

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA – UNESP
Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá

DANIEL IGNACIO TRAVIESO FERNÁNDEZ

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA BICOMBUSTÍVEL A ETANOL E BIOMETANO PARA VEÍCULOS
COMERCIAIS LEVES.**

Guaratinguetá
2026



DANIEL IGNACIO TRAVIESO FERNÁNDEZ

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA BICOMBUSTÍVEL A ETANOL E BIOMETANO PARA VEÍCULOS
COMERCIAIS LEVES**

Dissertação apresentada à Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá (FEG), Guaratinguetá, para obtenção do título de Grau acadêmico Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Mecânica

Orientador: Prof. Dr. João Andrade de
Carvalho Júnior.

Co-orientador: Prof. Dr. Christian Jeremi
Coronado Rodríguez.

Guaratinguetá

2026

F363a	Fernandez, Daniel Ignacio Travieso Análise de desempenho e emissões de um motor de ignição por centelha bicom bustível a etanol e biometano para veículos comerciais leves / Daniel Ignacio Travieso Fernandez - Guaratinguetá, 2026. 175 f : il. Bibliografia: f. 161-173 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2026. Orientador: Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior Coorientador: Prof. Dr. Christian Jeremi C. Rodríguez 1. Biocombustíveis. 2. Combustão. 3. Motores de combustão interna. I. Título. CDU 620.91(043)
-------	--

Luciana Máximo
Bibliotecária/CRB-8 3595

IMPACTO POTENCIAL DESTA PESQUISA

Esta pesquisa contribui em diferentes frentes ao desenvolvimento de motores de ignição por centelha bicom bustíveis a etanol hidratado e biometano para veículos comerciais leves. No plano científico e técnico, a integração de ensaios em bancada dinamométrica com modelagem termodinâmica unidimensional do motor FPT F1C permite caracterizar diferenças de desempenho, eficiência térmica indicada e emissões regulamentadas entre os dois combustíveis em condições representativas de uso urbano, e fornece parâmetros de calibração de avanço de ignição e razão ar-combustível diretamente aplicáveis ao desenvolvimento de motores bicom bustíveis nacionais. No plano ambiental, a substituição de combustíveis fósseis por biometano de origem biogênica e por etanol de cana-de-açúcar reduz as emissões de gases de efeito estufa em base de ciclo de vida e agrega valor a resíduos orgânicos antes descartados. No plano econômico e estratégico, os resultados podem subsidiar decisões corporativas e políticas públicas voltadas à diversificação da matriz veicular brasileira, em particular para frotas comerciais com base fixa em centros metropolitanos com infraestrutura de abastecimento de GNV e biometano. No plano da formação acadêmica e da internacionalização, o trabalho consolida competências em ensaios indicados, simulação 1D e análise de emissões em projeto de P&D conduzido em parceria com a empresas FPT Industrial, a MAHLE Metal Leve e a Gás Verde S.A., em sincronia com o cenário brasileiro de produção de biometano, que ultrapassou 81 milhões de metros cúbicos em 2024, e com as metas de descarbonização do transporte rodoviário.

POTENTIAL IMPACT OF THIS RESEARCH

This research contributes across multiple dimensions to the development of hydrated ethanol and biomethane bi-fuel spark-ignition engines for light commercial vehicles. On the scientific and technical level, the integration of dynamometer test bench experiments with one-dimensional thermodynamic modeling of the FPT F1C engine allows the characterization of differences in performance, indicated thermal efficiency, and regulated emissions between the two fuels under conditions representative of urban use, and provides ignition timing and air-fuel ratio calibration parameters directly applicable to the development of domestic bi-fuel engines. On the environmental level, replacing fossil fuels with biogenic biomethane and sugarcane ethanol reduces greenhouse gas emissions on a life-cycle basis and adds value to organic waste that would otherwise be discarded. On the economic and strategic level, the results can inform corporate decisions and public policies aimed at diversifying the Brazilian vehicle energy matrix, particularly for commercial fleets with fixed bases in metropolitan areas with CNG and biomethane supply infrastructure. On the academic and internationalization level, the work consolidates competencies in indicated testing, 1D simulation, and emissions analysis within an R&D project conducted in partnership with FPT Industrial, MAHLE Metal Leve, and Gás Verde S.A., and engages with the Brazilian biomethane production landscape, which surpassed 81 million cubic meters in 2024, and with the road transport decarbonization targets.

DANIEL IGNACIO TRAVIESO FERNÁNDEZ

**ANÁLISE DE DESEMPENHO E EMISSÕES DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA BICOMBUSTÍVEL A ETANOL E BIOMETANO PARA VEÍCULOS
COMERCIAIS LEVES:**

Dissertação apresentada à Universidade Estadual Paulista (UNESP),
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, para obtenção do título
de Grau acadêmico Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Mecânica

Data da defesa: 08/07/2026

Banca Examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **JOAO ANDRADE DE CARVALHO JUNIOR**
Data: 12/07/2026 11:41:07-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
UNESP – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - Guaratinguetá

Documento assinado digitalmente
 **NESTOR PROENZA PEREZ**
Data: 14/07/2026 14:23:03-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Néstor Proenza Pérez
UNESP – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá - Guaratinguetá

Documento assinado digitalmente
 **JUAN JOSE GARCIA PABON**
Data: 13/07/2026 11:01:12-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Juan José García Pabon
UNIFEI – Universidade Federal de Itajubá - Itajubá

Dedico este trabalho a meus
pais, pelo esforço infinito.

AGRADECIMENTOS

O autor agradece o auxílio e apoio financeiro fornecido pelo Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) (Procs. N° 308567/2023-4 e 442662/2023-8), Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais—FAPEMIG (Procs. N° APQ-01763-23 e N° APQ-05207-23), Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT—UNIFEI); Laboratório de Combustão e Biocombustíveis (LC-BIO—UNIFEI); IEM—UNIFEI, Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa—Fundep Rota 2030/Linha V (Procs. N° 27192*62 e 27192*68). O autor também agradece à FPT Industrial (parceira de P&D), MAHLE S.A e Gás Verde S.A. pelo apoio no desenvolvimento desta pesquisa.

RESUMO

Este trabalho analisa o desempenho e as emissões do motor de ignição por centelha turboaspirado FPT F1C operando com etanol hidratado e biometano em regime bicomcombustível, em dois pontos de carga parcial representativos de uso urbano (1800 rpm e 2500 rpm com torque próximo a 250 Nm), sendo o etanol caracterizado por via experimental e o biometano por simulação com validação indireta. A pesquisa combina ensaios em bancada dinamométrica no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI com modelagem numérica unidimensional em software dedicado “GT-Suite” utilizando o submodelo de combustão SITurb. O etanol foi caracterizado experimentalmente de forma direta, enquanto o biometano foi caracterizado por validação indireta sustentada na calibração do modelo com dados experimentais de gás natural veicular (GNV) e na intercambiabilidade técnica entre os dois combustíveis gasosos. Diferentemente da literatura existente, focada em motores com biogás de composição variável ou em misturas etanol-gasolina em veículos *flex-fuel*, este trabalho de dissertação de mestrado compara o etanol hidratado e o biometano nos mesmos pontos operacionais de um motor turboaspirado de produção (FPT F1C, 4 cilindros, 3,0 L). Os resultados quantificam diferenças entre os combustíveis em variáveis de combustão (IMEP, CA50, duração de combustão), de desempenho (potência, torque, BSFC, BTE) e de emissões pré-catalisador (BSNOx, BSCO, BSHC, BSCO₂), e mostram que o biometano apresenta eficiência térmica de freio superior à do etanol em até 3,64 pontos percentuais, BSNOx pré-catalisador de 2 a 4 vezes inferior e ausência de aldeídos como acetaldeído e formaldeído, espécies que dominam a emissão de hidrocarbonetos do etanol. As predições do modelo para o biometano são reportadas com incerteza propagada de $\pm 5\%$ em IMEP e $\pm 15\%$ em BSNOx. Essas margens decorrem da natureza indireta da validação, que acumula as incertezas instrumentais da bancada e os desvios residuais de calibração do modelo, e não comprometem as conclusões comparativas, pois a vantagem máxima de eficiência do biometano, de 3,64 pontos percentuais a 1800 rpm, equivale a cerca de 12% em termos relativos, e a redução de BSNOx, de 2 a 4 vezes, supera com ampla margem a própria faixa de $\pm 15\%$. As limitações estruturais do modelo, em particular a subestimação de Pmax e BSNOx por ausência de dados de swirl e tumble do motor F1C, são discutidas e contornadas com extrapolação teórica via mecanismo térmico

de Zeldovich. Os resultados fornecem parâmetros técnicos para o desenvolvimento de motores bi-combustíveis nacionais e subsidiam estratégias de calibração de ignição diferencial e gestão do catalisador de três vias em operação com etanol e biometano.

Palavras-chave: biometano; etanol; motores de ignição por centelha; combustão; emissões.

ABSTRACT

This study analyzes the performance and emissions of the FPT F1C turbocharged spark-ignition engine operating on hydrous ethanol and biomethane in dual-fuel operation at two partial load points representatives of urban use (1800 rpm and 2500 rpm with torque near 250 Nm), with ethanol characterized experimentally and biomethane through simulation under indirect validation. The research combines dynamometer bench tests at the Thermal Machines Laboratory of UNIFEI with one-dimensional numerical modeling in GT-Suite using the SITurb combustion sub-model. Ethanol was characterized experimentally through direct measurements, while biomethane was characterized through indirect validation based on model calibration with experimental compressed natural gas (CNG) data and on the technical interchangeability between the two gaseous fuels. Unlike the existing literature, focused on engines with variable-composition biogas or ethanol-gasoline blends in flex-fuel vehicles, this work compares hydrous ethanol and biomethane at the same operating points of a production turbocharged engine (FPT F1C, 4 cylinders, 3.0 L). The results quantify differences between the fuels in combustion variables (IMEP, CA50, combustion duration), performance variables (power, torque, BSFC, BTE), and pre-catalyst emissions (BSNO_x, BSCO, BSHC, BSCO₂), and show that biomethane presents brake thermal efficiency superior to ethanol by up to 3.64 percentage points, pre-catalyst BSNO_x 2 to 4 times lower, and absence of aldehydes such as acetaldehyde and formaldehyde, species that dominate ethanol's hydrocarbon emissions. Model predictions for biomethane are reported with propagated uncertainty of $\pm 5\%$ in IMEP and $\pm 15\%$ in BSNO_x. These margins result from the indirect nature of the validation, which combines the instrumental uncertainties of the test bench with the residual calibration deviations of the model, and do not compromise the comparative conclusions, since the maximum efficiency advantage of biomethane, of 3.64 percentage points at 1800 rpm, corresponds to about 12% in relative terms, and the 2-to-4-fold reduction in BSNO_x lies well above the $\pm 15\%$ range. The structural limitations of the model, particularly the underestimation of P_{max} and BSNO_x due to absence of swirl and tumble data for the F1C engine, are discussed and addressed through theoretical extrapolation via the Zeldovich thermal mechanism. The results provide technical parameters for the development of domestic dual-fuel engines and support

differential ignition calibration strategies and three-way catalyst management in ethanol and biomethane operation.

Keywords: biomethane; ethanol; spark-ignition engines; combustion; emissions.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA	16
1.2	OBJETIVOS	17
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.....	20
2.1.1	Ciclo Otto.....	23
2.2	BI-FUEL.....	27
2.3	BIOCOMBUSTÍVEIS	28
2.4	ETANOL	30
2.4.1	Produção de etanol	31
2.4.2	Produção do etanol no Brasil	33
2.5	COMBUSTÃO DO ETANOL.....	37
2.5.1	Razão ar–combustível na combustão do etanol, razão de equivalência e fator lambda.	37
2.5.2	Temperatura de chama adiabática	40
2.6	BIOMETANO	42
2.6.1	Tecnologias de purificação do biogás	42
2.6.2	Produção de biometano	47
2.6.3	Produção de biometano no Brasil.....	49
2.7	COMBUSTÃO DO BIOMETANO.....	52
2.7.1	Razão ar – combustível na combustão do biometano.....	53
2.7.2	Temperatura de chama adiabática	53
2.7.3	Índice de Wobbe.....	54
2.8	MODELOS DE COMBUSTÃO UNIDIMENSIONAL.....	55
3	ESTADO DA ARTE NO USO DO ETANOL E O BIOMETANO EM MCI-IC	57
3.1	ETANOL EM MCI DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	57
3.2	BIOMETANO EM MCI DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	61
3.3	POSICIONAMENTO DESTA PESQUISA EM RELAÇÃO AO ESTADO DA ARTE.....	68

4	BANCADA EXPERIMENTAL, ANÁLISE EXPERIMENTAL E METODOLOGIA	70
4.1	BANCADA EXPERIMENTAL.....	70
4.2	ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR	72
4.3	DETALHAMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO PARA ANÁLISE DA COMBUSTÃO E DAS EMISSÕES	73
4.4	ANÁLISE EXPERIMENTAL E METODOLOGIA.....	77
4.5	ESTEQUIOMETRIA DA COMBUSTÃO	77
4.6	METODOLOGIA PARA ANÁLISE DA COMBUSTÃO	79
4.6.1	Cálculo do volume interior do cilindro.....	80
4.6.2	Cálculo da Pressão Média Efetiva Indicada (IMEP)	81
4.6.3	Análise da Taxa de Liberação de Calor (HRR)	82
4.6.4	Cálculo da fração de massa queimada (MFB)	84
4.6.5	Parâmetros da Combustão.....	85
4.7	CÁLCULO DA TEMPERATURA MÉDIA DOS GASES	87
4.8	ANÁLISE DA EMISSÃO DE POLUENTES	89
4.9	CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO	92
4.10	INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	93
4.11	PONTOS DE OPERAÇÃO E CONDIÇÕES DE ENSAIO.....	94
4.11.1	Escopo experimental e seleção dos pontos operacionais	95
4.11.2	Faixa de rotação e condições de carga	96
4.11.3	Modo operacional e estequiometria.....	97
4.11.4	Condições de pressão do turbocompressor	98
4.11.5	Combustíveis utilizados e propriedades	99
4.11.6	Critérios de estabilização e aquisição de dados.....	101
4.12	MODELO GT-SUITE: ARQUITETURA E SUBMODELOS	102
4.13	CRITÉRIOS DE VALIDAÇÃO DO MODELO E INCERTEZAS.....	106
4.13.1	Estrutura de dois níveis para validação do modelo	106
4.13.2	Validação indireta do modelo de biometano e quantificação de incertezas	107
5	RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO.....	109
5.1	RESULTADOS E ANÁLISE DA COMBUSTÃO E SIMULAÇÃO DO ETANOL	109
5.1.1	Dados experimentais: etanol.....	109

5.1.2	Validação do modelo frente aos dados experimentais com etanol.....	114
5.1.3	Análise da combustão de etanol	116
5.2	CALIBRAÇÃO DO MODELO GT-SUITE COM GNV COMO COMBUSTÍVEL DE REFERÊNCIA.....	118
5.2.1	Dados experimentais da combustão do GNV.....	118
5.2.2	Validação do modelo GT-Suite para GNV.....	120
5.2.3	Análise da combustão do GNV no motor F1C.....	123
5.3	MODELO GT-SUITE PARA BIOMETANO	124
5.3.1	Fundamento teórico: intercambiabilidade GNV-Biometano.....	124
5.3.2	Adaptação do modelo GNV para biometano	125
5.3.3	Resultados da simulação com biometano	127
5.4	ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ETANOL E BIOMETANO	129
5.4.1	Desempenho: potência, torque, BSFC e BTE	129
5.4.2	Combustão: IMEP, HRR, duração e CA50.....	131
5.4.3	Emissões: NO _x , CO, HC e CO ₂	134
5.5	VALIDAÇÃO DO MODELO E ANÁLISE DE LIMITAÇÕES	138
5.5.1	Validação direta dos modelos de etanol e GNV	138
5.5.2	Limitações estruturais – P _{max} e BSNO _x	140
5.5.3	Limitações metodológicas	141
6	DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES	142
6.1	MECANISMOS DE COMBUSTÃO	142
6.1.1	Velocidade de chama laminar e avanço de ignição.....	142
6.1.2	Temperatura de chama adiabática e formação de NO _x – mecanismo de Zeldovich	143
6.1.3	Efeito de resfriamento endotérmico do etanol	145
6.2	COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO: IMPLICAÇÕES PARA APLICAÇÕES BICOMBUSTÍVEIS EM VEÍCULOS COMERCIAIS LEVES	146
6.2.1	IMEP elevado do etanol: estresse mecânico e implicações de durabilidade	147
6.2.2	BSFC como variável de projeto: autonomia e logística de abastecimento	148
6.2.3	BTE e o perfil de uso em ciclos urbanos	149
6.3	COMPARAÇÃO DE EMISSÕES E IMPLICAÇÕES PARA O PÓS-TRATAMENTO.....	150

6.3.1	NO _x : síntese quantitativa e implicações para o catalisador TWC	150
6.3.2	CO e HC: mecanismos de formação e carga sobre o catalisador	151
6.3.3	CO ₂ : balanço em base de motor e perspectiva de ciclo de vida.....	152
6.4	VIABILIDADE OPERACIONAL DA ESTRATÉGIA BICOMBUSTÍVEL ETANOL-BIOMETANO EM FROTAS DE VEÍCULOS COMERCIAIS LEVES.....	154
6.5	CONCLUSÕES GERAIS E RECOMENDAÇÕES	155
	REFERÊNCIAS	160
	DADOS CURRICULARES	173

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda por energia, inerente ao desenvolvimento e crescimento socioeconômico e tecnológico da humanidade, tem levado a um aumento significativo no consumo de combustíveis fósseis. Cerca de 80% da oferta mundial de energia provém de fontes fósseis, sendo o petróleo, o carvão e o gás natural as principais (Energy Institute, 2023). Esses níveis de exploração tornam previsível o esgotamento das reservas dentro de algumas décadas (Robert; Sisodia; Gopalan, 2018). Além disso, a exploração, produção e consumo de combustíveis fósseis são causas diretas do aquecimento global e da poluição (Pour, 2019). Isso tem incentivado a comunidade acadêmica a buscar fontes alternativas de energia que possam manter os níveis de eficiência na conversão e reduzir as emissões de gases de efeito estufa (Pinto et al., 2023), (Gupta, P.; Kurien; Mittal, 2023).

O setor de transporte constitui um dos principais impulsionadores do desenvolvimento e da implementação de combustíveis alternativos, devido à sua expressiva dependência de combustíveis convencionais de origem fóssil e à sua relevante participação nas emissões antropogênicas de gases de efeito estufa, contribuindo substancialmente para a intensificação da pegada de carbono associada às atividades humanas (Kukoyi et al., 2016). Aproximadamente 90% de sua energia final provém do petróleo (IEA, 2023a), o que enfatiza o interesse da indústria no desenvolvimento de fontes de combustível alternativas, eficientes e sustentáveis. Assim, tanto o etanol de origem renovável quanto o metano derivado do biogás emergem como alternativas de interesse no campo dos motores de combustão interna, pois representam caminhos complementares para reduzir a dependência de combustíveis fósseis com menor impacto ambiental em comparação com os derivados de petróleo.

Uma das alternativas adotadas pela indústria tem sido o gás natural, utilizado como combustível de transição em motores de ignição por centelha (MCI-IC) ou em motores de ignição por compressão (MCI-ICO) com regime de combustão dual. Embora seja um combustível de baixo custo, amplamente disponível e com desempenho eficiente em motores de combustão interna (MCI), ainda é um combustível fóssil.

O biometano, por outro lado, destaca-se como uma alternativa renovável. Trata-se de um gás produzido após a purificação do biogás, com remoção do dióxido de carbono e de outras impurezas presentes em sua composição como o ácido

sulfídrico (Adnan et al., 2019). Esse processo eleva o teor de metano do biogás a níveis comparáveis aos do gás natural em termos de qualidade e eficiência, tornando-o adequado para uso em MCI (Sun et al., 2015). O uso do biometano em MCI reduz a emissão de gases de efeito estufa (Orecchini; Santiangeli; Zuccari, 2021) e contribui para a valorização de resíduos orgânicos, que constituem a matéria-prima do biogás (Biernat et al., 2021).

No contexto da transição para combustíveis renováveis, o etanol hidratado de cana-de-açúcar ocupa papel complementar e igualmente relevante. Produzido industrialmente no Brasil desde o Programa Nacional do Álcool (Proálcool) em 1970, o etanol consolidou-se como o principal biocombustível líquido do país e como referência mundial de produção de energia renovável a partir da biomassa (ANP, 2024). Suas propriedades, entre as que destacam, o alto número de octanas, o elevado calor latente de vaporização e presença intrínseca de oxigênio na molécula conferem-lhe características de combustão que diferem substancialmente das do biometano, e que já demonstraram potencial para melhorar a eficiência térmica e reduzir as emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono em motores de ignição por centelha (Singh et al., 2016; Iodice; Cardone, 2021).

A combinação dos dois biocombustíveis em um sistema bi-combustível, com o etanol como combustível líquido base e o biometano como alternativa gasosa, é de particular interesse para frotas de veículos comerciais leves que operam a partir de infraestrutura fixa de abastecimento, e abre espaço para a comparação direta de desempenho e emissões em condições controladas de bancada.

1.1 MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA

A exploração intensiva de combustíveis fósseis usados para suprir a demanda global de energia trouxe consigo problemas significativos, como o aquecimento global e a poluição atmosférica. O setor de transportes é um dos principais consumidores de combustíveis fósseis, o que tem impulsionado a busca por fontes de energia renováveis, a fim de reduzir a emissão de carbono e minimizar o impacto ambiental relacionado ao uso de combustíveis convencionais.

No Brasil, o etanol hidratado de cana-de-açúcar é o principal biocombustível líquido do país e domina a aplicação em veículos leves de passageiros (ANP, 2024). Sua adoção em veículos comerciais leves, porém, ainda é incipiente (ANFAVEA, 2024), o que representa uma lacuna para o desenvolvimento de estratégias de

descarbonização nesse segmento. O biometano, por sua vez, é um gás renovável obtido pela purificação do biogás, com composição e poder calorífico comparáveis aos do gás natural (Sun et al., 2015), que reduz as emissões de gases de efeito estufa em relação aos combustíveis fósseis (Orecchini; Santiangeli; Zuccari, 2021) e valoriza os resíduos orgânicos da agroindústria utilizados como matéria-prima na produção do biogás (Biernat et al., 2021). A configuração bi-combustível com etanol e biometano em motores para veículos comerciais leves é, portanto, relevante tanto do ponto de vista técnico quanto do ponto de vista da política energética.

A produção nacional de biometano alcançou mais de 119 milhões de metros cúbicos em 2025, apoiada por regulamentações específicas (ANP, [s.d.]) e pela ampla disponibilidade de biomassa residual proveniente da agroindústria. Somado ao histórico consolidado de produção de etanol, esse cenário favorece a avaliação técnica de sistemas bicomcombustíveis em condições representativas de uso automotivo no país.

Esta pesquisa analisa o desempenho, a eficiência térmica indicada e as emissões regulamentadas do motor de ignição por centelha turboaspirado FPT F1C em regime bicomcombustível, operando com etanol hidratado e biometano em pontos de carga parcial representativos de uso urbano. A investigação combina ensaios em bancada dinamométrica no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI, por meio de projeto P&D coordenado pelo coorientador desta dissertação, com modelagem termodinâmica unidimensional em software dedicado GT-Suite, e concentra-se na comparação de variáveis de combustão, consumo específico e emissões pré-catalisador entre os dois combustíveis.

A caracterização comparativa em um motor de produção fornece dados diretamente aplicáveis à definição de parâmetros de controle para motores bicomcombustíveis nacionais e ao desenvolvimento de estratégias de calibração orientadas para a transição energética no setor de transporte comercial brasileiro.

1.2 OBJETIVOS

Os objetivos principais são analisar o desempenho, a eficiência térmica indicada e as emissões regulamentadas de um motor de ignição por centelha turboaspirado FPT F1C operando com etanol hidratado e biometano em regime bicomcombustível, por meio da integração de ensaios em bancada dinamométrica com modelagem termodinâmica unidimensional em GT-Suite.

Os objetivos específicos são:

- Sintetizar os principais desenvolvimentos reportados na literatura relativos ao uso de etanol hidratado e biometano em motores de ignição por centelha, identificando lacunas técnicas e oportunidades para aplicação em veículos comerciais leves.
- Desenvolver e calibrar modelos de simulação unidimensional em GT-Suite com o submodelo de combustão SITurb para o motor FPT F1C operando com etanol hidratado e gás natural veicular, cujo papel na pesquisa é estender a caracterização ao biometano, não ensaiado diretamente na bancada, por validação indireta sustentada na intercambiabilidade técnica entre os dois combustíveis gasosos.
- Realizar ensaios experimentais em bancada dinamométrica em dois pontos de carga parcial representativos de uso urbano, coletando dados de pressão no cilindro, taxa de liberação de calor e emissões pré-catalisador para etanol hidratado e gás natural veicular.
- Quantificar e comparar as diferenças entre etanol hidratado e biometano em variáveis de combustão, desempenho e emissões, discutindo as limitações estruturais do modelo e as incertezas propagadas associadas à caracterização indireta do biometano.
- Identificar parâmetros técnicos de calibração de avanço de ignição e razão ar-combustível aplicáveis ao desenvolvimento de estratégias de controle para motores bi-combustíveis nacionais operando com etanol e biometano.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo subsequente (Capítulo 2) é apresentada a Fundamentação Teórica, que aborda os conceitos essenciais dos Motores de Combustão Interna (MCI) e o Ciclo Otto, a tecnologia Bi-Fuel e os Biocombustíveis. Este capítulo detalha tanto o etanol (incluindo sua produção e combustão) quanto o biometano (abordando tecnologias de purificação, produção e combustão), finalizando com uma introdução aos modelos de combustão unidimensional.

No Capítulo 3, é apresentada uma revisão do estado da arte sobre a aplicação do etanol e do biometano em motores de combustão interna (MCI), contemplando os principais estudos desenvolvidos na área, bem como os desafios tecnológicos e os avanços alcançados. A análise é direcionada aos aspectos de

desempenho, eficiência energética e mitigação de emissões de poluentes associados à utilização de ambos os combustíveis.

O Capítulo 4 apresenta a bancada experimental e instrumentos para análises, com uma descrição detalhada da bancada, as especificações do motor F1C utilizado e a instrumentação para análise da combustão e emissões. Apresenta também a Análise experimental e metodologia, onde são descritos os cálculos de estequiometria, a metodologia para análise da combustão (IMEP, HRR e MFB), a análise de emissão de poluentes, os critérios de validação do modelo e o procedimento experimental detalhado.

O Capítulo 5 apresenta os resultados experimentais e de simulação, organizados em quatro blocos: a caracterização experimental e numérica do etanol hidratado, a calibração do modelo GT-Suite com dados de GNV como combustível de referência, a aplicação do modelo GNV para o biometano por validação indireta e, por fim, a análise comparativa entre etanol e biometano em variáveis de combustão, desempenho e emissões pré-catalisador, com discussão das limitações estruturais do modelo.

O Capítulo 6 apresenta a discussão dos resultados e conclusões, onde são interpretados os mecanismos de combustão que explicam as diferenças observadas entre os dois combustíveis, discutidas as implicações para o desenvolvimento de motores bicompostíveis em veículos comerciais leves e formuladas recomendações para validação experimental futura com biometano.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O presente capítulo apresenta alguns conceitos essenciais para compreender a operação dos motores de combustão interna (MCI) e sua adaptação ao uso de biocombustíveis como o biometano. São tratados tópicos como o ciclo Otto, destacando-se aspectos fundamentais como são: a taxa de compressão e o avanço e atraso da ignição. Além disso, são apresentados conceitos referentes a tecnologia *bi-fuel*, que permite o uso combinado de combustíveis com diferentes estados de agregação, o que deriva em uma otimização da eficiência e uma redução das emissões.

Com relação aos biocombustíveis, é definido o conceito de biometano e são descritas as tecnologias de purificação do biogás, que são essenciais para sua implementação no MCI. Por fim, analisa-se sua produção global e brasileira,

destacando seu potencial para impulsionar a transição para uma matriz energética mais sustentável.

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

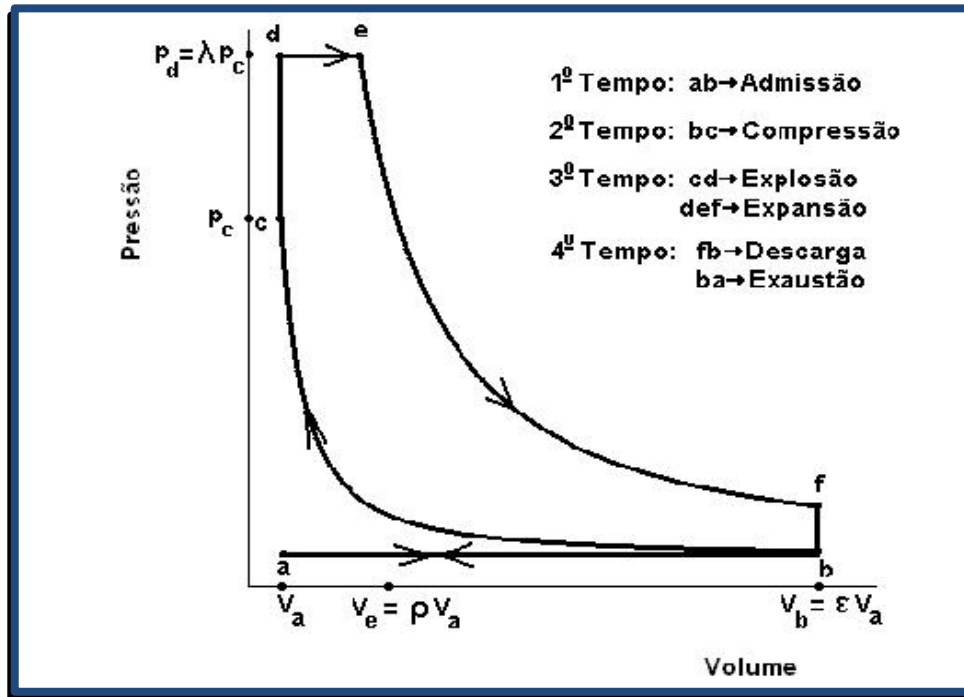
Os motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas que podem ser consideradas uma das maiores invenções da humanidade e ainda têm grande importância para o avanço tecnológico e o desenvolvimento humano. Essas máquinas têm o objetivo de converter a energia química contida no combustível em energia mecânica por meio do processo de combustão e operam com base em princípios termodinâmicos fundamentais. Esses motores são amplamente utilizados em automóveis, motocicletas e processos industriais, o que os torna um elemento vital da tecnologia de transporte. Os dois MCIs principais e mais comuns são o motor a diesel, que opera em um ciclo que leva o mesmo nome, e o motor a gasolina, que funciona no ciclo Otto. Os motores do ciclo Otto são encontrados com mais frequência em veículos de passageiros, enquanto os motores a diesel são usados em veículos com um contexto de serviço mais pesado, devido ao menor consumo específico de combustível (BSFC) e ao maior torque e consequentemente maior eficiência (Galal; Abdel Aal; El Kady, 2002).

Os motores de combustão interna funcionam de acordo com os princípios fundamentais da termodinâmica, que regem o processo de conversão de energia para “extrair” a energia química contida no combustível e poder usá-lo como energia mecânica. A correta aplicação desses princípios determinará a eficiência do processo de conversão, especialmente nas fases de compressão, combustão e expansão. Um desses princípios é a primeira lei da termodinâmica que é a Lei de Conservação de Energia, que estabelece que a energia não pode ser criada ou destruída, apenas mudar sua forma para outra, o que cria a base para a operação dos motores de combustão interna por meio da transformação de energia química em energia mecânica.

