais rápidas do que as que naturalmente caracterizam o processo. Neste caso, a liberação espontânea da energia química do combustível ocorre a taxas muito elevadas, acelerando a queima na região do *end-gas*. Assim, é realçada a pertinência dos pontos de operação escolhidos para os testes pois, nesta condição, o *IMEP* foi suficientemente baixo para evitar a reprodução de tais oscilações em magnitude proporcional na curva de pressão no cilindro, que caracterizariam *knock*. Entende-se que a alteração do comando de válvulas para as configurações de “cruzamento negativo” desfavoreceu a homogeneidade da mistura ar/combustível, ainda que tenha sido feita de forma moderada, com intervalos angulares reduzidos.

Figura 94. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* com diferentes cruzamentos de válvulas a 1900 rpm.



Fonte: autor.

Figura 95. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro obtidas com o motor operando a 1900 rpm, 3,5 bar de *IMEP*, para diferentes cruzamentos de válvulas.

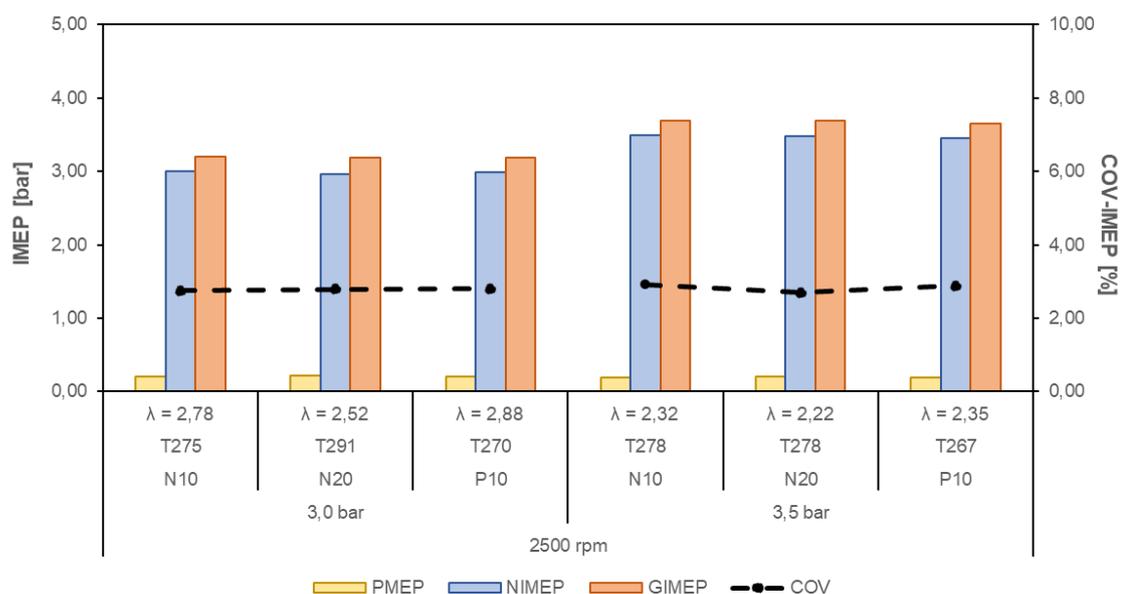


Fonte: autor.

A análise das pressões médias efetivas indicadas e do *COV-IMEP* na velocidade 2500 rpm, apresentada na Figura 96, demonstra que nesta rotação a variabilidade cíclica do *IMEP* manteve-se praticamente constante para os três enquadramentos de válvulas investigados, ao contrário do que foi observado em 1900 rpm. Observa-se, entretanto, que a configuração P10 continua exibindo melhores

resultados, pois necessita de uma menor temperatura para o ar de admissão e é capaz de operar com maior excesso de ar nos mesmos pontos de operação. Compete destacar que, embora a redução absoluta de temperatura possa parecer pequena (variação máxima de 291°C para 270°C a 3,0 bar de *IMEP*, 2500 rpm), ela permitia uma sensível diminuição na escala do regulador manual do *dimmer* utilizado para o acionamento das resistências, afastando-o do seu valor máximo.

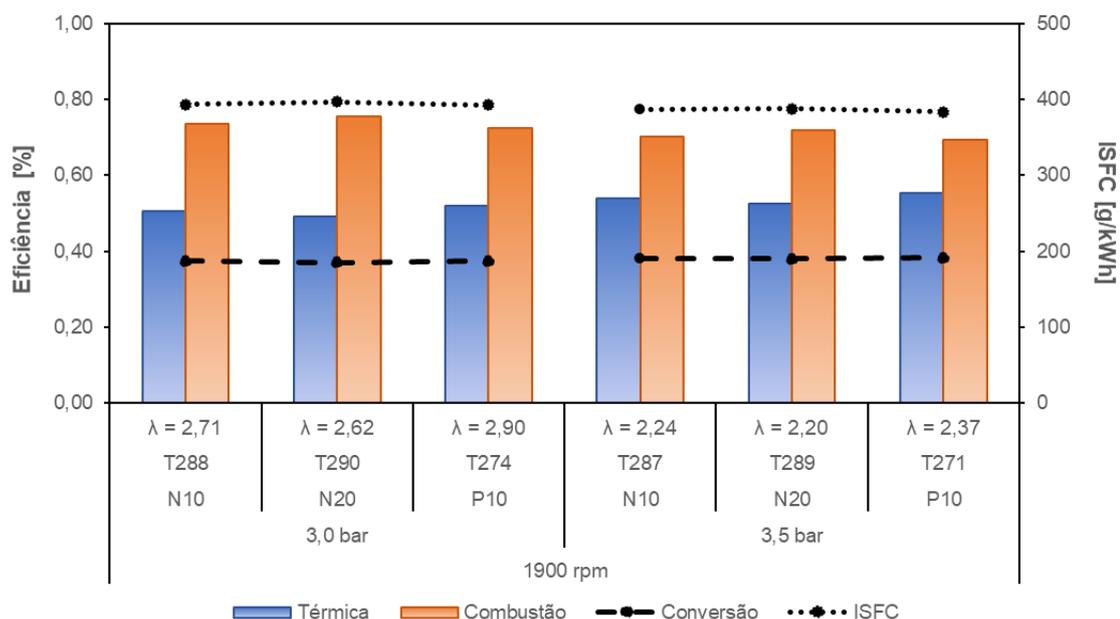
Figura 96. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* com diferentes cruzamentos de válvulas a 2500 rpm.



Fonte: autor.

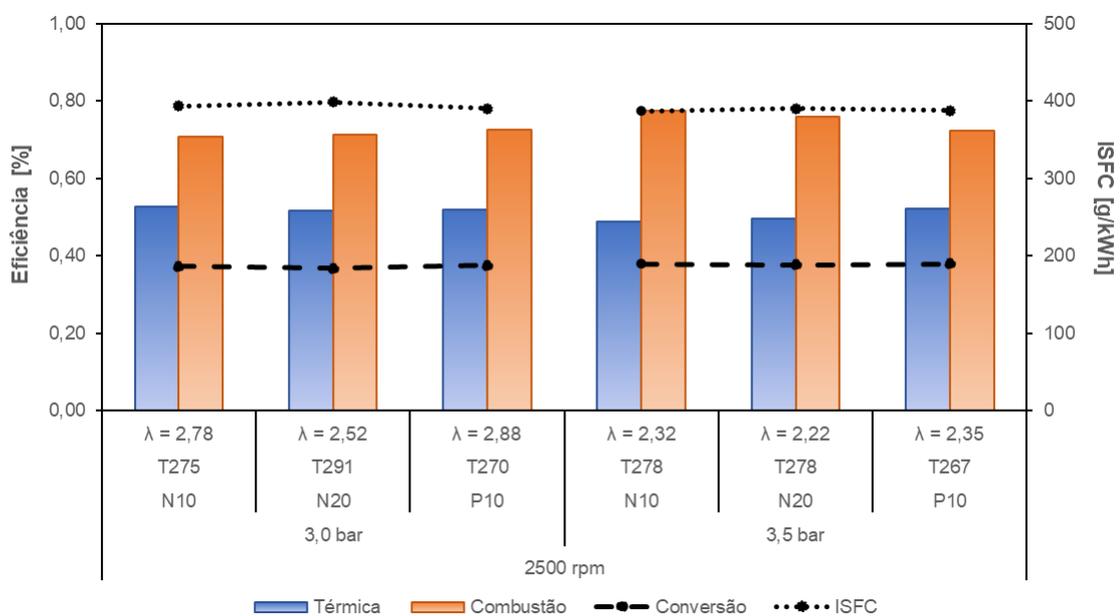
O maior fator lambda registrado para o cruzamento P10 se traduziu na maior eficiência de conversão de combustível em todos os pontos de operação avaliados comparativamente, ainda que este aumento tenha sido modesto. A maior diferença foi notada a 2500 rpm, 3,0 bar de IMEP, na qual a redução do consumo específico de etanol de 399,19 (N20) para 390,88 g/kWh (P10) correspondeu a um aumento de η_{cc} de 36,84 para 37,62%. As Figuras 97 e 98 exibem estes resultados para todas as cargas, velocidades e configurações de comando de válvulas testadas experimentalmente.

Figura 97. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* a 1900 rpm com diferentes cruzamentos de válvulas.



Fonte: autor.

Figura 98. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* a 2500 rpm com diferentes cruzamentos de válvulas.

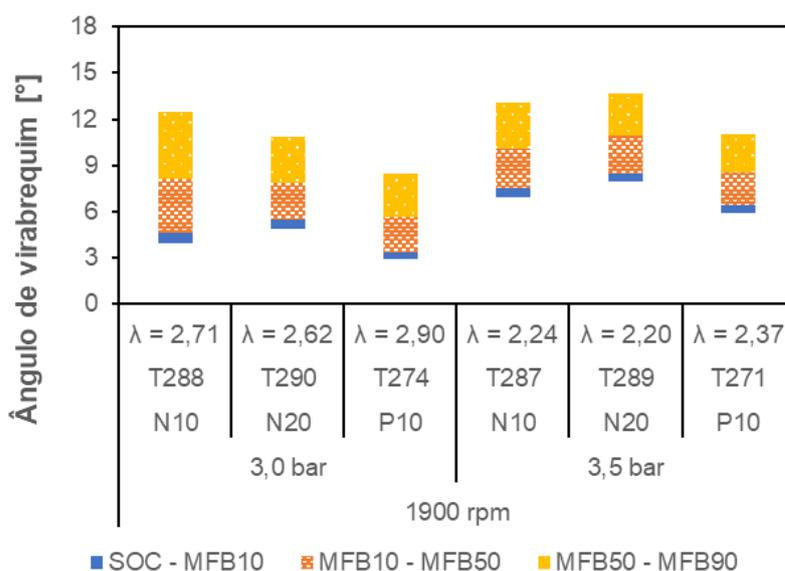


Fonte: autor.

A maior adequação do “cruzamento positivo” de válvulas em 10° CA também pode ser elucidada pela investigação do instante de início e da duração angular da combustão, disponibilizados nas Figuras 99 e 100. É detectada uma tendência de antecipação do início da combustão, mais próxima ao PMS de compressão, para a

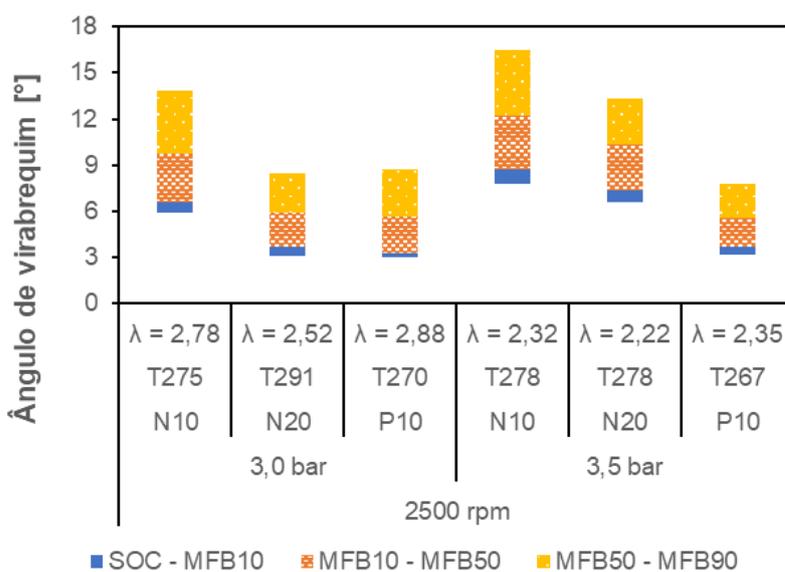
configuração P10. Em um modo de combustão caracterizado pela sua alta velocidade, o início da queima de combustível com o pistão ainda próximo ao PMS de compressão favorece a taxa de transferência de calor devido à maior relação área/volume no início do tempo de expansão, quando o volume instantâneo da câmara de combustão ainda é menor. Analogamente, o início atrasado da combustão implica uma maior duração do processo, como pode ser verificado, principalmente, na comparação entre os enquadramentos P10 e N10.

Figura 99. Duração angular da combustão *HCCI* a 1900 rpm para diferentes cruzamentos de válvulas.



Fonte: autor.

Figura 100. Duração angular da combustão *HCCI* a 2500 rpm para diferentes cruzamentos de válvulas.

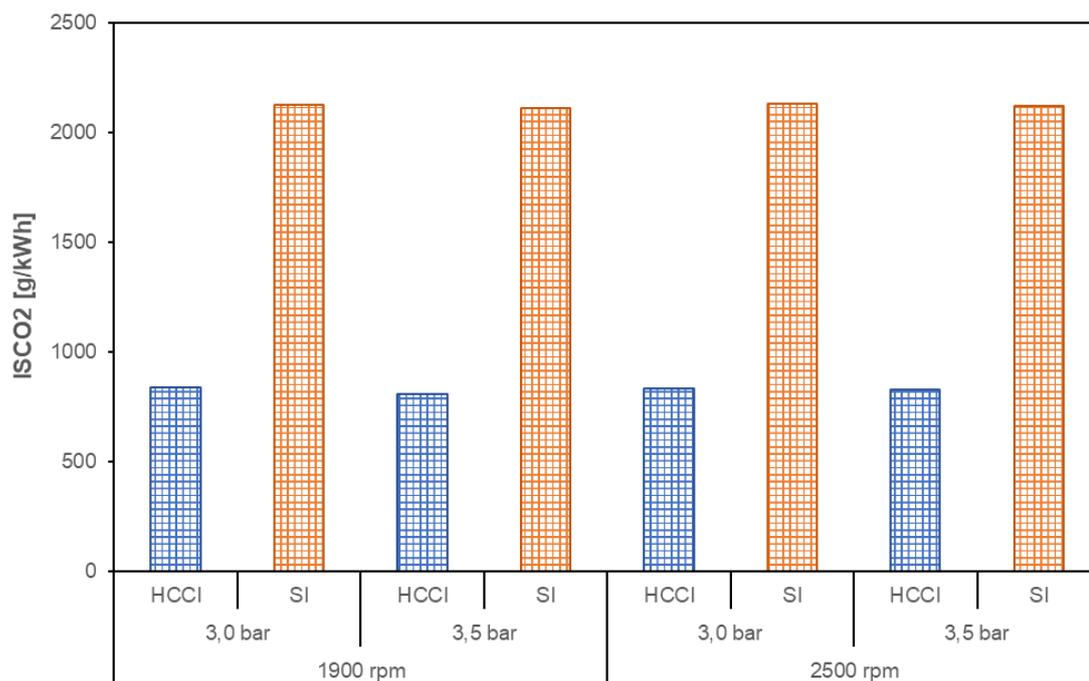


Fonte: autor.

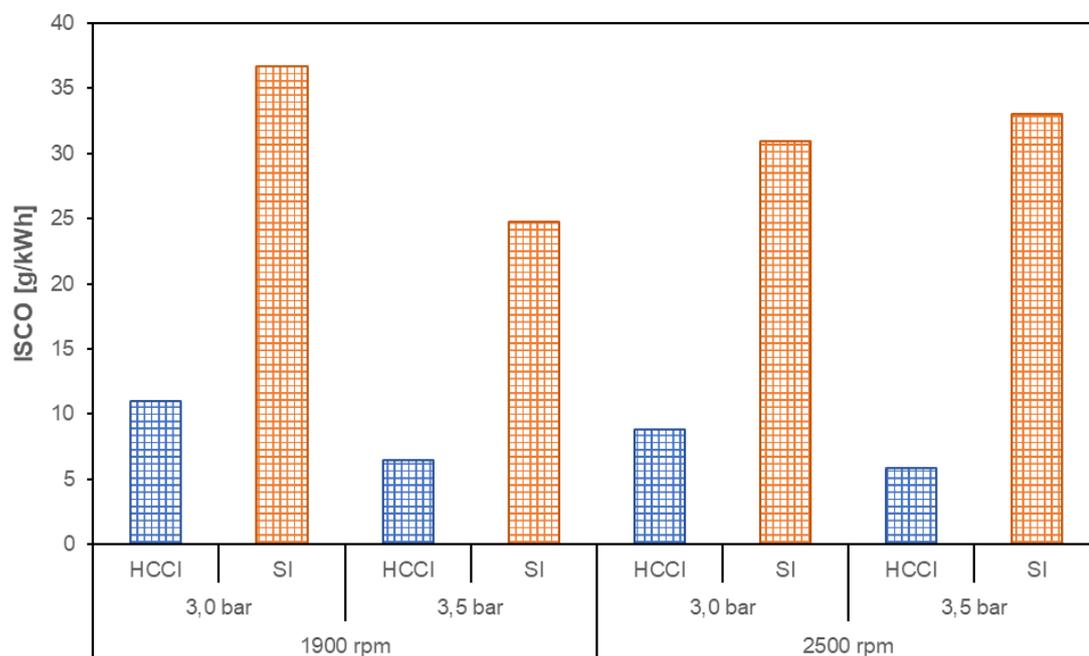
4.3.3. Emissões de poluentes

A análise comparativa entre os dados de emissões de poluentes pela exaustão durante a operação do motor naturalmente aspirado, para os dois modos de combustão, foi realizada mantendo-se os melhores resultados encontrados nas seções anteriores: pressão de injeção direta de etanol fixa em 90 bar e cruzamento de válvulas positivo em 10° CA (P10).

As emissões específicas de CO₂ e CO, Figuras 101 e 102, foram significativamente reduzidas no modo *HCCI* em comparação ao *SI*. Como a fonte de carbono nos reagentes da equação de combustão vem da própria cadeia de hidrocarbonetos do combustível, a maior diluição do etanol com o oxigênio diante da prática de misturas pobres na autoignição controlada reduz a concentração volumétrica de monóxido e dióxido de carbono nos produtos da combustão. Embora os níveis de emissões de CO sejam normalmente considerados uma desvantagem do *HCCI*, Lavy *et al.* (2000) demonstraram que, em que pese a dificuldade de controle da autoignição com a mistura *A/C* relativamente próxima a $\lambda = 1,00$, é possível minimizar a formação de monóxido de carbono nestas condições. À medida em que se aproxima da queima estequiométrica, o calor liberado pela combustão aumenta e, conseqüentemente, é alcançado um maior valor de η_c , sendo este inversamente proporcional aos índices de CO. Tal fato ilustra, precisamente, os resultados aqui obtidos para o *HCCI* naturalmente aspirado, em que a eficiência de combustão manteve-se próxima à registrada para a ignição por centelha, mesmo diante de um fator lambda igual a 2,90 que, conforme exibido no próximo tópico deste trabalho, ainda é um valor razoavelmente baixo quando se trabalha com a autoignição. Na seção 4.4 verifica-se que diante da prática de um excesso de ar ainda maior, proporcionado pela sobrealimentação do motor, há o aumento das emissões de monóxido de carbono.

Figura 101. Emissões específicas de CO₂ do motor operando em *HCCI* e *SI*.

Fonte: autor.

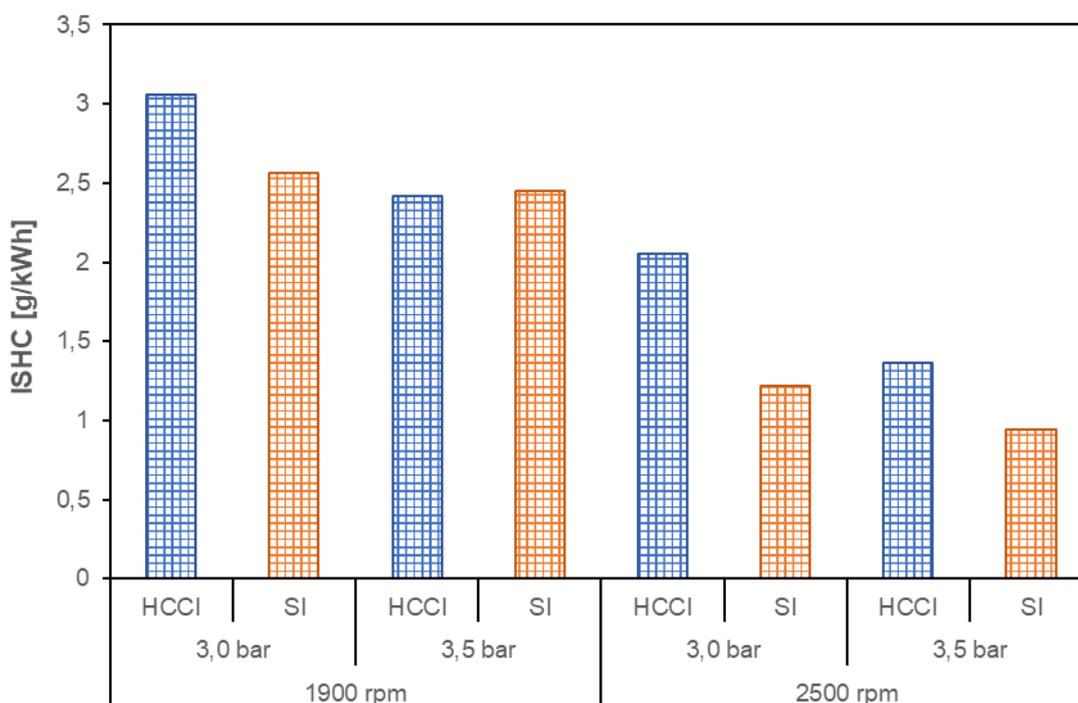
Figura 102. Emissões específicas de CO do motor operando em *HCCI* e *SI*.

Fonte: autor.

A Figura 103 mostra uma tendência de aumento das emissões de hidrocarbonetos não queimados em *HCCI*, comparado ao *SI*. A literatura atribui a maior formação de HC à combustão incompleta que ocorre principalmente em

crevices, entendidas como pequenas cavidades volumétricas na câmara de combustão de dificultam a oxidação do combustível, favorecendo a extinção (*quenching*) da combustão. A queima da mistura ar/combustível aprisionada nestes *crevices* é ainda mais difícil no *HCCI*, por ser este um modo de combustão a baixa temperatura que não atinge os patamares térmicos necessários para promover a oxidação do combustível presente nestes pequenos volumes. Ademais, a ausência do centelhamento e, conseqüentemente, da propagação de uma frente de chama, é outro fator que dificulta a queima de combustível nestas regiões da câmara de combustão (VEZA et al., 2023).

Figura 103. Emissões específicas de HC do motor operando em *HCCI* e *SI*.

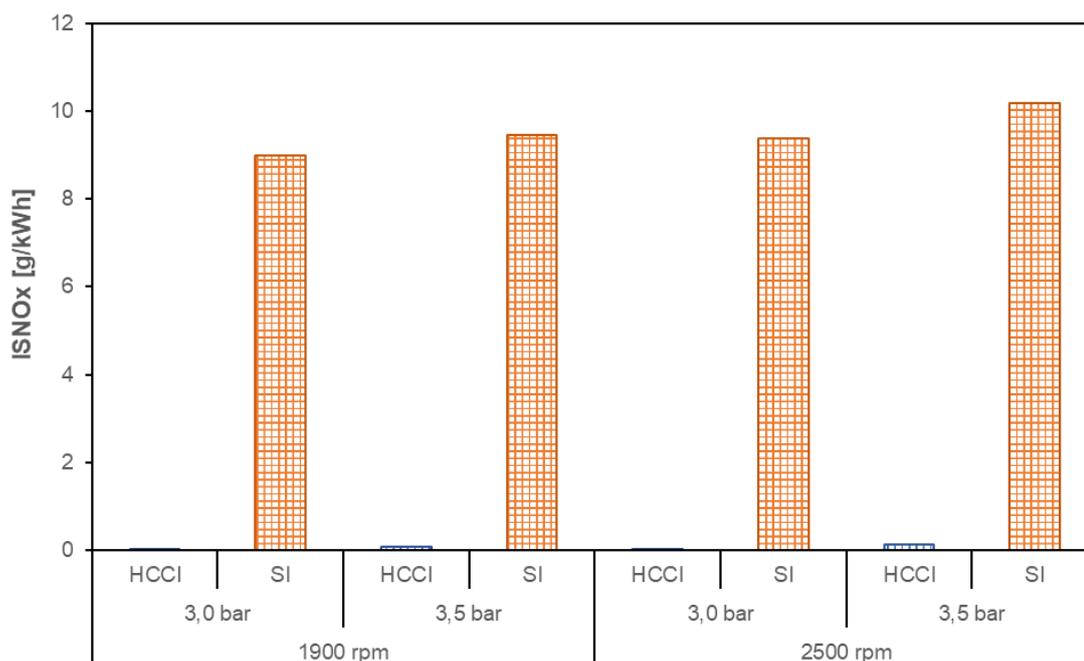


Fonte: autor.

Os níveis ultra-baixos de emissões de óxidos de nitrogênio, tidos como um dos principais benefícios do *HCCI*, puderam ser testemunhados neste trabalho. Conforme a Figura 104, os índices de NOx atingiram valores muito próximos a 0 g/kWh em virtude das baixas temperaturas de combustão que caracterizam a autoignição controlada. Comparativamente, enquanto a máxima temperatura no cilindro para o *HCCI* foi igual a 1622°C, 11° CA após o PMS, em *SI* o valor foi 2297°C, 16° CA após o PMS, ambas registradas a 2500 rpm, 3,5 bar *IMEP*. O pico de temperatura abaixo dos 2000 K atingido pelo modo avançado de combustão justifica a baixa formação de óxidos de nitrogênio. Abaixo deste patamar térmico, não há energia suficiente para a

separação da molécula N_2 e sua posterior reação com o oxigênio do ar, formando principalmente NO e NO_2 (SARANGI; MCTAGGART-COWAN; GARNER, 2022). Os níveis quase negligenciáveis de emissões de NO_x indicam a viabilidade de, em uma possível aplicação comercial de um sistema propulsivo baseado em *HCCI*, ser utilizado um catalisador mais simples de apenas duas vias de oxidação, para converter o CO em CO_2 e o HC em H_2O e CO_2 .

Figura 104. Emissões específicas de NO_x do motor operando em *HCCI* e *SI*.



Fonte: autor.

4.4. *HCCI* sobrealimentado

4.4.1. Varredura inicial em 3,0 bar de *IMEP*, 1900 rpm

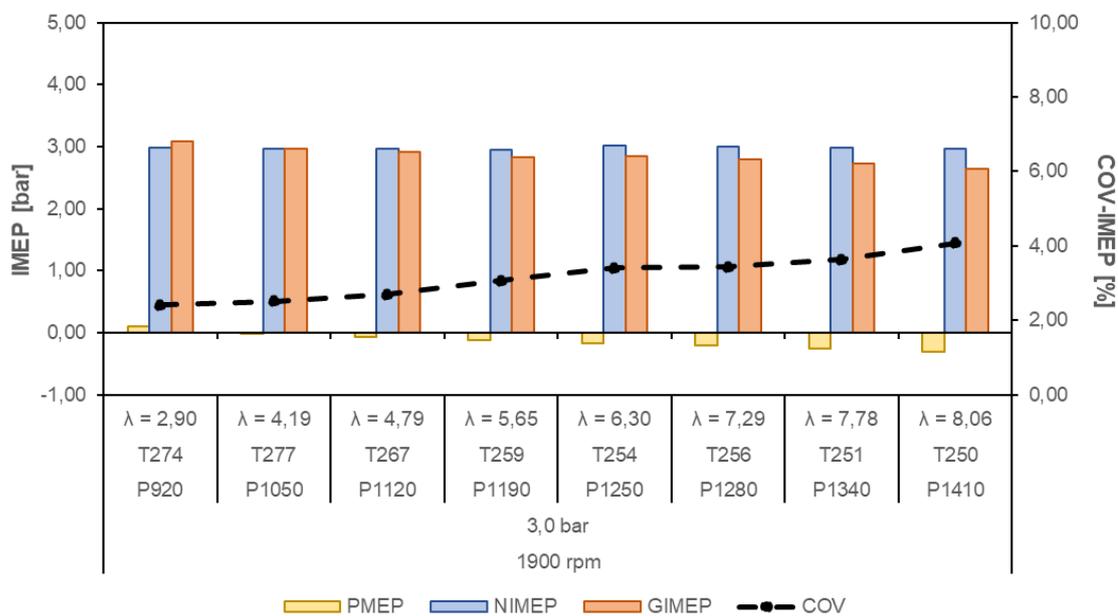
Concluída a caracterização experimental do *HCCI* na condição naturalmente aspirada, foi dado prosseguimento aos testes em uma nova fase que buscava estudar o modo avançado de combustão com o motor monocilíndrico operando com sobrealimentação de ar. Para tanto, a linha de admissão atmosférica foi substituída pela conexão à saída do compressor de parafuso externo Atlas Copco GA 55 VSD, que pressurizava o ar a níveis acima de P_{atm} . Foram mantidos os melhores resultados encontrados nos ensaios experimentais reportados na seção anterior: pressão de injeção de etanol fixa em 90 bar, cruzamento de válvulas fixo em 10 graus.

Os primeiros testes do motor sobrealimentado operando em *HCCI* foram conduzidos na condição mais conservadora, de menor carga e rotação: 3,0 bar de *IMEP* a 1900 rpm. O intuito inicial era fazer uma varredura da relação ar/combustível, em um ponto de operação fixo, buscando entender a influência e os limites do excesso de ar na autoignição controlada, comparada à condição naturalmente aspirada, observando-se parâmetros como o *COV-IMEP*, fator lambda, temperatura do ar de admissão, pressão no coletor de admissão. A exposição visual dos resultados segue o mesmo padrão das seções anteriores, porém a letra 'P' nas legendas designa a pressão absoluta de ar na admissão (*MAP – manifold absolute pressure*), cuja referência é a pressão atmosférica local, igual a 920 mbar (P920), aferida nos testes do motor naturalmente aspirado. A letra 'T' continua sendo utilizada para informar o valor de temperatura do ar de admissão, em graus Celsius.

Durante a primeira sequência de ensaios com sobrealimentação de ar foi constatada a capacidade de operação do motor em *HCCI* com uma relação ar/combustível que ultrapassou a faixa de medição da sonda lambda utilizada na sala de provas. Tal fato ensejou a restrição no empobrecimento da mistura ar/combustível até o limite de $\lambda = 8,06$, tendo em vista que o limite superior do sensor lambda de banda larga utilizado é $\lambda = 8,10$. Consoante a Figura 105, mesmo diante de tamanho excesso de ar, a covariância do *IMEP* não superou o limite máximo de 5% definido para este trabalho, sendo que o aumento do *COV* foi proporcional à maior diluição da mistura ar/combustível. Percebe-se, assim, que havia margem para exploração de limiares de empobrecimento ainda maiores. Observou-se que, à medida do aumento

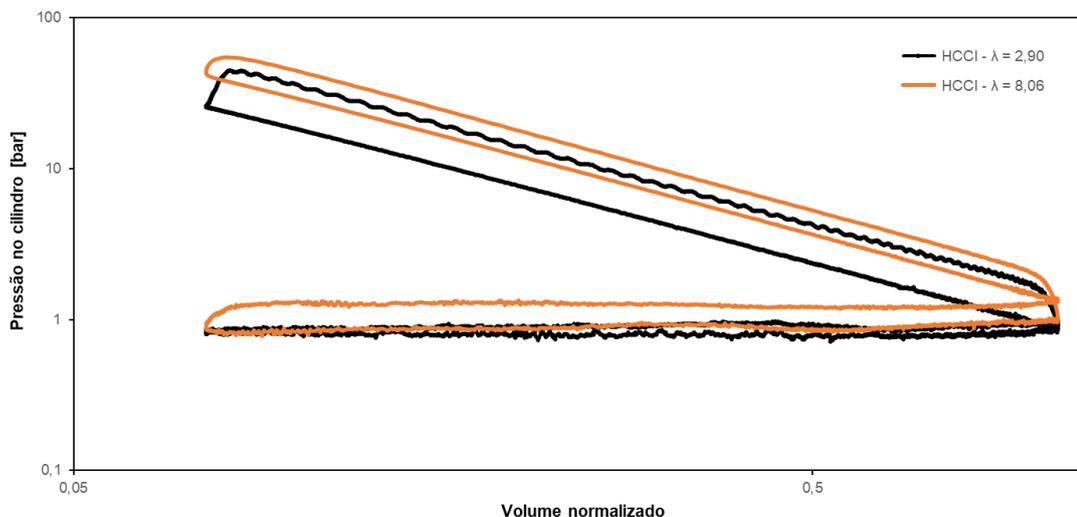
da pressão de sobrealimentação, a pressão média efetiva de bombeamento diminuía, chegando a exibir valores negativos diante da manutenção do *NIMEP* e da redução do *GIMEP*. Para o mesmo ponto de operação (*NIMEP* fixo), a diminuição do *PMEP* ocorreu em função das menores perdas passivas durante o tempo de admissão. O registro de valores negativos indica que, ao invés destas perdas, houve a realização de trabalho útil devido à pressão acima da atmosférica atuando sobre o pistão durante seu deslocamento do PMS para o PMI. Já a redução do *GIMEP* se deve ao maior trabalho de compressão do motor sobrealimentado pois, nesta condição, o pistão comprime uma maior massa de ar em sua trajetória do PMI para o PMS, com as válvulas de admissão e exaustão fechadas. A Figura 106 compara o diagrama pressão-volume no cilindro para a operação do motor em *HCCI* naturalmente aspirado e no máximo nível de sobrealimentação, explicitando visualmente os motivos acima mencionados de variação do *PMEP* (área da porção inferior do gráfico) e *GIMEP* (área da porção superior do gráfico) à medida do aumento da pressão no coletor de admissão.

Figura 105. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* a 1900 rpm, em função da pressão de sobrealimentação.



Fonte: autor.

Figura 106. Diagrama pressão-volume, exibido em escala logarítmica, do motor operando em *HCCI* naturalmente aspirado e sobrealimentado, a 3,0 bar de *IMEP*, 1900 rpm.

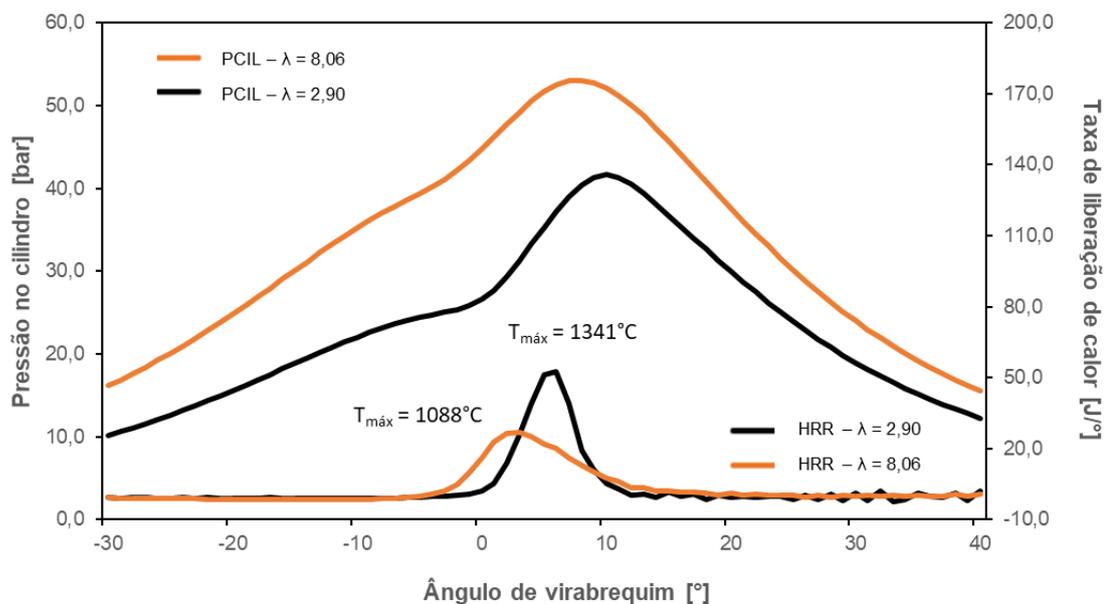


Fonte: autor.

Ainda comparando-se os mesmos pontos do diagrama $\log P - \log V$, a Figura 107 sinaliza que o excesso de ar do *HCCI* em sua máxima sobrealimentação motiva uma diferença de 11,6 bar na pressão de pico comparado ao motor naturalmente aspirado, na mesma condição de operação. Também é constatada a redução da taxa de transferência de calor perante a diluição da mistura ar/combustível, que culmina em uma diferença da temperatura de pico no cilindro igual a 253°C. Além da redução de sua taxa, o calor total liberado no cilindro foi minimizado com o aumento do fator lambda e, por consequência, a velocidade da combustão foi reduzida. A Figura 108 revela que a duração angular da combustão quase dobrou no confronto entre $\lambda = 2,90$ e $\lambda = 8,06$, tendo em vista o aumento do *MFB*₁₀₋₉₀ de 5,11 para 9,13° CA. Apesar deste atraso no desenvolvimento da combustão, uma descoberta relevante foi a maior facilidade com a qual se transitava da ignição por centelha para a autoignição controlada diante do excesso de ar, particularidade evidenciada pela tendência de menor aquecimento necessário para o ar de admissão com o aumento do fator lambda. Embora o empobrecimento da mistura ar/combustível reduza a energia química a ser convertida no trabalho útil do ciclo, é igualmente reduzido o calor latente de vaporização desta mistura. Tal fato é particularmente relevante para o etanol, cujo calor latente de vaporização (921 kJ/kg) pode ser até três vezes maior que o da gasolina, a depender da composição do combustível fóssil. Desta forma, o biocombustível demanda uma grande quantidade de energia para consumir a sua mudança de fase e, devido a esta propriedade físico-química, é capaz de manter a

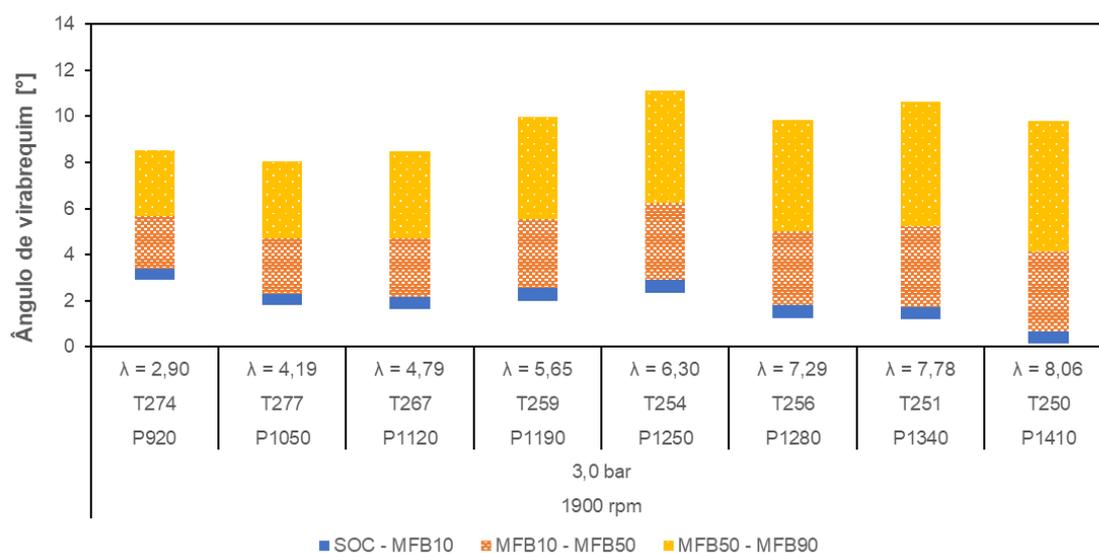
temperatura na câmara de combustão a níveis mais baixos, característica à qual a literatura atribui a nomenclatura *charge cooling effect* (FIORONI et al., 2018).

Figura 107. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em *HCCI* a 1900 rpm, 3,0 bar de *IMEP*, naturalmente aspirado e sobrealimentado.



Fonte: autor.

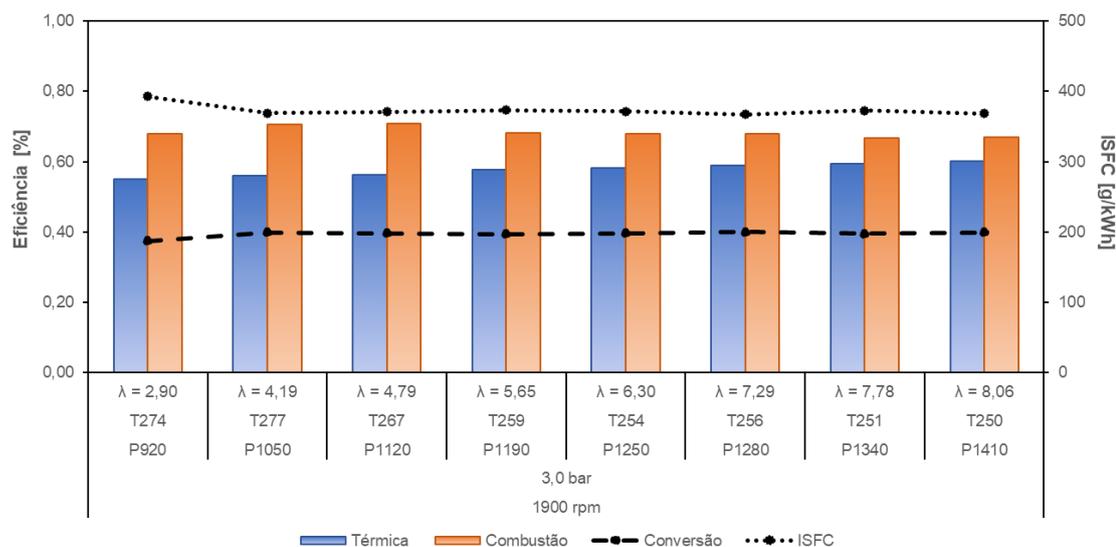
Figura 108. Duração angular da combustão *HCCI* a 1900 rpm, 3,0 bar de *IMEP*, naturalmente aspirado e sobrealimentado.