O mecanismo operacional básico dos MCIs segue um ciclo de quatro tempos: admissão, compressão, combustão e escape, que são a base para um processo eficiente de conversão de energia (ver Figura 2.1). Durante a fase de admissão, a mistura de combustível e ar (em um ciclo Otto) ingressa ao cilindro. Posteriormente, na fase de compressão, a mistura é comprimida de forma adiabática, o que resulta em um aumento de temperatura e pressão. Posteriormente, na fase de

combustão, ocorre a ignição que produz gases de exaustão de alta pressão que empurram o pistão para baixo. Finalmente, na fase de escape, os gases de exaustão fluem para fora do cilindro, permitindo que o ciclo seja repetido. (Grimaldi; Millo, 2015)

Figura 2.1 Representação gráfica real do ciclo Otto



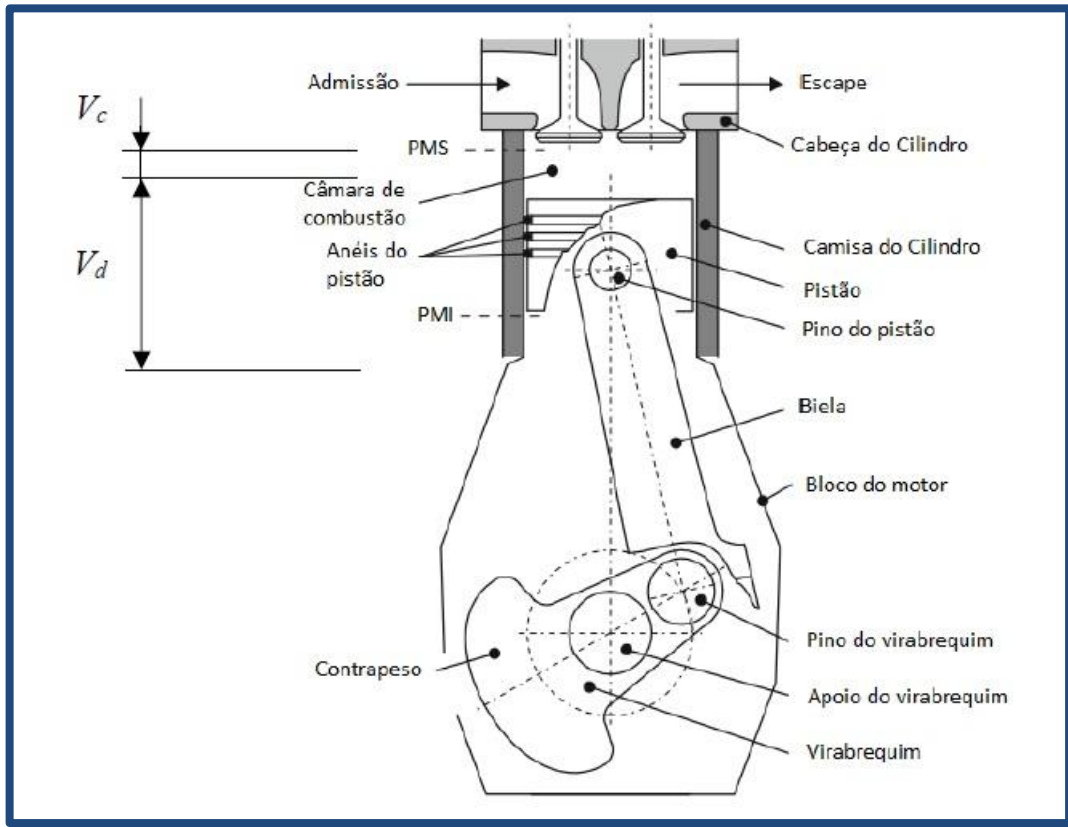
Fonte: Silveira (2016)

Os resultados do processo de combustão são vitais para a operação dos motores de combustão interna. É o principal evento em que a reação de oxidação ocorre como resultado da mistura do ar - combustível. Essa mistura é levada à ignição segundos depois, por meio de uma faísca ou de um processo de compressão, dependendo do ciclo do motor. Essa reação química ocorre dentro de um cilindro, onde a expansão do gás desencadeia a força que o pistão precisa para descer e iniciar um ciclo que resulta em trabalho mecânico (ver Figura 2.2).

Vários fatores influenciam a eficiência dos MCI. Alguns desses fatores podem incluir a composição do combustível, a proporção ar-combustível da mistura (*ratio* ou dosagem), o projeto do motor, a taxa de compressão, o avanço da ignição, entre outros fatores (Caton, 2012). Combustíveis diferentes podem queimar em condições diferentes e, dependendo da disponibilidade energética de cada combustível, a taxa de conversão de energia pode variar significativamente. Além disso, uma mistura rica pode aumentar a eficiência, mas também pode resultar em

temperaturas mais altas e afetar a durabilidade do motor. Em contraste, uma mistura pobre pode levar a uma combustão incompleta, gerando mais emissões de poluentes e uma redução no desempenho do motor.

Figura 2.2 Representação esquemática de um MCI



Fonte: De Almeida Roque (2015)

2.1.1 Ciclo Otto

Desde os primeiros dias de sua invenção, o motor de ciclo Otto tem sido um dos sistemas mais usados para impulsionar veículos e máquinas industriais. Como foi dito anteriormente, os motores de combustão interna, que incluem os motores de ciclo Otto, operam com o objetivo de transformar a energia química presente nos combustíveis em energia mecânica por meio do processo de combustão, misturando o combustível com o ar no sistema de admissão, antes de entrar no cilindro, onde é comprimido e levado à combustão por meio de uma faísca elétrica que queima a mistura e gera gases de alta pressão que empurram o pistão para baixo, gerando energia que é transmitida à biela e ao virabrequim, produzindo movimentos rotacionais úteis para várias aplicações.

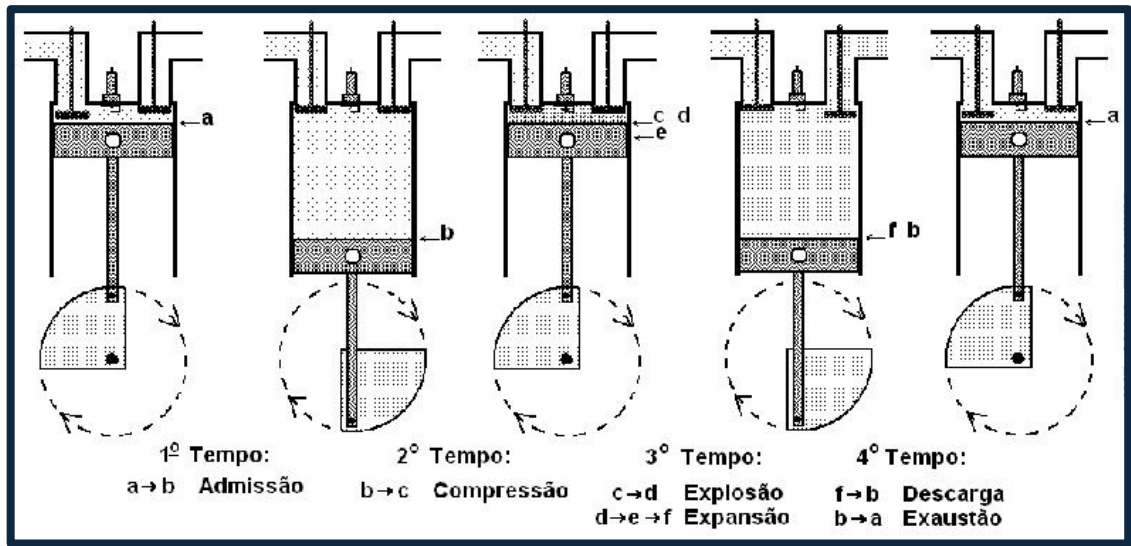
Para entender melhor os resultados dos motores de ignição por centelha, é conveniente fazer uma abordagem inicial de seus principais componentes. Dentro do bloco do motor há um ou mais cilindros, dependendo da configuração do motor e da aplicação esperada, que serão decisivos na potência total final do motor. No interior de cada cilindro, há um pistão que é deslocado verticalmente ao longo do comprimento do cilindro. O pistão também possui anéis retentores ao redor da coroa que impedem que os gases sejam filtrados para dentro do cárter, que é uma cavidade destinada a armazenar o óleo lubrificante do motor. Esse pistão é montado na biela, que é uma barra metálica que transmite o movimento do pistão para o virabrequim, que transforma esse movimento alternativo em rotacional. Na parte superior do cilindro, estão localizadas as válvulas de admissão e exaustão, que regulam a entrada da mistura ar-combustível e a expulsão dos gases de exaustão, respectivamente. Esses mecanismos são sincronizados com o eixo de comando de válvulas, que, com uma correia dentada ou uma corrente de sincronização, gira perfeitamente acoplado ao virabrequim (Nandlal; Prajapati, 2004).

Para entender o funcionamento de um motor de combustão interna de quatro tempos com ignição por centelha, é preciso saber que a primeira fase da operação é a admissão, em que o pistão desce ao ponto morto inferior (PMI) e, em seguida, a válvula de admissão é aberta, permitindo a entrada da mistura ar-combustível, se o motor possuir um sistema de combustível tradicional com carburador, ou a entrada de ar, se o sistema de combustível for de injeção direta. Quando o pistão atinge o PMI, a válvula de admissão é fechada e inicia-se a fase de compressão, em que o pistão sobe, reduzindo o volume da câmara, em um processo que resulta no aumento da temperatura e da pressão da mistura contida no cilindro. Pouco antes de o pistão atingir o ponto morto superior (PMS), a vela de ignição produz uma faísca elétrica que dá início ao processo de combustão.

Após a combustão, ocorre a fase de expansão, na qual é produzida a potência do motor. A chama que se propaga pela mistura gera um aumento acentuado na pressão do cilindro que empurra fortemente o pistão para baixo. Essa força é transmitida para a biela e, em seguida, para o virabrequim gerando o movimento rotacional, usados posteriormente para movimentar as rodas do veículo ou qualquer outro elemento que o motor deva acionar. Quando o pistão desce até seu ponto mais baixo, a válvula de exaustão se abre, onde ocorre a fase de exaustão, permitindo o escape dos gases queimados, enquanto o pistão sobe até que as válvulas de

exaustão se fechem, deixando o cilindro pronto para a repetição de outro ciclo (ver Figura 2.3).

Figura 2.3 Corte de um MCI de ciclo Otto e relação das etapas



Fonte: Silveira (2016).

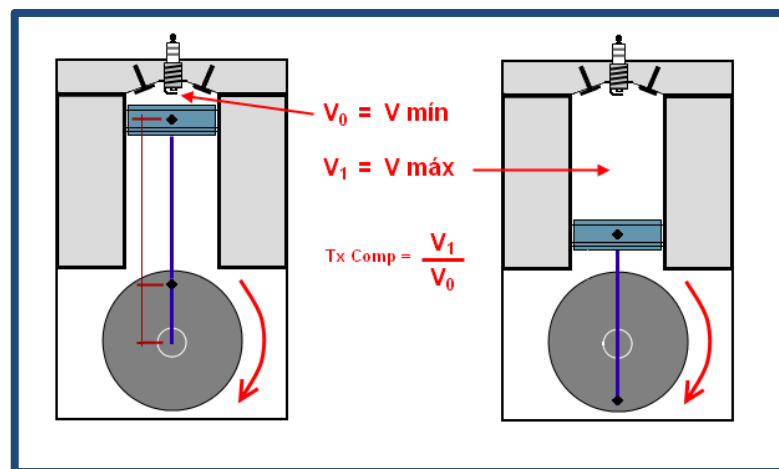
O sistema de ignição desempenha um papel fundamental no funcionamento dos motores de combustão interna com ignição por centelha: a vela de ignição deve gerar a centelha no momento exato para que a combustão atinja seu ponto de pressão máxima próximo ao início do curso descendente do pistão, e não tão cedo que parte da expansão ocorra quando o pistão ainda estiver subindo.

Nesse contexto, resulta importante introduzir o conceito de avanço de ignição (Gupta, S. K.; Mittal, 2019), que consiste em determinar em quantos graus de ângulo da manivela do virabrequim, antes que o pistão atinja o TDC, deve ocorrer a faísca. Um ajuste correto desse ângulo permite que o ponto de pressão máxima ocorra na zona de maior aproveitamento mecânico, o que significa que será logo após o início do curso descendente do pistão. Se o avanço da ignição for ajustado muito cedo, há o risco de a combustão pressionar o pistão quando ele ainda estiver subindo, o que pode se traduzir em perdas de eficiência e danos mecânicos. Se for muito tarde, parte da potência produzida no processo de combustão é desperdiçada porque não chega a empurrar o pistão para baixo no momento exato. Nos motores modernos, o ajuste do avanço da ignição é feito eletronicamente, considerando fatores como a carga do motor, a velocidade de rotação, a temperatura e a qualidade do combustível, com o

objetivo de otimizar o desempenho e reduzir os riscos de pré-ignição (Zareei; Kakaee, 2013).

Outro fator importante que pode definir a eficiência de um ciclo Otto é a taxa de compressão (Gupta, S. K.; Mittal, 2019). Ela é calculada dividindo-se o volume total do cilindro, quando o pistão está no PMI, pelo volume da câmara de combustão, quando o pistão está no PMS (ver Figura 2.4). Quanto maior a taxa de compressão, melhor a eficiência da combustão e a taxa de conversão de energia. No entanto, um aumento na taxa de compressão pode elevar o fenômeno da batida (*Knock*), que é uma forma de combustão anormal com potencial para causar danos graves à integridade dos componentes do motor o que implica que a mistura ar-combustível pode se auto inflamar espontaneamente, antes que a faísca ocorra. Essa é a razão pela qual os motores Otto com taxas de compressão mais altas precisam de combustíveis com um índice de octanagem mais elevado, que é uma medida da resistência à batida no motor no uso destes combustíveis.

Figura 2.4 Taxa de compressão



Fonte: Educação Automotiva (2017)

Os sistemas de abastecimento de combustível e de admissão de ar têm grande influência no desempenho e nas emissões do motor (Erkus; Sürmen; Karamangil, 2013). No passado, os sistemas de abastecimento de combustível dos motores tinham como elemento principal o carburador, que é um dispositivo que usa a queda de pressão em um Venturi para misturar o combustível com o ar que entra. No entanto, os sistemas de injeção eletrônica, mais utilizados atualmente, dosam o combustível de forma mais precisa, injetando-o no coletor de admissão ou diretamente

no cilindro. Esses avanços tecnológicos possibilitam uma melhor regulação da mistura, o que leva a uma redução significativa do consumo específico de combustível no freio e das emissões de poluentes.

Além do sistema de combustível, a lubrificação é outro fator com impacto na operação do motor. O óleo lubrificante é armazenado no cárter, flui por pressão através de dutos internos e forma uma película que reduz o atrito nos elementos móveis do motor e dissipa o calor produzido pelo processo de combustão. Dessa forma, o sistema de refrigeração, seja líquido ou por fluxo de ar, evita o superaquecimento do motor, o que mantém uma temperatura operacional ideal e aumenta a durabilidade dos componentes do motor mecânico.

Atualmente, a evolução da eletrônica e da informática abriu caminho para a otimização de vários fatores, como tempo de ignição, injeção de combustível, sincronização de válvulas, permitindo que os motores de ignição por centelha tenham melhor desempenho, operação mais limpa e silenciosa. É por essas razões que o motor de ciclo Otto continua sendo uma opção viável e de longo alcance para a propulsão de veículos. Conhecer seus princípios operacionais permite entender onde estão as possibilidades de aprimoramento para melhorar a eficiência e reduzir a emissão de poluentes. Se espera que para os próximos anos com a pressões ambientais, a gasolina não seja mais uma opção sustentável abrindo espaço para o Etanol, GNV, Biometano e H_2 e combustíveis sintéticos (*e-fuel*) como opções para veículos ignizados por faísca.

2.2 BI-FUEL

O uso da tecnologia bi-fuel em motores de combustão interna de ciclo Otto tem crescido como uma resposta à necessidade crescente de melhorar a eficiência energética e reduzir as emissões de gases de efeito estufa no setor de transportes. Sua origem remonta ao início do século XX, quando começaram as preocupações sobre a busca por alternativas aos combustíveis fósseis convencionais. No entanto, seu desenvolvimento significativo ocorreu nas últimas décadas do século XX e no início do século XXI, impulsionado pela busca por fontes de energia mais econômicas e limpas.

O princípio de funcionamento de um motor bi-fuel reside em sua capacidade de operar com dois combustíveis em estados físicos distintos, líquido e gasoso, tipicamente gasolina e gás natural comprimido (GNC) ou gás liquefeito de

petróleo (GLP). No entanto, outros combustíveis como etanol, hidrogênio e biometano têm ganhado espaço na aplicação em sistemas bi-fuel. Diferentemente dos motores de combustão *dual-fuel*, que misturam ambos os combustíveis simultaneamente, os motores bi-fuel podem alternar entre um combustível e outro, dependendo das condições operacionais ou da disponibilidade do combustível. Isso é possível graças a um sistema de injeção e controle que ajusta a taxa de compressão e os parâmetros de ignição para otimizar o desempenho em cada modo de operação.

Um dos principais benefícios da tecnologia bi-fuel é a redução das emissões de poluentes. O uso de GNC, GLP, etanol ou biometano em substituição à gasolina pode reduzir significativamente a emissão de hidrocarbonos não queimados (HC), monóxido de carbono (CO) e material particulado, contribuindo para a melhoria da qualidade do ar em áreas urbanas (Hosseini et al., 2023). Além disso, os combustíveis gasosos possuem uma combustão mais limpa e completa, gerando menos resíduos na câmara de combustão e no sistema de exaustão, o que pode impactar diretamente na durabilidade dos elementos mecânicos do motor e na redução dos custos de manutenção.

Outra propriedade vantajosa dos motores bi-fuel é a adaptabilidade no uso e a economia em termos de gastos com combustível. Um motor bi-fuel permite alternar entre o combustível mais barato ou mais disponível em determinado momento, maximizando a eficiência no consumo e, ao mesmo tempo, adequando-se às necessidades do usuário. Em muitos países, GNC, GLP e etanol são relativamente mais baratos em comparação com a gasolina, o que representa um ganho econômico para o uso da tecnologia bi-fuel.

No entanto, a aplicação de motores com tecnologia bi-fuel é limitada por barreiras financeiras e técnicas. Uma das maiores limitações é a perda de desempenho quando o combustível de trabalho é substituído por GNV em vez de gasolina. Isso ocorre porque o GNC/GNV ou o GLP possuem menor densidade energética, o que pode resultar em uma redução da eficiência do motor sob determinadas cargas e velocidades de rotação (Tuan; Dong, 2022). Para mitigar esse impacto, sistemas de injeção mais complexos e variações na taxa de compressão do motor são implementados na maioria dos casos.

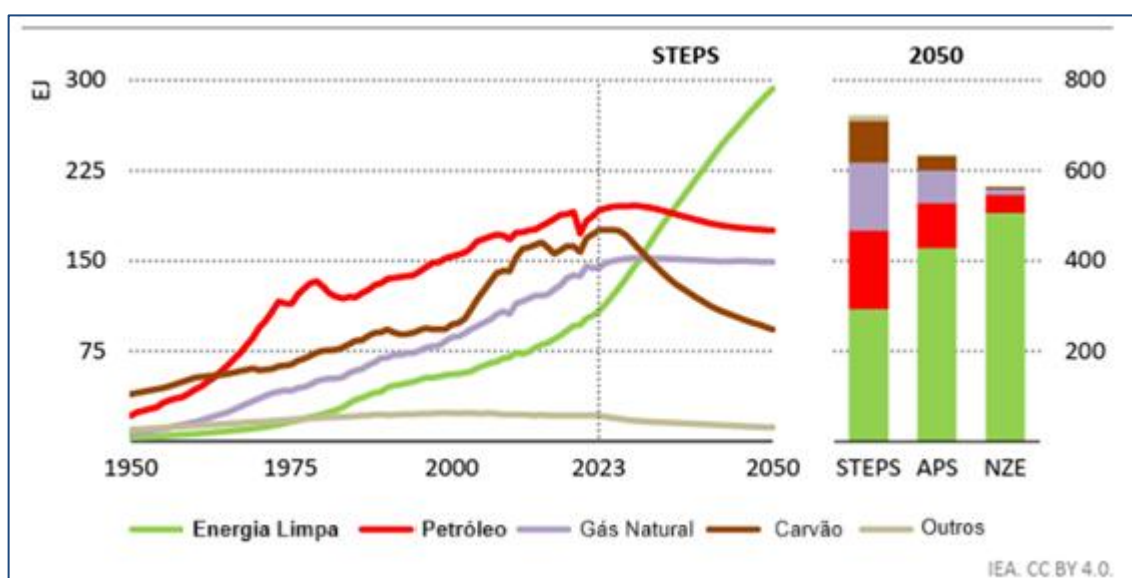
Outra consideração importante é a infraestrutura para o abastecimento de combustível. Mesmo que os combustíveis GNC, GLP e etanol sejam abundantes em algumas regiões, em outras o acesso a esses combustíveis é limitado, o que pode

dificultar a ampla adoção dessa tecnologia. Além disso, a instalação de um sistema bi-fuel em um motor originalmente projetado para gasolina exige modificações específicas, como o uso de injetores de gás, tanques de armazenamento projetados para esse fim e sistemas eletrônicos de controle novamente projetados, o que pode representar um alto custo inicial.

2.3 BIOCOMBUSTÍVEIS

A maior parte do consumo mundial de energia vem de fontes de energia não renováveis, como petróleo, carvão mineral ou gás natural. No entanto, na última década, houve uma redução da participação dos combustíveis fósseis na matriz energética global, de 82% em 2013 para 80% em 2023. Ao mesmo tempo, a demanda de energia registrou um aumento de 15% nesse período, enquanto 40% desse incremento foi atendido por energia limpa. A previsão da matriz energética feita pela Agência Internacional de Energia (IEA) mostra que, no Cenário de Políticas Declaradas (STEPS), a dependência de combustíveis fósseis cairá de 80% em 2023 para 58% em 2050. Essa previsão muda no Cenário de Compromisso Anunciado (APS) e o Cenário de Zero Emissões Líquidas (NZE), em que a previsão é de 30% e 10% de dependência de combustível fóssil até 2050, respectivamente (ver Figura 2.5).

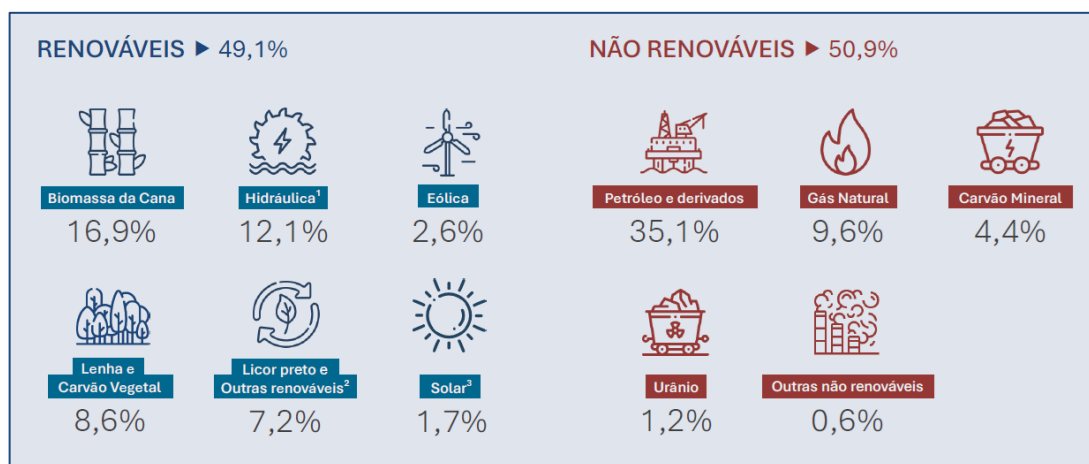
Figura 2.5 Matriz global de energia para 2050



O Brasil apresenta uma composição energética distinta em relação à média mundial. Em 2023, a matriz energética nacional era composta por 50,9% de fontes

não renováveis e 49,1% de fontes renováveis (Empresa de Pesquisa Energética, 2025), proporção consideravelmente superior à participação renovável global de 20% no mesmo ano (ver Figura 2.6). A biomassa da cana-de-açúcar responde por parcela expressiva dessa matriz renovável, o que reflete a consolidação dos biocombustíveis como componente estrutural da oferta de energia no país.

Figura 2.6 Matriz energética brasileira em 2023



Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2025)

Um artigo de revisão da *Royal Society Publishing* (Jeswani; Chilvers; Azapagic, 2020) define que os “biocombustíveis são combustíveis produzidos a partir de materiais biológicos, que podem ser diferenciados de acordo com o tipo de matéria-prima, o processo de conversão e as especificações técnicas”. Embora esses biocombustíveis apresentem diversas aplicações possíveis, o etanol e o biometano destacam-se pelo uso em motores de combustão interna de ignição por centelha.

2.4 ETANOL

O etanol é um biocombustível utilizado em motores de combustão interna de ignição por centelha, com fórmula molecular C_2H_5OH , produzida especialmente via fermentação de açúcares (ANP, 2024), como substituto parcial ou total da gasolina e de outros combustíveis fósseis.

O Brasil é pioneiro no uso em larga escala do etanol desde o fim da década de 1970; hoje, trata-se do biocombustível mais utilizado no país, e o Brasil figura como o segundo maior produtor mundial. São duas as formas de comercialização do etanol automotivo: etanol anidro, adicionado à gasolina (gasolina comum) numa proporção em torno de 27% em volume, e etanol hidratado, utilizado diretamente como

combustível em veículos compatíveis (especialmente nos modelos *flex-fuel*) (ANP, 2024).

A adoção ampla desse combustível renovável trouxe vantagens energéticas e ambientais significativas: desde 1975, o uso do etanol no Brasil já substituiu aproximadamente 2,4 bilhões de barris de petróleo equivalente (através do consumo de mais de 637 bilhões de litros de etanol), contribuindo para a segurança energética nacional e reduzindo substancialmente as emissões de gases de efeito estufa (Ministério de Minas e Energia, 2022). Do ponto de vista ambiental, as análises de ciclo de vida indicam que o etanol pode reduzir em até 62% as emissões de gases de efeito estufa em comparação à gasolina (Liu, X. et al., 2023), além de apresentar queima mais limpa (isento de enxofre e com menor emissão de material particulado), o que diminui a poluição local do ar.

Tais características consolidam o etanol como um componente-chave na matriz de combustíveis do setor de transportes, contribuindo para a diversificação das fontes de energia e para as metas de descarbonização rumo a uma mobilidade mais sustentável.

2.4.1 Produção de etanol

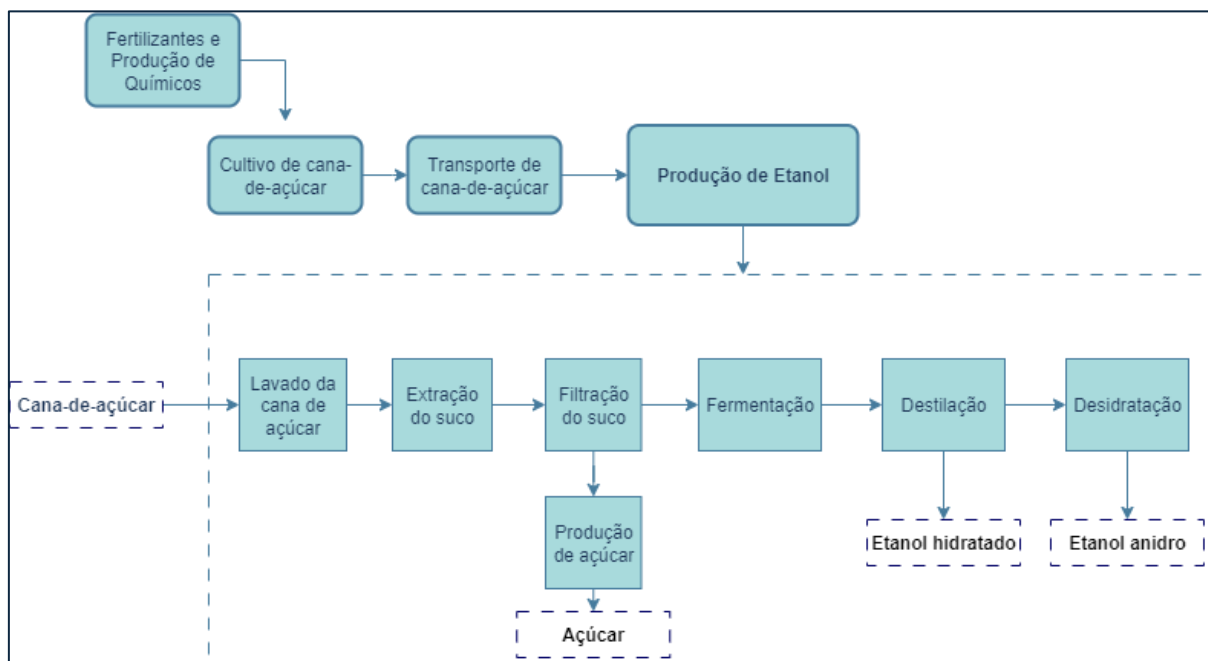
A produção global de etanol somou 112 bilhões de litros em 2023, quase 80% desse volume foi obtido nos Estados Unidos e no Brasil (IEA, 2023b). O etanol surge como resposta a dois dos desafios centrais das economias contemporâneas: descarbonizar o transporte rodoviário e valorizar as matérias primas agrícolas abundantes, ao mesmo tempo em que é reforçada a segurança energética.

A conversão de biomassa rica em açúcares ou amido (cana-de-açúcar, milho, sorgo, melaços) e, cada vez mais, de resíduos lignocelulósicos cria um ciclo produtivo em que insumos antes subutilizados (bagaço, palha e colmo) retornam à economia na forma de um combustível renovável. Esse arranjo favorece cadeias circulares, gera empregos rurais e possibilita a cogeração de eletricidade a partir do bagaço ou lignina, reduzindo dependência de fontes fósseis nos próprios parques industriais (Hoang; Nghiem, 2021).

Após destilação e, quando necessário, desidratação, o etanol apresenta alto índice de octanagem e pode ser usado de forma intercambiável com a gasolina em misturas de baixa (E10–E27) ou alta concentração (E85) ou ainda em motores dedicados/hidratados (ver Figura 2.7). Essa compatibilidade com a infraestrutura

existente é decisiva: permite ampliar rapidamente sua participação na matriz veicular sem a necessidade de mudanças radicais na rede de distribuição ou no parque automotivo (IEA, 2017).

Figura 2.7 Representação esquemática do processo produtivo do etanol



Fonte: Adaptado de Liu, X. et al. (2023)

Distingue-se entre etanol de primeira geração (1G), obtido da fermentação de açúcares simples, e etanol de segunda geração (2G), produzido a partir de celulose e hemicelulose. O 2G amplia o espectro de matérias-primas, reduz a pressão sobre áreas agrícolas e pode utilizar resíduos agrícolas e florestais atualmente descartados. A IEA projeta que, num cenário de transição alinhado à meta de zero emissões líquidas, os biocombustíveis líquidos (dos quais o etanol é o principal representante) poderiam alcançar 215 bilhões de litros por ano até 2030 e continuar crescendo até fornecer cerca de 27 % da demanda global de energia para transporte em 2050 (IEA, 2013).

Do ponto de vista climático, o etanol de cana-de-açúcar se destaca: a análise de ciclo de vida indica uma redução média de 62 % nas emissões de GEE quando comparado à gasolina norte-americana (Liu, X. et al., 2023).

Em termos econômicos, o etanol de cana permanece o biocombustível de menor custo ao longo de todo o horizonte de 2030–2050, sendo competitivo (ou até mais barato) que a gasolina em cenários de referência da IEA; já o etanol celulósico

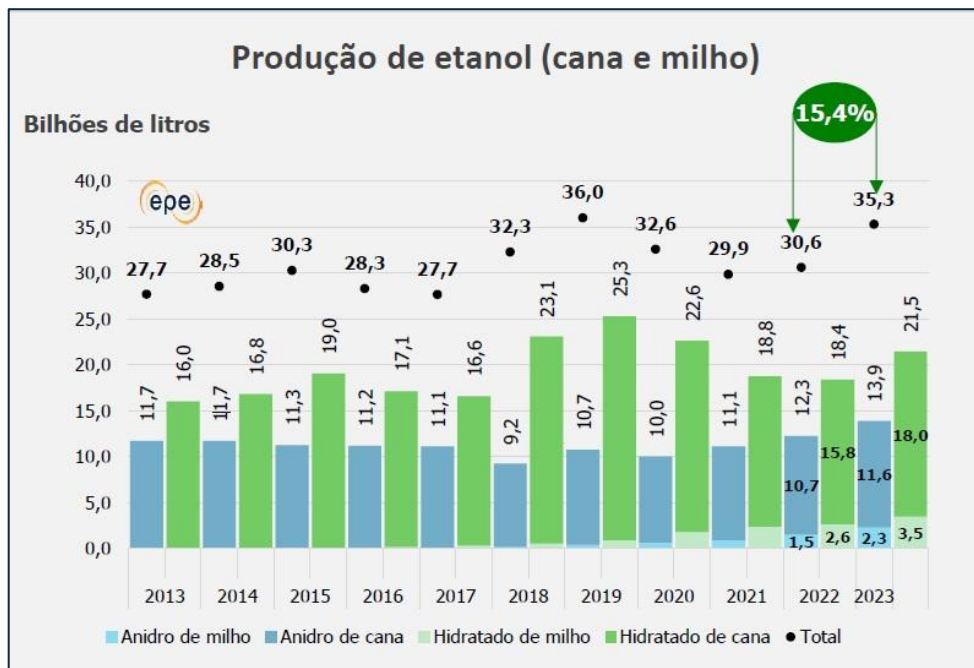
deve atingir paridade de custos conforme ganhe escala industrial e se beneficiará de menores flutuações no preço da matéria-prima (IEA, 2013).

Finalmente, estudos de potencial técnico indicam que a produção adicional de etanol lignocelulósico a partir de resíduos agrícolas e florestais poderia substituir uma fração expressiva do consumo global de gasolina, reforçando a capacidade desse biocombustível de compor uma matriz energética veicular mais limpa e resiliente. O desafio reside em acelerar a difusão de tecnologias 2G, assegurar sustentabilidade socioambiental e manter um arcabouço regulatório estável que sinalize a transição às empresas e aos consumidores.

2.4.2 Produção do etanol no Brasil

De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), a produção de etanol a partir da cana-de-açúcar, combinada com o etanol à base de milho, teve um aumento de 15,3% em 2023, quando comparada a 2022, atingindo 35,3 bilhões de litros, enquanto a demanda de motores de ciclo Otto atingiu um recorde histórico de 59,1 bilhões de litros de gasolina, o que destaca a importância de continuar introduzindo combustíveis alternativos (ver Figura 2.8).

Figura 2.8 Produção total de etanol no Brasil em 2023

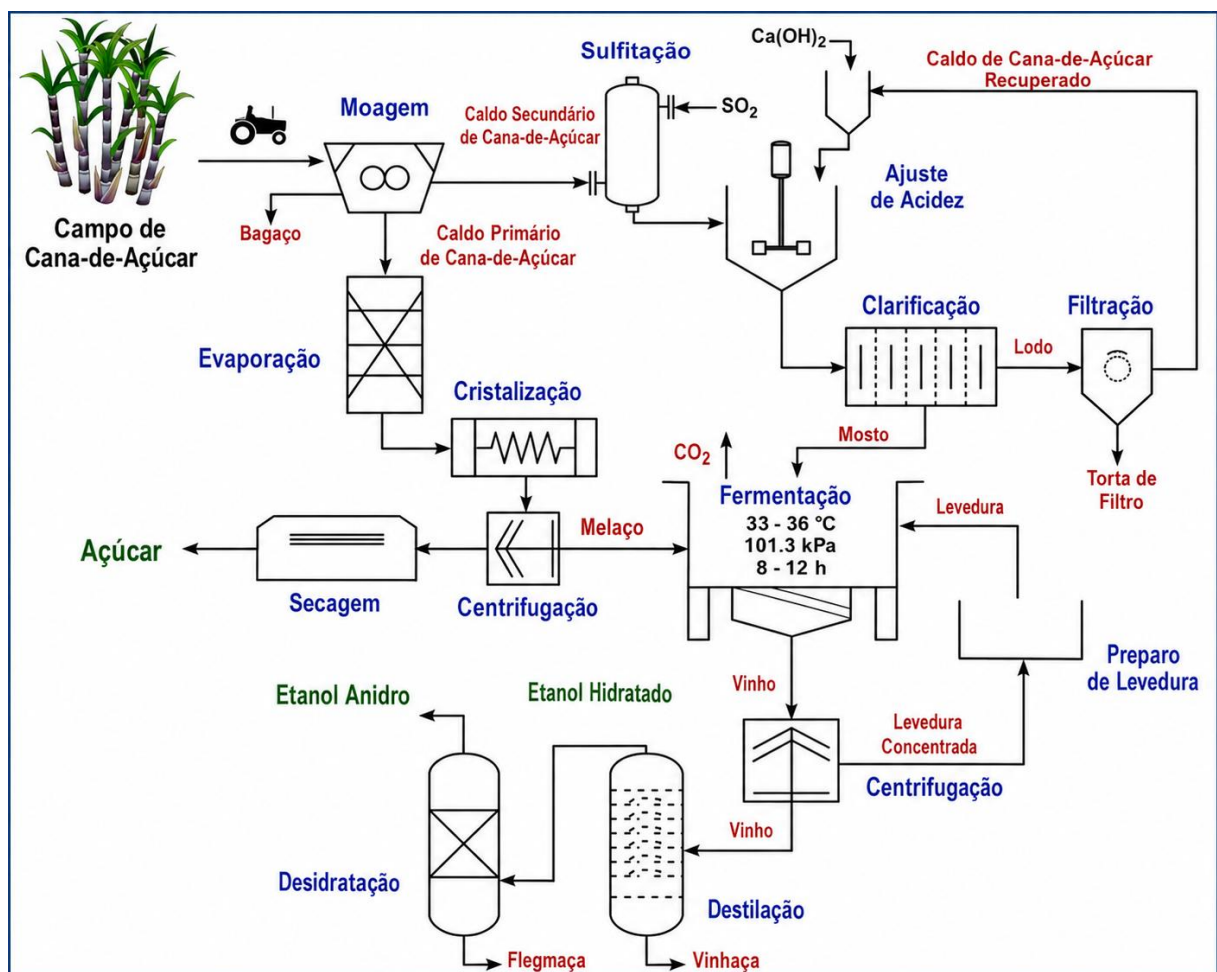


Fonte: Adaptado de Oliveira et al. (2024)

O processo de produção de etanol de cana de açúcar no Brasil envolve vários processos chaves, desde o cultivo, até a fermentação e destilação. O processo

integrado de produção de açúcar e etanol. Depois de cultivada, a cana-de-açúcar é enviada à moenda para extrair os sucos primário e secundário, além do bagaço. Logo, o suco é tratado com dióxido de enxofre para o processo conhecido como sulfitação, seguido pelo ajuste de acidez feito com hidróxido de cálcio. A clarificação e a filtração produzem o mosto, que é então evaporado e cristalizado para produzir açúcar e melaço. Para a produção de etanol, o caldo de cana clarificado ou o melaço são fermentados com levedura em condições anaeróbicas, normalmente a 30-36°C e 101,3 kPa, durante 8-12 horas, produzindo um líquido contendo etanol (vinho). A levedura é preparada e concentrada para reusar, e o vinho é destilado para produzir etanol hidratado e vinhaça. Finalmente, o etanol hidratado é desidratado para obter etanol anidro (ver Figura 2.9) (Gonçalves et al., 2023).

Figura 2.9 Fluxograma do processo Melle-Boinot para produção de etanol de cana de açúcar.



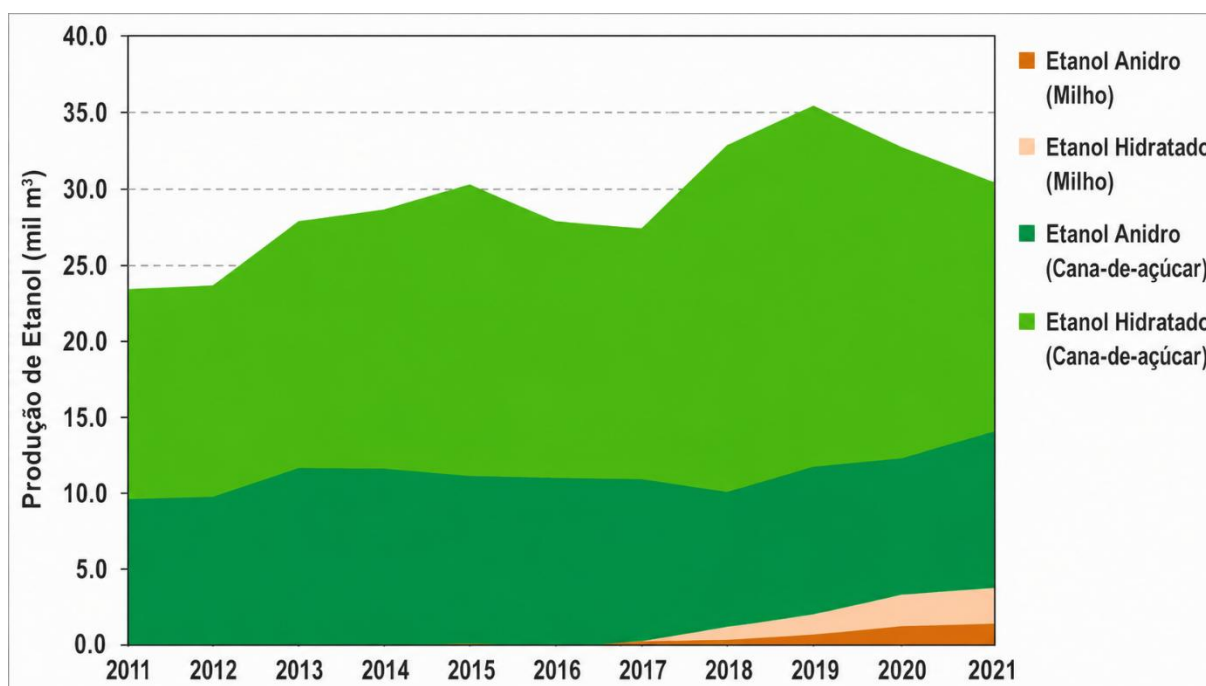
Fonte: Gonçalves et al. (2023)

A indústria brasileira de etanol utiliza subprodutos de forma eficaz. O bagaço, o resíduo fibroso da cana-de-açúcar, é amplamente utilizado para geração de eletricidade, tornando as usinas amplamente autossuficientes em energia e, frequentemente, produzindo excedentes de eletricidade (Dias et al., 2011; Dias et al., 2010; Laluece, 1991). A vinhaça, resíduo líquido da destilação, é cada vez mais utilizada na produção de biogás por meio da digestão anaeróbica, melhorando ainda mais a rentabilidade e reduzindo o impacto ambiental (Moraes; Zaiat; Bonomi, 2015).

Brasil procura ativamente o desenvolvimento da produção de etanol de segunda geração a partir da biomassa lignocelulósica, como o bagaço de cana de açúcar e palha (Cavalett et al., 2017). A inovação visa aumentar ainda mais a produção de etanol sem expandir o uso do solo, já que utiliza resíduos da produção de etanol de primeira geração. No entanto, a produção de etanol de segunda geração pode competir com a geração de eletricidade a partir desses mesmos materiais lignocelulósicos (Dias et al., 2011).

A produção de etanol em Brasil apresentou flutuações e crescimento na última década (ver Figura 2.10).

Figura 2.10 Produção de etanol em mil m^3 entre 2011-2021



Fonte: Gonçalves et al. (2023)

A Figura 2.10 ilustra que a produção total de etanol, que engloba o etanol anidro de milho, o etanol hidratado de cana-de-açúcar e a produção relacionada à cana-de-açúcar, teve um aumento constante de 2011 a 2013, estabilizou-se entre 2013 e 2017 e, em seguida, teve um aumento notável de 2017 a 2018. A produção atingiu seu pico por volta de 2019, com uma contribuição significativa de todos os componentes, seguida por um leve declínio em 2020 e uma relativa estabilidade em 2021, com uma pequena tendência de recuperação (Gonçalves et al., 2023).

O setor brasileiro de produção de etanol enfrenta vários desafios e oportunidades para o futuro. O etanol produzido a partir da cana-de-açúcar oferece vantagens ambientais significativas, incluindo o balanço energético positivo e os custos de produção relativamente baixos (Martinelli; Filoso, 2008) e representa uma estratégia importante para mitigar as emissões de CO_2 (Ramirez et al., 2022). A substituição do colhimento manual pelo mecanizado reduz as emissões de carbono associadas com a queima de resíduos, e melhorando indicadores de saúde humana (Galdos et al., 2013).

A competitividade do etanol brasileiro está influenciada pelo preço global do petróleo e as políticas domésticas (Mielnik; Serigati; Giner, 2017). Incentivos como o programa RenovaBio representam oportunidades para expandir a produção de etanol, enquanto desafios como a baixa rentabilidade e o endividamento precisam de ser abordados (Barbosa; Szklo; Gurgel, 2022).

Um dos desafios da produção de etanol é o uso da terra e a possível ameaça à segurança alimentar. Embora o Brasil possua vastas extensões de terras naturais, existem preocupações quanto à expansão do cultivo de cana-de-açúcar e seu potencial impacto na produção de alimentos e nas florestas (Egeskog et al., 2011) (De Souza Ferreira Filho; Horridge, 2017). No entanto, estudos sugerem que a produção de cana-de-açúcar está concentrada em regiões de alta produtividade, mitigando algumas dessas preocupações (De Souza Ferreira Filho; Horridge, 2017). O conceito de “estratégia intermediária” propõe a produção de etanol mantendo ou mesmo recuperando a biodiversidade e os serviços ecossistêmicos (Buckeridge et al., 2011).

A pegada hídrica é outra das questões que precisam ser abordadas no estudo dos desafios da produção de etanol. Em regiões semiáridas, a produção de etanol demanda recursos hídricos significativos. Esforços estão em andamento para quantificar e otimizar a eficiência do uso da água no cultivo de cana-de-açúcar para a produção de etanol. (Munoz Castillo et al., 2017).

O setor brasileiro de etanol, predominantemente baseado na cana-de-açúcar, deverá enfrentar nas próximas décadas o desafio de manter sua competitividade econômica diante das oscilações do preço internacional do petróleo, ao tempo que aprimora a gestão sustentável dos recursos hídricos e do uso do solo e incorpora ganhos tecnológicos no segmento de segunda geração (Gonçalves et al., 2023).

2.5 COMBUSTÃO DO ETANOL

O uso do etanol como combustível em motores de combustão interna de ignição por faísca tem atraído atenção significativa devido aos seus potenciais benefícios na diversificação de fontes de combustíveis, redução de consumo de combustíveis fósseis, melhoria do desempenho do motor e redução das emissões de poluentes (Aleiferis et al., 2004, Farooq; Vinay Kumar, 2023). Alguns dos parâmetros críticos da combustão do etanol em motores de ignição por faísca são a relação ar-combustível, a razão de equivalência, o fator lambda e a temperatura de chama adiabática.

O etanol possui diversas propriedades que o tornam uma alternativa atraente à gasolina em motores de ignição por faísca. Embora sua densidade energética seja aproximadamente dois terços da gasolina, o etanol apresenta velocidade de chama laminar mais alta e um número de octanos mais alto. O número de octanos mais alto é particularmente benéfico, pois melhora a tolerância à detonação, permitindo taxas de compressão potencialmente maiores e tempos de ignição avançados sem detonação destrutiva. A velocidade de chama mais rápida também pode aumentar a eficiência do processo de combustão (Waqas et al., 2017).

2.5.1 Razão ar-combustível na combustão do etanol, razão de equivalência e fator lambda.

A razão ar-combustível ajustada ao objetivo do processo é determinante para a minimização de poluentes. Por exemplo, se houver excesso de combustível (mistura rica), forma-se monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (H_xC_y) e fuligem. Se houver excesso de ar (mistura pobre), a combustão tende a ser completa, mas a temperatura de chama diminui, podendo reduzir a eficiência térmica. Além disso, em algumas condições, o excesso de ar pode favorecer a formação de NO_x , embora esse processo dependa também principalmente da temperatura do processo. (Schirmer et al., 2017)

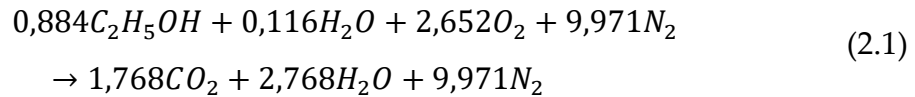
Em sistemas de geração de calor ou potência, uma razão ar-combustível bem ajustada assegura que a maior parte da energia química contida no combustível seja convertida em calor utilizável ou em trabalho mecânico no caso de motores. Em queimadores industriais e em motores de combustão interna, controlar a razão ar-combustível ajuda a manter uma chama estável, evitando apagamentos súbitos, retrocessos de chama e garantido segurança operacional.

O nitrogênio que acompanha o oxigênio no ar não reage, mas afeta temperatura e fluxo de massa dentro da câmara de combustão. Quantidades elevadas de ar implicam maiores vazões, influenciando o dimensionamento de ventiladores, injetores, tubulações e sistemas de exaustão. Além disso, maior presença de N_2 diminui a temperatura de chama, afetando o rendimento térmico e a distribuição de produtos de combustão.

Em aplicações industriais, excesso de ar, definido como um percentual acima da quantidade estequiométrica de ar, é quase sempre necessário para completar as reações do processo real de combustão. Para combustíveis gasosos, fornece-se um excesso de ar em torno de 1 a 2 %, enquanto, para combustíveis líquidos, entre 5 e 10 %. Para combustíveis sólidos, como carvão não pulverizado, o excesso de ar pode chegar a 25 %. Em processos de incineração, é comum se trabalhar com excessos de ar acima de 100 % (Baukal, 2012).

Três parâmetros usados com frequência para representar a quantidade de ar utilizada na combustão de um dado combustível são a razão ar-combustível (AC), a razão combustível-ar (CA), e a razão de equivalência (ϕ).

A razão ar-combustível é definida como a razão em massa entre o ar fornecido e o combustível. A razão combustível-ar é a recíproca da razão ar-combustível. Essas duas quantidades também são definidas em base molar. A razão ar-combustível em base mássica pode ser transformada para base molar simplesmente multiplicando seu valor pela razão entre as massas moleculares de combustível e ar, $(\frac{M_c}{M_{ar}})$. Serão distinguidas as variáveis em base mássica daquelas em base molar colocando uma barra acima dos símbolos destas últimas (i.e., uma barra será usada para representar razões ar-combustível ou combustível-ar em base molar). Para a combustão estequiométrica do etanol hidratado com ar, se terá a seguinte razão (ver Equação 2.1):



Tem-se a seguinte razão ar-combustível em base mássica e base molar para o etanol hidratado utilizado (ver Equação 2.2):

$$AC_{est.} = 8,54 \frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ combustível}} \quad ; \quad \overline{AC}_{est.} = 12,62 \frac{mol \text{ ar}}{mol \text{ combustível}} \tag{2.2}$$

A razão de equivalência (ϕ) é um parâmetro fundamental no estudo e na caracterização dos processos de combustão. Ela relaciona a proporção real de combustível e oxidante com aquela exigida pela condição estequiométrica, ou seja, a quantidade exata de combustível e oxigênio necessária para oxidar completamente o combustível em CO_2 e H_2O . Essa razão é definida pela seguinte expressão (ver Equação 2.3):

$$\phi = \frac{AC_{est.}}{AC} = \frac{\overline{AC}_{est.}}{\overline{AC}} = \frac{CA}{CA_{est.}} = \frac{\overline{CA}}{\overline{CA}_{est.}} \tag{2.3}$$

Um valor de $\phi=1$ indica mistura estequiométrica, em que o combustível e o oxigênio estão na proporção exata para que toda a fração de carbono e hidrogênio seja convertida em CO_2 e H_2O , não havendo excesso de combustível nem de ar; $\phi > 1$ indica mistura rica em combustível, ou seja há menos oxigênio do que o necessário para a combustão completa. Nesse cenário, tende a ocorrer formação de monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados e fuligem; $\phi < 1$ indica mistura pobre em combustível (excesso de ar), em que parte do oxigênio permanece sem reagir. Essa condição, embora reduza a formação de CO e fuligem, pode, dependendo das temperaturas atingidas, favorecer a geração de óxidos de nitrogênio (NO_x) e, em alguns casos, reduzir a eficiência térmica.

Na literatura (De Carvalho et al., 2018), a relação ar-combustível pode ser expressa pelo fator Lambda λ , usado principalmente na indústria automobilística. Esse fator representa a razão entre a quantidade de ar efetivamente fornecida ao sistema de combustão e a quantidade de ar necessária em condição estequiométrica (ver Equação 2.4):

$$\lambda = \frac{AC}{AC_{est.}} \tag{2.4}$$

A partir dessa definição, obtém-se a correlação direta com a razão de equivalência (ver Equação 2.5):

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (2.5)$$

A razão de equivalência tem efeitos no processo de combustão, para o caso de uma mistura rica ($\phi > 1$), pela falta de oxigênio, parte do carbono permanece parcialmente oxidado, resultando em CO e podendo gerar fuligem e hidrocarbonetos não queimados. Para o caso de uma mistura pobre ($\phi < 1$) reduz a produção de CO e fuligem, mas pode levar a formação de NO_x se a temperatura da chama permanecer suficientemente alta. Além disso, um grande excesso de ar normalmente reduz a temperatura de chama, influenciando a eficiência do processo.

Ajustar a razão de equivalência de forma adequada é essencial para maximizar o aproveitamento da energia química do combustível. Em várias aplicações, uma ligeira condição de mistura pobre é escolhida para garantir menor formação de poluentes e combustão completa, apesar de uma redução marginal na temperatura de chama.

2.5.2 Temperatura de chama adiabática

A temperatura de chama adiabática é definida como a temperatura máxima teórica que os produtos de combustão podem atingir caso toda a energia liberada na queima seja utilizada exclusivamente para o aquecimento dos gases, sem perdas de calor para o ambiente nem realização de trabalho. Trata-se de uma condição ideal em que todo o calor liberado pelas reações químicas permanece confinado nos produtos, elevando ao máximo sua temperatura final. (Marzouk, 2023)

A temperatura de chama adiabática tem uma influência direta na operação dos motores de combustão interna. Temperaturas muito elevadas podem intensificar a formação de óxidos de nitrogênio, enquanto temperaturas mais baixas, embora reduzam NO_x , podem levar ao aumento de CO e material particulado em alguns regimes de combustão. Um valor adequado de temperatura de chama adiabática é essencial para um bom aproveitamento energético, e para uma propagação estável da chama, reduzindo riscos de apagamento ou retrocesso. (Silva, 2018)

O valor exato da temperatura de chama adiabática pode ser obtido por diferentes abordagens, como métodos analíticos simplificados, que se baseiam no balanço de energia entre reagentes e produtos, considerando as entalpias ou calores

específicos médios a diferentes temperaturas, adotando-se um modelo simplificado em que a composição dos produtos de combustão é assumida. Outro método é a utilização de softwares de equilíbrio químico, capazes de considerar a formação de espécies intermediárias e de calcular a composição de equilíbrio. Nesses softwares, a temperatura de chama é encontrada iterativamente pela busca do ponto em que a energia química liberada e a energia interna dos produtos se equilibram. Em situações específicas, a temperatura de chama pode ser estimada a partir de medições experimentais (por meio de termopares especiais ou técnicas ópticas), que, embora não representem exatamente a condição adiabática, fornecem valores de referência para comparação com os modelos teóricos. (Marzouk, 2023)

Nos combustíveis líquidos de base alcoólica, como o etanol, a temperatura de chama adiabática é fortemente governada pela razão ar-combustível, pela pressão e pela própria composição do combustível. Para uma mistura estequiométrica etanol-ar a 1 atm e 298 K, os cálculos de equilíbrio químico a pressão constante, que consideram a dissociação dos produtos, indicam temperatura de chama adiabática de aproximadamente 2238 K ($\approx 1965\text{ }^{\circ}\text{C}$) (The Engineering Toolbox, 2005). Cabe distinguir esse valor dos calculados sem considerar a dissociação, frequentemente reportados em tabelas compiladas, que alcançam cerca de 2355 K ($\approx 2082\text{ }^{\circ}\text{C}$): a diferença entre os dois métodos, da ordem de 100 a 130 K, supera a própria diferença entre combustíveis hidrocarbonetos comuns, de modo que valores obtidos por métodos distintos não devem ser comparados entre si. No caso do etanol hidratado E100h, a fração de 4,9% de água em volume absorve parte do calor liberado e reduz a temperatura de chama adiabática em aproximadamente 15 a 25 K em relação ao etanol anidro.

Se a mistura se torna rica, parte do carbono permanece parcialmente oxidado como CO ou radicais, consumindo energia em reações endotérmicas e reduzindo alguns graus a temperatura pico, já em condições pobres o excesso de ar traz mais N₂ e O₂ inertes, dilui o calor liberado e o teto térmico cai de maneira expressiva. Além disso, o etanol hidratado comercial brasileiro contém cerca de 5% de água em base volumétrica e estudos experimentais mostram que o acréscimo de água atua como diluente térmico: cada 10% adicionais podem derrubar a temperatura adiabática em dezenas de graus, efeito atribuído ao alto calor de vaporização da água e ao aumento do calor específico da mistura (Breaux; Acharya, 2013).

Pressões superiores à atmosférica, por sua vez, comprimem os reagentes e elevam a temperatura de chama, enquanto o pré-aquecimento do ar ou do etanol antes da ignição também contribui para aumentar esse limite termodinâmico, influência útil em partidas a frio, mas que exige cuidado com emissões de NO_x (Genova et al., 2022).

Desse modo, a compreensão precisa da temperatura de chama do etanol, aliada à caracterização da mistura, é essencial para otimizar a sua combustão em motores de ignição por faísca, assegurando desempenho elevado sem comprometer a integridade térmica dos componentes nem o controle de poluentes.

2.6 BIOMETANO

O biometano é um biocombustível gasoso obtido a partir do processamento do biogás. Por sua vez, o biogás é originário da digestão anaeróbica de material orgânico, composto principalmente por metano e dióxido de carbono. (ANP, 2025)

Ao passar pelo processo de purificação, o biogás é transformado em biometano, um gás que se caracteriza por conter um alto percentual de metano em sua composição. Esse elevado teor de metano é determinante, pois confere ao biometano propriedades equivalentes às do gás natural, tornando-o uma alternativa viável e sustentável. Dessa forma, o biometano pode ser empregado de maneira intercambiável com o gás natural em diversas aplicações, abrangendo desde a geração de energia até usos industriais e residenciais, contribuindo para uma matriz energética mais limpa e eficiente. (Adnan et al., 2019)

A denominação biometano aplica-se ao biogás com teor mínimo de 90% de metano (Li, Yin et al., 2019). Geralmente, a composição do biogás é de cerca de 50 a 75% de metano, 25 a 50% de dióxido de carbono, além de outros gases que podem incluir vapor de água, nitrogênio, oxigênio e sulfeto de hidrogênio, dependendo da origem do biogás. Após o processo de beneficiamento (*upgrading*), a maioria dos gases diferentes do CH_4 é removida significativamente, permanecendo uma concentração que pode chegar a 96%, dependendo da tecnologia de purificação do biogás que for usada.

2.6.1 Tecnologias de purificação do biogás

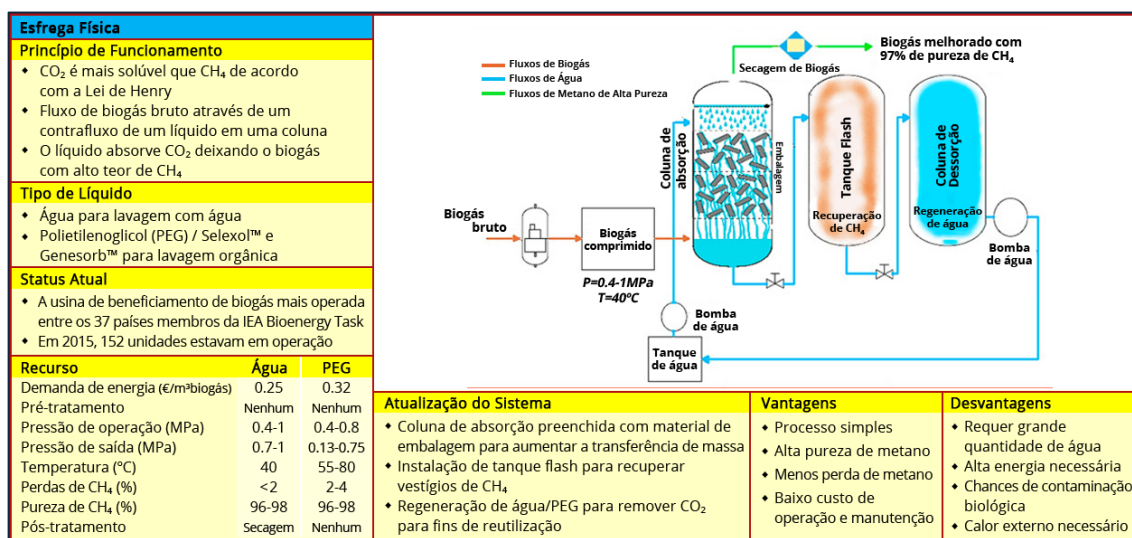
Como já foi dito, o biogás é uma mistura gasosa resultante da decomposição anaeróbica de materiais orgânicos e é composto principalmente de metano e dióxido de carbono, com pequenas quantidades de impurezas, como sulfeto

de hidrogênio, amônia e siloxanos. Para aumentar suas aplicações e permitir seu uso como equivalente ao gás natural biometano, é necessário remover essas impurezas por meio de métodos de aprimoramento. São aplicados diversos métodos, cada um com vantagens e limitações específicas.

A lavagem com água ou absorção física (Figura 2.11) é um dos métodos mais usados para reduzir o conteúdo de CO_2 e H_2S no biogás. Esse processo baseia-se na solubilidade diferencial dos gases na água, em que o CO_2 e o H_2S são absorvidos preferencialmente quando comparados ao metano. A operação ocorre em uma coluna de absorção, onde o biogás entra em contato com um fluxo de água, promovendo a captura das impurezas. Posteriormente, a água saturada passa por um processo de regeneração e é reutilizada.

As vantagens desse método incluem custos iniciais moderados, ampla adoção comercial e baixo impacto ambiental, devido ao fato de não utilizar solventes químicos. No entanto, apresenta limitações, como perdas de metano entre 3 e 5%, necessidade de manutenção regular e consumo de energia nos processos de pressurização de gás e recirculação de água. Esse processo é amplamente utilizado em plantas de produção de biometano de pequeno e médio porte.