Fonte: autor.

A Figura 109 demonstra a maior eficiência de conversão de combustível alcançada pelo *HCCI* sobrealimentado. Da condição naturalmente aspirada ($\lambda = 2,90$) para a menor pressão de sobrealimentação (1050 mbar, $\lambda = 4,19$), o valor de η_{cc} aumentou de 37,45% para 39,86%, fruto de uma redução do *ISFC* de 392,67 para 368,97 g/kWh, equivalente a 9,41%. Repara-se que ao analisar os pontos sobrealimentados, não há uma variação significativa no consumo específico de combustível e, conseqüentemente, na eficiência de conversão de etanol. Tal fato é justificado pelo procedimento de calibração adotado: a partir da menor pressão de sobrealimentação, buscava-se manter fixa a massa de combustível injetado por ciclo, promovendo ajustes apenas quando estritamente necessário à estabilização da combustão. Desta forma, a modificação do fator lambda em busca dos limites de empobrecimento era função apenas do acionamento do compressor de ar externo, que aumentava a pressão no coletor de admissão e a diluição da mistura ar/combustível. Justifica-se, assim, as linhas praticamente horizontais de *ISFC* e η_{cc} da Figura 109. Todavia, as barras verticais da mesma figura indicam que os termos cuja multiplicação resulta na eficiência de conversão de combustível sofreram alterações importantes, embora o valor de η_{cc} tenha permanecido praticamente constante. Percebe-se uma tendência de aumento da eficiência térmica e redução da eficiência de combustão com o aumento da pressão de sobrealimentação. Explicando, a menor energia por unidade de massa em decorrência da diluição do combustível com ar resulta em menores taxas de liberação de calor no cilindro durante a combustão, minimizando o valor de η_c . Por outro lado, há o aumento de η_T à medida do excesso de ar, situação na qual ocorre o aumento do coeficiente politrópico e a manutenção do trabalho produzido, no mesmo ponto de operação, para um menor calor liberado no ciclo. Destaca-se que, em $\lambda = 8,06$, foi alcançada uma eficiência térmica indicada de 60,01%.

Figura 109. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* a 1900 rpm, 3,0 bar de *IMEP*, naturalmente aspirado e sobrealimentado.



Fonte: autor.

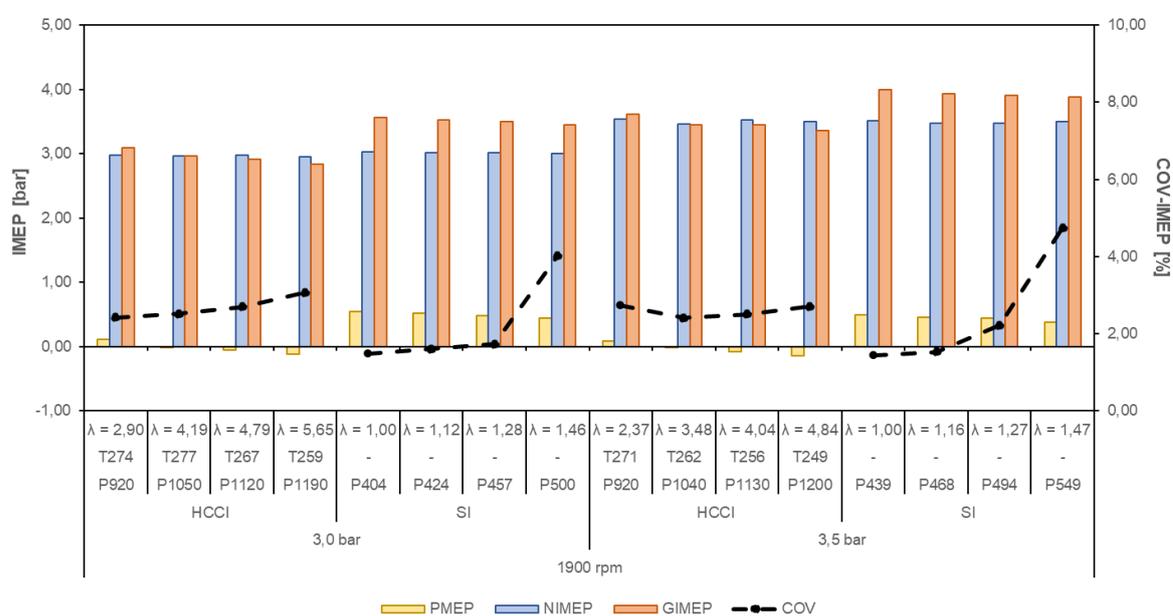
4.4.2. Demais pontos de operação

Baseado no conhecimento adquirido sobre os limites de empobrecimento alcançáveis pelo *HCCI* sobrealimentado a 1900 rpm, 3,0 bar de *IMEP*, novos ensaios experimentais foram executados para os outros três pontos de operação definidos neste trabalho. Desta vez, como o objetivo era investigar o excesso de ar da autoignição controlada, foram feitos testes com o intuito de se adquirir uma referência comparativa do motor operando em ignição por centelha, também com excesso de ar, a partir da maior abertura da válvula borboleta até o limite de *COV-IMEP* igual a 5%. Tendo em vista a relativa estabilização da eficiência de conversão de combustível na condição sobrealimentada, optou-se por não realizar uma varredura tão extensa quanto aquela feita na seção anterior. Além de diminuir o número de ensaios experimentais, esta medida foi tomada como precaução para evitar possíveis danos às resistências elétricas e às vedações na linha de admissão oriundos do aumento da pressão no coletor de admissão. Sendo assim, os gráficos dos resultados exibem a condição naturalmente aspirada e, em sequência, três pontos de sobrealimentação em ordem crescente de pressão (*MAP*) para ambos os modos de combustão.

As Figuras 110 e 111 revelam a tolerância significativamente maior da autoignição controlada quando submetida a misturas com excesso de ar. Enquanto o *COV-IMEP* da ignição por centelha aproximava-se do limite de 5% para um fator

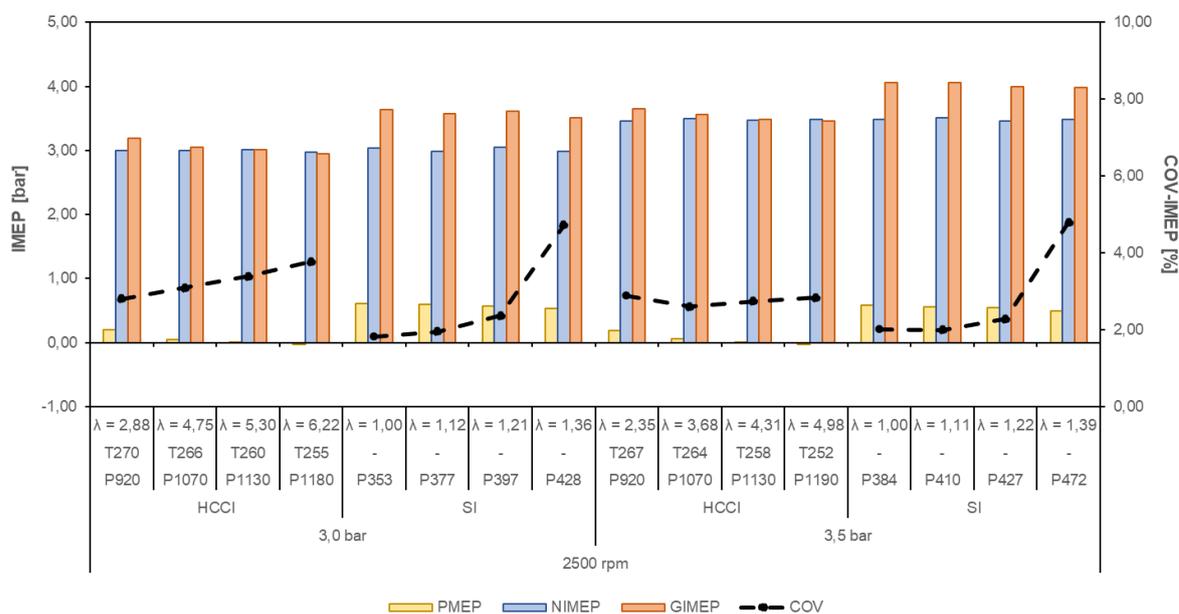
lambda inferior a 1,5, o maior valor registrado para o *HCCI* foi igual a 3,72%, para $\lambda = 6,22$. Mesmo diante do moderado empobrecimento, o controle de carga em ignição por centelha feito pelo ajuste da posição da válvula borboleta impediu a redução do *PMEP* na mesma magnitude obtida em *HCCI*, suficiente para a realização de trabalho útil durante o tempo de admissão do motor a depender da pressão de sobrealimentação. Por isso, em *SI*, os valores de *GIMEP* foram maiores que os de *NIMEP*.

Figura 110. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* e *SI*, com excesso de ar, a 1900 rpm.



Fonte: autor.

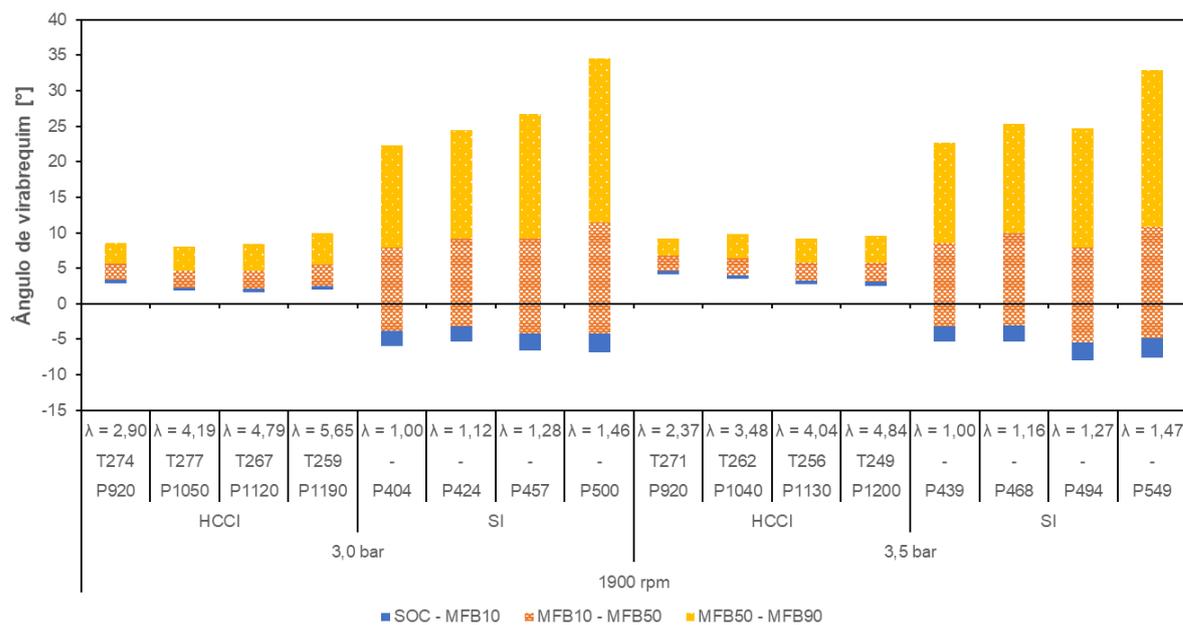
Figura 111. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* e *SI*, com excesso de ar, a 2500 rpm.



Fonte: autor.

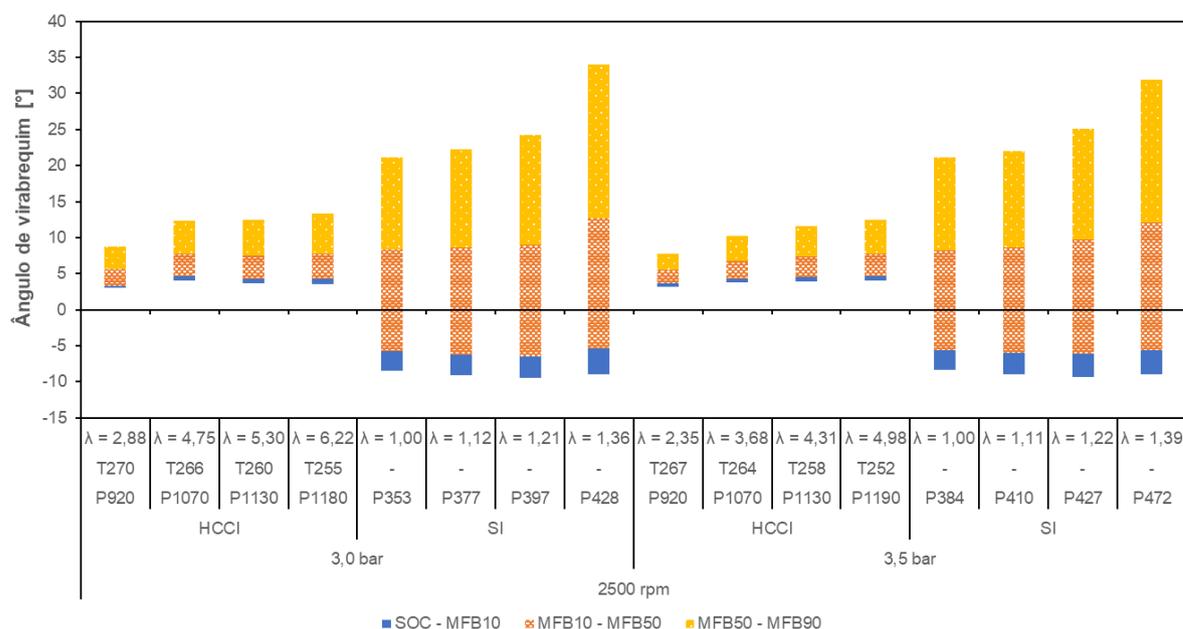
Similarmente ao constatado para o *COV-IMEP*, a duração da combustão em ignição por centelha também apresentou forte sensibilidade aos maiores níveis de excesso de ar, principalmente em função da desaceleração da segunda metade do processo (*MFB50-90*), como pode ser verificado nas Figuras 112 e 113. Quantitativamente, chamam a atenção os resultados adquiridos no ponto 2500 rpm, 3,0 bar de *IMEP*. Em *SI*, há o aumento do *MFB10-90* de $26,81^\circ CA$ ($\lambda = 1,00$) para $39,44^\circ CA$ ($\lambda = 1,36$), cuja diferença supera o *MFB10-90* da queima mais lenta em *HCCI*, igual a $9,04^\circ CA$ ($\lambda = 6,22$). Em outras palavras, nesta condição de operação, a diferença angular obtida para o atraso da combustão em ignição por centelha foi maior que a duração total do processo de combustão mais lento em *HCCI*, o que ratifica a discrepância entre a velocidade de queima da mistura ar/combustível de ambos os modos.

Figura 112. Duração angular da combustão *HCCI* e *SI* a 1900 rpm com excesso de ar.



Fonte: autor.

Figura 113. Duração angular da combustão *HCCI* e *SI* a 2500 rpm com excesso de ar.

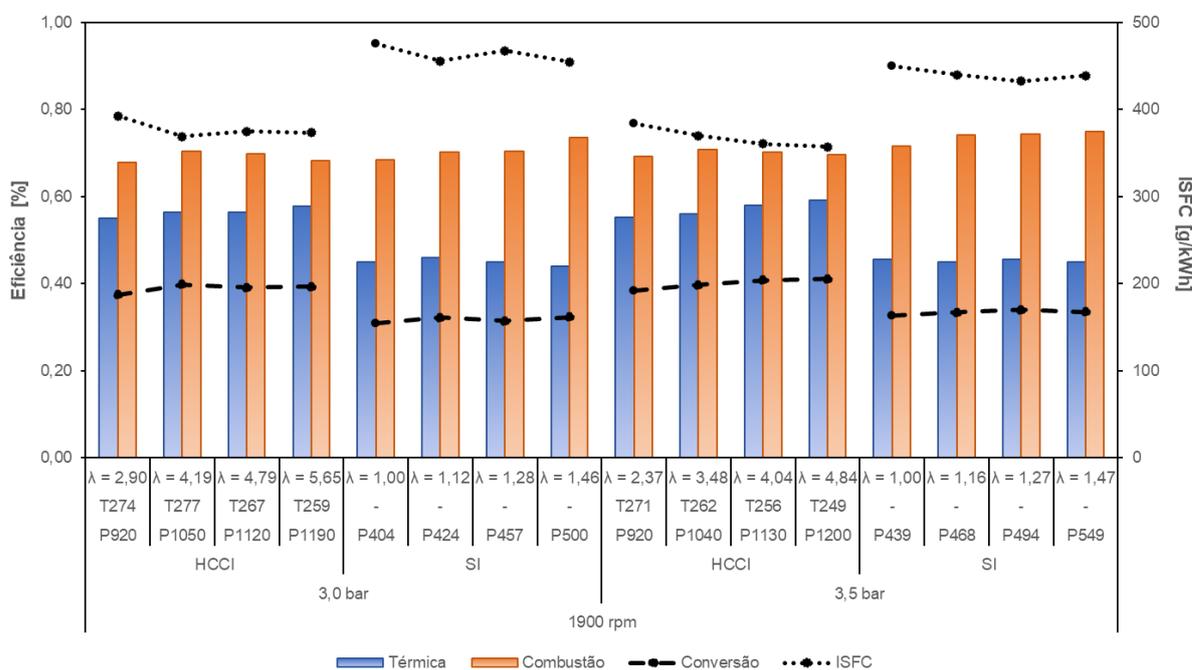


Fonte: autor.

As Figuras 114 e 115 realçam a expressiva diferença de eficiência de conversão de combustível ao se comparar o *HCCI* ao *SI* no mesmo ponto de operação. Nas condições caracterizadas pelo maior excesso de ar, a menor amplitude entre os valores de η_{cc} foi igual a 6,68%, a 2500 rpm e 3,0 bar de *IMEP*, uma redução

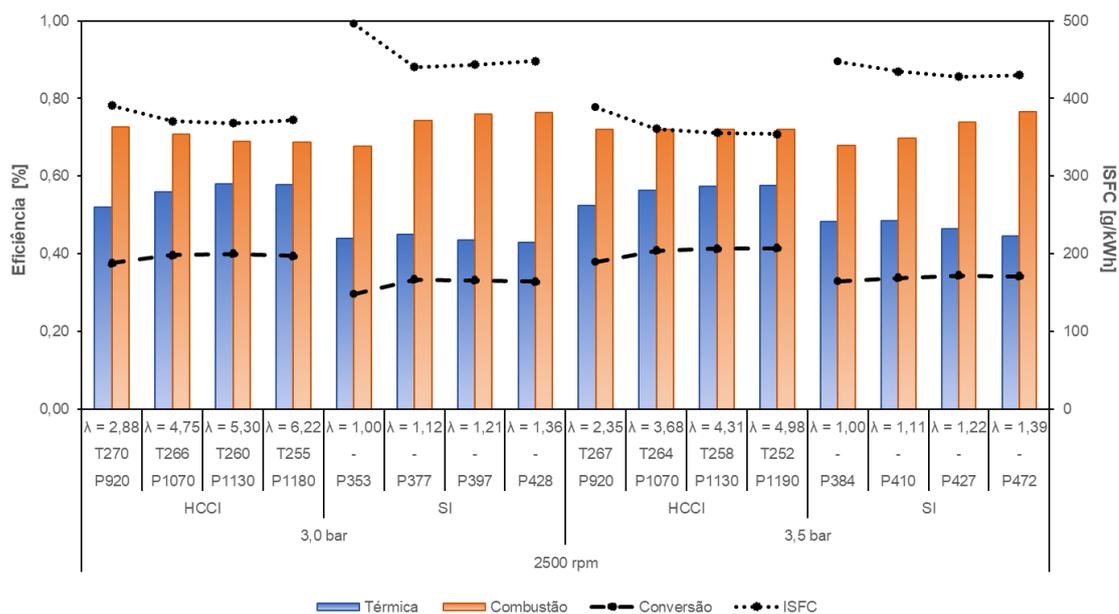
de 39,48% (*HCCI*, $\lambda = 6,22$) para 32,80% (*SI*, $\lambda = 1,36$), fruto da diminuição de 16,92% do *ISFC*, de 448,27 g/kWh (*SI*) para 372,41 g/kWh (*HCCI*). A maior amplitude entre os valores de η_{cc} foi igual a 7,64%, a 1900 rpm e 3,5 bar de *IMEP*, uma redução de 41,15% (*HCCI*, $\lambda = 4,84$) para 33,51% (*SI*, $\lambda = 1,47$), em consequência da queda de 18,54% do consumo específico de etanol, de 438,74 g/kWh (*SI*) para 357,36 g/kWh (*HCCI*). Para ambos os modos, o maior valor de η_{cc} foi obtido com a queima de misturas pobres, porém em razão de motivos distintos, elucidados pela análise da velocidade 2500 rpm. Nela, há uma tendência mais clara de aumento da eficiência térmica do *HCCI* de acordo com o maior excesso de ar, conforme já discutido em seções anteriores. Por outro lado, na ignição por centelha nota-se a maior eficiência de combustão de acordo com o empobrecimento da relação *A/C*. O calor gerado pelo centelhamento evita uma queda drástica da temperatura de combustão mesmo diante do moderado aumento do fator lambda, ao passo que o excesso de ar favorece a queima mais completa do combustível.