Figura 2.11 Lavagem com água



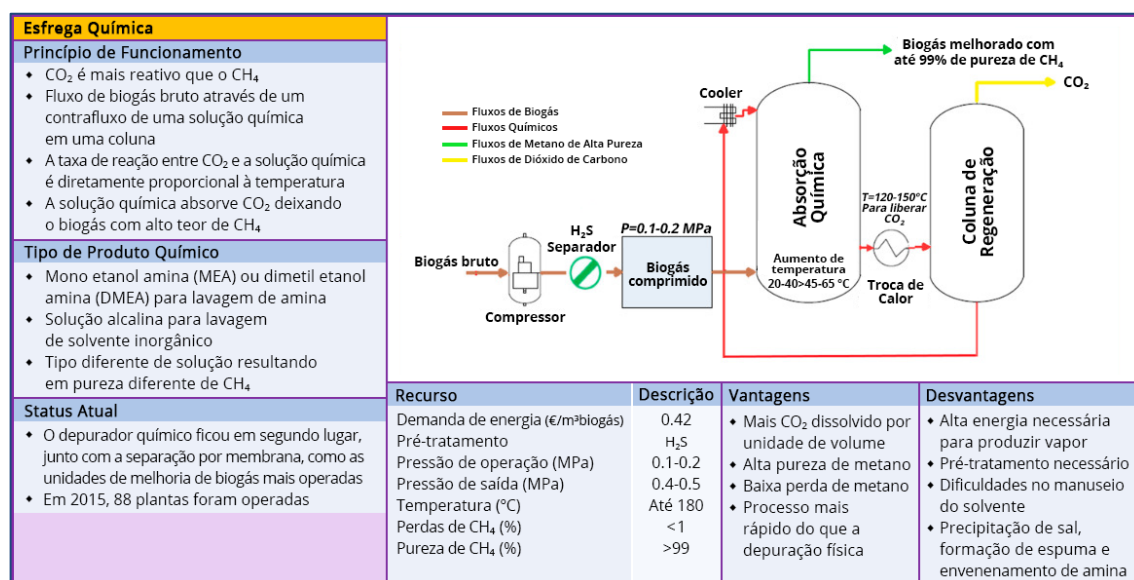
Fonte: Adaptado de Adnan et al. (2019)

Outro método é a absorção química (Figura 2.12) que utiliza soluções alcalinas, como aminas, que reagem quimicamente com o CO_2 , capturando-o com alta eficiência. Esse processo ocorre em uma coluna de absorção, onde a solução química

interage com o biogás, eliminando as impurezas. A recuperação da solução química é feita por meio de aquecimento, liberando o CO_2 e permitindo a reutilização da solução.

Esse método é altamente eficiente, produzindo biometano com pureza superior a 95-99%. Sua flexibilidade permite sua aplicação em diferentes tamanhos de produção. No entanto, apresenta desafios, como altos custos operacionais devido ao consumo de energia térmica no processo de regeneração do solvente, no processo de degradação dos reagentes químicos e no tratamento dos resíduos. É um método amplamente adotado em plantas de grande escala.

Figura 2.12 Depuração química



Fonte: Adaptado de Adnan et al. (2019)

Outro método é a adsorção por oscilação de pressão (PSA) que está representado na Figura 2.13. Ele se baseia na capacidade dos materiais adsorventes, como carvão ativado ou zeólitas, de capturar seletivamente o CO_2 e outras impurezas. O processo opera em ciclos alternados de alta e baixa pressão, permitindo uma separação eficiente do metano.

Essa tecnologia é vantajosa devido à sua alta eficiência na eliminação de CO_2 , o que nos permite obter biometano com um grau de pureza de cerca de 96-98%. Além disso, ela pode eliminar pequenas quantidades de oxigênio e nitrogênio. No entanto, apresenta limitações como perdas de metano de cerca de 2-10% e sensibilidade ao H_2S , exigindo um processo de pré-tratamento para eliminar essa substância do biogás e evitar danos aos adsorventes.

Figura 2.13 Adsorção por oscilação de pressão.

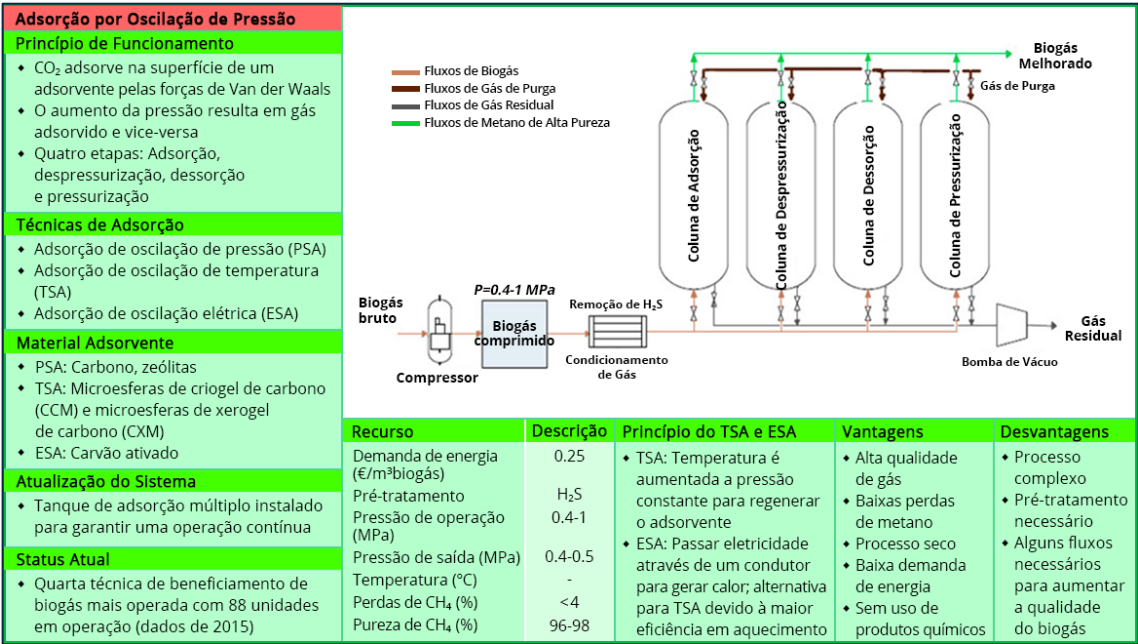
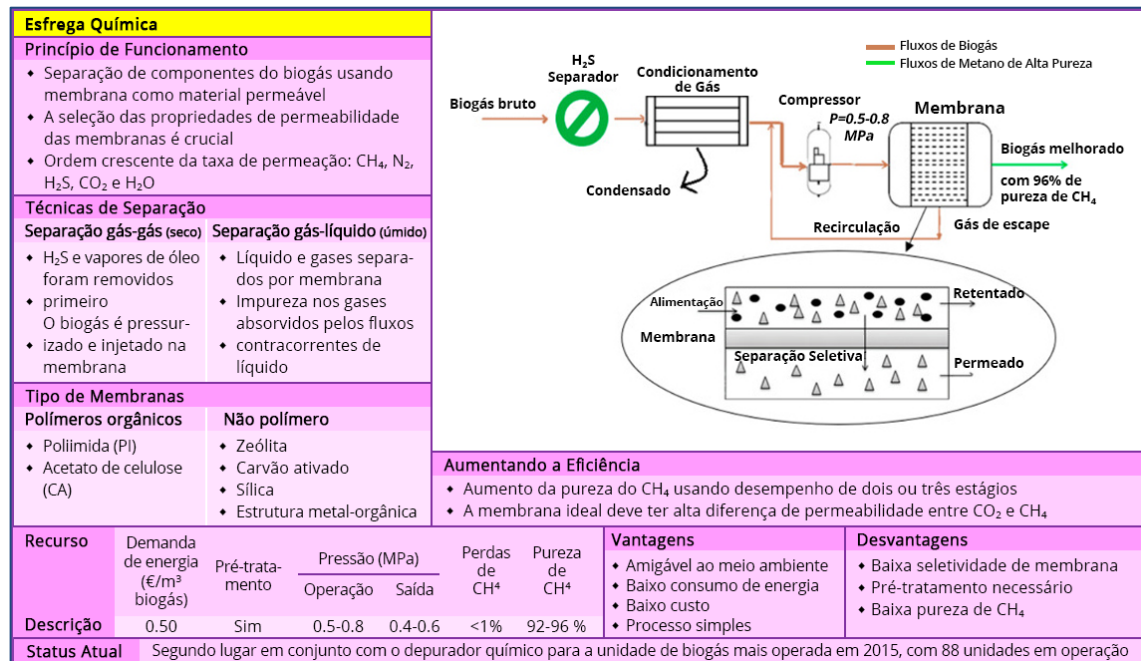


Figura 2.14 Separação por membrana.

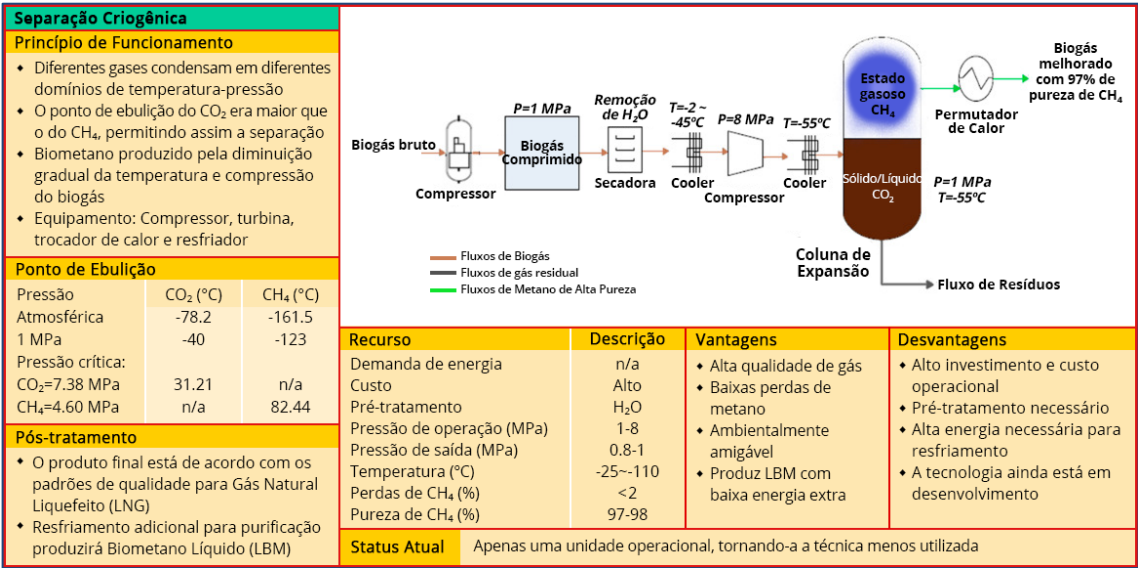


Fonte: Adaptado de Adnan et al. (2019)

Por fim, há outro método chamado separação criogênica (Figura 2.15), que usa os diferentes pontos de ebulição dos componentes do biogás, resfriando-o a temperaturas extremamente baixas para liquidar o CO_2 e separá-lo do metano. Esse processo permite a produção de biometano com um grau de pureza de cerca de 98%, além de recuperar CO_2 de qualidade comercial.

Apesar de sua alta eficiência, esse método apresenta desafios como o alto consumo de energia (equivalente a 10% da energia do biometano produzido), custos iniciais elevados e a necessidade de pré-tratamento para evitar a formação de gelo. Esse método resulta mais adequado para plantas de grande escala. (Sun et al., 2015)(Adnan et al., 2019).

Figura 2.15 Separação criogênica



Fonte: Adaptado de Adnan et al. (2019)

A escolha do método de aprimoramento do biogás depende de vários fatores, incluindo escala de produção, custos operacionais, eficiência desejada e destino do biometano. Processos como PSA e separação por membrana são adequados para plantas de menor porte, enquanto a depuração química e a separação criogênica são mais apropriadas para plantas de maior porte.

2.6.2 Produção de biometano

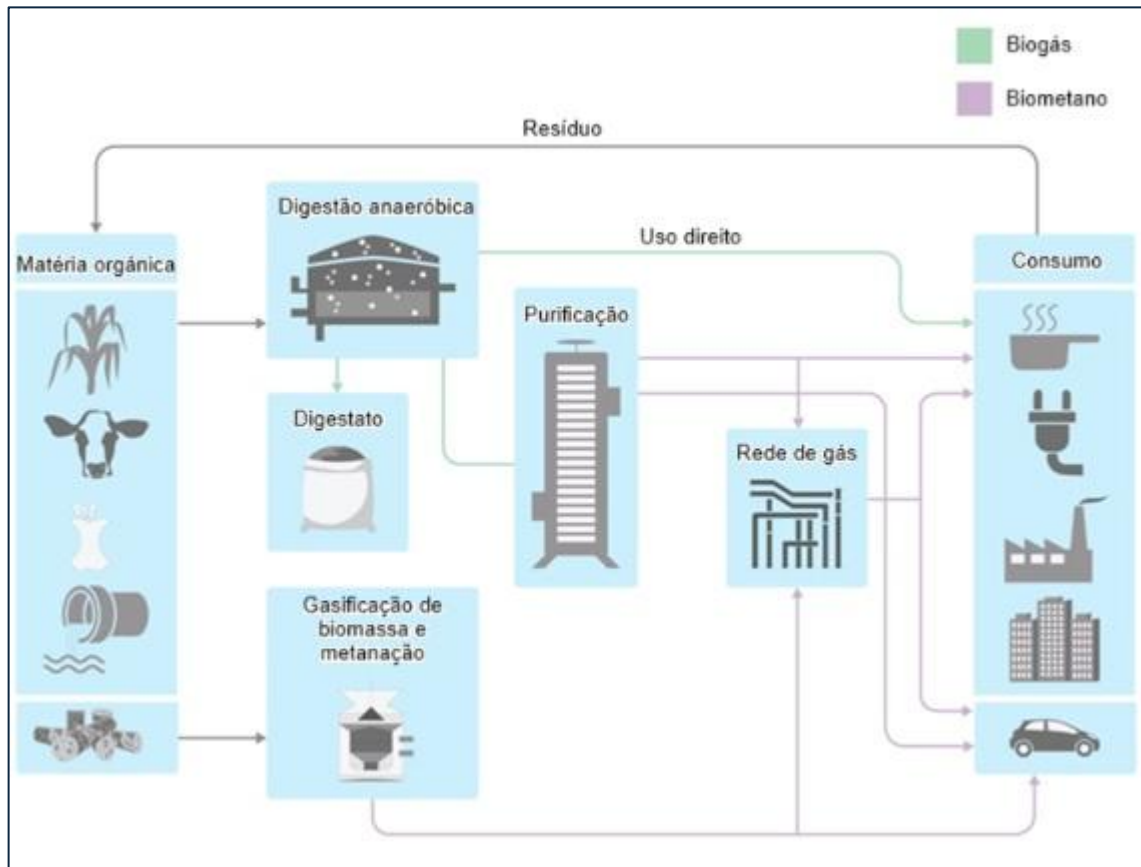
O biogás e sua versão aprimorada, o biometano, surgem como uma solução para dois dos desafios imperativos das economias modernas: lidar com a quantidade crescente de resíduos orgânicos produzidos pelas sociedades e economias modernas e a urgência de reduzir as emissões globais de gases de efeito estufa.

A conversão de resíduos orgânicos em uma fonte de energia renovável, na forma de biogás e biometano, abre uma perspectiva de mundo em que os recursos são usados e reutilizados de forma cíclica circular, o que pode ter impacto em uma economia mais ecológica e em uma sociedade mais saudável.

Quando aprimorado, o biometano é indistinguível do gás natural e, portanto, pode ser transportado e usado da mesma forma, o que supõe uma vantagem para garantir sua adoção, devido à capacidade de usar a infraestrutura disponível para o gás natural. O biometano pode proporcionar os benefícios energéticos do gás natural e, ao mesmo tempo, ser neutro em termos de carbono (Marconi; Rosa, 2023).

O biogás e o biometano são produtos diferentes com aplicações diferentes, mas ambos se originam de uma série de matérias-primas orgânicas cujo potencial é subutilizado atualmente (ver Figura 2.16).

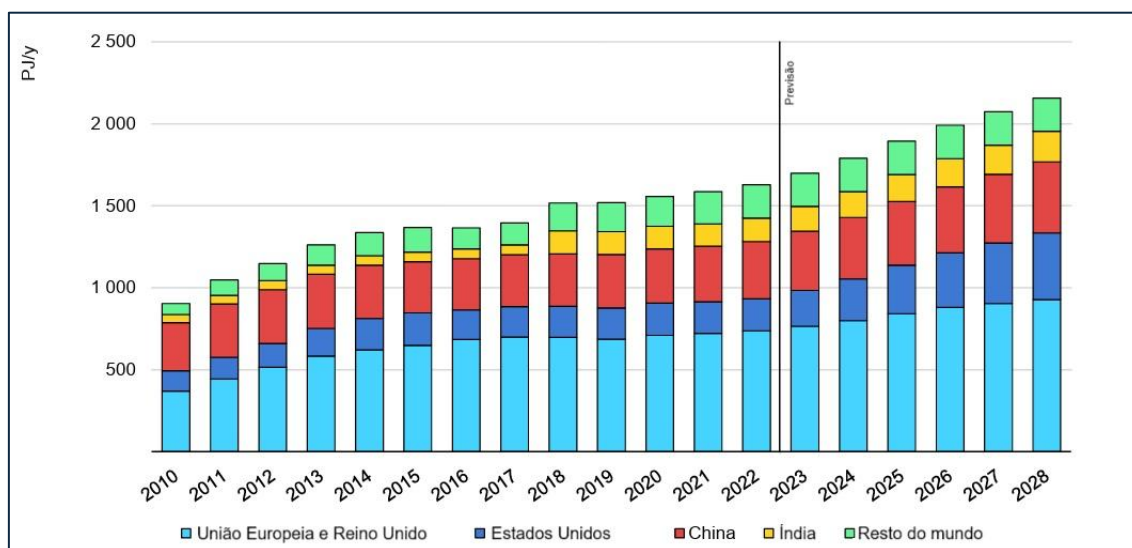
Figura 2.16 Formas de produção de biogás e biometano



Fonte: IEA (2020)

Um estudo detalhado da disponibilidade mundial de matérias-primas sustentáveis para biogás e biometano, conduzido pela Agência Internacional de Energia (IEA, 2020) mostra que o potencial técnico para produzir esses gases é enorme e, em grande parte, inexplorado. Essas matérias-primas incluem resíduos de culturas, esterco animal, resíduos sólidos municipais, águas residuais e resíduos florestais. De acordo com a Agência Internacional de Energia, a produção de biogás e biometano em 2018 foi de cerca de 35 milhões de toneladas de equivalente de petróleo (Mtoe), apenas uma fração do potencial global estimado (IEA, 2020). A utilização total do potencial sustentável poderia cobrir cerca de 20% da atual demanda mundial de gás (ver Figura 2.17)

Figura 2.17 Produção de histórica e potencial de biogás e biometano desde 2010



Fonte: IEA (2020)

De acordo com a Agência Internacional de Energia (IEA, 2020), a maior parte do potencial do biometano é mais cara do que o gás natural, com a única exceção de alguns gases de aterros sanitários. O preço médio do biometano produzido atualmente é de cerca de US\$ 19 por milhão de unidades térmicas britânicas (MBtu), com alguns custos adicionais para injeção na rede. No entanto, estima-se que 30 Mtoe de biometano poderiam ser produzidos hoje a um preço inferior ao preço doméstico do gás natural, que já é dez vezes maior do que o consumo total de biometano atualmente.

2.6.3 Produção de biometano no Brasil

No contexto brasileiro, a produção de biometano adquiriu notável relevância, como fonte energética mais limpa e sustentável. Diante do crescimento acelerado da demanda energética e da urgência em mitigar o impacto climático do setor de transportes, a produção de biometano aumentou, aproveitando sua capacidade de produção e alavancando a ampla frota de veículos a gás natural comprimido, considerando que esse gás pode ser substituído pelo biometano.

A análise dos dados fornecidos pela ANP torna-se fundamental para entender o impacto e a evolução da produção de biometano no Brasil. Esses dados permitem avaliar a capacidade instalada, o crescimento da produção e as tendências do mercado, servindo de base para a formulação de estratégias que melhorem o desenvolvimento do setor.

De acordo com a ANP, até outubro de 2025 havia 16 empresas autorizadas a produzir biometano no Brasil com uma capacidade instalada de aproximadamente 989321 Nm³ por dia, enquanto havia outras 38 em processo de autorização com um potencial de produção de aproximadamente 1.418.542 Nm³ por dia. A Figura 2.18 Localização das empresas autorizadas para produzir biometano no Brasil em 2023., ilustra a localização das plantas de biometano autorizadas a produzir e comercializar em solo brasileiro, enquanto a Tabela 2.1 Empresas autorizadas para produção de biometano no Brasil apresenta informações pertinentes sobre elas.

Tabela 2.1 Empresas autorizadas para produção de biometano no Brasil

	Empresa	Município	UF	Matéria prima	Capacidade de produção Nm ³ /d
1	COCAL ENERGIA S.A.	NARANDIBA	SP	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	27112.8
2	ENGEPI AMBIENTAL LTDA.	JAMBEIRO	SP	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	30000
3	ESSENCIS BIOMETANO S.A.	CAIEIRAS	SP	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	67200
4	GÁS VERDE S.A.	SEROPÉDICA	RJ	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	204000
5	GNR DOIS ARCOS VALORIZAÇÃO DE BIOGÁS LTDA.	SÃO PEDRO DA ALDEIA	RJ	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	16000
6	GNR FORTALEZA VALORIZAÇÃO DE BIOGÁS LTDA.	CAUCAIA	CE	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	110000
7	METAGÁS BIOGÁS E ENERGIA S.A.	SÃO PAULO	SP	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	30000

(continua)

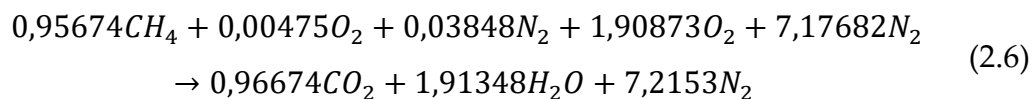
					(conclusão)
	Empresa	Município	UF	Matéria prima	Capacidade de produção Nm ³ /d
8	RAÍZEN-GEO BIOGÁS COSTA PINTO LTDA.	PIRACICABA	SP	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	130368
9	ADECOAGRO VALE DO IVINHEMA S.A.	IVINHEMA	MS	Cana-de-açúcar, resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	8000
10	CRI GEO BIOGÁS S.A.	ELIAS FAUSTO	SP	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	23694
11	GEO ELÉTRICA TAMBOARA BIOENERGIA LTDA.	TAMBOARA	PR	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	31200
12	ZEG BIOGÁS AROEIRA SPE LTDA.	TUPACIGUARA	MG	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	16912
13	BIOMETANO SUL S.A.	MINAS DO LEÃO	RS	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	64848
14	BIOENERGIA SANTA CRUZ LTDA	FAZENDA SANTA CRUZ	SP	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	82575
15	ORIZON BIOMETANO JABOTÃO DOS GUARARAPES LIMITADA SPE CENTRAL DE TRATAMENTO	GUARARAPES	PE	Resíduos sólidos urbanos depositados em aterro sanitário	108931
16	INTEGRADO RESÍDUO ZERO LTDA	TRIUNFO	RS	Produtos e resíduos orgânicos agrossilvopastoris e comerciais	36000

Fonte: Elaborado pelo autor

umidade e demais impurezas. Por isso, o sistema de combustão deve prever alguma flexibilidade de controle da razão ar-combustível para acomodar essas variações. Um controle mais preciso da razão ar-combustível reduz as emissões de poluentes, para atender as regulamentações ambientais e pode garantir maior eficiência operacional.

Para esta dissertação, a empresa Gás Verde localizada em Seropédica, RJ realizou a doação de 100 Nm³ de Biometano para o GETEC – UNIFEI a fim de realizar os primeiros testes na bancada de ensaios de motores no LMT da UNIFEI. A composição volumétrica do Biometano a partir dos dados do fornecedor são: 95,674% de CH₄, 0,475% de O₂ e % de 3,848% de N₂.

Como análogo da análise desenvolvida na epígrafe 2.5.1 para o etanol, será analisada a razão ar-combustível para o biometano. Na combustão estequiométrica de biometano com ar, se terá a seguinte razão ar-combustível (ver Equação 2.6):



Tem-se a seguinte razão ar-combustível em base mássica e base molar para o biometano utilizado:

$$\begin{aligned} AC_{est.} &= 15,844 \frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ combustível}} ; \quad \overline{AC}_{est.} \\ &= 9,085 \frac{mol \text{ ar}}{mol \text{ combustível}} \end{aligned} \quad (2.7)$$

2.7.2 Temperatura de chama adiabática

No caso de biocombustíveis baseados em metano, como o biometano, a estimativa da temperatura de chama adiabática envolve considerar fatores como: razão ar-combustível, composição do combustível e as condições da operação. Em geral pressões mais altas favorecem maior temperatura de chama por conta de uma maior densidade de reagentes e da redução de perdas para o ambiente, quanto o pré-aquecimento do ar ou do combustível tende a elevar a temperatura de chama adiabática. (De Carvalho et al., 2018)

Em mistura estequiométrica, o combustível e o oxigênio estão em proporção exata para a oxidação completa do CH₄ em CO₂ e H₂O, resultando em temperaturas mais elevadas. Em mistura rica, parte do carbono permanece parcialmente oxidado, formando CO e outros compostos, o que pode alterar o balanço energético e reduzir

ligeiramente a temperatura máxima em comparação à condição estequiométrica. Em mistura pobre, o excesso de ar adiciona mais massa inerte, principalmente N_2 , diluindo a energia liberada e diminuindo a temperatura de chama. (Olson; Gardiner, 1978)

A composição do combustível tem um impacto direto na temperatura de chama, para o metano puro, a temperatura de chama adiabática em condições estequiométricas e pressão atmosférica, calculada em equilíbrio químico, é de aproximadamente 2226 K ($\approx 1953^\circ\text{C}$) (The Engineering Toolbox, 2005). No caso do biometano, embora o principal componente seja o CH_4 , a presença de inertes como N_2 e CO_2 atua como fator de diluição, reduzindo ligeiramente a temperatura de chama adiabática, para a composição utilizada nesta dissertação, o valor estimado é de aproximadamente 2218 K ($\approx 1945^\circ\text{C}$). Vale notar que, em base de mesmo método de cálculo, as temperaturas de chama adiabática do biometano e do etanol hidratado diferem em menos de 30 K, de modo que esse parâmetro, isoladamente, não distingue de forma significativa os dois combustíveis de interesse desta pesquisa.

2.7.3 Índice de Wobbe

O índice de Wobbe é uma métrica amplamente empregada na indústria para avaliar a intercambiabilidade entre diferentes tipos de gases combustíveis em um mesmo equipamento de queima, sejam queimadores, fornos ou turbinas. Em linhas gerais, o índice de Wobbe expressa a capacidade de um gás de fornecer energia para um sistema de combustão, independentemente de diferenças na composição ou densidade do mesmo. Matematicamente, o índice de Wobbe é definido pela seguinte razão (ver Equação 2.8):

$$W = \frac{PCI}{\sqrt{\rho}} \quad (2.8)$$

Onde, PCI é o Poder Calorífico Inferior do gás (usualmente expresso em MJ/m^3 , kJ/Nm^3), e ρ é a densidade do gás (em kg/m^3), medida nas mesmas condições de referência para as quais o PCI foi determinado. (Roy; Ryu; Park, 2018).

Dois combustíveis gasosos com o mesmo índice de Wobbe, quando submetidos às mesmas condições de pressão e com o mesmo diâmetro de injeção ou bocal, tendem a fornecer uma quantidade de energia muito próxima. Na prática, isso significa que, se um equipamento de combustão está ajustado para operar com um certo gás, ele poderá queimar satisfatoriamente outro gás cujo índice de Wobbe

seja semelhante, sem grandes alterações no projeto ou no controle do sistema. (Roy; Ryu; Park, 2018)

O biometano, por ser predominantemente composto por metano, em geral possui PCI muito próximo ao do gás natural comercial. Entretanto, pequenas quantidades residuais de dióxido de carbono, vapor d'água e outros gases inertes reduzem tanto a densidade quanto a energia contida por unidade de volume. Por isso, o índice de Wobbe do biometano tende a ser menor que o do metano puro, mas, em aplicações práticas, desde que o teor de metano esteja acima de 95% (composição volumétrica) o valor do índice de Wobbe pode permanecer suficientemente próximo ao do gás natural a ponto de viabilizar o uso direto em queimadores residenciais e industriais, turbinas a gás e em motores de combustão interna, que dependendo do tipo de motor, pode-se exigir ajustes na razão ar-combustível ou no sistema de injeção. (Pannucharoenwong et al., 2017)

Quando gases diferentes, porém com mesmo índice de Wobbe, são utilizados no mesmo equipamento, a transição tende a ser menos complexa do ponto de vista de controle de emissões, pois a quantidade de energia liberada permanece próxima. No entanto, impurezas específicas do combustível utilizado, ainda podem demandar tratamentos adicionais para reduzir poluentes ou proteger catalizadores. (De Carvalho et al., 2018)

2.8 MODELOS DE COMBUSTÃO UNIDIMENSIONAL

Os modelos de combustão unidimensional constituem uma ferramenta teórica e numérica empregada para descrever, de forma simplificada, a evolução das variáveis de interesse (temperatura, frações de espécies químicas, velocidade de chama) ao longo de uma única coordenada espacial. Embora não representem a total complexidade de um escoamento real em três dimensões, esses modelos fornecem informações valiosas sobre os mecanismos fundamentais de propagação de chama, taxas de reação e formação de poluentes.

Ao reduzir o problema a uma dimensão espacial, é possível concentrar os esforços na análise dos aspectos físico-químicos da combustão (estequiometria, cinética química, transferência de calor e massa) com menor custo computacional. Assim, modelos unidimensionais oferecem soluções mais ágeis, permitindo varrer um amplo espectro de condições (variação de composição, pressão, razão de equivalência etc.)

Nos modelos de chama unidimensional, assume-se uma chama laminar plana propagando-se em um meio estacionário ou em contracorrente a um escoamento. Estão governados por equações como a equação de continuidade, que garante a conservação de massa, levando em conta a densidade variável ao longo da chama, a conservação de energia e a cinética química. (Lapointe; Whitesides; McNenly, 2019)

Para resolver essas equações, recorre-se a técnicas de discretização espacial (diferenças finitas, elementos finitos, volumes finitos) e integração temporal, ou a métodos pseudo-tempo até que o regime estacionário seja alcançado. Pode-se utilizar esquemas implícitos como o método Newton-Raphson ou métodos multirresíduos (Lapointe; Whitesides; McNenly, 2019). A análise de perfis de chama por meio de softwares como Chemkin ou Cantera disponibilizam rotinas específicas para calcular a velocidade de chama laminar e perfis de temperatura.

No contexto do biometano e o etanol, os modelos de combustão unidimensional permitem avaliar o impacto de gases como CO_2 , N_2 ou vapor d'água para determinar a variação na velocidade de chama, espessura da zona de reação e temperatura máxima. Isso auxilia na previsão de possíveis quedas de eficiência ou na formação de poluentes específicos. O modelo unidimensional oferece estimativas iniciais de como a razão ar-combustível e o teor de CO_2 influenciam a produção de óxidos de nitrogênio. No caso das misturas ricas ou em zonas de chama parcialmente queimadas, o modelo permite avaliar a quantidade de monóxido de carbono.

Embora sejam de grande utilidade, os modelos unidimensionais apresentam limitações, por exemplo, não capturam efeitos de turbulência, que é o caso da maioria de escoamentos em aplicações reais. A geometria dos modelos unidimensionais é simplificada, não representando curvas, ângulos ou múltiplas entradas de combustível e oxidante, o que dificulta o dimensionamento exato de sistemas de combustão complexos. Outra limitação é que em configurações de chamas pré-misturadas, difusivas ou parcialmente pré-misturadas, interações espaciais em duas ou três dimensões podem ser decisivas para a estabilidade da chama. (De Carvalho et al., 2018)

3 ESTADO DA ARTE NO USO DO ETANOL E O BIOMETANO EM MCI-IC

Nas últimas décadas, o uso de biocombustíveis em MCI ganhou relevância técnica e ambiental, com destaque para o etanol e o biometano em MCI-IC. O etanol, graças ao alto número de octanas e ao elevado calor latente de vaporização, permite avanços de ignição e taxas de compressão mais elevadas, resultando em combustão mais estável e redução de HC e CO . Em contrapartida, seu menor poder calorífico específico tende a elevar o consumo específico de combustível, exigindo calibração cuidadosa do gerenciamento eletrônico (tempo de ignição, razão ar-combustível, estratégia de partida a frio). Já o biometano, por ser majoritariamente metano, apresenta características próximas às do gás natural, com boa resistência à detonação e potencial de redução de emissões de CO_2 no ciclo de vida. Sua aplicação demanda atenção à variabilidade composicional (teor de CH_4 , CO_2 , N_2 , umidade), ao índice de Wobbe e à consequente necessidade de controle fino da mistura e do ponto de ignição para preservar desempenho, estabilidade de chama e limites de NO_x .

Nesta seção, revisam-se os principais resultados e tendências de pesquisa para ambos os combustíveis em MCI-IC, com ênfase em: (i) estratégias de aumento de eficiência (taxa de compressão, avanço de ignição, formatos de pistão e dinâmica de mistura); (ii) impactos nas emissões regulamentadas (CO , HC , NO_x) e em CO_2 de ciclo de vida; (iii) particularidades de calibração para combustíveis oxigenados (etanol) e gasosos (biometano), incluindo efeitos de diluição térmica e intercambiabilidade por índice de Wobbe. Na sequência, a Seção 3.1 sintetiza o estado da arte do etanol em MCI-IC (dedicados e flex-fuel), enquanto a Seção 3.2, foca o biometano, destacando ajustes de projeto e controle associados à sua variabilidade composicional e às metas de desempenho e emissões.

3.1 ETANOL EM MCI DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

O uso de etanol em motores de combustão interna de ciclo otto em veículo comerciais leves apresenta um balance complexo entre rendimento e emissões de poluentes. Geralmente, a adição de etanol na gasolina traz uma redução significativa das emissões de hidrocarbonetos e monóxido de carbono, devida à melhoria na eficiência da combustão e ao oxigênio presente no etanol (Singh et al., 2016).

A adição do etanol à gasolina, formando misturas conhecidas como E-blends (por exemplo E5, E10, E20, E30, E60, indicativas da fração volumétrica de etanol presente na mistura) geralmente influencia as características de desempenho do motor, como eficiência térmica do freio (BTE), potência de frenagem (BP) e consumo específico de combustível (BSFC)

Estudos demonstram consistentemente que misturas de etanol e gasolina podem levar a um aumento da BTE, particularmente em concentrações mais elevadas de etanol. Por exemplo, algumas pesquisas indicam que maiores proporções de combustíveis misturados podem atingir BTE mais elevadas em comparação com a gasolina pura (Zhao, L.; Wang, 2020). Essa melhoria é frequentemente atribuída ao maior número de octanos do etanol, que permite um tempo de ignição mais avançado e taxas de compressão mais elevadas, levando a uma combustão mais eficiente (Doğan et al., 2017) (Liu, G. et al., 2020). Por exemplo, estudos utilizando misturas como E0 (gasolina pura), E20, E40 e E60 relatam melhoras na eficiência indicada, com E20 demonstrando melhor BTE do que E0 em vários tempos de ignição (Kumbhar; Khot, 2023). No entanto, algumas pesquisas indicam diminuição na potência de frenagem, e no torque com misturas de álcool e gasolina em comparação com a gasolina pura (Han; Park, 2016) (Örs et al., 2022).

Devido ao menor valor calorífico do etanol em comparação à gasolina, um aumento no BSFC é uma observação comum ao usar misturas de etanol-gasolina (Saikrishnan; Karthikeyan; Jayaprabakar, 2017) (Nwufo et al., 2017) (Deshpande et al., 2024). O estudo desenvolvido por Doğan et al. (2017) comparou o BSFC de misturas de etanol-gasolina (E10, E20 e E30) concluindo que à medida que a proporção de etanol aumentava, o BSFC geralmente aumentava. Isso é uma consequência direta da diferença de conteúdo energético entre etanol e gasolina, exigindo mais volume de combustível misturado com etanol para produzir a mesma quantidade de energia.

O impacto do etanol e de outros combustíveis alternativos nas emissões de gases de escape é um aspecto crítico para sua adoção. Os principais poluentes preocupantes são HC , CO , CO_2 e NOx .

Autores afirmam que a adição de compostos oxigenados como o etanol à gasolina reduz significativamente as emissões de CO , CO_2 e HC (Saikrishnan; Karthikeyan; Jayaprabakar, 2017) (Iodice; Cardone, 2021) (Han; Park, 2016). O teor de oxigênio do etanol promove uma combustão mais completa, resultado em menos

produtos de combustão incompleta, como CO , e hidrocarbonetos não queimados (Üstün, 2021). O estudo desenvolvido por Saikrishnan et al. (2017) comparou misturas de E5, E10 e E15 com gasolina pura, demonstrando reduções nas emissões de CO e HC .

Embora a combustão do etanol produza CO_2 , sua natureza renovável significa que o CO_2 liberado durante a combustão é amplamente compensado pelo CO_2 absorvido durante o crescimento da biomassa da qual o etanol é derivado, contribuindo para uma menor pegada de carbono líquida em comparação aos combustíveis fósseis (Szwaja; Gruca; Pyrc, 2022). Estudos sobre misturas de etanol-gasolina geralmente mostram uma redução nas emissões de CO_2 por unidade de produção de energia devido à combustão mais completa e ao conteúdo inerente de oxigênio do etanol (Üstün, 2021). No entanto alguns estudos podem relatar um ligeiro aumento de CO_2 em termos volumétricos devido ao menor poder calorífico e ao consequente aumento do consumo de combustível, mas as emissões ao longo do ciclo de vida são frequentemente favoráveis (Doğan et al., 2017).

O impacto do etanol nas emissões de NOx é mais complexo e pode variar dependendo das condições de operação do motor e das proporções da mistura de etanol. Alguns estudos relatam uma redução nas emissões de NOx com misturas de etanol, particularmente em concentrações mais baixas (Saikrishnan; Karthikeyan; Jayaprabakar, 2017). Essa redução pode ser atribuída às menores temperaturas de chama associadas à combustão do etanol devido ao seu maior calor latente de vaporização, que resfria a carga no cilindro (Doğan et al., 2017). No entanto outras pesquisas indicam que concentrações mais altas de etanol podem, levar a um aumento de NOx devido a temperaturas de combustão mais altas ou faseamento de combustão otimizado (Li, Yu et al., 2017).

A pesquisa relacionada com o uso do etanol em motores de ignição por faísca é muito relevante para veículos comerciais leves e para o desenvolvimento de motores bi-fuel, os quais, frequentemente operam em condições diversas e estão sujeitos à estritas regulações ambientais. Enquanto estudos específicos focados unicamente em motores bi-fuel usados em veículos comerciais leves são menos frequentes na literatura, os princípios derivados das pesquisas focadas em motores de ignição por faísca são diretamente aplicáveis.

A capacidade dos motores bi-fuel para alternar entre gasolina (ou outro combustível) e etanol oferece flexibilidade operacional, especialmente em regiões onde a disponibilidade e o preço flutuam (Rondón; Aliaga; Cuisano, 2021). Motores modernos de ignição por faísca, particularmente aqueles projetados para operação com combustível flexível, são capazes de ajustar a injeção de combustível e o tempo de ignição para se adaptar à diferentes combustíveis, otimizando a combustão para cada mistura (Kumbhar; Khot, 2023) (Kozak et al., 2025).

Estudos realizados em condições de condução urbana para veículos comerciais leves, utilizando misturas de etanol-gasolina (por exemplo, E7.8 e E10), mostraram reduções nas emissões de *CO* e *HC*, e uma eficiência de consumo de combustível geralmente comparável, destacando os benefícios reais do etanol em veículos comerciais leves (Rondón; Aliaga; Cuisano, 2021). Isso é crucial para ambientes urbanos, onde os veículos comerciais leves contribuem significativamente para a poluição do ar local.

Apesar dos benefícios, ainda existem desafios. A menor densidade energética do etanol exige tanques de combustível maiores ou reabastecimentos mais frequentes para obter autônias semelhantes, o que pode ser uma consideração logística para os veículos comerciais leves. O potencial de aumento de *NO_x* em proporções mais altas de mistura, sob certas condições de operação, também requer mais investigação (Doğan et al., 2017).

Pesquisas futuras poderiam focar no refinamento adicional dos sistemas de gerenciamento do motor para se ajustarem dinamicamente às variações nas concentrações de etanol e condições de operação, especialmente para veículos comerciais leves com motor bi-fuel, a fim de maximizar a eficiência e minimizar as emissões em diversos ciclos de condução. A durabilidade do motor e a compatibilidade dos materiais poderia ser foco de futuras pesquisas. Embora o etanol seja amplamente utilizado, a pesquisa contínua sobre os efeitos a longo prazo de misturas com alto teor de etanol nos componentes do motor e sistemas de lubrificação é crucial para um desempenho e confiabilidade sustentados em aplicações comerciais.

O conjunto de evidências revisadas mostra que o etanol é uma alternativa estabelecida para motores de ignição por centelha em veículos comerciais leves, com redução das emissões de *CO* e *HC* associada ao oxigênio molecular presente no próprio combustível e penalidade de consumo volumétrico decorrente do menor poder

calorífico mássico em relação à gasolina. As lacunas mais relevantes para aplicações bicomcombustíveis residem na otimização da estratégia de controle eletrônico para alternância entre etanol e combustíveis gasosos sem perda de eficiência, no comportamento das emissões de NO_x em concentrações elevadas de etanol e na durabilidade dos componentes do motor em uso prolongado. A presente pesquisa contribui para essas três frentes pelo recorte experimental no motor F1C operado com etanol hidratado em regime estequiométrico, conforme detalhado nos capítulos subsequentes.

3.2 BIOMETANO EM MCI DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Quando se trata de MCI-IC movido a biometano, vários fatores importantes influenciam significativamente o desempenho do motor. Entre eles, a taxa de compressão (CR), o tempo de ignição, a geometria do pistão, as tecnologias de injeção de combustível e a mistura de combustível desempenham um papel crucial.

Pesquisas recentes indicam que os ajustes na CR podem afetar positivamente o desempenho do motor ao usar o biometano como combustível. Por exemplo, estudos demonstraram que uma CR mais alta combinada com a maior resistência à detonação do biometano, quando comparada à gasolina e aos combustíveis convencionais, permite uma combustão mais completa do biometano, o que resulta em um motor mais eficiente e menos poluente (Gupta, S. K.; Mittal, 2019).

O estudo conduzido por Kwon et al. (2017) faz uma análise abrangente do desempenho de um pequeno motor de ignição por centelha, abastecido com biogás, com diferentes concentrações de metano, variando de 99,95% a 59% de metano. Os pesquisadores se concentraram no impacto de diferentes níveis de diluição de CO e CO_2 no desempenho do motor. Os ajustes incluíram o aumento do CR de 8,01:1 para 9,22:1, reduzindo o volume da câmara de combustão por meio da fresagem do cabeçote do cilindro.

Os experimentos demonstraram que o aumento do CR resultou em melhorias na potência de saída do freio, em 21,8%, e na eficiência térmica do freio, em 7,8% (Ma et al., 2012). As melhorias foram atribuídas à dinâmica de combustão aprimorada causada pela maior pressão e temperatura no cilindro (Gupta, S. K.; Mittal, 2020). Esse estudo também mostrou que um CR mais alto resultou em uma redução no BSFC de cerca de 4,6% como indicador de uma melhor economia de combustível.

O estudo desenvolvido por Kwon et al. (2017) fornece informações valiosas sobre a otimização de pequenos MCI-IC, o que representa avanços tecnológicos na busca pela adoção do biometano como combustível. Os resultados indicam que taxas de compressão mais altas podem gerar ganhos notáveis em eficiência térmica e potência. Apesar desses avanços, este estudo carece de uma análise de emissões e de uma análise de durabilidade estendida, que podem ser comprometidas pela operação prolongada com uma CR mais alta. Além disso, embora a pesquisa demonstre com sucesso que a otimização do CR tem resultados positivos ao abastecer com biometano, o estudo não aborda possíveis problemas relacionados à eficiência volumétrica devido à natureza gasosa do biogás, que inerentemente ocupa mais volume na câmara de combustão do que os combustíveis líquidos, como a gasolina. Essa condição pode reduzir a entrada de ar e a potência em determinadas condições (Li, X. et al., 2022), além de dificultar a partida do motor, uma vez que os pesquisadores precisaram usar gasolina para a ignição inicial até obter pressão negativa suficiente para abastecer com biogás.

Além disso, a pesquisa feita por Gupta, Sachin Kumar e Mittal (2019) explorou os efeitos da variação do CR no aumento do desempenho e na redução das emissões de poluição de um MCI-IC abastecido com um substituto do biometano. Em particular, essa pesquisa destacou que um aumento no CR em dois estágios, de 8,5:1 para 10:1 e para 12:1, quando o motor é abastecido com biometano, leva a uma redução no BSFC de cerca de 3,8% e 7,2%, respectivamente. A duração da combustão (CD) também foi reduzida, de 38 graus de ângulo de manivela (CAD) para 25,7 CAD, devido ao aumento da pressão e da temperatura no cilindro, o que melhora a velocidade da chama e o processo de combustão. Da mesma forma, permite uma combustão mais estável com uma redução das variações na pressão máxima do cilindro de ciclo para ciclo. O avanço ideal da faísca é reduzido com o aumento do CR, devido a um aumento na taxa de combustão e como um indicador de um aumento na velocidade da chama.

Embora tenham sido observadas melhorias na combustão, o documento também revelou uma compensação nas emissões de CO_2 como resultado de um CR mais alto. No entanto, foi observado um aumento no NO_x , devido à maior temperatura de combustão. Também foi observado um aumento nas emissões de hidrocarbonetos não queimados, devido à massa de combustível não queimado nas fendas e uma pós-

oxidação reduzida de *HC* resultante de uma diminuição na temperatura do gás de escape (Malfi et al., 2024).

Essa pesquisa está alinhada com os avanços tecnológicos para aprimorar o MCI-IC alimentado por biometano, e os resultados obtidos pelos pesquisadores demonstraram como o ajuste do CR pode levar a uma combustão mais eficiente e menos poluente. No entanto, o estudo levanta questões críticas, como os fenômenos de pré-ignição, que surgem como um fator limitante sob cargas mais altas, apresentando riscos à integridade mecânica do motor. Outra questão a ser abordada é o gerenciamento das emissões de NO_x , que, embora possa ser reduzido com a introdução de equipamentos complementares, continua sendo um desafio tecnológico. No entanto, o documento carece de uma análise abrangente da estabilidade do motor a longo prazo para avaliar o impacto de um CR mais alto na durabilidade do motor, especialmente no que diz respeito ao desgaste causado nos componentes pelos fenômenos de pré-ignição.

Além disso, os autores de (Sadiq Y; Iyer, 2020) também realizaram uma análise detalhada dos efeitos da variação do CR de 6:1 para 9:1, com uma modificação da geometria da coroa do pistão no desempenho de um pequeno MCI-IC a gasolina, que foi modificado para operar com biogás purificado (93,8% de metano) e biogás bruto (56,6% de metano). O estudo teve como objetivo otimizar o projeto do motor para aplicações de pequena potência.

Os pesquisadores examinaram três projetos diferentes de pistões, cada um com uma geometria de coroa exclusiva. O pistão C (Base Piston) ilustrado na Figura 3.2, do motor original incorporava uma cavidade rasa no centro da coroa, o pistão A (Activa Piston), ilustrado na Figura 3.3, tinha um design de topo plano com modificações mínimas na coroa e o pistão T (Twister Piston), ilustrado na Figura 3.4, tinha um design mais complexo com uma cavidade trapezoidal na coroa.

Figura 3.2 Pistão C



Fonte: (Sadiq Y; Iyer, 2020)

Figura 3.3 Pistão A



Fonte: (Sadiq Y; Iyer, 2020)

Figura 3.4 Pistão T



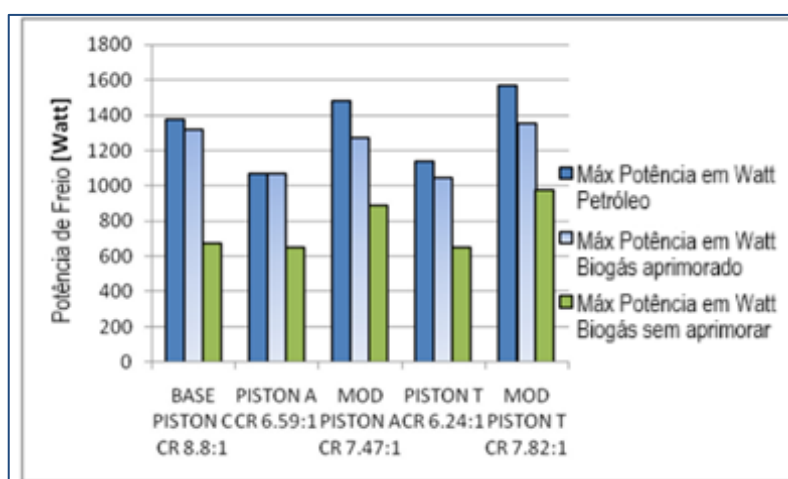
Fonte: (Sadiq Y; Iyer, 2020)

Os resultados iniciais mostraram que o melhor desempenho geral, quando comparado a outras configurações, foi obtido pela base do pistão C com um CR de 8,8:1, alcançando uma eficiência térmica de freio de 27,53% usando biogás melhorado e 15,32% usando biogás bruto, devido à baixa taxa de compressão obtida com os pistões A e T, 6,59:1 e 6,24:1, respectivamente. Portanto, esses pistões foram

modificados e renomeados como MOD Piston A e MOD Piston T, para aumentar a CR, que atingiu 7,47:1 e 7,82:1, respectivamente.

Após as modificações, os pistões A e T puderam atingir um BTE de 25,23% e 28,48%, respectivamente, ao usar biogás melhorado. Quando o biogás bruto foi usado, o BTE aumentou para 18,06% e 20,81%, respectivamente. Em contrapartida, foi observada uma redução no consumo específico de combustível do freio. Os pistões A e T do MOD tiveram um consumo de biogás melhorado de 0,2853 kg/kWh e 0,2528 kg/kWh, respectivamente, e um consumo de biogás bruto de 0,3939 kg/kWh e 0,3762 kg/kWh, o que representa um resultado muito positivo quando comparado ao consumo do pistão C, de 0,2614 kg/kWh e 0,4638 kg/kWh, respectivamente, de biogás melhorado e biogás bruto.

Figura 3.5 Máxima Potência de Freio para diferentes combustíveis e diferentes razões de compressão



Fonte: (Sadiq Y; Iyer, 2020)

Os resultados desse trabalho experimental sugerem que uma mudança na geometria do pistão, em combinação com um CR adequado, pode melhorar a combustão do biogás, tanto em sua atualização quanto em sua condição bruta, o que o torna uma opção adequada para desenvolver a potência adequada no MCI-IC. Os pesquisadores notaram a influência da composição do biogás em sua eficiência de combustão, observando que níveis mais altos de diluição de CO_2 implicam em pior desempenho do motor. Além disso, o estudo destaca que as taxas de compressão mais baixas (6,59:1 e 6,24:1) resultaram em desempenho ruim para os pistões A e T, sugerindo que um CR mais alto implica em melhor desempenho, de acordo com a literatura. No entanto, os pesquisadores não fizeram uma análise de emissões nem

testes de durabilidade para entender o impacto das alterações na geometria do pistão sobre fatores importantes, como emissões de HC e NOx , ou sobre a integridade mecânica do motor.

O estudo experimental realizado pelos pesquisadores (Hotta et al., 2020) investigou o impacto da variação da CR e do tempo de ignição em um motor de combustão interna monocilíndrico, alimentado com biogás bruto (55,6% de metano). Foram realizados experimentos com cinco CR variando de 10:1 a 14:1, mantendo-se a velocidade do motor a 1650 rpm e a taxa de equivalência a 0,81. O tempo de ignição variou entre 23 CAD e 47 CAD antes do ponto morto superior para cada valor de CR.

Os pesquisadores observaram que o aumento da taxa de compressão de 10:1 para 14:1 resultou em um aumento significativo no MBT e em uma diminuição no tempo de MBT. A relação inversa entre o tempo de ignição ideal e o CR foi explicada pelo aumento da pressão e temperatura no final da compressão e pela redução da fração de gás residual em CR mais altos. Esse fenômeno contribuiu para a melhoria da combustão, reduzindo o atraso da ignição e aumentando a velocidade da chama (Wei; Geng, 2016), além de otimizar o torque de freio.

A curva de BP seguiu a mesma tendência de aumento, com o valor máximo alcançado em CR 12:1, chegando a 3,08 kW. A eficiência volumétrica (VE) também aumentou com o CR, sendo máxima em CR 14:1. No entanto, foi observado que, com o aumento da velocidade do motor, houve uma diminuição da VE, o que indica que o desempenho do motor depende das condições operacionais. A análise de emissões mostrou que as emissões de CO aumentaram com o CR até o CR 12:1, e depois diminuíram, possivelmente devido à dissociação do CO_2 presente no biogás bruto.

As emissões de HC não queimado aumentaram com o aumento do CR, devido ao aumento do combustível não queimado nas fendas da câmara de combustão e à redução da pós-oxidação das moléculas de HC . A emissão de NOx também aumentou com o CR mais alto, devido ao aumento da temperatura no cilindro. No entanto, o aumento do CR além de 12:1 reduziu a temperatura média do gás e diminuiu a produção de NOx . Apesar dos avanços, a pesquisa não aborda os efeitos a longo prazo sobre a durabilidade do motor sob temperaturas e pressões mais altas, nem estratégias de mitigação de emissões, além de não considerar as implicações práticas de operar o motor continuamente com biogás.

O estudo desenvolvido por Alexander e Porpatham (2023) investigou os efeitos da turboalimentação em um motor de ignição por centelha alimentado por

biometano comprimido, comparando as características de desempenho, combustão e emissões de um motor turboalimentado com uma taxa de compressão de 10,5:1 com um motor naturalmente aspirado (NA) com uma CR de 12,5:1. Os experimentos foram conduzidos usando um motor de GNV modificado para biometano comprimido, com turbocompressão implementada usando dois turbocompressores (T1 e T2). A velocidade do motor variou de 900 rpm a 3400 rpm em condições de aceleração total.

Os resultados mostraram que, a uma pressão de reforço de 1,3 bar, o motor turboalimentado com CR 10,5:1 apresentou um aumento de 19,3% na potência do freio, uma redução de 10,1% no consumo de combustível específico do freio e uma redução de 42,9% nas emissões de *HC* em comparação com o motor NA com CR 12,5:1. A turbocompressão do motor com CR 10,5:1 também levou a uma melhoria na eficiência volumétrica de até 37,5% em pressões de impulso mais altas, reduzindo as emissões de *CO* em 40%. No entanto, as emissões de *NO_x* aumentaram com pressões de reforço mais altas devido à melhor combustão, com o maior aumento observado na pressão de reforço de 1,5 bar. O estudo também analisou o desempenho do turbocompressor usando o software ANSYS Turbomachinery, revelando que o T1, com um scroll de compressor menor, proporcionou melhor desempenho e eficiência em velocidades mais baixas do motor em comparação com o T2. A pressão de alimentação ideal para o motor turboalimentado foi de 1,3 bar, onde o motor obteve o melhor equilíbrio entre potência e redução de emissões.

Concluindo, a pesquisa demonstrou que a turboalimentação de um motor movido a biometano comprimido em um CR reduzido (10,5:1) melhora o desempenho do motor, reduz o consumo de combustível e diminui as emissões, principalmente de *HC* e *CO*, em comparação com um motor NA de CR mais alto (12,5:1). No entanto, o aumento das emissões de *NO* em uma pressão de reforço mais alta sugere que é necessária uma otimização cuidadosa da pressão de reforço e das configurações do wastegate para manter uma combustão eficiente e estável.

No que se refere especificamente à combinação de etanol com combustíveis gasosos, da Costa et al. (2019) investigaram a operação dual-fuel com gás natural e etanol hidratado em motor de ignição por centelha com recirculação interna de gases de escape, reportando ganhos de eficiência de conversão de combustível e reduções nas emissões específicas de *CO* e *HC* em relação à operação exclusiva com gás natural, acompanhados de aumento de *NO_x* associado às maiores temperaturas na câmara de combustão. Em trabalho posterior, o mesmo grupo

caracterizou experimentalmente o potencial do regime dual-fuel biogás-etanol para geração de energia, com análise de combustão, desempenho e emissões de poluentes (Da Costa et al., 2020). Na mesma linha, Zhao et al. (2022) avaliaram um motor de injeção combinada, com injeção direta de gás natural e injeção de etanol no coletor de admissão, sob condições de mistura pobre, verificando que a combinação dos dois combustíveis reduz as emissões de HC e NOx e melhora a eficiência térmica em relação à operação com combustível único. Esses trabalhos adotam, contudo, a queima simultânea dos dois combustíveis em regime dual-fuel, configuração distinta da operação bicomcombustível alternada investigada nesta dissertação, na qual etanol e combustível gasoso são utilizados um de cada vez no mesmo motor, e não abordam o biometano purificado como combustível de interesse.

3.3 POSICIONAMENTO DESTA PESQUISA EM RELAÇÃO AO ESTADO DA ARTE

A revisão realizada nas Seções 3.1 e 3.2 evidencia um conjunto de lacunas técnicas que delimitam o espaço em que esta dissertação se insere. Na literatura sobre etanol em MCI-IC, os estudos concentram-se predominantemente em misturas etanol-gasolina (E10 a E85) em motores naturalmente aspirados de pequeno porte ou em veículos de passeio *flex-fuel*, com análise de desempenho e emissões em função da proporção volumétrica de etanol (Doğan et al., 2017; Saikrishnan; Karthikeyan; Jayaprabakar, 2017; Kumbhar; Khot, 2023). A operação com etanol hidratado puro (E100h) em motores turboaspirados para veículos comerciais leves é substancialmente menos representada, e os estudos que abordam esse segmento raramente incluem análise comparativa simultânea com combustíveis gasosos sob condições equivalentes de carga e instrumentação (Rondón; Aliaga; Cuisano, 2021). Na literatura sobre biometano em MCI-IC, por sua vez, os trabalhos revisados utilizam majoritariamente motores monocilíndricos de pequena cilindrada operando com biogás de composição variável (55 a 94% de CH_4), com modificações de taxa de compressão, geometria de pistão ou pressão de sobrealimentação investigadas de forma isolada (Kwon et al., 2017; Sadiq Y; Iyer, 2020; Hotta et al., 2020). A aplicação do biometano purificado de fonte biogênica em um motor turboaspirado de produção, em condições representativas de uso veicular e com comparação direta a outro biocombustível no mesmo motor, não é reportada nos trabalhos consultados. Nos limites da revisão realizada, a comparação sistemática entre etanol hidratado e

biometano em regime bicomcombustível sobre um motor turboaspirado de produção não possui precedente identificado, o que configura a contribuição original desta dissertação.

Frente a esse cenário, a presente pesquisa adota como plataforma experimental o motor FPT F1C, um motor de ignição por centelha turboaspirado de quatro cilindros e 3,0 L de cilindrada com sistema de injeção multiponto e wastegate controlada eletronicamente, originalmente projetado para veículos comerciais leves, cujo comportamento reproduz fenômenos de enchimento de cilindro, dinâmica do turbocompressor e interação entre cilindros ausentes em motores monocilíndricos de laboratório. Nessa plataforma, etanol hidratado E100h e GNV foram ensaiados experimentalmente nos mesmos pontos operacionais e com instrumentação idêntica, e o biometano foi caracterizado por simulação validada indiretamente com os dados experimentais do GNV, de modo que a comparação entre etanol e biometano preserve a condição que isola os efeitos do combustível das variáveis de arquitetura e de regime e que gera os dados de calibração de avanço de ignição e razão ar-combustível necessários ao desenvolvimento de motores bicomcombustíveis nacionais, comparação esta que não foi localizada na literatura revisada.

A caracterização experimental é complementada por modelagem termodinâmica unidimensional em GT-Suite com o submodelo preditivo SITurb, cujo papel metodológico é delimitado: estender ao biometano, indisponível para ensaio direto na bancada durante a campanha experimental, a caracterização obtida com o GNV, por validação indireta sustentada na intercambiabilidade técnica entre os dois gases, comprovada pelo índice de Wobbe com desvio inferior a 1,0% entre as amostras utilizadas. O modelo não substitui o experimento onde este existe: para o etanol e o GNV, os dados de bancada prevalecem e a simulação cumpre função de verificação; para o biometano, a simulação é a fonte primária de resultados, com incertezas propagadas e explicitadas. As emissões são reportadas como emissões específicas pré-catalisador em g/kWh segundo a norma NBR ISO 8178-1 (BSNO_x, BSCO, BSHC e BSCO₂), em lugar das concentrações volumétricas adotadas pela maioria dos estudos revisados, o que permite comparação direta entre os combustíveis em termos de carga sobre o sistema de pós-tratamento e de intensidade de emissão por unidade de trabalho entregue ao eixo.

A pesquisa orienta-se pela necessidade, identificada na revisão, de caracterizar a operação bicomcombustível em condições veiculares reais, com

combustíveis de qualidade comercial e análise de emissões em base normalizada, fornecendo parâmetros técnicos aplicáveis ao desenvolvimento de estratégias de controle eletrônico diferencial para motores bicompostíveis etanol-biometano no contexto brasileiro.

Não formam parte do escopo do presente estudo: a análise do ciclo de vida *well-to-wheels* dos combustíveis estudados; a análise da operação transitória considerando partida a frio, aceleração, desaceleração ou marcha lenta; a análise dos regimes operacionais fora da janela selecionada, assim como cargas parciais diferentes à 75%.