Figura 114. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* e *SI* a 1900 rpm, naturalmente aspirado e sobrealimentado.



Fonte: autor.

Figura 115. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* e *SI* a 2500 rpm, naturalmente aspirado e sobrealimentado.

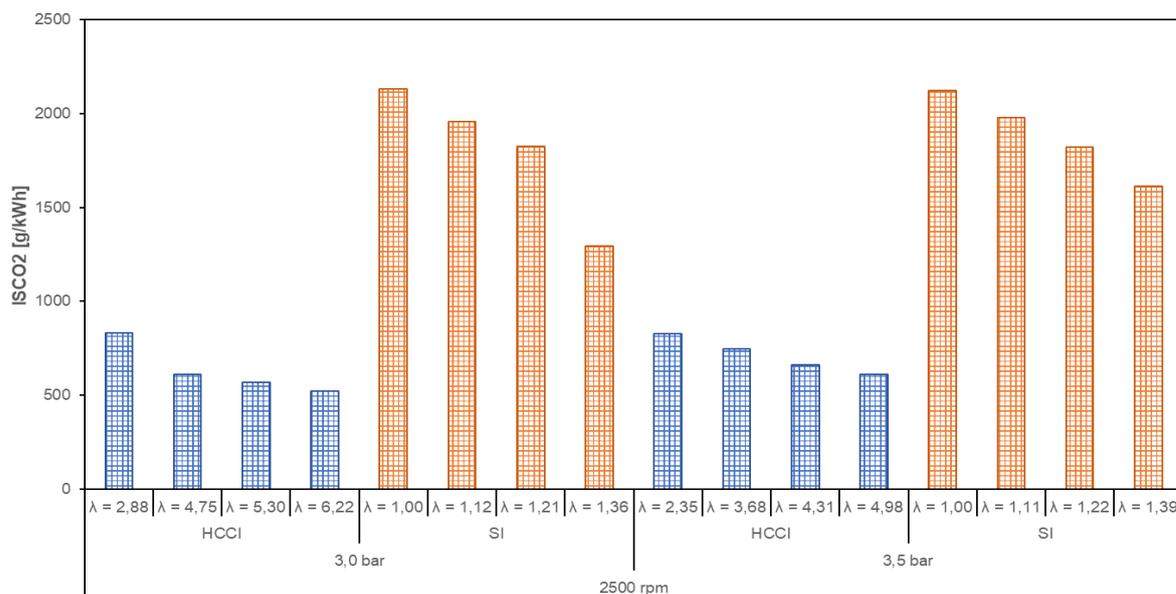


Fonte: autor.

4.4.3. Emissões de poluentes

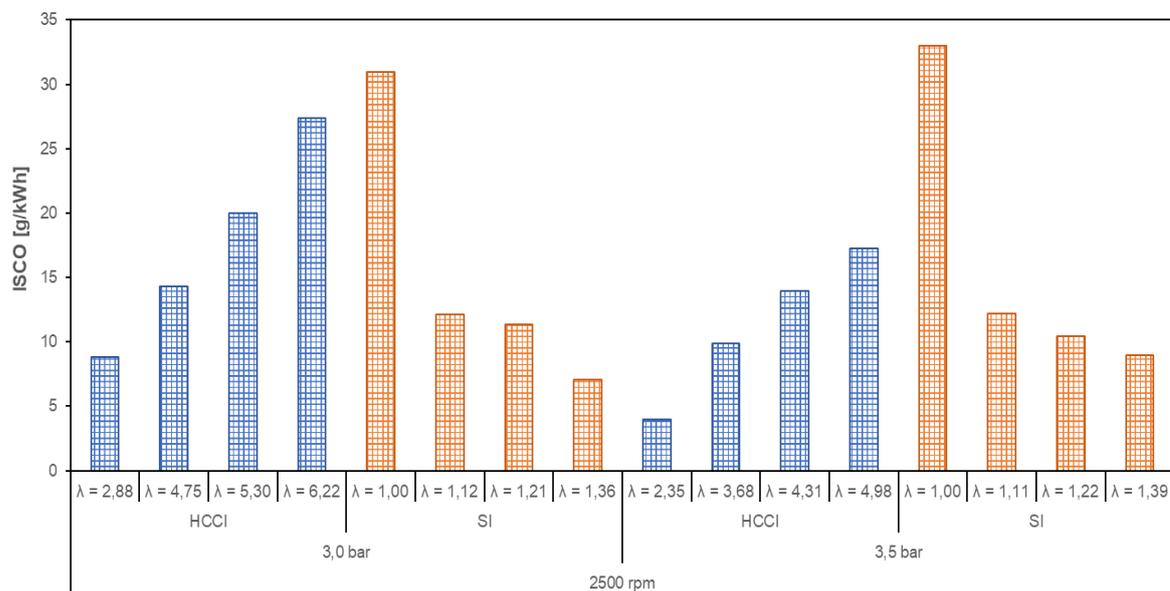
A análise das emissões de CO_2 , CO , HC e NO_x pela exaustão é apresentada, nesta ordem, nas Figuras 116 a 119. A concentração de dióxido de carbono reduziu proporcionalmente à maior diluição da mistura ar/combustível para ambos os modos de combustão e, portanto, exibiu valores consideravelmente menores para o *HCCI* em função do maior excesso de ar que caracteriza este processo. Os índices de monóxido de carbono seguem um padrão inverso comparando-se *HCCI* e *SI*, aumentando com o fator lambda no primeiro e reduzindo no segundo. Na autoignição controlada com sobrealimentação, os índices de CO tendem a ser maiores que os obtidos em ignição por centelha à medida em que se afasta da queima estequiométrica, uma situação inversa à verificada no padrão de emissões da condição naturalmente aspirada. No modo avançado de combustão, a progressiva gradação do nível de oxigênio em relação ao etanol reduz sobremaneira a taxa de liberação de calor no cilindro e, conseqüentemente, torna o processo de combustão incompleto, impedindo a oxidação de CO em CO_2 . Por outro lado, em ignição por centelha, a frente de chama iniciada pela vela de ignição impede que a temperatura da combustão sofra grandes reduções, permitindo a manutenção de um patamar térmico adequado que, junto ao comedido excesso de ar, oportuniza o desenvolvimento completo da combustão, reduzindo as emissões de CO .

Figura 116. Emissões específicas de CO₂ do motor operando em *HCCI* e *SI*, a 2500 rpm, com excesso de ar.



Fonte: autor.

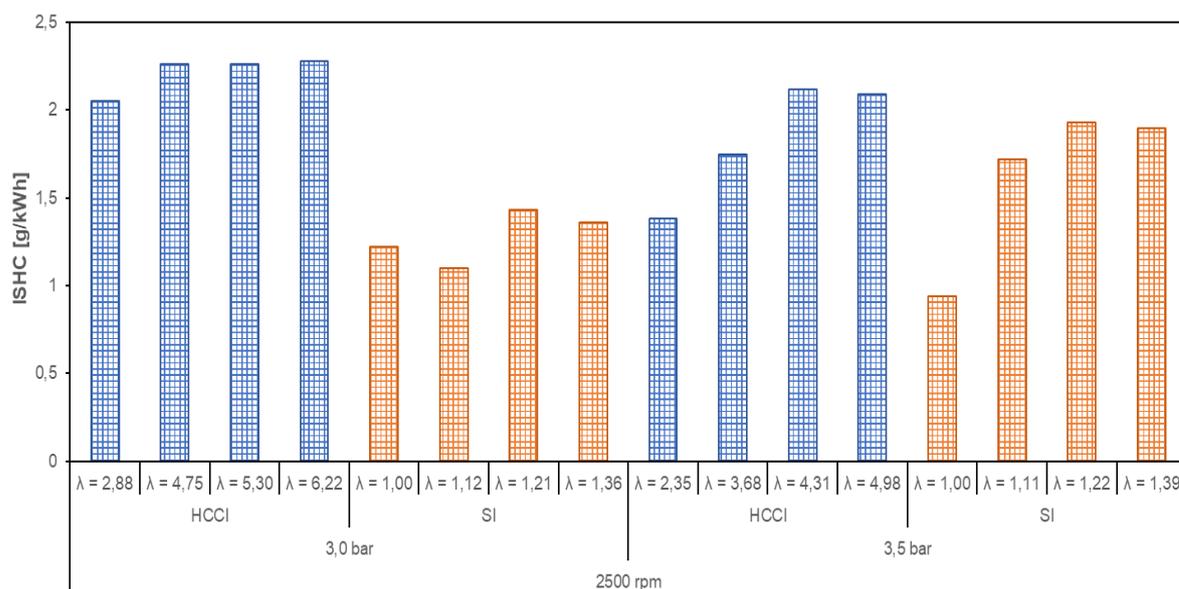
Figura 117. Emissões específicas de CO do motor operando em *HCCI* e *SI*, a 2500 rpm, com excesso de ar.



Fonte: autor.

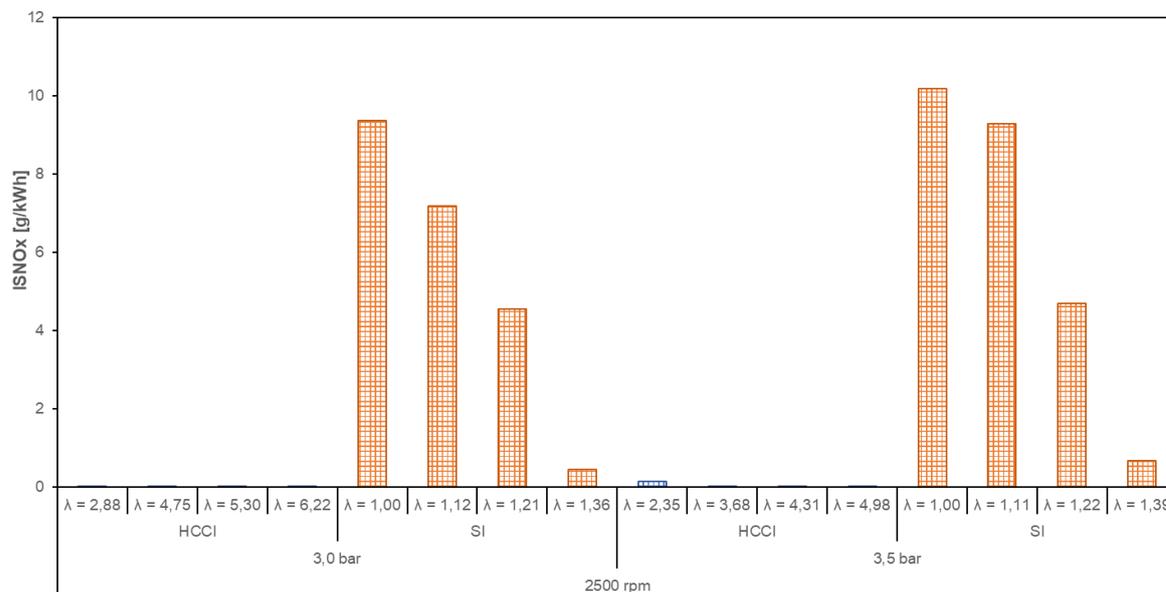
As emissões de hidrocarbonetos não queimados e óxidos de nitrogênio do *HCCI* sobrealimentado apresentaram um padrão similar ao apurado nos testes naturalmente aspirados. Há uma pressuposta tendência de aumento nas emissões de HC para o modo de combustão em baixa temperatura, principalmente pela dificuldade de oxidação da mistura ar/combustível presente em *crevices*. Tanto em *HCCI* quanto em *SI*, as menores temperaturas no cilindro motivadas pelo excesso de ar tendem a aumentar a concentração de HC na exaustão. Esta redução da temperatura diante do aumento do fator lambda também explica a redução das emissões de óxidos de nitrogênio em ignição por centelha, que atinge níveis próximos a zero na condição de maior excesso de ar. A ressalva a ser feita é que, neste ponto, a obtenção de índices baixos de NO_x pelo motor operando em *SI* vem às custas da deterioração da qualidade da combustão, conforme discutido anteriormente nesta seção, em que verifica-se o expressivo aumento da duração da queima e da variabilidade cíclica do *IMEP*. Em contrapartida, o *HCCI* exibiu níveis ultra-baixos de NO_x em todos os pontos de operação aferidos.

Figura 118. Emissões específicas de HC do motor operando em *HCCI* e *SI*, a 2500 rpm, com excesso de ar.



Fonte: autor.

Figura 119. Emissões específicas de NO_x do motor operando em *HCCI* e *SI*, a 2500 rpm, com excesso de ar.



Fonte: autor.

4.5. *HCCI* com o uso de pré-câmaras passivas de combustão

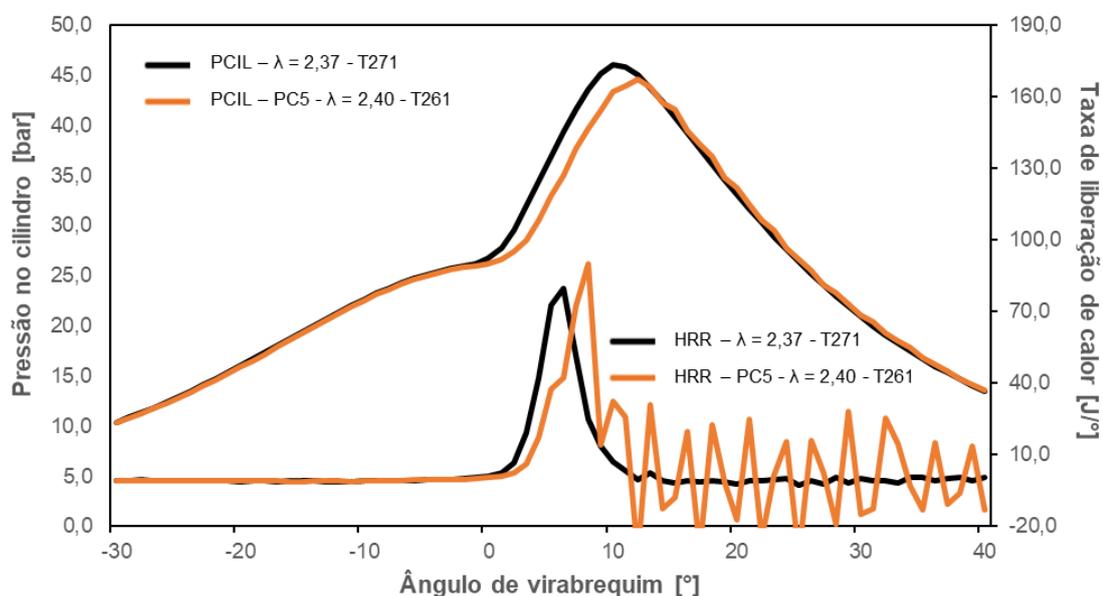
4.5.1. Fase naturalmente aspirada

Esta etapa do trabalho buscou investigar a influência do uso de pré-câmaras passivas na combustão *HCCI*, mantendo-se o mesmo padrão gráfico providenciado nas seções anteriores para a exibição dos resultados. As três pré-câmaras utilizadas possuíam 3,0% do volume da câmara de combustão do motor, furo central de 3 mm, diferenciando-se apenas pela quantidade de furos laterais, com 2 mm cada: 5, 7 e 9, que motivaram a nomenclatura PC5, PC7 e PC9.

Os testes com o motor naturalmente aspirado foram realizados apenas para a pressão média efetiva indicada de 3,0 bar. A carga de 3,5 bar foi evitada pois, como mostra a Figura 120, foram constatadas oscilações significativas na curva de liberação de calor neste *IMEP*, maiores até do que as registradas durante a variação do comando de válvulas. Há duas explicações às quais pode-se atribuir este perfil ruidoso da curva *HRR*. A primeira delas é a baixa condutividade térmica do aço inoxidável, matéria-prima das pré-câmaras, para o qual $k = 14,9 \text{ W/m.K}$ a 300 K, que impacta em um baixo valor de difusividade térmica. A reduzida difusividade térmica do aço inoxidável implica em uma resposta transiente lenta do material quanto ao transporte de energia, em que predomina o armazenamento em relação à transferência de calor

da pré-câmara para a sua vizinhança (INCROPERA; DEWITT, 2014). A outra vertente é relacionada à retenção de gás residual proporcionada pelas pré-câmaras concebidas para o modo *turbulent jet-ignition*, cujos pequenos orifícios favorecem a permanência do fluido de exaustão do ciclo anterior no volume da PC e, conseqüentemente, aumentam a temperatura local (DILBER et al., 2022; KIM et al., 2022).

Figura 120. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em *HCCI* com e sem o uso de uma pré-câmara a 1900 rpm, 3,5 bar de *IMEP*.

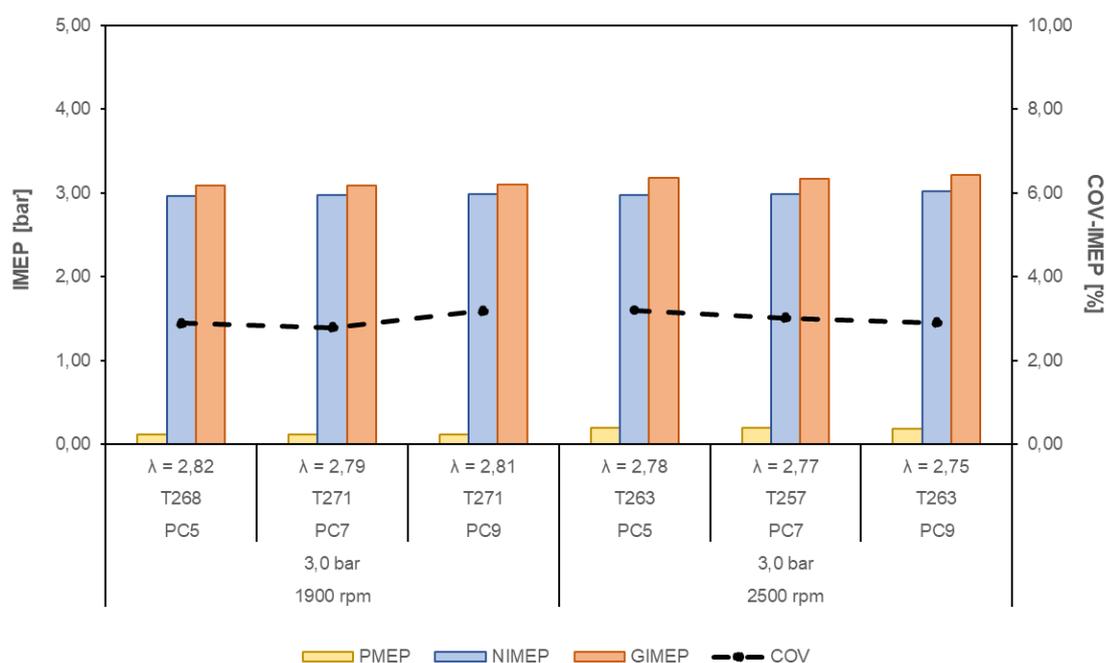


Fonte: autor.

Diante do exposto, ensaios experimentais foram conduzidos no *IMEP* 3,0 bar, a 1900 e 2500 rpm, de forma similar à seção 4.3. '*HCCI naturalmente aspirado*', porém agora contando com a utilização das pré-câmaras de combustão para possibilitar a comparação entre ambas as situações. Em que pese a proximidade dos resultados obtidos, puderam ser constatadas algumas leves diferenças. Conforme a Figura 121, independentemente da pré-câmara utilizada, houve a redução da temperatura do ar de admissão necessária ao alcance da autoignição controlada em até 13°C. Consultando a literatura, além das premissas relacionadas à condutividade térmica do aço inoxidável e da maior retenção de gás queimado, outra possível justificativa para a redução do aquecimento do ar admitido é o aumento da energia cinética turbulenta na câmara de combustão. A propagação da mistura ar/combustível da pré-câmara para a câmara principal através de orifícios com pequena área ocorre mediante a formação de jatos turbulentos, caracterizados pela elevada velocidade de

escoamento. Entende-se que o uso das pré-câmaras presumivelmente intensificou o nível de turbulência local em função da maior energia cinética dos jatos, favorecendo a ignitabilidade por estimular o início das reações de combustão diante da presença de radicais ativos, reduzindo a dependência do fornecimento externo de energia na forma de calor (NOVELLA et al., 2023; ZHU et al., 2022).

Figura 121. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* com o uso de pré-câmaras de combustão.

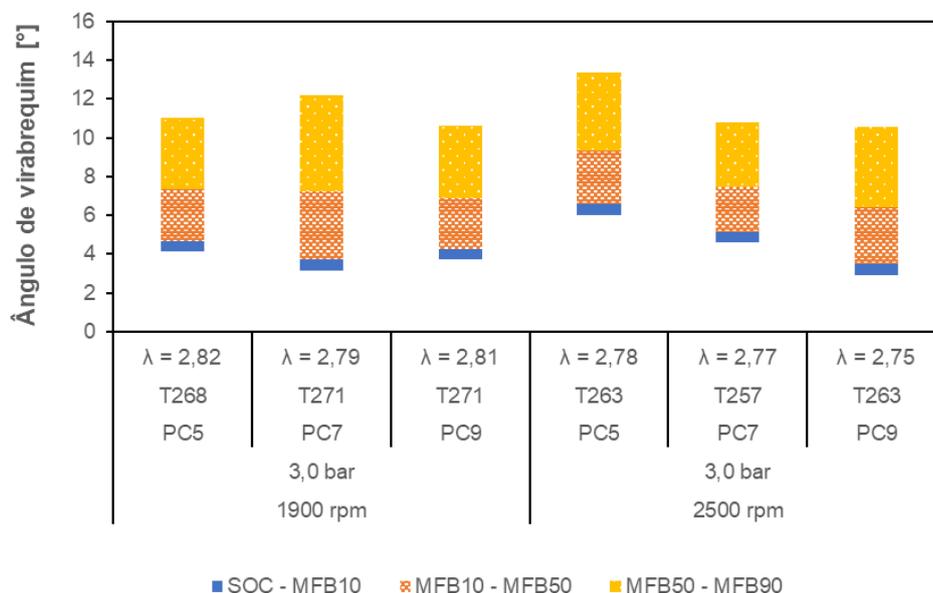


Fonte: autor.

Embora os níveis de turbulência na câmara de combustão não tenham sido mensurados, a análise dos resultados obtidos com o uso de pré-câmaras sugere uma potencial alteração da energia cinética turbulenta local. Apesar de reduzirem o nível de aquecimento do ar necessário para o alcance da autoignição, as pré-câmaras não favoreceram, necessariamente, o desenvolvimento do processo de combustão como um todo, especialmente sendo ele idealizado pela queima de misturas homogêneas no caso do *HCCI*. Comparando-se os mesmos pontos de operação, foram registrados valores de *COV-IMEP* ligeiramente maiores em todos os pontos do *HCCI* aspirado dotado de pré-câmaras, com aumento máximo de 0,77%, mas ainda abaixo do limite superior estabelecido para este trabalho. As Figuras 122 e 123 revelam que a maior variabilidade cíclica decorrente do uso das PCs implicou aumento da duração da combustão, especialmente da segunda metade do processo, e no maior consumo de combustível comparado ao *HCCI* sem o uso de pré-câmaras. A 1900 rpm, 3,0 bar de

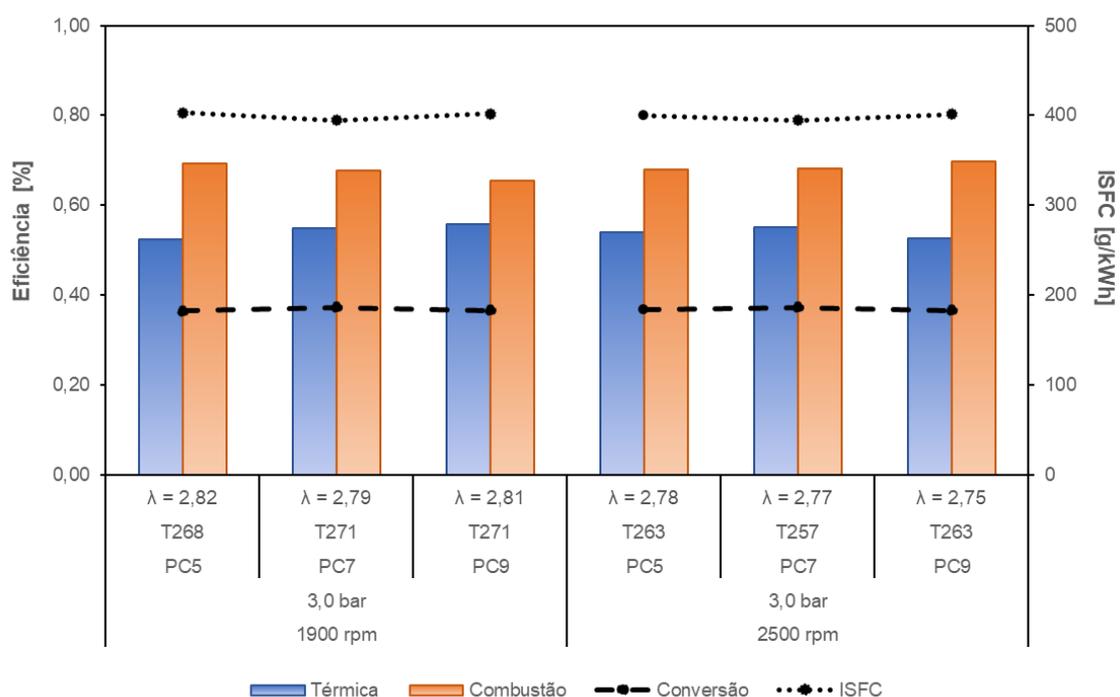
IMEP, houve o aumento do *MFB10-90* igual a $2,38^\circ$ graus de virabrequim. Para uma pressão média efetiva indicada fixa, a redução do fator lambda em até 0,11 correspondeu a uma redução da eficiência de conversão combustível de até 0,68%.

Figura 122. Duração angular da combustão *HCCI* com o uso de pré-câmaras de combustão.



Fonte: autor.

Figura 123. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor operando em *HCCI* com o uso de pré-câmaras de combustão.

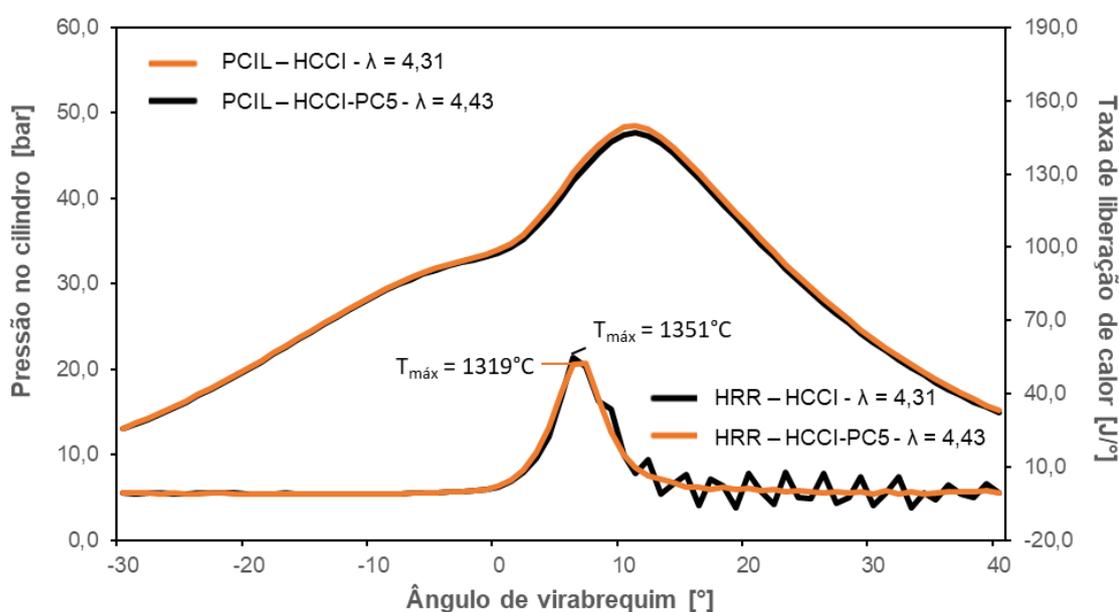


Fonte: autor.

4.5.2. Fase sobrealimentada

A conciliação do uso de pré-câmaras ao *HCCI* sobrealimentado se mostrou mais adequada em relação à fase aspirada. A começar pelo exame da curva de liberação de calor da Figura 124 que, ao contrário da Figura 120, exibiu menores oscilações com o uso da PC comparada ao mesmo ponto de operação do motor sem PC. Diante do excesso de ar no cilindro, as taxas de liberação de calor foram minimizadas, bem como a temperatura máxima da combustão, e favoreceram a autoignição controlada com o uso das pré-câmaras.

Figura 124. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em *HCCI* sobrealimentado com e sem o uso de uma pré-câmara a 2500 rpm, 3,5 bar de *IMEP*.

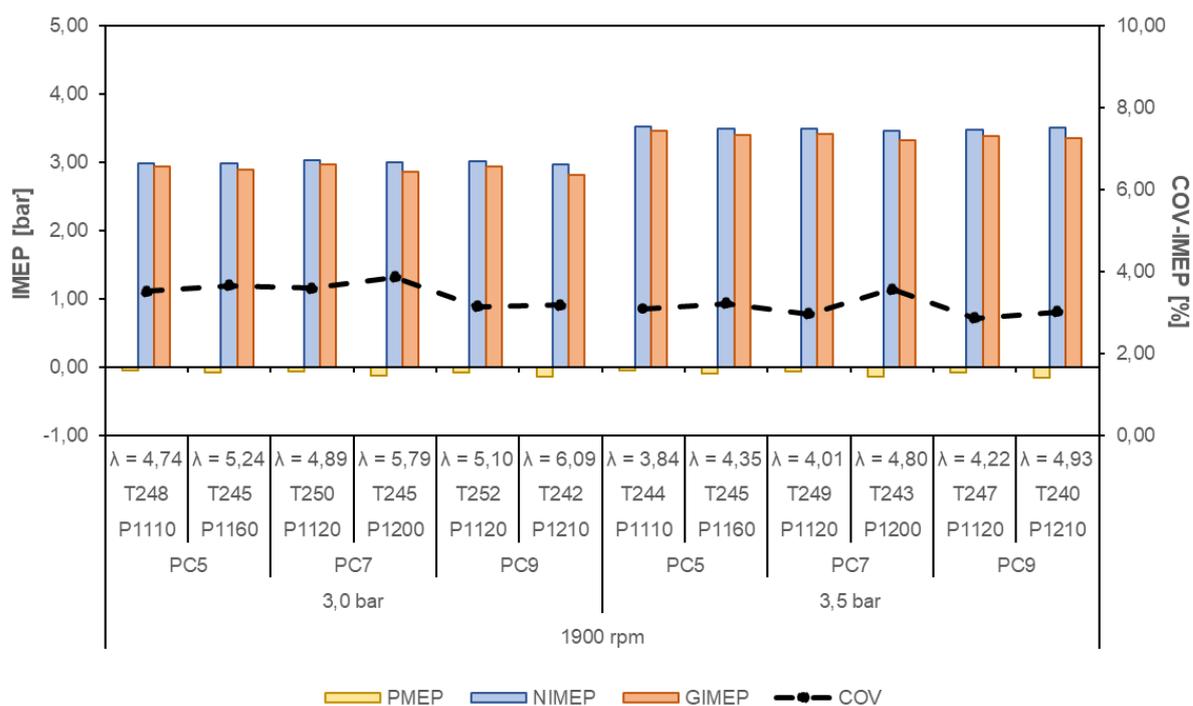


Fonte: autor.

As Figuras 125 e 126 mostram que, similarmente ao observado na fase aspirada, o *COV-IMEP* do *HCCI* foi maior com o uso de pré-câmaras. No entanto, nota-se um padrão de diminuição da variabilidade cíclica conforme o aumento do número de orifícios das PCs, mais evidente na velocidade 2500 rpm. Tal resultado é condizente com a análise da literatura, cujo estudo indica que a turbulência é prejudicial ao desenvolvimento da combustão *HCCI*, principalmente devido à criação de zonas de estratificação térmica na câmara de combustão que impactam as reações de cinética química inerentes à autoignição controlada. A presença de gradientes térmicos no escoamento turbulento oportuniza a transferência de calor por convecção, que dificulta a ocorrência da autoignição de forma praticamente simultânea em todo o volume da câmara de combustão (D'AMATO; VIGGIANO; MAGI, 2020; YU et al.,

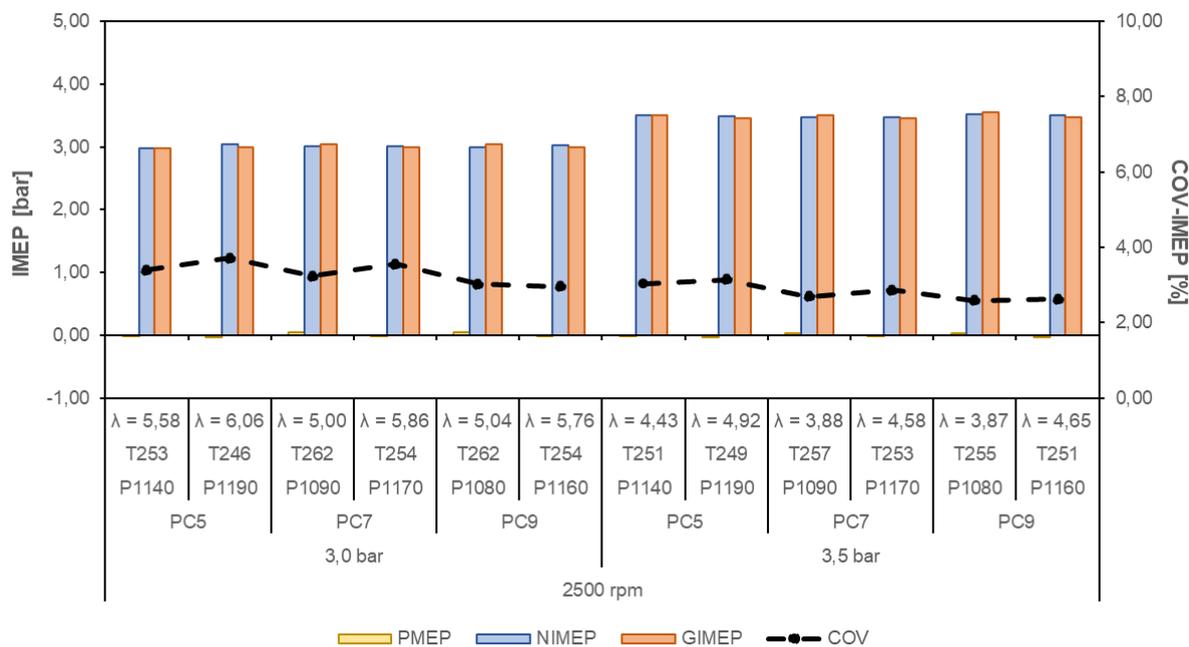
2007). Desta forma, o aumento da área proporcionado pelo maior número de orifícios da pré-câmara reduz a velocidade do escoamento e, conseqüentemente, a energia cinética turbulenta local (LENG et al., 2018). De fato, observou-se neste trabalho que os menores valores de variabilidade cíclica (Figuras 125 e 126) e duração (Figuras 127 e 128) da combustão foram alcançados pela pré-câmara com maior número de orifícios, constatando-se reduções significativas no *COV-IMEP* e *MFB10-90* quando comparados os resultados da PC5 aos da PC9. Estes resultados fornecem indícios de que o uso das pré-câmaras impactou a autoignição controlada do etanol e aumentou a energia cinética turbulenta na câmara de combustão em uma magnitude inversamente proporcional ao número de orifícios de cada PC.

Figura 125. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* sobrealimentado com o uso de pré-câmaras de combustão, a 1900 rpm.



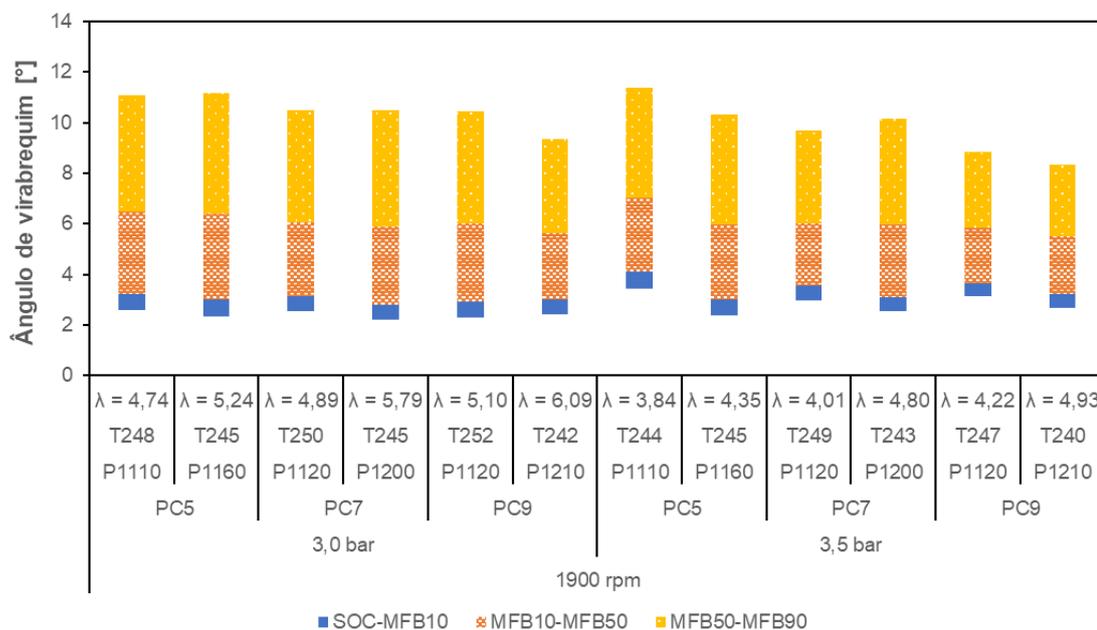
Fonte: autor.

Figura 126. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* sobrealimentado com o uso de pré-câmaras de combustão, a 2500 rpm.



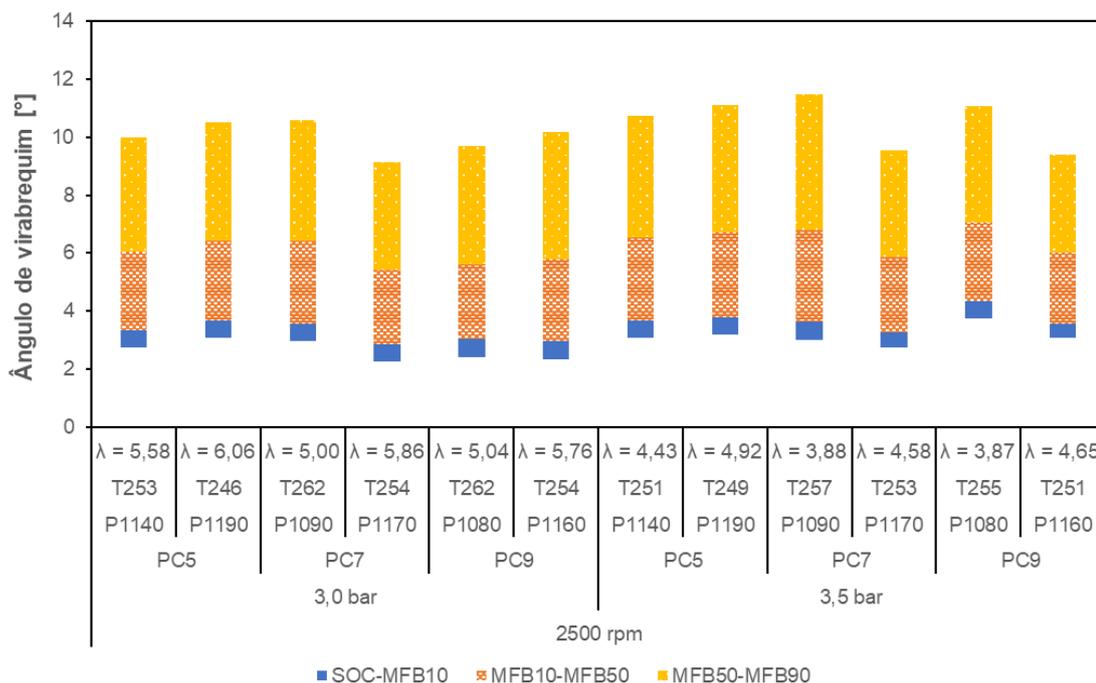
Fonte: autor.

Figura 127. Duração angular da combustão *HCCI* sobrealimentada com o uso de pré-câmaras de combustão, 1900 rpm.



Fonte: autor.