4 BANCADA EXPERIMENTAL, ANÁLISE EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

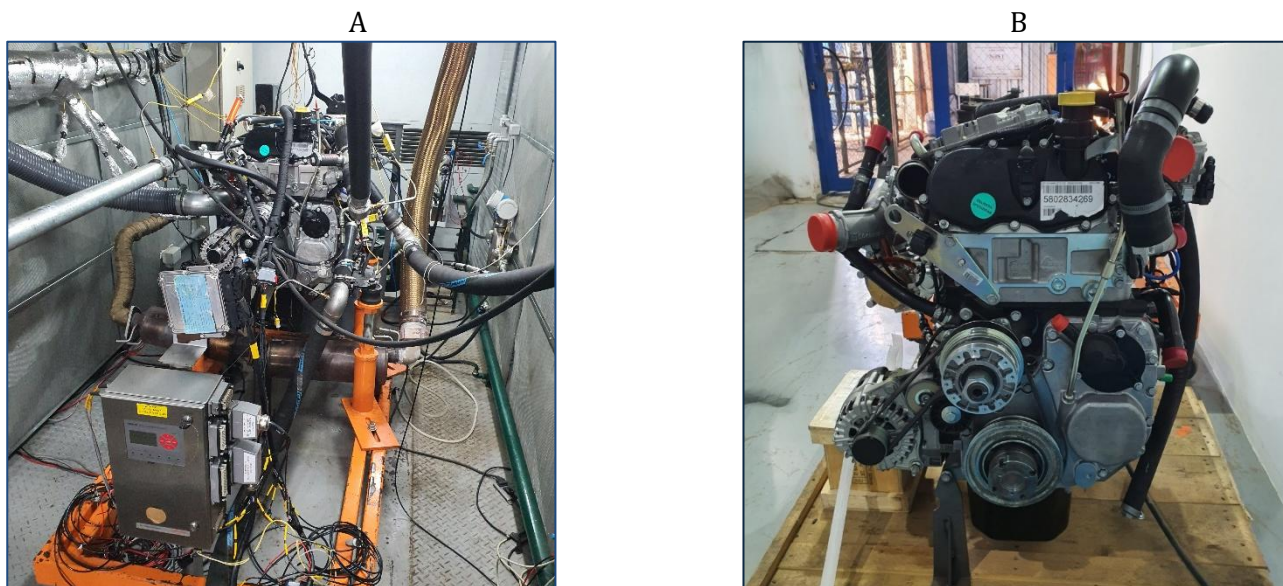
Neste capítulo são apresentados os detalhes da bancada usada para desenvolver os experimentos, assim como as características do combustível, instrumentos de medição e condições de operação do motor utilizado.

4.1 BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada usada para a realização dos testes experimentais foi projetada dentro de um banco de ensaios do tipo test-container. Esta foi adquirida como parte do projeto de pesquisa do Programa Rota 2030 vinculado à UNIFEI através do grupo GETEC da mesma universidade, e possui um dinamômetro hidráulico capaz de realizar testes em motores de até 600 hp, além de um sistema eletrônico para controle operacional e aquisição de dados.

A bancada conta com um motor cedido pela empresa parceira FPT Industrial, acoplado ao dinamômetro do test-container por meio de um eixo cardan. O motor foi devidamente instrumentado e preparado para a realização dos testes e a coleta dos parâmetros operacionais. A Figura 4.1 B ilustra o motor fornecido pela empresa parceira antes do processo de instrumentação, enquanto a Figura 4.1 A ilustra o motor instalado na bancada.

Figura 4.1 A: Motor doado pela empresa FPT Industrial instalado na bancada experimental. B: Motor doado pela empresa FPT Industrial antes de ser instrumentado



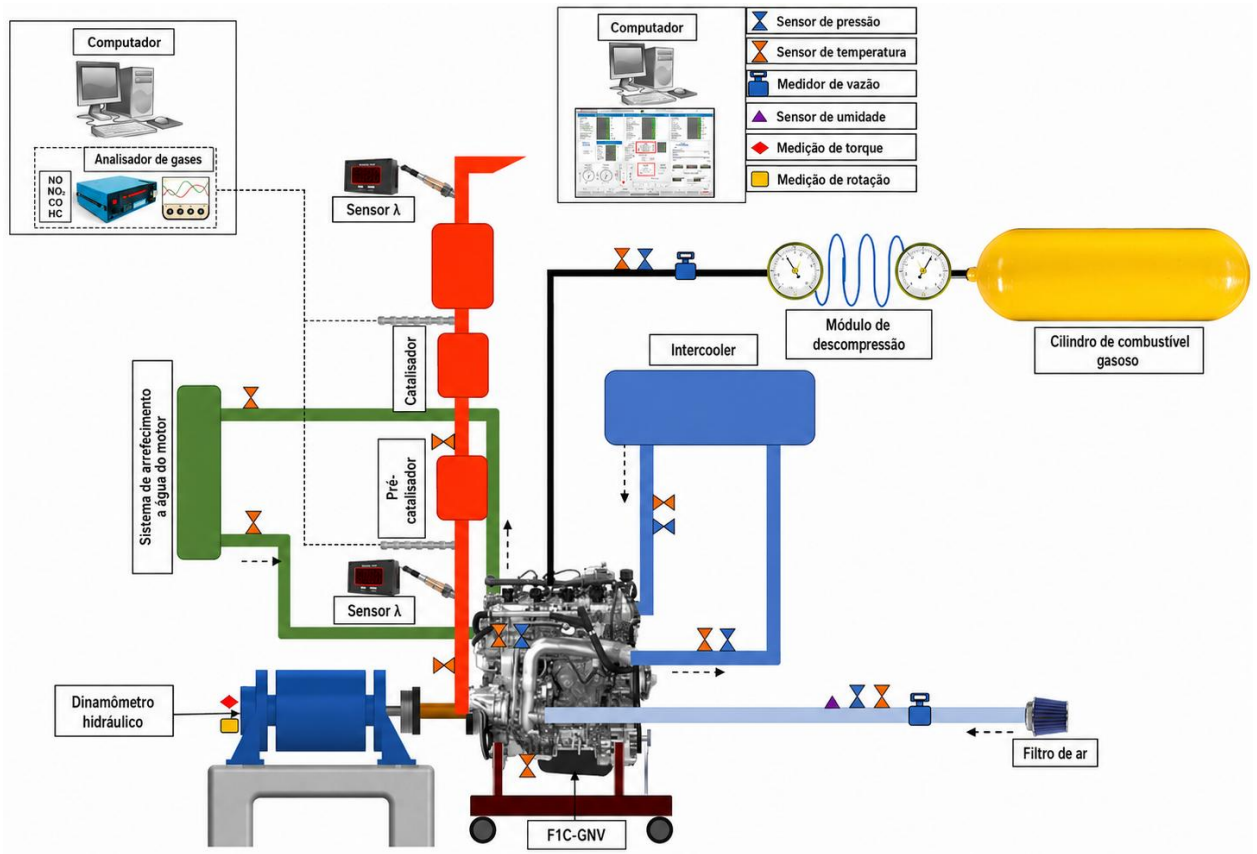
O dinamômetro hidráulico instalado na bancada tem uma capacidade de 600 hp, rotação máxima de 4000 rpm e torque máximo de 250 kgm. Além disso, possui um sistema de automação projetado para atender às exigências dos testes de potência e do desenvolvimento de motores. Esse sistema automatizado possibilita a aquisição e o registro em tempo real de dados como temperaturas, pressões, torque e rotação, além de permitir a configuração de limites de segurança e a execução automática de ações de emergência, caso necessário.

O sistema de resfriamento é composto por um circuito de água integrado por bombas de circulação, trocadores de calor e uma torre de resfriamento, garantindo o fornecimento de água fria durante os ensaios. Para resfriar o ar que sai do turbocompressor, utiliza-se um trocador de calor do tipo casco-tubo, enquanto um ventilador e um exaustor são responsáveis pelo controle térmico da sala de testes e da torre de resfriamento. Além disso, o motor é refrigerado pela água proveniente do circuito de arrefecimento.

A Figura 4.2 apresenta o diagrama esquemático da instrumentação da bancada experimental, no qual são indicados o motor FPT F1C, o dinamômetro hidráulico, as linhas de alimentação de etanol e de combustível gasoso com os respectivos medidores de vazão, os pontos de medição de pressão e temperatura, o transdutor de pressão no cilindro com o encoder angular, os analisadores de gases e

o sistema de aquisição e controle, em correspondência com a instrumentação detalhada em 4.3.

Figura 4.2 Diagrama esquemático da instrumentação da bancada experimental



Fonte: Elaborado pelo autor

4.2 ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR

O motor F1C é um motor de ignição por faísca de quatro tempos, com potência nominal de 100 kW. O motor é composto por 4 cilindros dispostos em linha, equipado com injeção eletrônica multiponto e um sistema de aspiração de turbocompressor com after-cooler. Na Tabela 4.1 são apresentadas as especificações detalhadas do motor F1C.

Tabela 4.1 Especificações do motor F1C

Item	Descrição
Tipo de motor	Em linha, 4 cilindros, 4 tempos, SI
Volume deslocado (l)	3,00
Diâmetro (mm)	96,00
Curso (mm)	104,00
Taxa de compressão	11,40
Potência máxima (kW)/ Rotação (rpm)	100/3500
Torque máximo (N*m) / Rotação (rpm)	350/1500
Tipo de injeção	Injeção multiponto
Válvulas por cilindro	4
Modo de aspiração	Turbocompressor com <i>after-cooler</i>
Combustível original	Gás natural veicular

Fonte: Elaborada pelo autor

4.3 DETALHAMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO PARA ANÁLISE DA COMBUSTÃO E DAS EMISSÕES

Para o monitoramento em tempo real das variáveis, diversos sistemas de aquisição de dados foram instalados estrategicamente na bancada de testes.

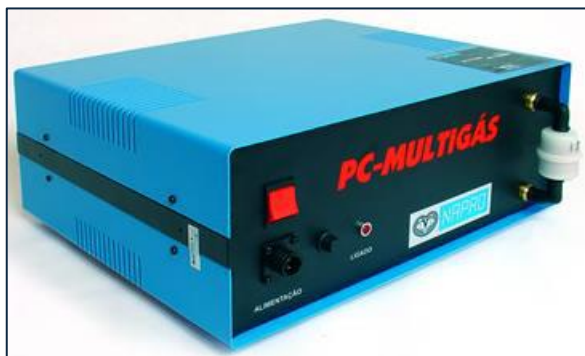
A medição da pressão no interior do cilindro foi executada por meio de um transdutor piezoelétrico instalado na câmara de combustão. Esse sensor, modelo AVL GH14DK, opera de forma sincronizada com um codificador óptico AVL 365C, possibilitando registrar a pressão correspondente a cada posição angular do virabrequim.

Complementarmente utilizou-se o sistema de aquisição e processamento AVL IndiMicro 602, enquanto o software AVL IndiCom permitiu o acompanhamento em tempo real dos parâmetros de combustão. Com essa configuração, obtêm-se leituras de pressão a cada 0,1° de rotação do virabrequim.

Para avaliar as emissões de poluentes, empregou-se um analisador de gases PC-Multigás da NAPRO Eletrônica Industrial (Figura 4.3). Esse equipamento quantifica as frações volumétricas de CO, CO₂, HC e NO_x contidas nos gases de

exaustão. As concentrações de CO, CO₂ e HC são determinadas por absorção infravermelha não dispersiva, enquanto o NO_x é medido pelo método da quimiluminescência.

Figura 4.3 Analisador compacto de gases PC-Multigás



Fonte: NAPRO (2025)

Para aumentar a precisão das medições e prolongar a vida útil do aparelho, instalou-se, antes do PC-Multigás, um sistema de condicionamento de gases do mesmo fabricante. Esse sistema filtra os gases de exaustão, remove partículas e condensa a umidade, garantindo que as emissões sejam analisadas em base seca e assegurando resultados mais confiáveis e precisos.

Ademais, um analisador do tipo opacímetro, também certificado e homologado pelo Inmetro, foi utilizado para determinar os níveis de fumaça emitidos pelo motor. O medidor, modelo *Smoke Check* 2000, do fabricante Altanova (Figura 4.4). Esse analisador é composto por uma sonda, que deve ser instalada no escape do motor, por onde é extraída uma amostra dos gases para a medição.

Figura 4.4 Smoke Check 2000



Fonte: Altanova (2025)

As informações operacionais do motor foram registradas utilizando os equipamentos especificados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 Descrição da instrumentação da bancada

Variável	Modelo	Faixa	Incerteza
Torque [N·m]	HD300	0 – 736	±0,05
Rotação [rpm]	Bosch 0261210	0 – 4000 rpm	±0,50
Pressão no cilindro [bar]	AVL GH14DK	0 – 300	±0,30 %
Ângulo [°]	AVL 365	–	<±0,03°
Lambda (λ)	Bosch 4.2	0,65 – 8,00	±0,009
Consumo de combustível [l/h]	Oval M-III	1,50 – 100	±1,00 %
Vazão de ar [kg/h]	SMFMT-100-I-L	0 – 1250	±1,00 %
Temperatura [°C]	Tipo K	0 – 1372	±1,10
Humidade relativa [%]	Hair-hygrometer	0 – 100	±3,00 %
Vazão mássica do combustível gasoso [ml/min]	DPC37S	0,50 – 50	±0,50 %
Pressão na admissão [bar]	Wika A-10	–1 – 1,50	±1,00 %
Pressão de óleo [bar]	Wika A-10	0 – 10	±1,00 %
NO _x [ppm]	PC-Multigás	0 – 5000	±25
HC [ppm]	PC-Multigás	0 – 20000	±4
CO [% vol.]	PC-Multigás	0 – 15	±0,02
CO ₂ [% vol.]	PC-Multigás	0 – 20	±0,30
Opacidade [m ⁻¹]	Smoke Check 2000	0 – 9,99	±0,50 %

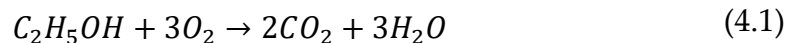
Fonte: Elaborada pelo autor

4.4 ANÁLISE EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

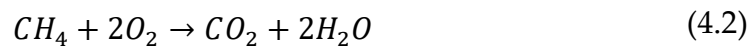
A seguir será apresentada a metodologia utilizada para a realização dos ensaios experimentais e as análises de resultados, incluindo equacionamentos usados nos cálculos dos parâmetros de combustão

4.5 ESTEQUIOMETRIA DA COMBUSTÃO

A análise estequiométrica é fundamental para compreender a combustão de misturas etanol-biometano em motores bi-fuel. O etanol (C_2H_5OH) e o metano (CH_4 , principal componente do biometano) possuem fórmulas químicas e razões ar-combustível estequiométricas distintas. A combustão completa estequiométrica do etanol pode ser representada por:



Enquanto para o metano (biometano puro) tem se:



A partir dessas reações, pode-se calcular a razão ar-combustível (em massa) necessária para a combustão estequiométrica. Para o etanol hidratado (cerca de 96% vol. de etanol), a razão ar-combustível estequiométrica é da ordem de 9:1 (aproximadamente 9 kg de ar por kg de etanol). Já para o metano praticamente puro, a razão é muito mais alta, em torno de 17:1. Ou seja, o etanol requer menos ar por unidade de massa de combustível devido ao oxigênio já presente em sua molécula, enquanto o metano necessita de mais ar para oxidar completamente cada kg de combustível. No caso do biometano utilizado nos ensaios, com composição de aproximadamente 96% CH_4 e 4% de CO_2 , a presença de CO_2 (inerte) efetivamente reduz ligeiramente a parcela de metano combustível, mas a razão estequiométrica permanece próxima à do metano puro, exigindo grande quantidade de ar para combustão completa (Carvalho, F. S. et al., 2023).

Dois parâmetros importantes na caracterização da mistura ar-combustível são a razão de equivalência (ϕ) e o fator Lambda (λ). A razão de equivalência é definida como $\phi = (C/A)/(C/A)_{est}$, ou seja, a razão entre a proporção efetiva combustível/ar fornecida e a proporção estequiométrica. Analogamente, o fator lambda é o inverso: . Assim, $\phi = 1$, ($\lambda = 1$) indica mistura estequiométrica;

$\phi < 1$ ($\lambda > 1$) indica mistura pobre (excesso de ar); $\phi > 1$ ($\lambda < 1$) indica mistura rica em combustível. Esses parâmetros são essenciais no estudo da combustão, pois influenciam diretamente a temperatura de chama e a formação de poluentes. Uma mistura rica (excesso de combustível, $\phi > 1$) tende a produzir monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (HC) e fuligem devido à falta de oxigênio para oxidar todo o carbono (Gis; Taubert, 2021) ao passo que, uma mistura pobre (excesso de ar, $\phi < 1$) geralmente resulta em combustão mais completa com menores emissões de CO e HC ; no entanto, o excesso de ar reduz a temperatura da chama, o que pode diminuir a eficiência térmica e, paradoxalmente, em certas condições de alta temperatura, favorecer a formação de óxidos de nitrogênio (NO_x). Portanto, controlar a razão ar-combustível é crucial para maximizar o aproveitamento da energia do combustível e minimizar poluentes, garantindo uma combustão estável e eficiente (Kanayama et al., 2022).

Além da proporção química, as propriedades físico-químicas dos combustíveis influenciam a combustão. O etanol possui conteúdo de oxigênio intrínseco e alta entalpia de vaporização, o que pode resfriar a mistura ar-combustível durante a vaporização do combustível, reduzindo a temperatura máxima da chama. Isso, associado ao alto número de octanas do etanol (Wang, C. et al., 2017), permite operar o motor com taxas de compressão maiores e avanço de ignição mais agressivo sem detonação, melhorando potencialmente a eficiência térmica. Entretanto, a menor densidade energética do etanol (cerca de 26,8 MJ/kg de poder calorífico inferior, contra ~50 MJ/kg do metano) implica que, para obter o mesmo torque, é necessário consumir uma massa maior de etanol em relação ao metano. No contexto de motores bicomcombustível, a troca de gasolina ou gás natural por etanol envolve substituição energética: ajustes no tempo de injeção ou na vazão de combustível para fornecer energia equivalente ao motor em ambas as operações (Kaya, 2022). Motores modernos de ignição por centelha com gerenciamento flexível são capazes de compensar essas diferenças ajustando automaticamente a injeção e o tempo de ignição para cada combustível. Desse modo, o motor pode operar com ambos os combustíveis de forma otimizada, mantendo ϕ próximo do ideal em cada caso e garantindo desempenho consistente (Sathish Kumar et al., 2025).

Os impactos sobre as emissões merecem atenção específica. O etanol, por ser um combustível oxigenado, tipicamente promove combustão mais completa e pode reduzir significativamente as emissões de CO e HC em comparação com

combustíveis fósseis tradicionais. Estudos em veículos comerciais leves mostraram reduções de CO e HC ao usar etanol ou misturas etanol-gasolina, sem prejuízo significativo no consumo, destacando os benefícios ambientais do etanol (Tsai et al., 2019). Entretanto, em proporções elevadas ou condições extremas, a queima do etanol pode aumentar as emissões de NO_x devido a temperaturas de chama mais altas, demandando estratégias de mitigação como controle de mistura ou ponto de ignição (Dhande; Sinaga; Dahe, 2021). Já o biometano caracteriza-se por queima limpa, praticamente isenta de fuligem e com baixas emissões de CO e HC quando a combustão é completa (Tripathi; Dhar, 2022). As altas temperaturas atingidas em mistura estequiométrica metano-ar podem gerar NO_x considerável; por isso, é comum adotar misturas pobre ($\lambda > 1$) em motores a gás para reduzir NO_x . De fato, nas análises a seguir será considerado que, para o biometano, uma leve condição pobre (por exemplo $\lambda \approx 1,1$) pode ser empregada visando reduzir NO_x , enquanto o etanol é operado próximo da estequiometria ($\lambda \approx 1$) devido à utilização de catalisador de três vias e para maximizar a potência de saída. Essas diferenças de estratégia refletem as características intrínsecas de cada combustível e seus efeitos na química de formação de poluentes (Einewall; Tunestal; Johansson, 2005).

4.6 METODOLOGIA PARA ANÁLISE DA COMBUSTÃO

A avaliação detalhada do processo de combustão nos experimentos foi realizada através da análise dos dados de pressão no interior do cilindro e de outras grandezas termodinâmicas, empregando modelos consagrados na literatura. Nesta seção, descrevem-se os procedimentos e fórmulas utilizados para calcular parâmetros característicos da combustão: volume instantâneo no cilindro em função do ângulo do virabrequim, pressão média efetiva indicada (IMEP), taxa de liberação de calor (HRR), fração de massa queimada (MFB) e parâmetros associados à combustão. A fundamentação segue referências clássicas como Heywood (2018) e metodologias empregadas por Pedrozo (2017) e outros autores, adaptadas para as características do etanol e do biometano. Em todos os casos, assume-se comportamento de gás ideal para a mistura de gases no cilindro e considera-se a combustão em regime estacionário ciclo-a-ciclo (variações cíclicas desprezadas nas equações analíticas).

4.6.1 Cálculo do volume interior do cilindro

Para relacionar a pressão em cada instante da combustão com a posição do pistão, é necessário calcular o volume instantâneo do cilindro $V(\theta)$ em função do

ângulo do virabrequim θ (medido a partir do ponto morto superior, PMS). Considerando um motor de quatro tempos com curso L (duas vezes o raio do virabrequim a) e biela de comprimento R_l , o volume total do cilindro varia entre o volume mínimo no PMS (volume de câmara de combustão V_c) e o volume máximo no ponto morto inferior (PMI), que corresponde a $V_c + V_d$, onde V_d é o volume deslocado (cilindrada do cilindro). A relação geométrica que fornece $V(\theta)$ é dada por (Gatowski et al., 1984):

$$V(\theta) = V_c + \frac{V_d}{2} \left(R + 1 - \cos\theta - \sqrt{R^2 - \sin^2\theta} \right) \quad (4.3)$$

Onde R é a razão entre o comprimento da biela e o raio do virabrequim. Essa equação deriva da cinemática do mecanismo biela-manivela, considerando que a distância do topo do pistão ao PMS em um ângulo θ é $h(\theta) = a \cos\theta + \sqrt{R_l^2 - a^2 \sin^2\theta}$. No PMS ($\theta = 0^\circ$), $\cos\theta = 1$ e $h = a + R_l$, resultando no volume mínimo $V(0) = V_c$. No PMI ($\theta = 180^\circ$), $\cos\theta = -1$, e $h = 2a + \frac{a^2}{R_l}$ (aproximadamente $2a +$ termo pequeno), obtendo $V(180^\circ) \approx V_c + V_d$. A Eq. (4.3) permite mapear cada valor de θ (ou posição do pistão) para o volume correspondente dentro do cilindro, informação indispensável para calcular trabalho indicado e análise termodinâmica da combustão (Gatowski et al., 1984).

Para o motor estudado (F1C), os parâmetros geométricos, diâmetro, curso, taxa de compressão, foram fornecidos pelo fabricante e inseridos nos cálculos do volume. A taxa de compressão geométrica do motor é ε e a Eq. (4.3) está consistente com esse valor: no PMS, $V = V_c$; no PMI, $V = \varepsilon * V_c$. Com ε conhecido (no caso, $\varepsilon \approx 11,4:1$ para operação com gás natural), pode-se validar a coerência da geometria. Esse cálculo de volume instantâneo foi implementado para cada passo de ângulo de manivela registrado nos ensaios e nas simulações, servindo de base para integrar a pressão em termos de volume e derivar outras grandezas.

4.6.2 Cálculo da Pressão Média Efetiva Indicada (IMEP)

A pressão média efetiva indicada é uma métrica que quantifica a habilidade do ciclo termodinâmico de converter energia em trabalho mecânico. Em essência, IMEP é a pressão hipotética constante que atuando sobre o volume deslocado V_d durante o curso de expansão, produziria o mesmo trabalho indicado que o ciclo real (Heywood,

2018). Matematicamente, pode ser obtida pela razão entre o trabalho indicado por ciclo e o volume deslocado do cilindro:

$$IMEP = \frac{W_{ind}}{V_d} = \frac{1}{V_d} \oint p(\theta) dV \quad (4.4)$$

Onde $W_{ind} = \oint p dV$ é o trabalho indicado obtido integrando a pressão p em função do volume (ao longo de todo o ciclo considerado). Na prática, o cálculo é realizado numericamente a partir dos dados de pressão instantânea no cilindro e do volume correspondente. A integral fechada $\oint p dV$ considera o ciclo completo: no caso de motores 4-tempos, inclui o *loop* positivo de compressão-expansão (trabalho interno bruto) e o *loop* negativo de admissão-escapamento (trabalho de bombeamento). Distinguem-se, assim, a IMEP bruta (*gross IMEP*) calculada apenas no período de combustão (excluindo bombeamento) e a IMEP líquida (*net IMEP*) que inclui as perdas de bombeamento. Alternativamente, pode-se calcular a IMEP bruta integrando apenas da compressão até o final da expansão (fechamento da válvula de admissão até abertura da de escapamento), o que às vezes é preferível para avaliar o desempenho intrínseco da combustão sem influência do regime de admissão/escape. Nos resultados adiante, a IMEP reportada será a IMEP líquida por ciclo, a menos que indicado o contrário (Heywood, 2018).

A Eq. 4.4 foi implementada computacionalmente: os valores de pressão em cada ângulo medido foram multiplicados pela variação de volume correspondente e somados para obter o trabalho (método dos trapezoides ou Simpson para integração numérica). Dividindo-se pelo volume deslocado, obtém-se a IMEP em unidades de pressão (Pa , usualmente convertida em bar para interpretação). A IMEP é uma grandeza valiosa por independender da cilindrada – ou seja, permite comparar o “esforço médio” na combustão entre motores de tamanhos distintos. Valores altos de IMEP indicam maior trabalho extraído por ciclo, refletindo melhor eficiência de conversão da energia do combustível em trabalho indicado. Neste trabalho, a IMEP foi utilizada para comparar o desempenho do motor operando com etanol vs. biometano em condições semelhantes de carga. Convém mencionar que, segundo Heywood (2018), motores de ignição por centelha tipicamente operam com IMEP máximas na faixa de 8–10 *bar* para motores naturalmente aspirados, podendo atingir valores superiores com sobrealimentação e combustíveis de alta octanagem (como etanol puro). No caso em

estudo, visa-se explorar se o biometano (com alto índice de metano e alto octano) permite alcançar IMEP semelhantes ou superiores à do etanol.

Um parâmetro relacionado é a pressão média efetiva de frenagem (BMEP), obtida de maneira análoga, porém usando o trabalho efetivo (*brake work*) entregue no eixo do motor. A BMEP representa a IMEP menos as perdas (atrito e bombeamento), sendo calculada a partir do torque medido no eixo (T) e do volume deslocado total do motor. Para um motor 4-tempos de n cilindros, pode-se usar $BMEP = \frac{4\pi T}{V_{d,total}}$, que deriva do fato de cada cilindro efetuar um ciclo de trabalho a cada duas voltas do virabrequim (4π radianos por ciclo completo). Esse parâmetro de desempenho será abordado na Seção 5.4, juntamente com a eficiência mecânica (η_m) que relaciona as perdas internas (Heywood, 2018).

4.6.3 Análise da Taxa de Liberação de Calor (HRR)

A taxa de liberação de calor é obtida a partir dos dados de pressão e volume, e fornece a quantidade de energia liberada pela combustão por unidade de ângulo (ou tempo). A análise de liberação de calor baseia-se na primeira lei da termodinâmica aplicada à massa de gás no cilindro, tratada como sistema fechado durante o intervalo entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de escape (Gatowski et al., 1984). Desprezando fenômenos secundários (como perdas por *blow-by* e variações de massa durante a combustão) e assumindo comportamento de gás ideal com calores específicos aproximadamente constantes durante o processo de combustão, pode se escrever a equação de energia diferencial na forma:

$$\frac{dQ_{comb}}{d\theta} - \frac{dQ_{perd}}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p(\theta) \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V(\theta) \frac{dp}{d\theta} \quad (4.5)$$

Onde $\frac{dQ_{comb}}{d\theta}$ é a taxa de liberação de energia química pela combustão (calor liberado pela chama) e $\frac{dQ_{perd}}{d\theta}$ é a taxa de perda de calor para as paredes. O termo do lado direito representa a variação de energia interna do gás e o trabalho $p dV$ associado à expansão. Nesta expressão $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ é a razão de capacidades caloríficas do gás no cilindro (assumido aproximadamente constante durante a combustão para efeitos de cálculo) (Mauro et al., 2018).

Quanto à obtenção de cada termo da Eq. (4.5), a pressão $p(\theta)$ é medida diretamente pelo transdutor piezelétrico AVL GH14DK, com referenciamento angular fornecido pelo encoder AVL 365 e média de 200 ciclos consecutivos registrada pelo sistema AVL IndiMicro (4.11.6); a derivada $dp/d\theta$ é calculada numericamente sobre essa curva média; o volume instantâneo $V(\theta)$ e a derivada $dV/d\theta$ são obtidos analiticamente pela cinemática do mecanismo biela-manivela, Eq. (4.3), a partir da geometria do motor especificada na Tabela 4.1; a razão de capacidades caloríficas γ é adotada constante por combustível, avaliada para a composição da mistura no cilindro; e o termo de perdas $dQ_{\text{perd}}/d\theta$ não é medido diretamente, recebendo o tratamento descrito a seguir.

A taxa de liberação de calor recalculada fornece informações importantes sobre a dinâmica da combustão. Por exemplo, o pico da curva indica o momento de liberação máxima de energia, relacionado à velocidade de queima; a área sob a curva corresponde à energia total liberada (que deve corresponder à energia química do combustível queimado). Além disso, a forma da curva (mais concentrada ou mais espalhada) indica se a combustão foi rápida ou lenta. Esse tipo de análise permite identificar fenômenos como atrasos de ignição, fases de combustão rápida e fases de combustão de cauda (*after-burning*). No caso do etanol e do biometano, espera-se diferenças na forma da HRR: o etanol tende a apresentar uma queima rápida após a inflamação (devido à sua alta velocidade de chama laminar e facilidade de formar mistura homogênea vaporizada), enquanto o biometano, sendo gasoso, mistura-se facilmente com o ar, mas possui velocidade de chama laminar ligeiramente menor e pode apresentar combustão um pouco mais lenta, especialmente se operado com mistura pobre ($\lambda > 1$). A análise da HRR possibilita quantificar essas diferenças (Mauro et al., 2018).

Na obtenção da HRR real deve-se corrigir a Eq (4.5) para incluir já que uma parcela do calor liberado vai para as paredes do cilindro (resfriando os gases). Embora modelos mais sofisticados (e.g. modelo de Woschni (1967) ou Annand (1963)) possam estimar a perda de calor, neste capítulo será priorizada a *liberação de calor aparente*, que já fornece boa correlação com a fase de combustão. Em trabalhos futuros ou simulações (como as feitas no GT-Suite), essas perdas são incorporadas automaticamente, e a HRR calculada no software é a líquida. No entanto, para comparação consistente entre experimento e simulação, a HRR aparente experimental foi utilizada juntamente com correções baseadas no modelo de parede

adotado na simulação. Essas correções consistem em expressar as duas curvas na mesma base térmica: a parcela de transferência de calor às paredes, estimada pelo modelo de Woschni com os coeficientes padrão da biblioteca do GT-Suite, isto é, a mesma parametrização empregada na simulação (4.12), é descontada da HRR líquida simulada para convertê-la à base aparente da curva experimental, eliminando a diferença de definição entre as duas grandezas e garantindo alinhamento metodológico.

4.6.4 Cálculo da fração de massa queimada (MFB)

A fração de massa de combustível queimada, geralmente denotada por $x(\theta)$ ou $M(\theta)$ representa a parcela cumulativa do combustível que já reagiu até um dado ângulo de combustão. É um parâmetro derivado diretamente da curva de liberação de calor: no tempo (ou ângulo) inicial da combustão, $x = 0$ (nenhuma massa queimada); ao final da combustão, $x = 1$ (100% do combustível disponível queimado, desconsiderando não queimados) (Gatowski et al., 1984). A mencionada fração pode ser determinada integrando-se a HRR ao longo do tempo. Por exemplo, a fração queimada até um ângulo θ é:

$$x(\theta) = \frac{\int_{\theta_{ini}}^{\theta} \frac{dQ_{comb}}{d\theta} d\theta}{\int_{\theta_{ini}}^{\theta_{fim}} \frac{dQ_{comb}}{d\theta} d\theta} \quad (4.6)$$

Onde θ_{ini} e θ_{fim} são os de início e fim da combustão (tipicamente próximo ao ponto de ignição e próximo ao EVO, respectivamente). Na prática, utiliza-se a HRR líquida ou aparente integrada. Como a parte denominadora da fração representa o calor total liberado, proporcional à massa total de combustível que reagiu, a razão fornece a fração já liberada. Computacionalmente, somou-se cumulativamente a HRR de cada passo de ângulo e dividiu-se pelo total final para normalizar de 0 a 1.