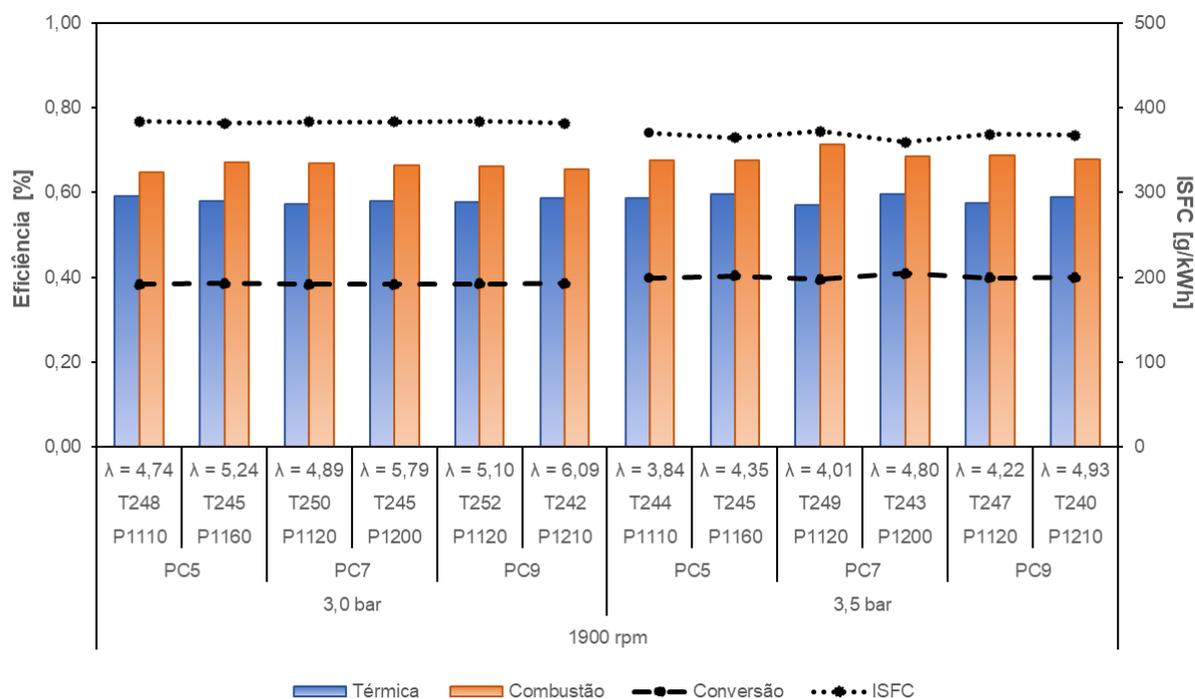
Figura 128. Duração angular da combustão *HCCI* sobrealimentada com o uso de pré-câmaras de combustão, 2500 rpm.



Fonte: autor.

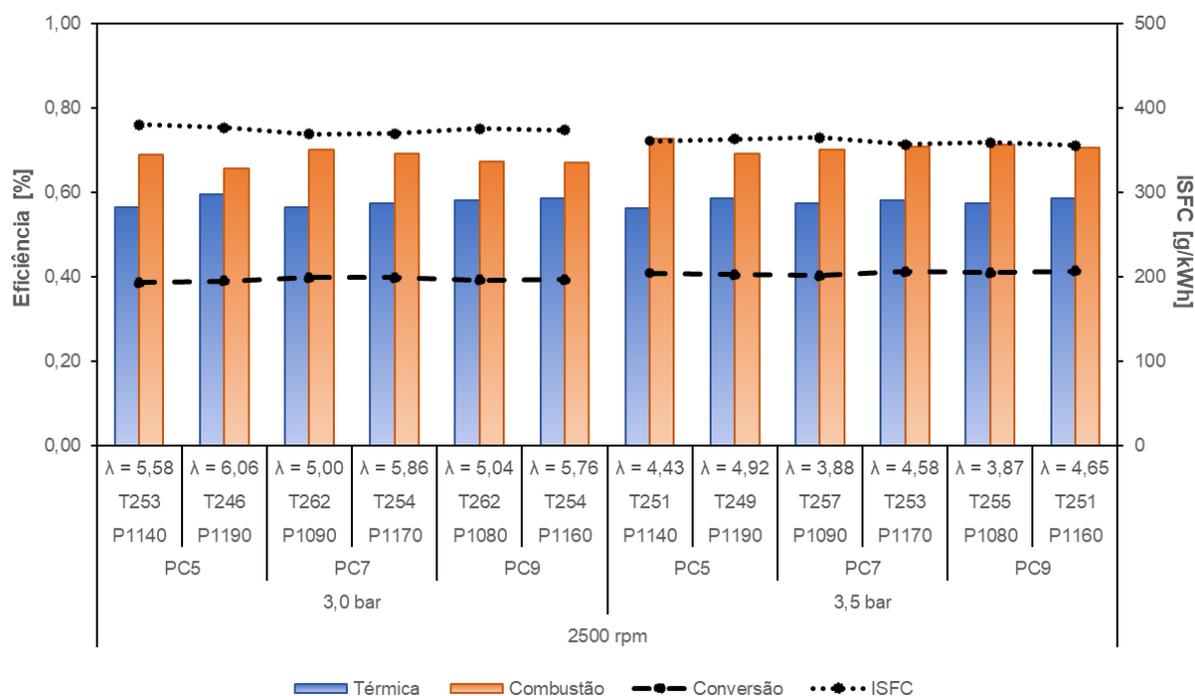
Os valores de eficiência de conversão de combustível obtidos com o uso das pré-câmaras para o *HCCI* sobrealimentado, ilustrados nas Figuras 129 e 130, também foram ligeiramente inferiores aos obtidos sem as PCs. Quantitativamente, a maior amplitude foi observada diante da queda do valor de η_{cc} de 39,16% ($\lambda = 4,79$) para 38,31% (PC5, $\lambda = 4,74$), na condição 1900 rpm e 3,0 bar de *IMEP*, enquanto a menor diferença foi constatada a partir da redução de η_{cc} de 41,46% ($\lambda = 4,98$) para 41,36% (PC9, $\lambda = 4,65$) a 2500 rpm e 3,5 bar de *IMEP*. No entanto, percebe-se que as pré-câmaras proporcionaram a diminuição da temperatura do ar de admissão necessária ao alcance da autoignição, sendo a máxima diferença observada igual 19°C. Desta forma, em todos os pontos experimentais avaliados, o uso das PCs foi eficaz para reduzir a dependência de calor fornecido a partir de uma fonte externa.

Figura 129. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor sobrealimentado operando em *HCCI* com o uso de pré-câmaras de combustão, a 1900 rpm.



Fonte: autor.

Figura 130. Eficiências indicadas e *ISFC* do motor sobrealimentado operando em *HCCI* com o uso de pré-câmaras de combustão, a 2500 rpm.



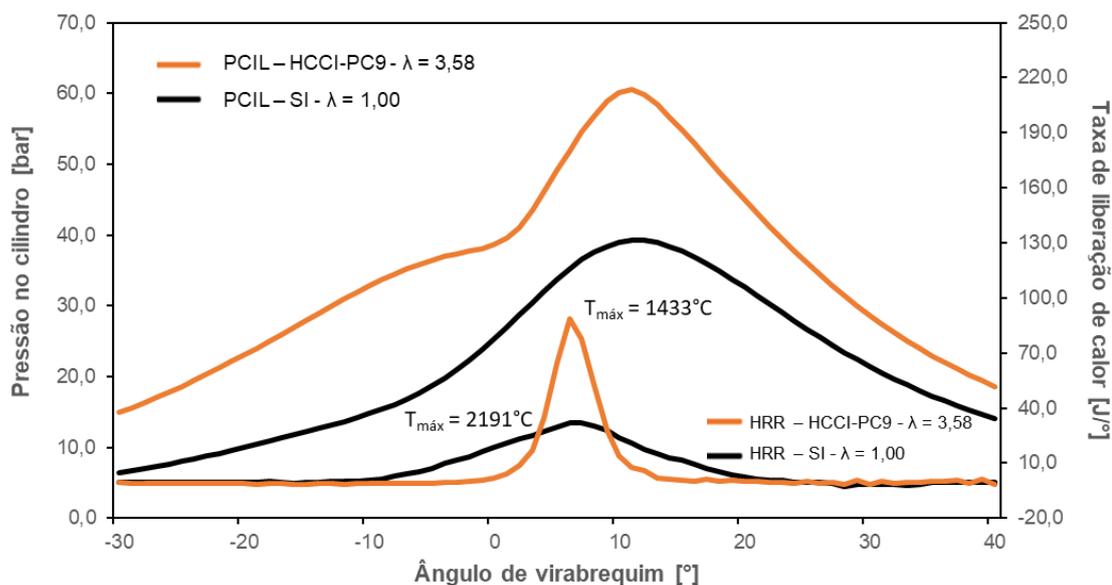
Fonte: autor.

4.5.3. Extrapolação do *IMEP*

Nesta seção, que encerra o tópico de resultados e discussões deste trabalho, são exibidos os dados referentes aos últimos testes experimentais realizados em pressões médias efetivas maiores do que aquelas estabelecidas como condições de operação deste trabalho. O motivo da realização de novas provas em cargas maiores foi a redução da temperatura do ar de admissão proporcionada pelo uso das pré-câmaras de combustão, que controlaram as taxas de liberação de calor no cilindro diante da operação do motor em *HCCI* sobrealimentado. A eliminação quase total das oscilações observadas nas curvas *HRR*, junto à diminuição da intensidade do controle analógico do *dimmer*, afastando-o do valor máximo da escala, permitiram avançar na exploração de novos pontos de operação com maior segurança.

Perante o exposto, as Figuras 131 a 134 demonstram os resultados dos ensaios experimentais do motor conduzidos a 4,0 e 5,0 bar de *IMEP*, a 1900 e 2500 rpm, atingidos por meio do *HCCI* sobrealimentado com uso de pré-câmaras. Nos gráficos também são disponibilizados dados de testes realizados em ignição por centelha estequiométrica nos mesmos pontos de operação, que permitem a análise comparativa entre os modos de combustão e a visualização da ordem de grandeza que diferencia os resultados. A Figura 131 revela que, mesmo na carga de 5 bar de *IMEP*, as curvas de pressão e liberação de calor no cilindro em *HCCI* apresentaram perfis suaves, sem exibir oscilações que indicariam combustão anormal. Este foi um resultado relevante, especialmente considerando-se as diferenças de 21,3 bar, 56,7 J e 758°C, respectivamente, para os valores máximos de pressão, taxa de liberação de calor e temperatura no cilindro.

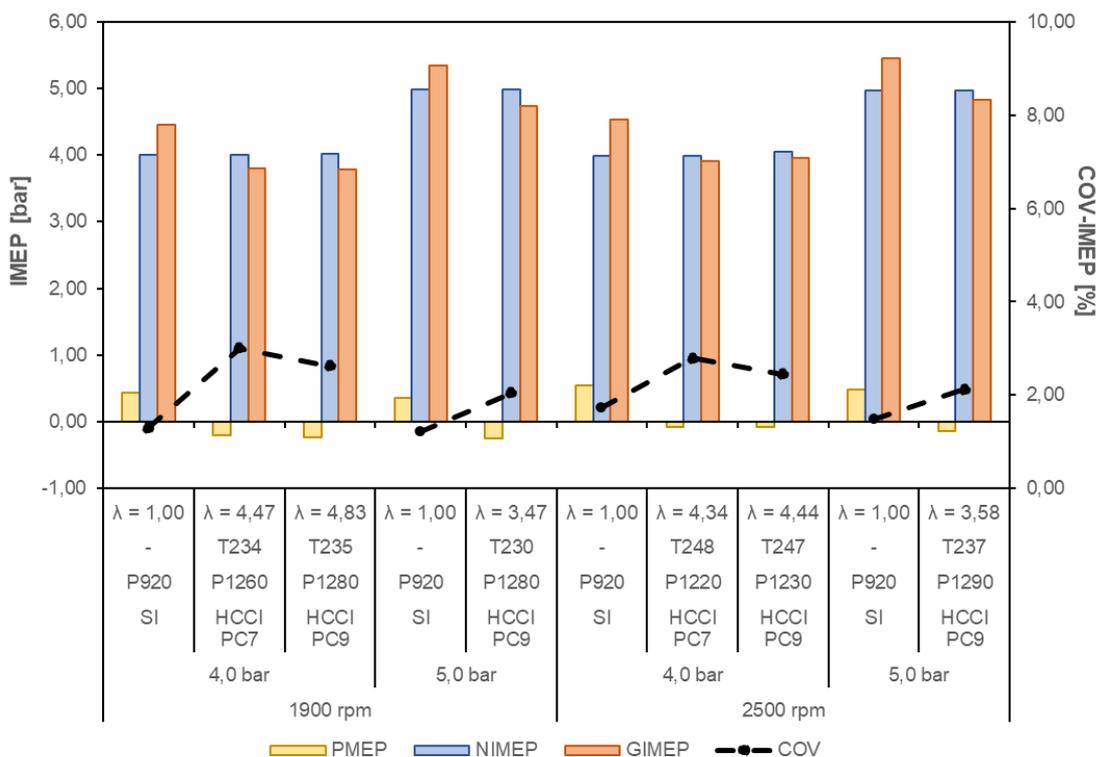
Figura 131. Curvas de pressão e liberação de calor no cilindro do motor operando em *HCCI* e *SI*, a 2500 rpm, 5,0 bar de *IMEP*.



Fonte: autor.

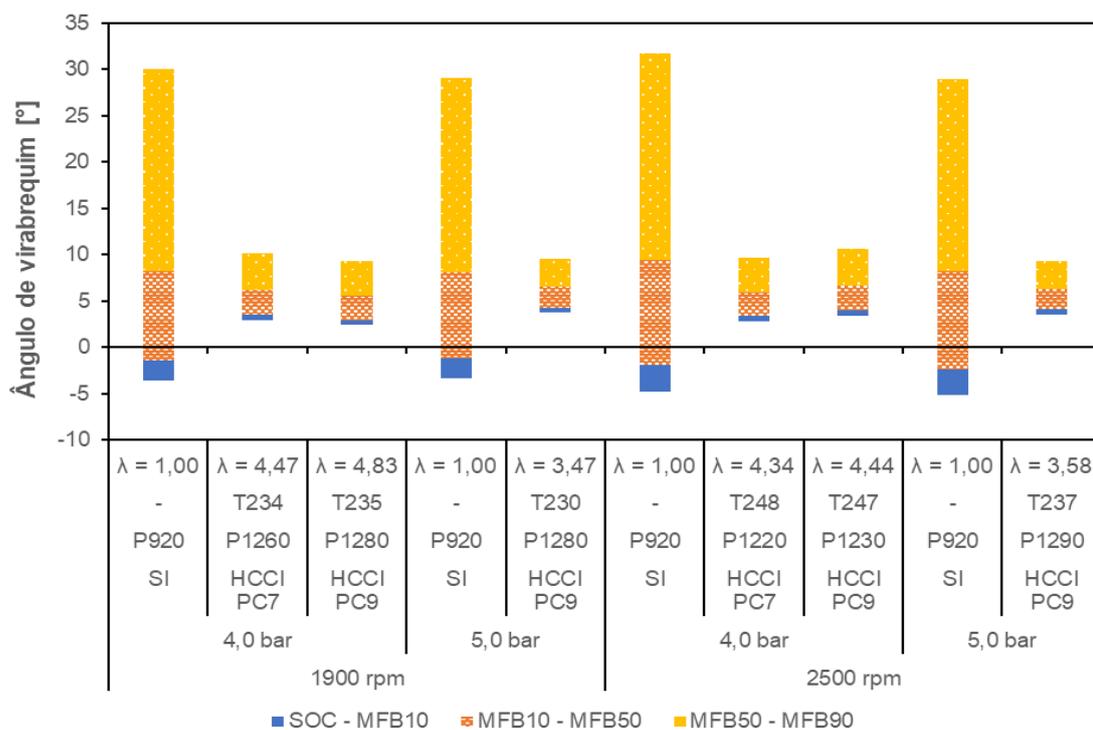
A Figura 132 confirma a tendência de redução do *COV-IMEP* para a pré-câmara com a maior quantidade de furos. Na maior carga de operação foi obtida a menor variabilidade cíclica para o *HCCI* com uso da PC9, igual a 2,13%, apenas 0,62% maior que a ignição por centelha. Mesmo diante de uma relação ar/combustível quase 3,5 vezes maior, a Figura 133 ilustra que a duração da combustão em autoignição controlada foi cerca de 1/5 da reportada em *SI*, com a redução média do *MFB10-90* da ordem de 24 graus de virabrequim.

Figura 132. Pressões médias efetivas indicadas e *COV-IMEP* do motor operando em *HCCI* sobrealimentado com o uso de pré-câmaras de combustão.



Fonte: autor.

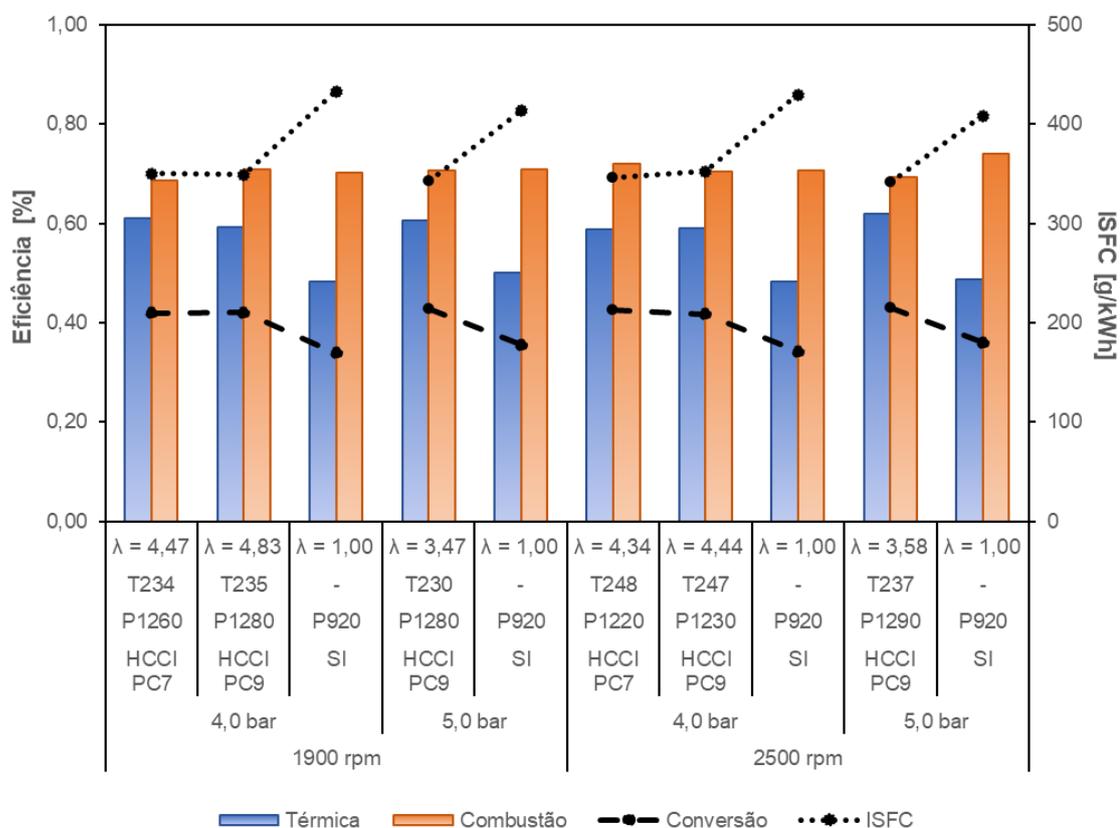
Figura 133. Duração angular da combustão *HCCI* sobrealimentada com o uso de pré-câmaras de combustão.



Fonte: autor.

Finalmente, a Figura 134 expõe as máximas eficiências de conversão de combustível obtidas neste trabalho. A um $IMEP$ de 5,0 bar na velocidade 2500 rpm, o valor de η_{cc} alcançou os 43,04%, com $ISFC$ igual a 341,65 g/kWh e expressivos 61,91% de eficiência térmica indicada. Comparativamente, na mesma carga porém com mistura estequiométrica, a ignição por centelha registrou $\eta_{cc} = 36,01\%$, $ISFC = 408,49$ g/kWh e $\eta_t = 48,66\%$.

Figura 134. Eficiências indicadas e $ISFC$ do motor sobrealimentado operando em HCCI com o uso de pré-câmaras de combustão.



5. CONCLUSÕES

Esta tese apresentou um estudo experimental sobre a autoignição controlada do etanol em um motor monocilíndrico de pesquisa, destinado à maximização da eficiência de conversão de combustível. O conteúdo nela exposto contempla desde as fases iniciais do trabalho, que demonstram os requisitos necessários à obtenção do sistema de combustão proposto, até as etapas finais que analisam o desempenho do *HCCI*. Cabe informar que esta foi a primeira vez que o motor objeto de estudo deste trabalho operou em um modo avançado de combustão em baixa temperatura, possibilitando a sua comparação à ignição por centelha para entender a ordem de grandeza da diferença entre ambos.

O principal requisito para o alcance da combustão *HCCI* foi o aquecimento do ar admitido, realizado a partir da instalação de duas resistências elétricas na linha de admissão do motor. A elevação e o controle da temperatura do ar foi o fator decisivo para que o etanol, mesmo sendo um combustível caracterizado pela elevada octanagem, tenha alcançado a ignição por compressão. A metodologia ainda relata que, nos primórdios da pesquisa, a autoignição foi atingida com a assistência do centelhamento (*SACI*), sendo que esta etapa foi fundamental para o entendimento das melhores práticas, ainda desconhecidas, que levaram ao alcance do *CAI*. Foi desenvolvida uma estratégia com procedimentos sistemáticos que viabilizaram a transição bem-sucedida *SI-HCCI*, que incluem o progressivo empobrecimento da mistura ar/combustível de forma concomitante ao aumento do avanço de ignição e da temperatura do ar de admissão.

A definição das condições de execução dos testes experimentais foi baseada no compromisso entre a relevância dos pontos de operação escolhidos para ciclos de condução veiculares e a cautela para a obtenção do *HCCI* de forma segura, diante do ineditismo metodológico. Sendo assim, duas cargas e rotações, 3,0 e 3,5 bar de *IMEP* a 1900 e 2500 rpm, foram escolhidas como as condições de provas que proporcionaram a comparação da autoignição controlada à ignição por centelha.

O aumento da razão volumétrica de compressão do motor, em relação ao seu valor original para o ciclo Otto, foi atingido após o projeto de um novo pistão e pela minimização do volume da câmara de combustão, por meio da remoção de calços que controlam a distância do cabeçote ao eixo virabrequim. A RVC igual a 14,2:1 foi

considerada adequada por ser um valor elevado o suficiente para permitir a exploração das propriedades físico-químicas do etanol, especialmente comparado ao *hardware* original do motor, e ainda apropriada para a realização dos experimentos comparativos em ignição por centelha.

Determinadas as condições de teste e a razão de compressão, os primeiros ensaios em *HCCI* naturalmente aspirado buscaram definir a configuração ideal do comando de válvulas e a melhor pressão de injeção direta de etanol. Observou-se que mesmo diante de uma relação *A/C* mais de duas vezes maior que a estequiométrica, o *HCCI* apresentou taxas de liberação de calor e pressões de pico muito superiores à ignição por centelha, nos mesmos pontos de operação. Os menores valores de variabilidade cíclica e duração da combustão, além da redução da temperatura do ar de admissão, motivaram o prosseguimento dos testes com o cruzamento de válvulas de 10° *CA*, em detrimento a configurações de cruzamento “negativo”, a uma pressão de 90 bar de injeção direta de combustível. Os resultados demonstraram que a combustão em *HCCI* demandou o aquecimento do ar admitido a cerca de 270°C, apresentou *COV-IMEP* superior ao *SI*, duração da queima 80% menor, exibindo uma redução no consumo específico de etanol entre 14,62 e 21,93%. Comparativamente, na fase aspirada, a maior eficiência de conversão de etanol obtida em *HCCI* foi 38,26%, contra 32,66% da ignição por centelha. Quanto às emissões de poluentes, foram registradas expressivas reduções de CO₂ e CO, proporcionalmente à maior diluição do combustível em ar no *HCCI*. As menores temperaturas do modo avançado de combustão aumentaram a formação de HC mas reduziram os índices de NO_x para valores desprezíveis, muito próximos a zero. Os índices negligenciáveis de óxidos de nitrogênio potencializam a aplicação comercial de um sistema de propulsão baseado na autoignição controlada com o uso de um conversor catalítico mais simples, de apenas duas vias para a oxidação de CO e HC em CO₂ e H₂O.

A investigação dos limites de empobrecimento do *HCCI* até o valor máximo de *COV-IMEP* igual a 5% revelou a capacidade de operação do motor com excesso de ar que excedia a faixa de medição da sonda lambda utilizada na sala de provas, marco ainda não alcançado no laboratório. Com uso de um compressor externo, os testes de sobrealimentação foram conduzidos até o alcance do fator $\lambda = 8,06$, limitado pela escala máxima da sonda até 8,10, pois ainda havia margem para exploração de maiores limiares de empobrecimento diante do *COV-IMEP* igual a 4,07%. Nos testes

sobrealimentados, a duração e a variabilidade cíclica da combustão aumentaram conforme o excesso de ar. Concomitantemente, havia o aumento da eficiência térmica e redução da eficiência de combustão, à medida das menores temperaturas e taxas de transferência de calor no cilindro. Os valores de eficiência de conversão de combustível e eficiência térmica superaram, respectivamente, a faixa de 40% e 60%. A formação de poluentes na exaustão demonstrou perfil similar ao observado para a ignição por centelha, a não ser pelo CO, cujos índices aumentaram diante da combustão incompleta, em função do empobrecimento da relação A/C e menores temperaturas no cilindro.

O uso de pré-câmaras de combustão na autoignição controlada se mostrou eficaz para reduzir a dependência da fonte externa de energia na forma de calor. O aquecimento do ar de admissão foi diminuído em até 21°C e os indícios para tal fato estão relacionados à baixa difusividade térmica do aço inoxidável, a retenção de gases residuais e o potencial aumento dos níveis de turbulência locais. Estas características das pré-câmaras também originaram aspectos negativos como as maiores taxas de liberação de calor na fase aspirada, o aumento do $COV-IMEP$ e da duração da combustão, além da redução da eficiência de conversão de combustível. No entanto, a conciliação do uso das PCs ao $HCCI$ sobrealimentado foi particularmente oportuna pois, diante do excesso de ar, permitiram a redução da temperatura do ar de admissão e favoreceram o controle das taxas de liberação de calor no cilindro. Desta forma, o uso das pré-câmaras foi fundamental para permitir a extrapolação dos pontos de operação previamente definidos para cargas superiores, atingindo $IMEP$ de 4,0 e 5,0 bar de forma segura, sem exibir tendência à combustão anormal. Na maior carga foram registrados os melhores resultados obtidos neste trabalho, destacando-se os valores de $\eta_{cc} = 43,04$ e $\eta_t = 61,91\%$.

Por fim, cabe dizer que esta tese logrou êxito no alcance dos objetivos aos quais se propôs. Foi possível realizar a transição bem-sucedida da ignição por centelha para a autoignição controlada e demonstrar o potencial do sistema de combustão proposto em aumentar a eficiência de conversão de etanol de um motor de pesquisa em até 8,27%. À medida em que são concebidos métodos que reduzam o consumo de etanol em motores, mantendo-se os níveis de desempenho, torna-se o uso do biocombustível mais viável economicamente, contribuindo para aumentar sua atratividade em relação à gasolina. Desta forma, há grande potencial em tornar a atual

diferença de preços entre etanol e gasolina no mercado brasileiro em uma real economia para o consumidor que opte pelo combustível derivado do álcool, contribuindo com o acréscimo do aspecto financeiro à justificativa socioambiental para fundamentar a escolha pela fonte de energia renovável. Por isso, o desenvolvimento deste trabalho experimental revela que ainda existem oportunidades para a realização de pesquisas na área de motores de combustão interna e biocombustíveis, na busca pelo alcance dos ideais de sustentabilidade difundidos para o futuro da mobilidade nacional e dos sistemas de propulsão como um todo.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir do conhecimento adquirido neste trabalho são fornecidas sugestões para as próximas etapas desta pesquisa.

- Conduzir testes experimentais em condições de maior carga e rotação, buscando desenvolver um mapa que contemple uma maior quantidade de pontos de operação do motor em *CAI*.
- Melhorar a robustez das resistências elétricas e da vedação da linha de admissão de ar do motor para permitir a operação em *HCCI* diante de maiores pressões de sobrealimentação.
- Estudar otimizações para o projeto de novas pré-câmaras de combustão para a operação do motor em *CAI*, considerando modificações no número e diâmetro dos orifícios, além da mudança de material.
- Explorar o modo de combustão *HCCI* em motores que já possuem aplicação comercial, sejam eles mono ou multicilíndricos, visando entender os desafios da transição *SI-HCCI* e do comportamento transiente do modo avançado de combustão em condições reais de uso.
- Realizar investigações do *HCCI* com acesso ótico, especialmente com o uso das pré-câmaras de combustão, para entender visualmente o desenvolvimento do processo de queima da mistura ar/combustível.
- Conhecida a faixa de temperatura necessária para o aquecimento do ar de admissão, propor metodologias de *exhaust heat recovery* que independam do fornecimento de calor por meio de resistências elétricas.
- Desenvolver modelos matemáticos e simulações numéricas a partir dos resultados obtidos para a autoignição controlada que permitam a análise e a extrapolação dos resultados em via computacional.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

A, I. H.; BWONSI, L. Energy and Exergy Analysis of a CI engine fuelled with biodiesel fuel from palm kernel oil and its blends with petroleum diesel. **International Journal of Advanced Engineering Research and Science**, v. 4, n. 7, 2017.

ACEVES, S. M. et al. **Spatial Analysis of Emissions Sources for HCCI Combustion at Low Loads Using a Multi-Zone Model**. SAE Technical Papers. **Anais...**8 jun. 2004.

AGARWAL, A. K.; SINGH, A. P.; MAURYA, R. K. Evolution, challenges and path forward for low temperature combustion engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 61, p. 1–56, jul. 2017.

ALBAYRAK, B. Use of Hydrogen-Methane Blends in Internal Combustion Engines. Em: **Hydrogen Energy - Challenges and Perspectives**. [s.l.] InTech, 2012.

ALBERTAZZI G. JR, A. **Fundamentos de Metrologia Científica e Industrial**. Segunda edição ed. [s.l: s.n.].

ALPERSTEIN, M.; SWIM, W. B.; SCHWEITZER, P. H. Fumigation kills smoke - improves diesel performance. **SAE Transactions** p. 574-595, 1958.

AMARAL DE CASTRO, R.; SANTOS, P. Veículos GNV, meio ambiente e mercado de combustíveis. **Instituto Escolhas - Policy Brief**, 2020.

ANDREAE, M. M. et al. **On HCCI Engine Knock**. SAE Technical Papers. **Anais...**23 jul. 2007.

ANTF - ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS TRANSPORTADORES FERROVIÁRIOS. **Comparação entre matrizes de transporte**. Disponível em: <<https://www.antf.org.br/releases/carga-geral-mantem-expansao/attachment/comparacao-matriz-de-tansp/>>. Acesso em: 20 mar. 2022.

ATTARD, W. **Turbulent Jet ignition pre-chamber combustion system for spark-ignition engines**. United States Patent Application Publication. US2012/0103302 A1, , 2012.

AVL LIST GMBH. **AVL Indicom 2013 Exploration Guide**. AT2644E, Rev. 06. ed. Graz, Austria: [s.n.].

AZADI, M. et al. Transparency on greenhouse gas emissions from mining to enable climate change mitigation. **Nature Geoscience**, v. 13, n. 2, p. 100–104, 3 fev. 2020.

BABAGIRAY, M. et al. Experimental and statistical investigation of different valve lifts on HCCI combustion, performance and exhaust emissions using response surface method. **Energy**, v. 244, p. 123184, abr. 2022.

BATOOL, S.; NABER, J. D.; SHAHBAKHTI, M. Data-Driven Modeling and Control of Cyclic Variability of an Engine Operating in Low Temperature Combustion Modes. **IFAC-PapersOnLine**, v. 54, n. 20, p. 834–839, 2021.

BENDU, H.; MURUGAN, S. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion: Mixture preparation and control strategies in diesel engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 732–746, 2014.

BENDU, H.; SIVALINGAM, M. Experimental investigation on the effect of charge temperature on ethanol fueled HCCI combustion engine. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 30, n. 10, 2016.

BHURAT, S. S. et al. Technical barriers and their solutions for deployment of HCCI engine technologies – a review. **International Journal of Ambient Energy**, v. 42, n. 16, p. 1922–1935, 10 dez. 2021.

(BILL) GRAY, A. W.; RYAN, T. W. **Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel**. 1 maio 1997.

BOBETH, S.; MATTHIES, E. New opportunities for electric car adoption: the case of range myths, new forms of subsidies, and social norms. **Energy Efficiency**, v. 11, n. 7, p. 1763–1782, 20 out. 2018.

BÖĞREK, A. et al. Effects of n-heptane/toluene/ethanol ternary fuel blends on combustion, operating range and emissions in premixed low temperature combustion. **Fuel**, v. 295, p. 120628, jul. 2021.

BONNET, J. L.; ROSENBAUM, J. E. “Fake news,” misinformation, and political bias: Teaching news literacy in the 21st century. **Communication Teacher**, v. 34, n. 2, p. 103–108, 2 abr. 2020.

BRAGA, R. M. **Avaliação da sensibilidade de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para queima de etanol/gasolina na predição do fenômeno da detonação em um motor de combustão interna por simulações CFD 3D**. Dissertação (mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2018: [s.n.].

CÂMARA DOS DEPUTADOS. **Projeto de Lei PL 5308/2020 - Portal da Câmara dos Deputados**. Disponível em: <<https://www.camara.leg.br/proposicoesWeb/fichadetramitacao?idProposicao=2265728>>. Acesso em: 15 mar. 2022a.

CÂMARA DOS DEPUTADOS. **Projeto de Lei PL 3174/2020 - Portal da Câmara dos Deputados**. Disponível em: <<https://www.camara.leg.br/proposicoesWeb/fichadetramitacao?idProposicao=2254763>>. Acesso em: 15 mar. 2022b.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach 9th Editon (SI Uni**. [s.l.: s.n.].

CEPER, B. A.; YILDIZ, M. **Improvement Trends for Internal Combustion Engines**. [s.l.] InTech, 2018.

CEVIZ, M. A.; KAYMAZ, İ. Temperature and air–fuel ratio dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture. **Energy Conversion and Management**, v. 46, n. 15–16, p. 2387–2404, set. 2005.

CHRISTENSEN, M. et al. **Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition**. SAE Technical Papers. **Anais...**23 fev. 1998.

CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B. **Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition**. SAE Technical Papers. **Anais...**19 out. 1998.

CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B. **Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection**. SAE Technical Papers. **Anais...**1 mar. 1999.

CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.; EINEWALL, P. **Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation**. SAE Technical Papers. **Anais...**1 out. 1997.

CODE OF FEDERAL REGULATIONS. **40 CFR subpart E - Gaseous exhaust test procedures**. [s.l: s.n.].

COPPER DEVELOPMENT ASSOCIATION INC. **How Cooper Drives Electric Vehicles. Copper Alliance**, 2018.

CORRIGAN, D. J.; FONTANESI, S. Knock: A Century of Research. **SAE International Journal of Engines**, v. 15, n. 1, p. 03-15- 01–0004, 28 jul. 2021.

COSKUN, G. et al. An experimental and modeling study to investigate effects of different injection parameters on a direct injection HCCI combustion fueled with ethanol–gasoline fuel blends. **Fuel**, v. 215, p. 879–891, mar. 2018.

COSTA, A.; KNOP, R. G.; FELIPPE, M. F. A produção acadêmica acerca dos desastres tecnológicos da mineração em Mariana e Brumadinho (Minas Gerais). **Confins**, n. 52, 12 nov. 2021.

COTA, F. S. **Desenvolvimento de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para diferentes misturas de gasolina e etanol**. Dissertação de Mestrado—Dissertação (mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2018: Universidade Federal de Minas Gerais, jul. 2018.

DA COSTA, R. B. R. **Estudo experimental da tecnologia dual-fuel em motor de combustão interna utilizando biogás, GNV e etanol**. Dissertação (mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2017: [s.n.].

DAHL, D. **Gasoline Engine HCCI Combustion: Extending the high load limit**. Goteborg, Sweden: [s.n.].

D'AMATO, M.; VIGGIANO, A.; MAGI, V. On the Turbulence-Chemistry Interaction of an HCCI Combustion Engine. **Energies**, v. 13, n. 22, p. 5876, 11 nov. 2020.

DILBER, V. et al. Optimization of Pre-Chamber Geometry and Operating Parameters in a Turbulent Jet Ignition Engine. **Energies**, v. 15, n. 13, p. 4758, 28 jun. 2022.

DUARTE SOUZA ALVARENGA SANTOS, N. et al. Internal combustion engines and biofuels: Examining why this robust combination should not be ignored for future

sustainable transportation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 148, p. 111292, set. 2021.

EZOJI, H.; AJAROSTAGHI, S. S. M. Thermodynamic-CFD analysis of waste heat recovery from homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine by Recuperative organic Rankine Cycle (RORC): Effect of operational parameters. **Energy**, v. 205, 2020.

FIORONI, G. M. et al. Measurement of Heat of Vaporization for Research Gasolines and Ethanol Blends by DSC/TGA. **Energy & Fuels**, v. 32, n. 12, p. 12607–12616, 20 dez. 2018.

FOLKSON, R. **Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance**. [s.l.] Elsevier, 2014.

FORBES. Seven Reasons Why The Internal Combustion Engine Is A Dead Man Walking. 2018.

FOX, R. W. et al. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 9. ed. [s.l.] LTC Editora, 2018.

FUERHAPTER, A.; PIOCK, W. F.; FRAIDL, G. K. **CSI - Controlled Auto Ignition - the Best Solution for the Fuel Consumption - Versus Emission Trade-Off?** SAE Technical Papers. **Anais...** 3 mar. 2003.

GAINEY, B.; YAN, Z.; LAWLER, B. Autoignition characterization of methanol, ethanol, propanol, and butanol over a wide range of operating conditions in LTC/HCCI. **Fuel**, v. 287, p. 119495, mar. 2021.

GAN, Y. et al. Taking into account greenhouse gas emissions of electric vehicles for transportation de-carbonization. **Energy Policy**, v. 155, p. 112353, ago. 2021.

GARCIA, A. et al. Electric Vehicles vs E-fuelled ICE Vehicles: Comparison of potentials for life cycle CO₂ emission reduction. 29 mar. 2022.

GHAREHGHANI, A. Load limits of an HCCI engine fueled with natural gas, ethanol, and methanol. **Fuel**, v. 239, p. 1001–1014, mar. 2019.

GHAZIKHANI, M. et al. Experimental investigation of exhaust temperature and delivery ratio effect on emissions and performance of a gasoline-ethanol two-stroke engine. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 2, 2014.

GOMES, R. A. **Transporte rodoviário de carga e desenvolvimento econômico no Brasil : uma análise descritiva**. Dissertação (Mestrado). Universidade de Brasília. 2006: [s.n.].

GOVERNO DO BRASIL - CASA CIVIL. **Governo Federal determina redução de consumo de energia em órgãos públicos até abril de 2022**. Disponível em: <<https://www.gov.br/casacivil/pt-br/assuntos/noticias/2021/agosto/governo-federal-determina-reducao-de-consumo-de-energia-em-orgaos-publicos-ate-abril-de-2022>>. Acesso em: 15 mar. 2022.

HASAN, A. O. et al. HC, CO and NO_x emissions reduction efficiency of a prototype catalyst in gasoline bi-mode SI/HCCI engine. **Journal of Environmental Chemical Engineering**, v. 4, n. 2, 2016.

HASAN, M. M.; RAHMAN, M. M. **Homogeneous charge compression ignition combustion: Advantages over compression ignition combustion, challenges and solutions**. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2016.

HEROLD, R. E. et al. **Investigations into the effects of thermal and compositional stratification on HCCI combustion - Part II: Optical engine results**. SAE Technical Papers. **Anais...**2009.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Second Edition ed. Massachusetts: McGraw-Hill Education, 2018.

HUNICZ, J.; KORDOS, P. An experimental study of fuel injection strategies in CAI gasoline engine. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, n. 1, 2011.

IIDA, N. **Combustion Analysis of Methanol-Fueled Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) Engine Using a Spectroscopic Observation**. SAE Technical Papers. **Anais...**1 mar. 1994.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**. 7^a ed. ed. [s.l.] LTC Editora, 2014.

INSIDE EVS. **Preços de todos os carros elétricos à venda no Brasil em 2022**. Disponível em: <<https://insideevs.uol.com.br/news/566179/preco-carros-eletricos-brasil-2022/>>. Acesso em: 15 mar. 2022.

INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS. **Accelerating Road Transport Decarbonisation: A Complementary Approach Using Sustainable and Low Carbon Fuels**. 2020.

JEULAND, N.; MONTAGNE, X.; DURET, P. **Engine and Fuel Related Issues of Gasoline CAI (Controlled Auto-Ignition) Combustion**. SAE Technical Papers. **Anais...**19 maio 2003.

JUNG, D. Autoignition and Chemical-Kinetic Mechanisms of Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion for the Fuels with Various Autoignition Reactivity. Em: **Advanced Chemical Kinetics**. [s.l.] InTech, 2018.

JUNIOR, A. M. S. **Investigação da propagação de chamas pré-misturadas de etanol anidro com ar a diferentes pressões**. Tese (doutorado). Universidade Estadual Paulista. 2019: [s.n.].

KALE, A. V.; KRISHNASAMY, A. Experimental investigation on operating light-duty diesel engine using ethanol–gasoline blends in a homogeneous charge compression ignition combustion mode. **Fuel**, v. 330, p. 125457, dez. 2022.

KALGHATGI, G. **Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport?** **Applied Energy**, 2018.

KALGHATGI, G. **Development of Fuel/Engine Systems—The Way Forward to Sustainable Transport**. *Engineering*, 2019.

KALGHATGI, G. The battery car delusion. **The Global Warming Policy Foundation**, 2020.

KALGHATGI, G.; JOHANSSON, B. Gasoline compression ignition approach to efficient, clean and affordable future engines. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 232, n. 1, p. 118–138, 3 jan. 2018.

KALGHATGI, G. T. **Auto-Ignition Quality of Practical Fuels and Implications for Fuel Requirements of Future SI and HCCI Engines**. SAE Technical Papers. *Anais...* 11 abr. 2005.

KAREVA, I.; KAREV, G. Inhomogeneous models of Malthusian type and the HKV method. Em: **Modeling Evolution of Heterogenous Populations**. [s.l.: s.n.]. p. 7–23.

KARP, S. G. et al. Bioeconomy and biofuels: the case of sugarcane ethanol in Brazil. **Biofuels, Bioproducts and Biorefining**, v. 15, n. 3, p. 899–912, 19 maio 2021.

KIM, H. Y.; GE, J. C.; CHOI, N. J. Effects of Fuel Injection Pressure on Combustion and Emission Characteristics under Low Speed Conditions in a Diesel Engine Fueled with Palm Oil Biodiesel. **Energies**, v. 12, n. 17, p. 3264, 24 ago. 2019.