A curva de $x(\theta)$, conhecida como curva de Weibe (Galindo et al., 2011) experimental, fornece marcos importantes da combustão. É comum definir os ângulos em que x atinge 10%, 50% e 90%, referidos como CA10, CA50, CA90 (*Crank Angle at 10%, 50%, 90% MFB*) (Wang, Q. et al., 2022). Esses indicadores resumem a fase inicial de inflamabilidade, o ponto médio de combustão e a duração total da combustão, respectivamente. Um dos parâmetros mais utilizados é o CA50, pois ele

está correlacionado com a eficiência e o trabalho obtido: sabe-se que, para motores SI, posicionar CA50 aproximadamente 5° a 15° após o PMS tende a maximizar a eficiência térmica (combustão centrada). Através da MFB, pode-se também definir a duração da combustão (por exemplo, de 10% a 90% queimado, indicando quão rapidamente 80% da mistura queimou) e o atraso da ignição (intervalo entre a ignição e, por exemplo, 10% queimado). Esses parâmetros de combustão serão extraídos para comparar o comportamento do etanol e do biometano.

No caso do etanol espera-se geralmente uma combustão mais rápida (CA10 e CA90 mais próximos, duração menor) devido à sua facilidade de vaporização e chama mais veloz, ao passo que o biometano pode apresentar combustão um pouco mais prolongada, especialmente sob mistura pobre. No entanto, o biometano tem a vantagem de um *timing* de ignição mais avançado possível sem risco de detonação (alto índice de octano ~ 130), o que pode compensar em parte sua menor reatividade, fazendo com que o CA50 ocorra em posição adequada. No capítulo de resultados, tais métricas serão apresentadas para quantificar essas diferenças.

4.6.5 Parâmetros da Combustão

Além de IMEP, HRR e MFB, diversos outros parâmetros caracterizam a qualidade e o estilo da combustão. Alguns já mencionados incluem: CA10, CA50, CA90 (ângulos de fração queimada 10%, 50%, 90%), duração da combustão ($\Delta\theta = CA90 - CA10$, por exemplo), atraso de ignição (intervalo entre o pulso de ignição e o início efetivo da combustão, frequentemente medido até ~5% MFB). Também é relevante a pressão máxima no cilindro (P_{max}) e o ângulo em que ocorre ($\theta_{P_{max}}$), pois pressões máximas muito antecipadas ou elevadas podem indicar tendência a detonação ou esforço mecânico acentuado. No presente estudo, etanol e biometano foram comparados sob o mesmo avanço de ignição base para avaliar diferenças nesses parâmetros.

O atraso de ignição (Lefebvre; Freeman; Cowell, 1986) é influenciado principalmente pelas propriedades do combustível e condições de mistura. O etanol, possuindo menor temperatura de autoignição e liberando vapores facilmente, tende a inflamar rapidamente após a centelha, especialmente a altas temperaturas e pressões, resultando em atrasos curtos (Wang, X. et al., 2023). O metano, por sua vez, tem temperatura de autoignição muito elevada (≈ 540 °C) e é resistente à detonação; embora este seja um motor de ignição por faísca (não há autoignição

normal), isso significa que a cinética de reação inicial do metano é lenta, podendo resultar em um período de ignição (fase de chama inicial) um pouco maior (Robinson; Smith, 1984). Em contrapartida, a formação de mistura homogênea ar-metano é quase instantânea (combustível gasoso), o que elimina atrasos associados à evaporação de combustível. Assim, o atraso de ignição observado pode até ser semelhante entre etanol e biometano em determinadas condições, mas a fase inicial de propagação de chama possivelmente difere.

A duração da combustão (por exemplo de 10% a 90% MFB) reflete a rapidez da frente de chama e do consumo do combustível. Uma combustão mais curta (duração menor) geralmente indica um processo bem turbulento e reativo, desejável para eficiência, pois concentra a liberação de calor próximo ao PMS. Combustíveis com chamas mais rápidas (como etanol) em condições de mistura estequiométrica tendem a reduzir a duração da combustão. Misturas pobres ou combustíveis com chama lenta (metano tem chama laminar approx. 0,38 m/s a 1 atm., 300K, comparada a 0,40–0,45 m/s para etanol vapor nessas condições) podem alongar a combustão. No caso do biometano, operá-lo com λ ligeiramente > 1 também tende a prolongar a combustão e a esfriar a chama, aumentando a duração (Zhang; Chen, 2023). Esses efeitos serão levados em conta na análise experimental e de simulação, por exemplo, pode-se esperar que, para atingir performance equivalente, o biometano requeira avanço de ignição mais adiantado que o etanol, de forma que o CA50 ocorra na janela ótima em cada caso.

Outro parâmetro a citar é a estabilidade cíclica da combustão, usualmente medida pelo Coeficiente de Variação do IMEP (COV_{IMEP}). Embora não seja foco principal neste capítulo metodológico, vale lembrar que combustíveis diferentes influenciam a variabilidade ciclo-a-ciclo. Etanol tende a queimar de forma bastante estável em condições otimizadas (COV_{IMEP} frequentemente $< 3\%$), enquanto metano pode apresentar mais sensibilidade a centelha e turbulência, especialmente sob mistura pobre, aumentando o COV_{IMEP} . Durante os ensaios, buscou-se garantir que as condições selecionadas propiciassem combustão estável ($COV_{IMEP} < 5\%$) para confiabilidade dos resultados (Amaral et al., 2024).

A metodologia de análise da combustão envolve extrair do registro de pressão no cilindro todos esses indicadores: IMEP, HRR, MFB (e derivadas CA50), P_{max} . com rigor técnico e fundamentação em modelos consagrados. As equações e conceitos apresentados aqui preparam o caminho para, nos próximos capítulos,

interpretar as diferenças de desempenho e emissões entre o etanol e o biometano, correlacionando-as com as características da combustão de cada um.

4.7 CÁLCULO DA TEMPERATURA MÉDIA DOS GASES

A temperatura média dos gases dentro do cilindro ao longo do ciclo é um parâmetro importante tanto para avaliar a eficiência da combustão quanto para estimar a formação de poluentes (já que reações como a formação de NO_x são altamente dependentes da temperatura) (Wang, Z.; Yang, 2024). Uma forma de estimar a temperatura média T dos gases no cilindro em um dado instante (ângulo θ) é usar a equação de estado do gás ideal:

$$T(\theta) = \frac{p(\theta) V(\theta)}{m_{gas} R_u} \quad (4.7)$$

Onde $p(\theta)$ e $V(\theta)$ são a pressão e volume instantâneos (já conhecidos), m_{gas} é a massa total de gás confinado no cilindro e R_u é a constante específica do gás (para a mistura de combustão em questão). Na prática, m_{gas} é a soma da massa de ar admitida e do combustível que vaporizou e entrou em combustão (menos eventuais resíduos ou perdas desprezíveis). Pode ser estimada a partir da condição inicial de admissão: por exemplo, conhecendo pressão, temperatura e fator λ na admissão, calcula-se a massa de ar admitida por ciclo e adiciona-se a massa de combustível injetado. Em nossos ensaios, a massa de ar admitida pode ser obtida via medição indireta (uso de um medidor de fluxo mássico de ar ou pela equação de fluxo e volumétrica do motor e densidade do ar) e a massa de combustível, via consumo específico medido. Para simplificar, a massa total no cilindro durante a combustão foi assumida igual à massa admitida (considerando mistura homogênea premisturada e negligenciando perdas de massa por *blow-by* durante a combustão).

Com isso, foi possível computar $T(\theta)$ ao longo do processo de combustão e expansão. Durante a compressão (antes da ignição), a temperatura segue aproximadamente a lei politrópica, elevando-se a partir de uma temperatura absoluta inicial da ordem de 60 a 80 °C no fechamento da válvula de admissão, correspondente à temperatura do ar admitido acrescida do aquecimento pelo turbocompressor e da transferência de calor residual das paredes, até algumas centenas de graus Celsius no PMS, dependendo da taxa de compressão e do índice politrópico. Após a ignição, a temperatura dispara com a liberação de calor, atingindo um pico de temperatura de

chama adiabática próximo à finalização da queima. Para mistura estequiométrica de etanol, por exemplo, a temperatura de pico adiabático a 1 atm. inicial pode chegar a ~ 2240 K, enquanto para metano é da mesma ordem (levemente menor se houver CO_2 diluente) (Xiang et al., 2019). No motor real, contudo, esses picos são atenuados pela troca de calor e pelo aumento de pressão (que desloca o equilíbrio químico, gerando dissociação de O_2 e consumindo parte do calor). Ainda assim, a estimativa da temperatura média via Eq. 4.7 fornece indicações: por exemplo, a temperatura média dos gases no fim da combustão (quando p e V conhecidos) pode ser comparada entre combustíveis. Observou-se em simulações que, operando a $\lambda = 1,0$, o etanol tende a produzir temperaturas médias um pouco menores que o metano estequiométrico (Huang; Hong; Huang, 2015), possivelmente devido à presença de espécies de maior capacidade calorífica (produtos contendo mais vapor d'água e menos calor específico constante) e ao efeito resfriador de vapor do etanol. Entretanto, quando o metano é queimado pobre ($\lambda = 1,1$), sua temperatura média cai sensivelmente, podendo ficar abaixo da do etanol estequiométrico, o que é desejável para reduzir NO_x , mas afeta a eficiência.

No cálculo da temperatura média, levou-se em consideração a variação do R_u efetivo conforme a composição dos gases muda. Até o início da combustão, a mistura no cilindro é ar + combustível (no caso do etanol, vapor + ar; no caso do biometano, ar + CH_4), após a combustão, a composição passa a $CO_2 + H_2O + N_2$ (além de O_2 residual se mistura pobre, ou CO e HC se mistura rica). Cada fase tem um R específico ($J/kg \cdot K$) distinto. Contudo, uma aproximação útil é usar um R médio ponderado ou simplesmente considerar o R do ar ($\approx 287 J/kg \cdot K$) para todo o processo, o que introduz erro modesto (pois R para produtos do etanol $\sim 188 J/kg \cdot K$, para metano $\sim 296 J/kg \cdot K$ (The Engineering Toolbox, 2004) incluindo N_2). Para este trabalho, nas simulações 1D o software GT-Power calculou a temperatura termodinâmica exato ponto a ponto (considerando composição instantânea); nos dados experimentais, a Eq. 4.7 serviu para estimar a temperatura média no pico de pressão e no escape, de modo a confrontar com as leituras de termopares no coletor de escape.

A temperatura média dos gases de escape pode ser estimada de forma semelhante, tomando a pressão de escape (próxima à atmosférica) e $V = V_c + V_d$ no fim da exaustão, ou simplesmente usando o primeiro princípio: a queda de temperatura do fim da expansão até a abertura da válvula de escape corresponde ao

trabalho de *blowdown* e trocas de calor remanescentes. Nos ensaios, mediu-se a temperatura dos gases de escape logo após o catalizador (*post-catalyst*), tipicamente em torno de 600–700 °C para plena carga com etanol e um pouco menor com biometano, coerente com as previsões teóricas da temperatura média no fim da expansão.

Em resumo, o cálculo da temperatura média dos gases via relação $pV = mRT$ complementa a análise de combustão, para entender diferenças de eficiência (pois temperaturas mais altas no fim da expansão significam mais energia residual não convertida em trabalho) e de emissões (pois temperaturas elevadas durante a queima favorecem NO_x , enquanto temperaturas baixas demais podem indicar combustão incompleta e emissões de). Esse cálculo será empregado adiante qualitativamente para reforçar a interpretação dos resultados experimentais e de simulação.

4.8 ANÁLISE DA EMISSÃO DE POLUENTES

As concentrações de poluentes nos gases de exaustão foram medidas com o analisador de gases PC-Multigás (características na Seção 4.3). As leituras foram realizadas em base seca, sem qualquer pós-tratamento, e expressas em partes por milhão (ppm) e/ou em porcentagem (%). Com base nas recomendações da NBR ISO 8178-1 e nos dados aferidos, calcularam-se as emissões específicas de poluentes (g/kWh) para cada cenário e condição de ensaio. Assim, as emissões específicas de NO_x ($BSNO_x$), CO ($BSCO$), hidrocarbonetos não queimados ($BSHC$) e CO_2 ($BSCO_2$) foram obtidas pelas Equações 4.8, 4.9, 4.10 e 4.11.

$$BSNO_x = \frac{\dot{m}NO_x}{P_{eixo}} = \frac{u_{NO_x} * [NO_x] * \dot{m}_{exa} * k_{wr} * k_h}{P_{eixo}} \quad (4.8)$$

$$BSHC = \frac{\dot{m}HC}{P_{eixo}} = \frac{u_{HC} * [HC] * \dot{m}_{exa} * k_{wr}}{P_{eixo}} \quad (4.9)$$

$$BSCO = \frac{\dot{m}CO}{P_{eixo}} = \frac{u_{CO} * [CO] * \dot{m}_{exa} * k_{wr}}{P_{eixo}} \quad (4.10)$$

$$BSCO_2 = \frac{\dot{m}CO_2}{P_{eixo}} = \frac{u_{CO_2} * [CO_2] * \dot{m}_{exa} * k_{wr}}{P_{eixo}} \quad (4.11)$$

Onde $\dot{m}_i$ é a vazão mássica do gás (i) em g/h; ($[gás]$) representa a concentração do componente (i) nos gases de exaustão, em partes por milhão (ppm); (u_i) é a razão entre a densidade do componente (i) nos gases de exaustão e a

densidade média do gás de exaustão; (P_{eixo}) é a potência de eixo desenvolvida pelo motor; e ($\dot{m}_{exa}$) é a vazão mássica total do fluxo de exaustão do motor, em kg/h, a qual pode ser determinada pela Equação 4.12.

$$\dot{m}_{exa} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad (4.12)$$

Onde $\dot{m}_{ar}$ representa a vazão mássica de ar.

O termo k_{wr} presente nas equações 4.8-4.11 é um fator de correção utilizado para converter as emissões medidas em vias seca para a via úmida. A equação do k_{wr} é apresentada na norma NBR ISO 8178-1 para a operação de motores alternativos em modo. Uma adaptação específica para o ciclo Otto é apresentada na equação (4.13)

$$k_{wr} = 1,008 * \left[1 + \frac{1,2442H_a}{773,4 + 1,2442H_a + k_{fw} + \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar_{seco}}} \right) * 10^3} \right] \quad (4.13)$$

Onde (k_{fw}) é um fator dependente da composição do combustível, determinado pela Equação 4.14; e ($\dot{m}_{ar_{seco}}$) representa a vazão mássica de ar admitido em base seca, obtida pela subtração da parcela de umidade da massa de ar medida, conforme a Equação 4.15.

$$k_{fw} = 0,055594 * H\% + 0,0080021 * O\% + 0,0070046 * N\% \quad (4.14)$$

$$\dot{m}_{ar_{seco}} = \frac{\dot{m}_{ar}}{1 + H_a * 10^{-3}} \quad (4.15)$$

Nas Equações 4.14 e 4.15, (H_a) denota a umidade do ar de admissão, expressa em gramas de água por quilograma de ar seco, a qual pode ser obtida pela Equação 4.16 (Pedrozo, 2017).

$$H_a = \left(\frac{M_{H_2O}}{M_{ar_{seco}}} \right) * \left(\frac{p_{vapor}}{p_{atm} - p_{vapor}} \right) * 10^3 \quad (4.16)$$

Onde M_{H_2O} é a massa molar da água e $M_{ar_{seco}}$ é a massa molar do ar seco, conforme a norma NBR ISO 8178-1. O termo p_{atm} representa a pressão atmosférica local, enquanto p_{vapor} é a pressão parcial do vapor de água no ar, determinada a partir da umidade relativa ambiente (UR), conforme a equação 4.17.

$$p_{vapor} = p_{sat} * UR \quad (4.17)$$

Onde p_{sat} é a pressão de saturação do vapor de água (Pa), calculada em função da temperatura ambiente (°C) pela equação 4.18.

$$p_{sat} = [4,856884 + 0,2660089 * T_{amb} + 0,01688919 * (T_{amb})^2 - 7477123 * 10^{-5} * (T_{amb})^3] * \left(\frac{1013,2}{7,6} \right) \quad (4.18)$$

No caso específico das emissões de NO_x , além da correção da base seca para a base úmida (4.13) é necessário corrigi-las também em função da umidade e da temperatura ambiente. Para motores de ignição por centelha deve ser utilizada a equação 5.19

$$k_h = 0,6272 + 44,030 * 10^{-3} H_a - 0,862 * 10^{-3} H_a^2 \quad (4.19)$$

O termo u_{gas} nas equações 4.8-4.11 pode ser calculado pela equação 4.20.

$$u_{gas_i} = \frac{\rho_{gas_i}}{\rho_{exa} * 1000} \quad (4.20)$$

Onde ρ_{gas_i} é a massa específica de um componente determinado do gás de exaustão, calculada pela equação 4.21 e ρ_{exa} é a massa específica do gás de escape determinada pela equação 4.22

$$\rho_{gas_i} = \frac{M_{gas_i}}{22,414} \quad (4.21)$$

$$\rho_e = \frac{10^3 + H_a + 10^3 \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar_{seco}}} \right)}{773,4 + 1,2434H_a + 10^3 k_{fw} \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar_{seco}}} \right)} \quad (4.22)$$

Onde M_{gas_i} é a massa molar de um componente específico do gás de exaustão.

4.9 CÁLCULO DOS PARÂMETROS DE DESEMPENHO

O cálculo da potência do eixo (P_{eixo}) produzida pelo motor na bancada pode ser realizado usando a Equação 4.23.

$$P_{eixo}(kW) = \frac{\tau * N}{1000} * \frac{2\pi}{60} \quad (4.23)$$

Onde τ é o torque do dinamômetro (Nm) e N é a rotação do motor (rpm).

Verifica-se que a pressão, a temperatura e a umidade do ar ambiente influenciam a potência desenvolvida pelo motor. Assim, define-se o fator de correção (c_F) para a potência (ver Equação 4.24), a partir do qual a potência corrigida é obtida pela Equação 4.25.

$$c_F = \frac{98.2}{P_{atm} - P_{vapor}} * \sqrt{\frac{T_{amb} + 273.15}{302.55}} \quad (4.24)$$

$$P_{eixo_c}(kW) = P_{eixo} * c_F \quad (4.25)$$

A eficiência do motor, ou eficiência de conversão de combustível pode ser calculada pela Equação 4.26 (Heywood, 2018).

$$\eta_f = \frac{P_{eixo_c}}{\dot{m}_{comb} * PCI_{comb}} \quad (4.26)$$

Uma alternativa para avaliar o desempenho de motores de combustão interna é utilizar o consumo específico de combustível, que expressa a quantidade de

combustível consumida por unidade de potência de eixo gerada. O BSFC é obtido pela Equação 4.27

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{P_{eixo_c}} \quad (4.27)$$

Por fim, a eficiência de combustão é avaliada com base nos poluentes que não foram completamente oxidados durante o processo de combustão (Pedrozo, 2017). A eficiência de combustão pode ser obtida pela Equação 4.28.

$$\eta_{comb} = \left\{ 1 - \frac{P_{eixo_c}}{10^3} \left[\frac{BSCO * PCI_{CO} + BSHC * PCI_{HC}}{\dot{m}_{comb} * PCI_{comb}} \right] \right\} \quad (4.28)$$

Onde PCI_{CO} é o poder calorífico inferior do monóxido de carbono, adotado como 10.1 MJ/kg; e PCI_{HC} é o poder calorífico inferior que representa as emissões de hidrocarbonetos.

4.10 INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Nenhuma análise experimental estaria completa sem a consideração das incertezas de medição. Neste trabalho, adotou-se uma abordagem rigorosa para estimar as incertezas associadas aos principais resultados (pressão, IMEP, emissões, consumo). Para a avaliação das incertezas de medição, adotou-se a metodologia do *Guia para a Expressão da Incerteza de Medição* do Inmetro (2012) (JCGM, 2008). A análise foi estruturada em duas etapas: (i) incertezas do tipo A, relacionadas à repetitividade das leituras; e (ii) incertezas do tipo B, associadas às características dos instrumentos. Para a determinação das incertezas do tipo A (IA), foi utilizada a equação 4.29.

$$I_A = \frac{s(q_k)}{\sqrt{n}} \quad (4.29)$$

Onde que $s(q_k)$ é o desvio-padrão das leituras e (n) o número de registros coletados para a variável em análise.

Para as variáveis medidas diretamente pelo sistema de controle e aquisição da bancada, as incertezas do tipo B foram obtidas multiplicando a incerteza relativa informada pelo fabricante (ver Tabela 4.2) pela média das leituras em cada ponto de ensaio. Já para as variáveis de interesse que dependem de uma ou mais variáveis mensuradas, as incertezas do tipo B ((I_B)) foram determinadas por meio da propagação de incertezas, conforme a Equação 4.30.

$$I_B = \sqrt{\left(\frac{\partial U_m}{\partial x_1} * \partial x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_2} * \partial x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial U_m}{\partial x_n} * \partial x_n\right)^2} \quad (4.30)$$

Onde ∂U_m é a incerteza do tipo B da variável dependente e ∂x_n a incerteza do tipo B da variável independente.

Com as componentes dos tipos A e B determinadas, a incerteza expandida (IE) é obtida pela Equação 4.31. Nessa expressão, adotou-se fator de abrangência $k = 2$, assegurando nível de confiança de aproximadamente 95%.

$$I_E = 2 * \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (4.31)$$

4.11 PONTOS DE OPERAÇÃO E CONDIÇÕES DE ENSAIO

O plano experimental original previa ensaios em bancada dinamométrica para os dois combustíveis, em pontos operacionais equivalentes, com instrumentação idêntica e protocolos de aquisição harmonizados, de modo a produzir conjuntos de dados diretamente comparáveis. Durante a execução do plano, o ensaio com etanol foi integralmente realizado no Laboratório de Máquinas Térmicas da UNIFEI e encontra-se consolidada em planilha de dados validados. O ensaio com biometano, contudo, não pôde ser realizada no prazo previsto devido às limitações associadas à logística de equipamentos de controle eletrônico do motor F1C e eventos acidentais acontecidos na data prevista para realização dos testes.

Frente a essa restrição, optou-se pelo uso do gás natural veicular (GNV) como combustível de referência para a calibração e validação experimental do modelo numérico, com posterior substituição do combustível no modelo já calibrado para prever o comportamento do biometano. A intercambiabilidade técnica entre GNV e biometano é comprovada pelo índice de Wobbe, com desvio inferior a 1,0% entre os dois combustíveis, bem abaixo do limite normativo de $\pm 5\%$ estabelecido pela ISO 6976 e adotado pelos regulamentos brasileiros da ANP (detalhes em 5.3.1). A similaridade da composição reforça essa intercambiabilidade, pois tanto o GNV utilizado quanto o biometano da unidade da Gás Verde S.A. são misturas majoritariamente constituídas por metano (88,5% e 95,674%, respectivamente), o que permite que o modelo de combustão calibrado para o GNV seja adaptado ao biometano por meio de ajuste restrito à composição do combustível. Soma-se a isso a disponibilidade de dados

experimentais consolidados de GNV na bancada da UNIFEI, o que torna a calibração do modelo base reproduzível.

A consequência dessa escolha é que a caracterização do motor operando com biometano se obtém por validação indireta, sustentada na qualidade da calibração do modelo numérico com dados experimentais de GNV e na intercambiabilidade técnica entre os dois combustíveis gasosos. Essa abordagem é reconhecida como limitação da dissertação, com discussão explícita da incerteza propagada e da recomendação de ensaio experimental com biometano em trabalhos posteriores. Apesar da limitação, as previsões obtidas para desempenho e emissões apresentam ordem de magnitude confiável, conforme demonstrado no Capítulo 5. O GNV cumpre nesta pesquisa o papel de combustível de referência metodológica, e não de objeto de estudo, conforme as razões expostas anteriormente.

4.11.1 Escopo experimental e seleção dos pontos operacionais

Definida essa estrutura, a seleção dos pontos operacionais foi pautada por critérios técnicos associados à representatividade do uso real do veículo comercial leve e, simultaneamente, à robustez estatística da validação do modelo numérico. Em lugar de cobrir toda a faixa nominal do motor FPT F1C, que se estende de cerca de 800 rpm em marcha lenta até valores próximos a 3500 rpm em plena carga, adotou-se uma estratégia concentrada em dois regimes intermediários, conforme descrito nas Seções 4.11.2 a 4.11.4. Essa escolha não representa limitação amostral, pois todos os pontos da matriz de ensaios foram registrados na bancada dinamométrica da UNIFEI e encontram-se documentados em planilha consolidada; trata-se, contudo, de uma seleção orientada pelos objetivos desta dissertação, que privilegia a comparação metodologicamente consistente entre etanol e biometano em condições equivalentes de torque freado.

O recorte de dois pontos responde a um requisito metodológico do trabalho. A validação de um modelo termodinâmico unidimensional, como o construído em GT-Suite, exige a comparação ponto a ponto entre variáveis experimentais e simuladas, de modo a demonstrar convergência em regimes distintos de rotação e de enchimento de cilindro. Dois pontos bem caracterizados, em faixas complementares de rotação, são suficientes para testar a sensibilidade do modelo aos principais parâmetros de combustão e troca térmica, ao tempo que permitem identificar desvios sistemáticos sem o risco de calibração excessiva a uma única condição. Ampliar a validação para

um número elevado de pontos introduziria complexidade adicional e exigiria caracterização de fenômenos de transição, como desacoplamento da *wastegate*, regime de borboleta parcial e mudanças abruptas de avanço de ignição, que fogem ao escopo proposto.

A seleção alinha-se também aos objetivos aplicados da pesquisa, voltados a veículos comerciais leves em ciclos urbanos e rodoviários. Assim, regimes estáveis entre 1800 e 2500 rpm, com carga parcial próxima a 75% do torque máximo, respondem pela maior fração do tempo de operação em trajetos típicos, conforme dados consolidados em ciclos de homologação de emissões (FTP-75, WLTC e ciclos brasileiros equivalentes), o que permite caracterizar desempenho e emissões em regimes representativos de uso real.

A seleção permite, ainda, comparação direta com estudos prévios apoiados em pontos de carga parcial para análise de combustão de etanol hidratado e de gás natural veicular em motores de ignição por centelha.

4.11.2 Faixa de rotação e condições de carga

Os dois pontos operacionais definidos para a análise comparativa desta dissertação são apresentados a seguir e orientam toda a discussão dos Capítulos 5 e 6.

O primeiro ponto situa-se em rotação nominal de 1800 rpm, com carga correspondente a aproximadamente 75% do torque máximo do motor F1C. No ensaio experimental com GNV, o valor medido de rotação foi de 1794 rpm, com torque corrigido de 251,3 Nm e BMEP de 10,52 bar. No ensaio com etanol hidratado, o ponto equivalente foi registrado a 1750 rpm, com torque medido de 250,9 Nm e BMEP de 10,50 bar. A diferença angular entre 1750 e 1800 rpm, da ordem de 2,8%, foi considerada aceitável para fins de comparação, uma vez que o torque de freio, a pressão média efetiva indicada e as condições de admissão permaneceram praticamente idênticas, o que configura o ponto como proxy metodológico válido, conforme discussão detalhada em 5.7.6.

O segundo ponto foi definido em 2500 rpm, também em regime próximo a 75% da carga nominal. No ensaio com GNV, a rotação medida foi de 2495 rpm, com torque corrigido de 252,2 Nm e BMEP de 10,56 bar. No ensaio com etanol, o ponto equivalente apresentou rotação de 2500 rpm, torque medido de 257,5 Nm e BMEP de 10,78 bar. A pequena diferença de torque entre os combustíveis, inferior a 2,5%,

resulta da otimização independente de cada calibração na bancada e não compromete a comparabilidade, já que os dois combustíveis operam sobre o mesmo mapa geométrico e térmico, com avanço de ignição ajustado para maximizar eficiência sem acionar o limite de detonação.

A opção por carga parcial em torno de 75% do torque máximo, em detrimento de regime de plena carga (WOT), foi deliberada. Em plena carga, o motor tende a apresentar fenômenos específicos, como operação no limite da *wastegate*, enriquecimento de mistura para proteção térmica do catalisador, avanço de ignição ajustado no limite de detonação e temperaturas de escape próximas a 900 °C. Tais comportamentos são relevantes do ponto de vista de homologação, porém introduzem não linearidades que complicam a validação de um modelo 1D e que não refletem a maior parte do tempo de uso do veículo comercial leve em serviço. Adicionalmente, a carga parcial de 75% permite que a borboleta, o atuador da *wastegate* e o avanço de ignição operem em regimes estáveis, com coeficiente de variação do IMEP (COV(IMEP)) inferior a 5%, condição necessária para que a análise ciclo a ciclo da pressão de cilindro conduza a indicadores de combustão confiáveis.

4.11.3 Modo operacional e estequiometria

Em ambos os pontos e para os combustíveis testados experimentalmente, etanol hidratado e GNV, o motor F1C foi operado em regime estequiométrico, com fator lambda próximo à unidade. Nos ensaios com GNV, os valores medidos foram de 1,002 a 2500 rpm e de 1,004 a 1800 rpm, ou seja, dentro da faixa de incerteza metrológica do próprio sensor ($\pm 0,009$). Nos ensaios com etanol hidratado, os valores registrados foram de 1,007 a 1750 rpm e de 1,018 a 2500 rpm, ligeiramente superiores aos do GNV, porém igualmente dentro da tolerância operacional de um catalisador de três vias (TWC) bem calibrado, que opera em janela de $\pm 0,02$ em torno do valor estequiométrico.

A estratégia de operação estequiométrica decorre da arquitetura de pós-tratamento adotada no motor F1C original, baseada em catalisador TWC otimizado para a conversão simultânea de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e óxidos de nitrogênio. Uma vez que o TWC requer lambda próximo de 1,0 para atingir eficiência de conversão superior a 95% em todas as três espécies, qualquer proposta de operação em mistura pobre ou rica comprometeria a estratégia global de controle de emissões. Em contrapartida, a operação estequiométrica impõe

custos em eficiência térmica em relação a estratégias de combustão pobre (*lean-burn*), comumente empregadas em motores estacionários a GNV, porém esse custo é compensado pela simplicidade e pela confiabilidade do sistema de pós-tratamento em aplicação veicular.

Para os ensaios com biometano, modelados neste trabalho por via numérica, manteve-se a hipótese de operação estequiométrica a λ igual a 1,0. Essa escolha é justificada pela intercambiabilidade técnica entre GNV e biometano, conforme discutido em 5.3.1, e pela necessidade de preservar a estratégia de pós-tratamento existente, sem introduzir modificações no hardware do catalisador que inviabilizariam a comparação metodologicamente consistente.