KIM, J. et al. Numerical investigation of a fueled pre-chamber spark-ignition natural gas engine. **International Journal of Engine Research**, v. 23, n. 9, p. 1475–1494, 21 set. 2022.

KOKJOHN, S. L. et al. Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending. **SAE International Journal of Engines**, v. 2, n. 2, p. 2009- 01–2647, 2 nov. 2009.

KONTARAKIS, G.; COLLINGS, N.; MA, T. **Demonstration of HCCI Using a Single Cylinder Four-stroke SI Engine with Modified Valve Timing**. SAE Technical Papers. *Anais...* 16 out. 2000.

KRASSELT, J. et al. **Investigations into the effects of thermal and compositional stratification on HCCI combustion - Part I: Metal engine results**. SAE Technical Papers. *Anais...* 2009.

KRISHNAMOORTHY, M. et al. **A review on low temperature combustion engines: Performance, combustion and emission characteristics**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019.

KRISHNASAMY, A.; GUPTA, S. K.; REITZ, R. D. **Prospective fuels for diesel low temperature combustion engine applications: A critical review**. *International Journal of Engine Research*, 2021.

LABORATÓRIO DE ENSAIOS DE COMBUSTÍVEIS (LEC) DA UFMG. **Relatório de ensaio - Etanol combustível hidratado**. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte: [s.n.].

LAVY, J. et al. **Innovative Ultra-low NO_x Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engines: the 4-SPACE Project**. SAE Technical Papers. **Anais...**19 jun. 2000.

LEACH, F. et al. The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines. **Transportation Engineering**, v. 1, p. 100005, jun. 2020.

LENG, X. et al. Impact of the pre-chamber nozzle orifice configurations on combustion and performance of a Natural Gas Engine. **Thermal Science**, v. 22, n. 3, p. 1325–1337, 2018.

LI, J.; YANG, W.; ZHOU, D. **Review on the management of RCCI engines**. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2017.

LI, Y. et al. Experimental investigation the impacts of injection strategies coupled with gasoline/ethanol blend on combustion, performance and emissions characteristics of a GDI spark-ignition engine. **Fuel**, v. 256, p. 115910, nov. 2019.

LIU, B. et al. The impacts of critical metal shortage on China's electric vehicle industry development and countermeasure policies. **Energy**, v. 248, p. 123646, jun. 2022.

LIU, H. et al. A comparative study on partially premixed combustion (PPC) and reactivity controlled compression ignition (RCCI) in an optical engine. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 37, n. 4, 2019.

MACHADO, G. B. **Metodologias para Desenvolvimento de Combustíveis e Determinação da Velocidade de Propagação de Chama em Motores de Ignição por Centelha**. Tese (doutorado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2019: [s.n.].

MACK, J. H.; ACEVES, S. M.; DIBBLE, R. W. Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. **Energy**, v. 34, n. 6, 2009.

MALAQUIAS, A. C. T. et al. The misleading total replacement of internal combustion engines by electric motors and a study of the Brazilian ethanol importance for the sustainable future of mobility: a review. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 41, n. 12, p. 567, 18 dez. 2019.

MARIA, A. G. **On Fuel Selection in Controlled Auto-Ignition Engines: The Link between Intake Conditions, Chemical Kinetics, and Stratification**. Tese (doutorado). Massachusetts Institute of Technology. 2012: [s.n.].

MARTINS, M. et al. **HCCI of Wet Ethanol on a Dedicated Cylinder of a Diesel Engine**. SAE Technical Papers. **Anais...**28 mar. 2017.

MASERATI S.P.A. **Gasoline internal combustion engine with a combustion pre-chamber and two spark plugs**. European Patent Specification EP3453856 B1, , 2019.

MASURIER, J.-B. **Experimental study of the HCCI combustion through the use of minor oxidizing chemical species**. [s.l: s.n.].

MAURYA, R. K. Introduction. Em: **Characteristics and Control of Low Temperature Combustion Engines**. [s.l.] Springer, 2018a. p. 1–30.

MAURYA, R. K. Low Temperature Combustion Engines. Em: **Characteristics and Control of Low Temperature Combustion Engines**. [s.l.] Springer, 2018b. p. 31–133.

MAURYA, R. K.; AGARWAL, A. K. **Experimental Investigation of Cycle-by-Cycle Variations in CAI/HCCI Combustion of Gasoline and Methanol Fuelled Engine**. SAE Technical Papers. **Anais...**20 abr. 2009.

MAURYA, R. K.; AGARWAL, A. K. Experimental investigations of performance, combustion and emission characteristics of ethanol and methanol fueled HCCI engine. **Fuel Processing Technology**, v. 126, p. 30–48, out. 2014.

MECKLING, J.; NAHM, J. The politics of technology bans: Industrial policy competition and green goals for the auto industry. **Energy Policy**, 2019.

MEDEIROS, W. R.; MALAQUIAS, A. C. T.; BAÊTA, J. G. C. **Impact on the demand for elements used in battery manufacturing associated with increased fleet of electric and hybrid vehicles**. SAE Technical Papers. **Anais...**26 mar. 2021.

MEIO SUSTENTÁVEL. Sustentabilidade: o que é, conceito, tipos, benefícios e exemplos. 2019.

MILOVANOVIC, N. et al. **SI-HCCI-SI Mode Transition at Different Engine Operating Conditions**. SAE Technical Papers. **Anais...**11 abr. 2005.

MILOVANOVIC, N.; CHEN, R.; TURNER, J. **Influence of the Variable Valve Timing Strategy on the Control of a Homogeneous Charge Compression (HCCI) Engine**. SAE Technical Papers. **Anais...**8 jun. 2004.

MIRALINAGHI, M.; PEETA, S. Promoting zero-emissions vehicles using robust multi-period tradable credit scheme. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, v. 75, 2019.

MIT TECHNOLOGY REVIEW. **The Human Cost of the Lithium Battery Revolution** []. Disponível em: <<https://www.technologyreview.com/2016/10/03/244705/the-human-cost-of-the-lithium-battery-revolution/>>. Acesso em: 14 mar. 2022.

MOFIJUR, M. et al. **Performance and emission parameters of homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine: A review**. **Energies**, 2019.

MONTOYA, M. A. et al. Renewable and Non-renewable in the energy-emissions-climate nexus: Brazilian contributions to climate change via international trade. **Journal of Cleaner Production**, v. 312, p. 127700, ago. 2021.

NAJT, P. M.; FOSTER, D. E. **Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion**. SAE Technical Papers. **Anais...**1983.

NASCIMENTO, E. P. DO. Trajetória da sustentabilidade: do ambiental ao social, do social ao econômico. **Estudos Avançados**, v. 26, n. 74, p. 51–64, 2012.

NETTO, N. A. D. **Estudo experimental de tecnologias que visam a maximização da eficiência de conversão de combustível em um motor monocilíndrico de pesquisa**. Dissertação (mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2018: [s.n.].

NOGUCHI, M. et al. **A study on gasoline engine combustion by observation of intermediate reactive products during combustion**. SAE Technical Papers. **Anais...**1979.

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**, 2017.

NOTÍCIAS AUTOMOTIVAS. **Top 10: Carros 0km mais baratos do Brasil (2022)**. Disponível em: <<https://www.noticiasautomotivas.com.br/carros-0km-mais-baratos-do-brasil/>>. Acesso em: 15 mar. 2022.

NOVELLA, R. et al. Optical evaluation of orifice orientation and number effects on active pre-chamber spark ignition combustion. **Fuel**, v. 338, p. 127265, abr. 2023.

OAKLEY, A. et al. **Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine**. SAE Technical Papers. **Anais...**5 mar. 2001a.

OAKLEY, A. et al. **Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuels**. SAE Technical Papers. **Anais...**24 set. 2001b.

ONISHI, S. et al. **Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines**. SAE Technical Papers. **Anais...**1 fev. 1979. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/790501/>>

ORTAR, N.; RYGHAUG, M. Should All Cars Be Electric by 2025? The Electric Car Debate in Europe. **Sustainability**, v. 11, n. 7, p. 1868, 28 mar. 2019.

OUR WORLD IN DATA. Electricity Mix. 2020.

PACHECO, A. F.; MARTINS, M. E. S.; ZHAO, H. New European Drive Cycle (NEDC) simulation of a passenger car with a HCCI engine: Emissions and fuel consumption results. **Fuel**, v. 111, p. 733–739, set. 2013.

PACHIANNAN, T. et al. **A literature review of fuel effects on performance and emission characteristics of low-temperature combustion strategies**. **Applied Energy**, 2019.

PAYKANI, A. et al. **Progress and recent trends in reactivity-controlled compression ignition engines**. **International Journal of Engine Research**, 2016.

PENG, Y. et al. Study the ethanol SI/HCCI combustion mode transition by using the fast thermal management system. **Chinese Science Bulletin**, v. 52, n. 19, p. 2731–2736, out. 2007.

PEREIRA, L. G. et al. Comparison of biofuel life-cycle GHG emissions assessment tools: The case studies of ethanol produced from sugarcane, corn, and wheat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 110, p. 1–12, ago. 2019.

POLAT, S. An experimental study on combustion, engine performance and exhaust emissions in a HCCI engine fuelled with diethyl ether–ethanol fuel blends. **Fuel Processing Technology**, v. 143, p. 140–150, mar. 2016.

POLAT, S. et al. Mapping of an HCCI engine using negative valve overlap strategy. **Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects**, v. 42, n. 9, p. 1140–1154, 2 maio 2019.

POLAT, S. et al. An experimental investigation on combustion and performance characteristics of supercharged HCCI operation in low compression ratio engine setting. **Applied Thermal Engineering**, v. 180, p. 115858, nov. 2020.

PULKRABEK, W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**. Pearson. University of Wisconsin - Platteville. 2003: [s.n.].

PUTRASARI, Y.; LIM, O. A review of gasoline compression ignition: A promising technology potentially fueled with mixtures of gasoline and biodiesel to meet future engine efficiency and emission targets. **Energies**, v. 12, n. 2, 2019.

QUIROGA, L. C. R. **Avaliação da relação entre a Energia de Ativação e a Energia Útil para Diferentes Misturas de Etanol e Gasolina Aplicados a Motores de Ignição por Centelha**. Tese (doutorado). Universidade Estadual Paulista - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá. 2016: [s.n.].

RAHMAN, S. M. A. et al. **State-of-the-art of establishing test procedures for real driving gaseous emissions from light- and heavy-duty vehicles**. **Energies**, 2021.

REITZ, R. D. et al. IJER editorial: The future of the internal combustion engine. **International Journal of Engine Research**, v. 21, n. 1, p. 3–10, 24 jan. 2020.

REUTERS. VW to end sales of combustion engines in Europe by 2035. 26 jun. 2021.

ROSO, V. R. **Análise de desempenho e emissões de um motor do ciclo Otto com sistema de ignição com pré-câmaras em condições de operação veicular**. Tese (doutorado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2019: [s.n.].

SALAS-ZAPATA, W. A.; ORTIZ-MUÑOZ, S. M. Analysis of meanings of the concept of sustainability. **Sustainable Development**, v. 27, n. 1, p. 153–161, jan. 2019.

SANG, W. **Knock Mitigation on Boosted Controlled Auto-Ignition Engines with Fuel Stratification and Exhaust Gas Recycling**. Tese (doutorado). Massachusetts Institute of Technology. 2014: [s.n.].

SANLI, A. et al. The influence of engine speed and load on the heat transfer between gases and in-cylinder walls at fired and motored conditions of an IDI diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 11–12, 2008.

SARANGI, A. K.; MCTAGGART-COWAN, G. P.; GARNER, C. P. The Impact of Fuel Injection Timing and Charge Dilution Rate on Low Temperature Combustion in a Compression Ignition Engine. **Energies**, v. 16, n. 1, p. 139, 23 dez. 2022.

SAXENA, S. et al. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. **Applied Energy**, v. 98, p. 448–457, out. 2012.

SCHULZ, M. The Future of the Japanese Automotive Industry. Em: [s.l.: s.n.].

SENECAL, K.; LEACH, F. **Racing Toward Zero: The Untold Story of Driving Green**. [s.l.] SAE International, 2021.

SENECAL, P. K.; LEACH, F. Diversity in transportation: Why a mix of propulsion technologies is the way forward for the future fleet. **Results in Engineering**, 2019.

SERRANO, J. R.; NOVELLA, R.; PIQUERAS, P. **Why the development of internal combustion engines is still necessary to fight against global climate change from the perspective of transportation**. **Applied Sciences (Switzerland)**, 2019.

SHARMA, S. S.; MANTHIRAM, A. Towards more environmentally and socially responsible batteries. **Energy and Environmental Science**, v. 13, n. 11, 2020.

SHARMA, T. K.; RAO, G. A. P.; MURTHY, K. M. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: A Review. **Archives of Computational Methods in Engineering**, v. 23, n. 4, p. 623–657, 30 dez. 2016.

SHEN, Y.; MOOMY, R.; EGGERT, R. G. China's public policies toward rare earths, 1975–2018. **Mineral Economics**, v. 33, n. 1–2, 2020.

SILVA, T. R. V. **Estudo de estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo-alimentado para maximização da eficiência global**. Dissertação (mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais. 2017: [s.n.].

SINGH, A. P.; AGARWAL, A. K. Low-Temperature Combustion: An Advanced Technology for Internal Combustion Engines. Em: **Energy, Environment, and Sustainability**. [s.l.: s.n.].

SINGH, S.; POTALA, S.; MOHANTY, A. R. An improved method of detecting engine misfire by sound quality metrics of radiated sound. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 233, n. 12, 2019.

SPERLING, D. **Three Revolutions**. Washington, DC: Island Press/Center for Resource Economics, 2018.

STEINPARZER, F. et al. The new BMW Efficient Dynamics Engine Family. **MTZ worldwide**, 2014.

TAO, M. et al. Insights into engine autoignition: Combining engine thermodynamic trajectory and fuel ignition delay iso-contour. **Combustion and Flame**, v. 200, 2019.

TAYLOR, C. F. **The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. Volume I: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance.** The MIT Press - Massachusetts Institute of Technology. 1985: [s.n.].

TAYLOR, C. F. **The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. Volume II: Combustion, Fuels, Materials, Design.** The MIT Press - Massachusetts Institute of Technology. 1985: [s.n.].

TECNOMOTOR. **Manual de operações do analisador de gases TM-132.** [s.l: s.n.].

TELLI, G. D. et al. An experimental study of performance, combustion and emissions characteristics of an ethanol HCCI engine using water injection. **Applied Thermal Engineering**, v. 204, p. 118003, mar. 2022.

THE ECONOMIST. The death of the internal combustion engine. 12 ago. 2017.

THE VERGE. The Hummer EV's battery weighs more than a Honda Civic. 2022.

THRING, R. H. **Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines.** SAE Technical Papers. **Anais...1989.** Disponível em: <<https://www.sae.org/content/892068/>>

TONGROON, M.; ZHAO, H. Combustion and emission characteristics of alcohol fuels in a CAI engine. **Fuel**, v. 104, p. 386–397, fev. 2013.

TURKCAN, A.; OZSEZEN, A. N.; CANAKCI, M. Effects of second injection timing on combustion characteristics of a two stage direct injection gasoline–alcohol HCCI engine. **Fuel**, v. 111, p. 30–39, set. 2013.

ÚNICA - UNIÃO DA INDÚSTRIA DE CANA DE AÇÚCAR. **Etanol reduz emissões no Brasil equivalente à soma de 5 países.** Disponível em: <<https://unica.com.br/noticias/etanol-reduz-emissoes-no-brasil-equivalente-a-soma-de-5-paises/>>. Acesso em: 27 mar. 2022.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. Loan Programs Office - Tesla. 2022.

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION (EIA). **What countries are the top producers and consumers of oil?** Disponível em: <<https://www.eia.gov/tools/faqs/faq.php?id=709&t=6>>. Acesso em: 14 mar. 2022.

VERMA, S. K. et al. Performance characteristic of HCCI engine for different fuels. **Materials Today: Proceedings**, v. 47, p. 6030–6034, 2021.

VEZA, I. et al. Effects of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) addition on HCCI-DI engine performance, combustion and emission. **Fuel**, v. 333, p. 126377, fev. 2023.

WANG, X.; MA, J.; ZHAO, H. Analysis of the effect of bore/stroke ratio and scavenge port angles on the scavenging process in a two-stroke boosted uniflow scavenged direct injection gasoline engine. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 232, n. 13, 2018.

WATANABE, Y.; TANAKA, M. **A simulation of lean hunting in gasoline engines.** SAE Technical Papers. **Anais...1991.**

WORLD ECONOMIC FORUM. **The dirty secret of electric vehicles**. Disponível em: <<https://www.weforum.org/agenda/2019/03/the-dirty-secret-of-electric-vehicles/>>. Acesso em: 14 mar. 2022.

YAMIN, J. A. Heat losses minimization from hydrogen fueled 4-stroke spark ignition engines. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 29, n. 1, 2007.

YANG, C.; ZHAO, H. In-Cylinder Studies of CAI/HCCI Combustion with Negative Valve Overlap in a Direct Injection Gasoline Optical Engine. **Combustion Science and Technology**, v. 183, n. 5, p. 467–486, 17 fev. 2011.

YU, R. X. et al. **Effect of Turbulence on HCCI Combustion**. 16 abr. 2007. Disponível em: <<https://www.sae.org/content/2007-01-0183/>>

YÜCEL, F. C. et al. Controlled autoignition in stratified mixtures. **Combustion and Flame**, v. 232, 2021.

ZENG, A. et al. Battery technology and recycling alone will not save the electric mobility transition from future cobalt shortages. **Nature Communications**, v. 13, n. 1, p. 1341, 15 dez. 2022.

ZHANG, W. et al. Impact of injector tip deposits on gasoline direct injection engine combustion, fuel economy and emissions. **Applied Energy**, v. 262, p. 114538, mar. 2020.

ZHAO, H. et al. **Performance and Analysis of a 4-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine with CAI Combustion**. SAE Technical Papers. **Anais...4** mar. 2002.

ZHAO, H. **HCCI and CAI engines for the automotive industry**. [s.l.] Woodhead Publishing Limited, 2007a.

ZHAO, H. Motivation, definition and history of HCCI/CAI engines. Em: **HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry**. [s.l.: s.n.].

ZHAO, H. **Advanced direct injection combustion engine technologies and development: Gasoline and gas engines**. [s.l.: s.n.].

ZHOU, L. et al. Effects of different hole structures of pre-chamber with turbulent jet ignition on the flame propagation and lean combustion performance of a single-cylinder engine. **Fuel**, v. 308, p. 121902, jan. 2022.

ZHU, S. et al. A review of the pre-chamber ignition system applied on future low-carbon spark ignition engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 154, p. 111872, fev. 2022.

ANEXO A

Demonstração do cálculo da incerteza expandida

Nesta seção é exibido o detalhamento do cálculo da incerteza expandida do volume deslocado do motor monocilíndrico AVL 5405. O cálculo das demais incertezas expandidas deste trabalho, cujos valores estão apresentados na sua metodologia, seguiu a lógica de cálculos aqui demonstrada, embasada em Albertazzi G. Jr. (2017).

O cálculo do volume deslocado do motor monocilíndrico foi realizado com a utilização da Equação A.1.

$$V_d = \frac{\pi}{4} D_c^2 L_p \quad (\text{A.1})$$

- V_d : volume deslocado.
- D_c : diâmetro do cilindro.
- L_p : curso do pistão.

Cálculo das derivadas parciais do volume deslocado em relação ao diâmetro do cilindro e ao curso do pistão:

$$\frac{\partial f}{\partial X_1} = \frac{\partial V_d}{\partial D_c} = \frac{2\pi \cdot D_c \cdot L_p}{4} \quad (\text{A.2})$$

$$\frac{\partial f}{\partial X_2} = \frac{\partial V_d}{\partial L_p} = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \quad (\text{A.3})$$

Substituição das derivadas parciais na fórmula da incerteza combinada:

$$u_c^2(G) = \left[\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1) \right]^2 + \left[\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2) \right]^2 \quad (\text{A.4})$$

$$u_c^2(V_d) = \left[\frac{\partial V_d}{\partial D_c} u(D_c) \right]^2 + \left[\frac{\partial V_d}{\partial L_p} u(L_p) \right]^2 \quad (\text{A.5})$$

$$u_c^2(\nabla_d) = \left[\frac{2\pi \cdot D_c \cdot L_p}{4} u(D_c) \right]^2 + \left[\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} u(L_p) \right]^2 \quad (\text{A.6})$$

Substituindo valores:

$$u_c^2(\nabla_d) = \left[\frac{2\pi(82 \text{ mm})(86 \text{ mm})}{4} (0,05 \text{ mm}) \right]^2 + \left[\frac{\pi(82 \text{ mm})^2}{4} (0,06 \text{ mm}) \right]^2$$

$$u_c^2(\nabla_d) = 407165,57 \text{ mm}^3$$

$$u_c(\nabla_d) = 638,09 \text{ mm}^3$$

Calculando a incerteza expandida do volume deslocado:

$$U = t \cdot u_c = (2)(638,09 \text{ mm}^3) = 1276,18 \text{ mm}^3$$

$$U = 1,2762 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$