4.11.4 Condições de pressão do turbocompressor

O motor F1C é equipado com turbocompressor de geometria fixa e controle por *wastegate* pneumática, atuada pela unidade de gerenciamento eletrônico (ECU) em função da demanda de torque. Nos pontos operacionais analisados, as pressões absolutas do coletor de admissão (MAP) e as pressões relativas pós-compressor foram registradas por transdutores piezelétricos calibrados, com resolução de 1 mbar, e serviram como parâmetros primários de ajuste do modelo em GT-Suite.

Nos ensaios com GNV, o MAP medido foi de 343,1 mbar em relação à pressão atmosférica local (910,0 mbar) a 2500 rpm, o que corresponde a pressão absoluta de aproximadamente 1,253 bar. A 1800 rpm, o MAP foi de 255,6 mbar (absoluto de 1,164 bar), refletindo a menor demanda de enchimento nesse regime. A pressão relativa pós-compressor, medida antes do *intercooler*, foi de 360,3 mbar a 2500 rpm e de 266,3 mbar a 1800 rpm, o que indica perda de carga moderada no *intercooler* e coletor de admissão. Esses valores permitem derivar a temperatura e pressão efetivas no coletor de admissão, parâmetros diretamente utilizados na definição das condições de contorno do modelo termodinâmico.

Nos ensaios com etanol hidratado, a vazão de ar registrada foi de 188,32 kg/h a 1750 rpm e de 256,39 kg/h a 2500 rpm, inferior aos valores correspondentes do GNV (203,6 kg/h a 1800 rpm e 273,6 kg/h a 2500 rpm) em aproximadamente 6 a 7%, diferença coerente com o menor requisito estequiométrico do etanol (razão ar-combustível de 8,54:1 contra 16,08:1 do GNV) e com o efeito de resfriamento do ar de admissão por evaporação do etanol líquido injetado no coletor (*port fuel injection*). As temperaturas de saída do compressor mantiveram-se em patamar próximo a 70

°C em ambos os combustíveis, o que se alinha ao desempenho nominal do *intercooler*.

A temperatura dos gases de escape, medida a montante do catalisador, foi de 662 °C a 2500 rpm e de 596 °C a 1800 rpm para o GNV, ao tempo que no etanol os valores foram de 684 °C e 608 °C, respectivamente. A proximidade entre os dois combustíveis reflete a operação estequiométrica e a eficiência similar do ciclo termodinâmico, embora as pequenas diferenças superiores para o etanol sejam consistentes com o faseamento mais adiantado da combustão do etanol, que eleva a temperatura dos gases ao longo da expansão, fenômeno abordado em profundidade em 6.1.2. A *wastegate* atuou de forma automática em todos os ensaios, sem travamentos nem saturações, garantindo estabilidade do MAP dentro de ± 5 mbar nos 60 s de aquisição.

4.11.5 Combustíveis utilizados e propriedades

As propriedades relevantes para combustão em motor de ignição por centelha dos três combustíveis são sintetizadas na Tabela 4.3 e discutidas na sequência,

Tabela 4.3 Propriedades do etanol hidratado, GNV e biometano

Propriedade	Unidade	Etanol hidratado	GNV (GASMIG) — referência	Biometano (Gás Verde)
Papel na pesquisa	—	Combustível de interesse	Combustível de referência (calibração)	Combustível de interesse
Composição principal	—	95,1% C ₂ H ₅ OH + 4,9% H ₂ O (vol)	88,5% CH ₄ + hidrocarbonetos + inertes	95,674% CH ₄ + 3,848% N ₂ + 0,475% O ₂ (vol)
Poder calorífico inferior	MJ/kg	24,76	47,053	≈50,0
Razão ar/combustível estequiométrica	—	8,54:1	16,08:1	15,844:1
Densidade a 20 °C	kg/m ³	785 (líquido)	0,735 (gás, 1 atm)	0,712 (gás, 1 atm)
Número de octano pesquisa (RON)	—	108	120–130 (equivalente)	130+ (estimado)
Temperatura de chama adiabática ($\lambda=1$)	°C	≈1950	≈1953	≈1945
Velocidade de chama laminar (300 K, 1 atm)	cm/s	35	39–42	39–42

Fonte: Elaborado pelo autor

O etanol hidratado empregado nos ensaios corresponde à especificação comercial brasileira E100_h, composta por 95,1% de etanol anidro (C_2H_5OH) e 4,9% de água, em base volumétrica, conforme exigências da ANP. O poder calorífico inferior (PCI) considerado é de 24,76 MJ/kg, valor que incorpora o efeito da fração aquosa residual. Trata-se de combustível com elevada fração de oxigênio molecular no próprio combustível (cerca de 34,7% em massa), o que confere boa resistência à detonação (RON na ordem de 108) e tende a reduzir emissões de material particulado, ao mesmo tempo em que introduz o efeito de resfriamento da mistura por evaporação endotérmica, com calor latente de aproximadamente 970 kJ/kg, cerca de três vezes superior ao da gasolina. Este combustível foi submetido a ensaio experimental completo na bancada do LMT-UNIFEI, com resultados apresentados em 5.1.

O biometano considerado nesta dissertação corresponde à especificação comercial fornecida pela Gás Verde S.A. (unidade de Seropédica, RJ), obtido por *upgrading* de biogás originado em aterro sanitário. Sua composição é de 95,674% CH_4 , 3,848% N_2 e 0,475% O_2 em base volumétrica, com PCI estimado em aproximadamente 50 MJ/kg. Este é o segundo combustível de interesse da pesquisa. Em comparação com o GNV, o biometano apresenta fração superior de metano puro, ausência praticamente total de hidrocarbonetos superiores e ausência de CO_2 , o que, em termos físicos, eleva discretamente o PCI e reduz a inércia térmica da mistura.

O GNV, utilizado como combustível de referência para a calibração do modelo numérico, provém da rede de distribuição da GASMIG, com composição típica de 88,5% CH_4 , 6,2% C_2H_6 , 2,2% C_3H_8 , 0,8% C_4H_{10} , 1,8% CO_2 e 0,5% N_2 em base volumétrica, e PCI de 47,053 MJ/kg. A presença de hidrocarbonetos superiores ao metano (etano, propano e butano) aumenta ligeiramente o PCI volumétrico em comparação com metano puro e amplia a faixa de inflamabilidade, com efeito secundário sobre a velocidade de chama laminar e sobre a tendência à detonação. A fração de inertes (CO_2 e N_2) é suficientemente baixa para não afetar significativamente a dinâmica de combustão. A intercambiabilidade técnica entre GNV e biometano é comprovada pelo índice de Wobbe, que para o GNV resulta em aproximadamente 49,2 MJ/Nm³ e para o biometano em 48,7 MJ/Nm³, portanto com desvio inferior a 1,0%, bem dentro do limite normativo de $\pm 5\%$ estabelecido por ISO 6976 e por regulamentos brasileiros da ANP, proximidade de propriedades que sustenta a estratégia metodológica adotada de calibrar o modelo de GT-Suite com dados

experimentais de GNV e, posteriormente, adaptá-lo para biometano com intervenção restrita à composição do combustível.

4.11.6 Critérios de estabilização e aquisição de dados.

A aquisição dos dados experimentais foi condicionada ao atendimento de critérios rigorosos de estabilização, de forma a assegurar que cada ponto registrado correspondesse a regime estacionário do motor e dos sistemas auxiliares. Após o ajuste do *setpoint* de rotação e carga na unidade de controle do dinamômetro, aguardou-se período mínimo de 120 segundos antes do início da aquisição, tempo necessário para estabilização térmica do óleo (com tolerância de ± 2 °C em torno do *setpoint*), da água de arrefecimento e do catalisador. Durante esse intervalo, monitoraram-se continuamente as seguintes variáveis: torque freado (tolerância de $\pm 2\%$ do valor de referência), rotação (tolerância de ± 10 rpm), fator lambda (tolerância de $\pm 0,01$), pressão de óleo motor e pressão do coletor de admissão (tolerância de ± 5 mbar).

Uma vez atendidos simultaneamente todos os critérios, iniciou-se a aquisição coordenada de três sistemas independentes: o sistema AVL IndiMicro 602, que registra 200 ciclos consecutivos de pressão de cilindro com resolução angular nominal de $0,1^\circ$ CA e precisão de ângulo melhor que $\pm 0,03^\circ$, alimentado pelo encoder AVL 365 e pelo transdutor piezoelétrico AVL GH14DK; o sistema de aquisição de parâmetros de desempenho do dinamômetro, com frequência de amostragem de 10 Hz durante 60 segundos, que registra torque, rotação, vazões mássicas de ar e combustível, temperaturas e pressões do circuito; e o analisador de gases PC-Multigás NAPRO, que coleta amostra contínua de gás de escape durante 60 segundos e fornece concentrações médias de CO , CO_2 e HC por NDIR, O_2 por célula eletroquímica e NO_x por quimioluminescência.

A escolha de 200 ciclos para a análise de combustão segue recomendação consolidada na literatura de análise indicada, uma vez que esse número é suficiente para obter estatísticas robustas das variáveis ciclo a ciclo, especialmente da pressão média efetiva indicada, cuja variabilidade é quantificada pelo COV(IMEP), e para garantir que o valor médio de indicadores como CA10, CA50 e CA90 tenha incerteza estatística inferior a $\pm 0,3^\circ$ CA. Nos ensaios com GNV, o COV(IMEP) medido foi de 1,57% a 2500 rpm e de 1,25% a 1800 rpm, ambos bem abaixo do limite de 5% usualmente adotado para caracterizar operação estável. Nos ensaios com etanol, a

combustão também apresentou estabilidade elevada, em parte por efeito da homogeneização completa da mistura no intervalo de indução e em parte pela elevada velocidade de chama local do etanol vaporizado.

Cada ponto operacional foi repetido em duas aquisições independentes, espaçadas por aproximadamente dez minutos, para possibilitar reprodutibilidade e descartar desvios associados à deriva térmica de sensores. Quando os dois registros apresentaram desvio superior a 3% em qualquer variável de desempenho ou superior a 1° CA em CA50, o ponto foi reensaiado integralmente após nova estabilização. Os dados apresentados nos Capítulos 5 e 6 correspondem à média dessas aquisições válidas.

4.12 MODELO GT-SUITE: ARQUITETURA E SUBMODELOS

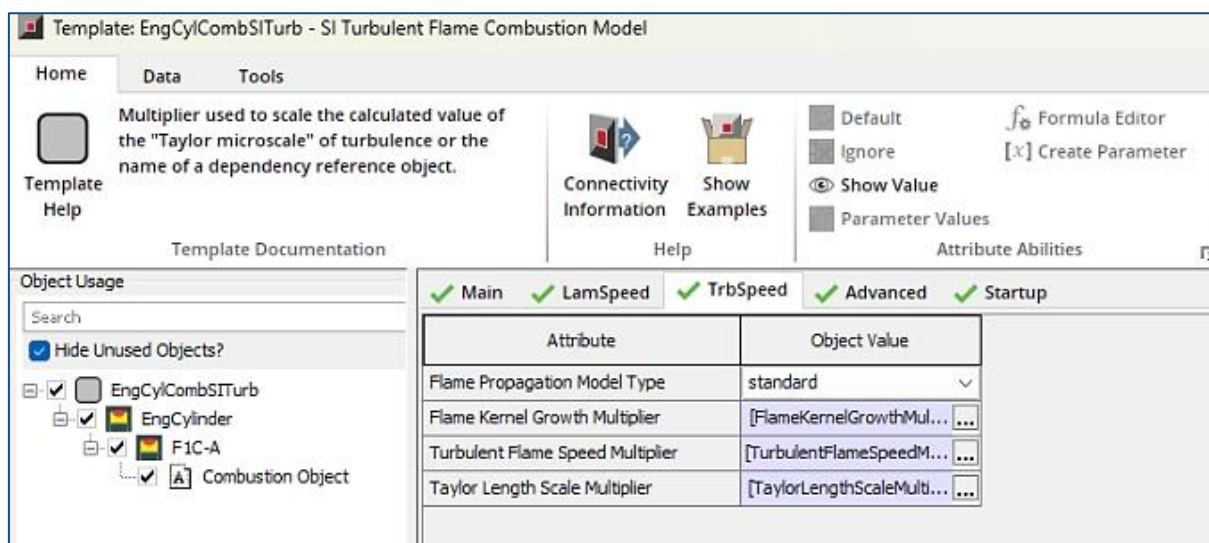
O modelo termodinâmico unidimensional do motor F1C foi construído na plataforma GT-Suite 2025, que resolve as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia em redes de volumes de controle interconectados, nos quais cada componente do sistema de admissão, cilindros, turbocompressor e escapamento é representado por elementos unidimensionais com condições de contorno derivadas das medições de bancada. A Figura 5.4 ilustra a topologia do modelo, composta por quatro cilindros com as respectivas válvulas de admissão e escape, o coletor de admissão com intercooler, o conjunto compressor-turbina com *wastegate* atuada por pressão do coletor, o coletor de escape e a linha de pós-tratamento.

No nível de componentes, a construção do modelo emprega os templates padrão da biblioteca do GT-Suite: cada cilindro é representado por um objeto EngCylinder, acoplado ao mecanismo EngineCrankTrain, no qual são definidas a geometria biela-manivela e a ordem de ignição; as válvulas de admissão e escape são descritas por conexões ValveCamConn com os perfis de levantamento do F1C; dutos e coletores são discretizados em elementos PipeRound e FlowSplit; a dosagem de combustível é imposta por injetores InjAFSeqConn referenciados à razão ar-combustível alvo de cada caso; o conjunto de sobrealimentação é representado pelos templates Compressor e Turbine, acoplados mecanicamente e regulados pela válvula wastegate; e as fronteiras do domínio são fechadas por elementos EndEnvironment com as condições ambientais da sala de ensaios. A Figura 4.7 apresenta a vista geral

da versão final do modelo no ambiente GT-ISE, com a identificação dos principais blocos e das conexões entre eles.

O processo de combustão em cada cilindro é representado pelo submodelo EngCylCombSITurb (SITurb) (ver Figura 4.5), formulação preditiva de propagação de chama turbulenta disponível na biblioteca do GT-Suite (Gamma Technologies, 2025). O SITurb resolve o desenvolvimento da combustão em duas fases sequenciais: o crescimento inicial do núcleo de chama a partir do instante da faísca, governado pelo parâmetro *FlameKernelGrowthMultiplier* (*FKGMult*), e a propagação da frente de chama turbulenta pela mistura ainda não queimada, governada pelo *TurbulentFlameSpeedMultiplier* (*TFSMult*). A velocidade de chama laminar de referência é especificada por combustível na aba *LamSpeed* do submodelo, configurada como *ethanol* para o etanol hidratado e como *methane* para o GNV e o biometano, opção adequada ao elevado teor molar de metano de ambos os combustíveis gasosos utilizados. A escolha do SITurb em detrimento de abordagens de queima prescrita, como as curvas de Wiebe, decorre de sua natureza preditiva: ao incorporar os efeitos de turbulência in-cylinder e a velocidade de chama laminar do combustível, o submodelo permite substituir o combustível no modelo calibrado sem recalibrar a forma da curva de liberação de calor, requisito central da estratégia de validação indireta do biometano adotada nesta dissertação.

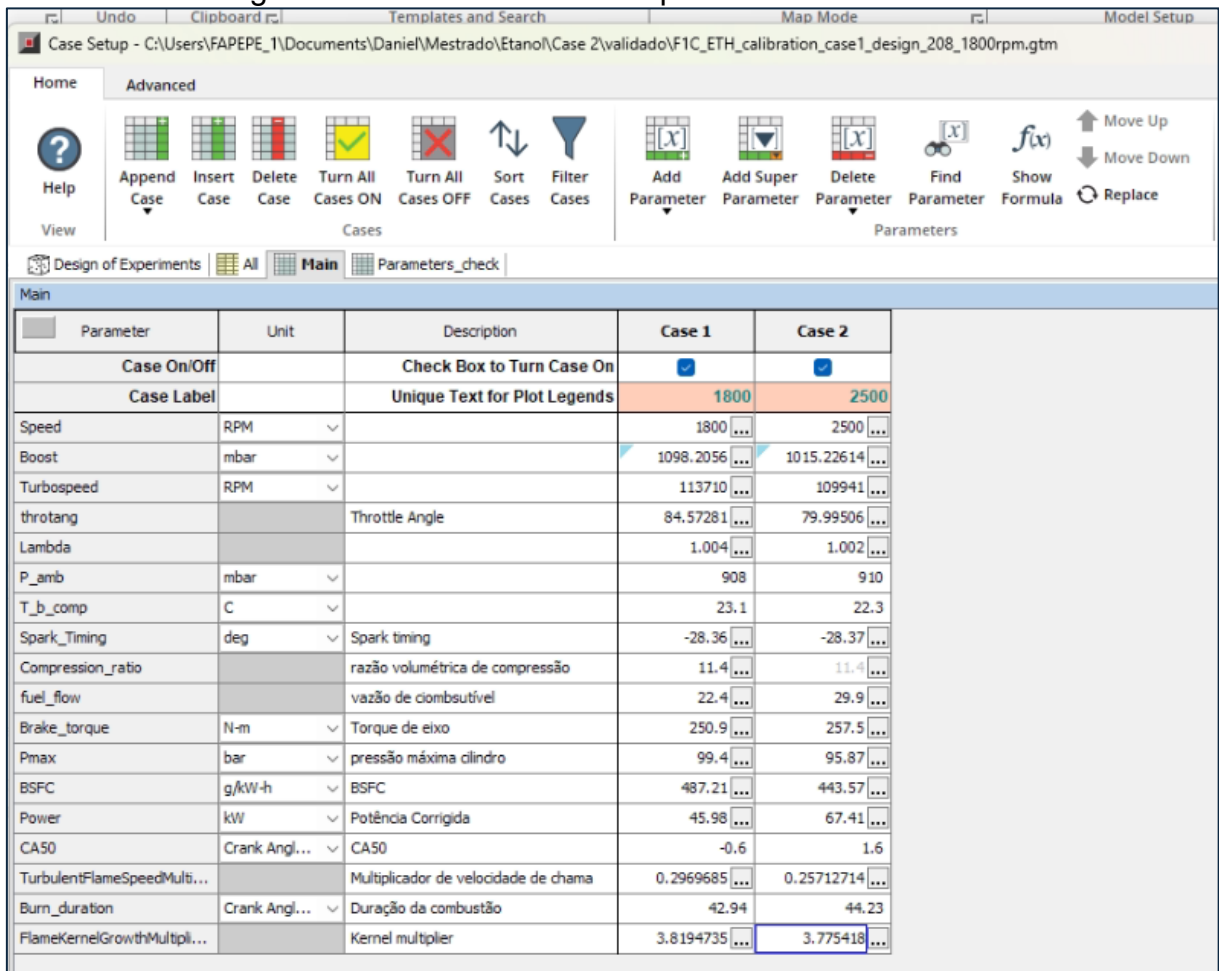
Figura 4.5 Interface do submodelo EngCylCombSITurb no Software GT-Suite.



Fonte: Elaborado pelo autor

A transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes foi representada pelo modelo de Woschni, com os coeficientes padrão da biblioteca do GT-Suite, sem ajuste específico à geometria do F1C, pois a ausência de medições de temperatura de parede em bancada impede a calibração independente desse submodelo. A formação de óxido nítrico é calculada pelo submodelo cinético baseado no mecanismo térmico de Zeldovich, que resolve as três reações elementares de oxidação do N_2 em função da temperatura local dos gases queimados ao longo do ciclo, com constantes cinéticas da base de dados GRI-Mech 3.0. Esse submodelo é comum aos três modelos de combustível, de modo que as diferenças de $BSNO_x$ preditas entre etanol, GNV e biometano refletem exclusivamente as diferenças de faseamento da combustão e de temperatura dos gases queimados decorrentes das propriedades de cada combustível, não variações de parametrização cinética.

Figura 4.6 Interface Case Setup no Software GT-Suite



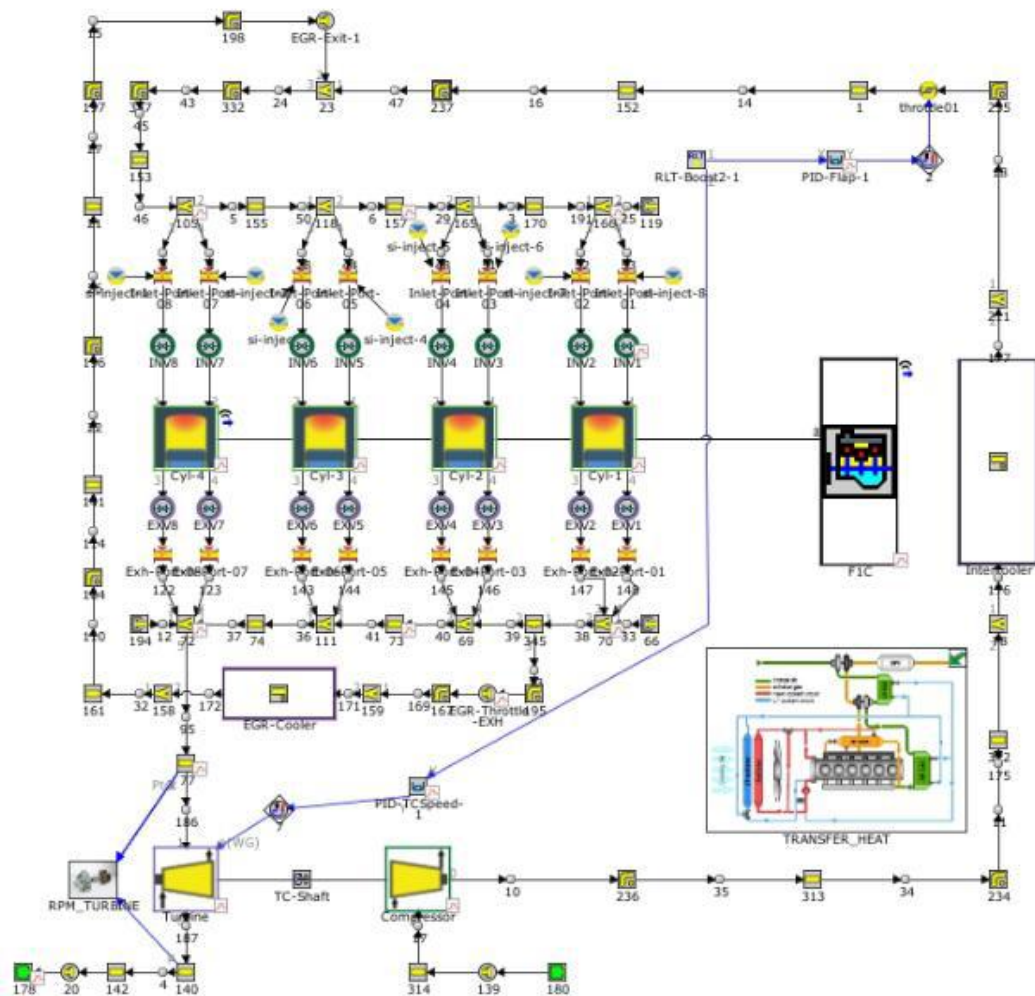
The screenshot shows the 'Case Setup' window in GT-Suite. The 'Main' tab is active, displaying a table of parameters for two cases. The table has columns for 'Parameter', 'Unit', 'Description', 'Case 1', and 'Case 2'. The parameters include engine speed, boost, turbo speed, throttle angle, lambda, ambient pressure, compression ratio, fuel flow, brake torque, maximum pressure, BSFC, power, CA50, flame speed multiplier, burn duration, and flame kernel growth multiplier. The values for Case 1 and Case 2 are shown in the respective columns.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	☒	☒
Case Label		Unique Text for Plot Legends	1800	2500
Speed	RPM		1800	2500
Boost	mbar		1098.2056	1015.22614
Turbospeed	RPM		113710	109941
throtang		Throttle Angle	84.57281	79.99506
Lambda			1.004	1.002
P_amb	mbar		908	910
T_b_comp	C		23.1	22.3
Spark_Timing	deg	Spark timing	-28.36	-28.37
Compression_ratio		razão volumétrica de compressão	11.4	11.4
fuel_flow		vazão de combustível	22.4	29.9
Brake_torque	N-m	Torque de eixo	250.9	257.5
Pmax	bar	pressão máxima cilindro	99.4	95.87
BSFC	g/kW-h	BSFC	487.21	443.57
Power	kW	Potência Corrigida	45.98	67.41
CA50	Crank Angl...	CA50	-0.6	1.6
TurbulentFlameSpeedMulti...		Multiplicador de velocidade de chama	0.2969685	0.25712714
Burn_duration	Crank Angl...	Duração da combustão	42.94	44.23
FlameKernelGrowthMultipli...		Kernel multiplier	3.8194735	3.775418

Fonte: Elaborado pelo autor

As propriedades termodinâmicas inseridas no modelo por combustível, que compreendem poder calorífico inferior, razão ar-combustível estequiométrica, composição molar, estado físico de injeção e, no caso do etanol, entalpia de vaporização, seguem os valores da Tabela 4.3 e constituem as únicas modificações introduzidas ao modelo base na transição entre combustíveis. As condições de contorno foram derivadas das medições de bancada e compreendem a pressão absoluta do coletor de admissão (MAP), a temperatura do ar pós-intercooler, a pressão relativa pós-compressor, a temperatura dos gases de escape pré-catalisador e o fator lambda registrado pelo sensor Bosch 4.2, variáveis que alimentam o modelo e servem simultaneamente para verificar a convergência dos resultados simulados em cada ponto operacional.

Figura 4.7 Vista geral da versão final do modelo do motor F1C no ambiente GT-ISE



Fonte: Elaborado pelo autor

4.13 CRITÉRIOS DE VALIDAÇÃO DO MODELO E INCERTEZAS

4.13.1 Estrutura de dois níveis para validação do modelo

A avaliação dos resultados do modelo GT-Suite nesta dissertação adota uma estrutura de dois níveis, organizada segundo a confiabilidade física dos resultados e a existência de causa identificada para os desvios observados. Essa estrutura é definida a priori, antes da apresentação dos resultados, com limiares de aceitação e classificação das variáveis estabelecidos com base em critérios consolidados na literatura, sem ajuste retrospectivo após a obtenção dos dados simulados.

O Nível 1 compreende as variáveis cujos desvios se mantêm dentro dos limiares de aceitação em ambos os combustíveis e em ambos os pontos operacionais. Os limiares adotados são $\pm 5\%$ para variáveis escalares e $\pm 1^\circ$ CA para variáveis angulares, derivados da literatura consolidada de calibração de modelos 1D em motores SI turboaspirados (Pirrello; Teodosio; Berni, 2024). O Nível 2 divide-se em duas subcategorias: N2a agrupa variáveis com desvio moderado e causa física identificada e documentada; N2b agrupa variáveis com limitação estrutural que não pode ser corrigida sem medições experimentais adicionais (dados de *swirl* e *tumble* do motor F1C), cujos resultados simulados não devem ser utilizados em comparações quantitativas entre combustíveis. A Tabela 4.4 sintetiza os critérios, as variáveis associadas a cada nível e as implicações para o uso dos resultados.

Tabela 4.4 Estrutura de dois níveis de validação adotada para os modelos GT-Suite desta dissertação.

Nível	Variáveis	Limiar	Causa do desvio	Uso nas análises
N1	Torque, Potência, BMEP, CA50, BTE, T escape, BSFC (etanol)	$\pm 5\%$ escalares $\pm 1^\circ$ CA angulares	Não há — dentro dos limiares	Uso irrestrito em comparações e conclusões
N2a	BSFC (GNV), Burn Duration 10–90%	Desvio moderado, causa identificada	Subestimação do Pmax propaga-se para balanço energético	Uso com ressalva explícita
N2b	Pmax, BSNO _x , IMEP (etanol)	Desvio estrutural, independente de combustível	Ausência de dados de swirl/tumble do F1C — defaults genéricos no SITurb	Não utilizar em comparações quantitativas; usar dados experimentais

Nota: a classificação de cada variável é estabelecida a priori com base nos critérios da coluna 'Limiar'. Os resultados concretos da validação são apresentados em 5.5.1, após a caracterização experimental e simulada de cada combustível.

Esta estrutura é aplicada em todas as tabelas de validação e nas análises comparativas do Capítulo 5. As variáveis de Nível 2b (P_{max} e $BSNO_x$) são apresentadas nas tabelas com marcação $\triangle$ e excluídas das comparações quantitativas entre combustíveis. Para essas variáveis, as análises do Capítulo 6 recorrem aos dados experimentais diretos e à extrapolação teórica via mecanismo de Zeldovich (6.1.2).

4.13.2 Validação indireta do modelo de biometano e quantificação de incertezas

Por se tratar de validação indireta, as variáveis previstas para o biometano são reportadas como predições do modelo numérico, com confiabilidade quantificada por análise de propagação de incertezas em vez de comparação com medições experimentais independentes. A mitigação dessa limitação requer ensaio experimental específico com biometano em trabalhos subsequentes.

A principal fonte de incerteza da validação indireta é a ausência de validação experimental direta, que impede a verificação *ex post* da adequação dos parâmetros de combustão ao biometano e introduz incerteza sistemática estimada em ± 3 a $\pm 5\%$ em IMEP e ± 10 a $\pm 15\%$ em $BSNO_x$, por analogia com as variações típicas observadas entre lotes de GNV (Hurren et al., 2026). A suposição de avanço de ignição idêntico ao do GNV constitui a segunda fonte relevante: embora a intercambiabilidade em nível de índice de Wobbe sustente essa hipótese, variações pontuais no ponto ótimo de ignição podem alcançar ± 3 a $\pm 5^\circ$ CA, com impacto inferior a 2% em IMEP e de até $\pm 10\%$ em $BSNO_x$ por deslocamento do CA50 em 2 a 3° CA. A variabilidade da composição do biometano em campo também contribui, pois, variações reais de ± 2 a ± 3 pontos percentuais em CH_4 entre lotes produzem efeito da ordem de ± 1 a $\pm 2\%$ em IMEP e ± 3 a $\pm 5\%$ em $BSNO_x$. Em escala menor, a compensação imperfeita da ECU para variações de temperatura de admissão tem impacto inferior a 1% nas variáveis de interesse. Soma-se a essas contribuições uma componente de natureza estrutural, associada à limitação do modelo 1D em capturar fenômenos 3D de mistura, turbulência e formação localizada de NO_x , com incerteza agregada estimada em ± 5 a $\pm 10\%$ em NO_x e desprezível em IMEP (Mauro et al., 2018).

A propagação conjunta dessas fontes, admitidas como independentes e aplicando a regra de soma em quadratura, resulta em incerteza total da validação indireta de aproximadamente $\pm 5\%$ para IMEP, $\pm 15\%$ para BSNO_x e $\pm 20\%$ para BSHC e BSCO. Margens dessa ordem são coerentes com os limiares de aceitação e com a dispersão reportada na literatura de calibração de modelos 1D preditivos aplicados sem recalibração específica por combustível (Pirrello; Teodosio; Berni, 2024), e refletem o custo, em incerteza, de estender o modelo a um combustível não ensaiado. Essas margens são explicitamente refletidas na terminologia adotada nos Capítulos 5 e 6, em que os resultados simulados para o biometano são apresentados com qualificadores de confiança consistentes com a estrutura de dois níveis definida em 4.13.1.

5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS E DE SIMULAÇÃO

Os resultados experimentais e numéricos do motor FPT F1C são apresentados a seguir, organizados em quatro blocos: caracterização experimental do etanol hidratado (5.1), calibração do modelo GT-Suite com GNV (5.2), extensão do modelo ao biometano por validação indireta (5.3) e análise comparativa entre os dois combustíveis de interesse (5.4)

5.1 RESULTADOS E ANÁLISE DA COMBUSTÃO E SIMULAÇÃO DO ETANOL

5.1.1 Dados experimentais: etanol

Os ensaios com etanol hidratado foram conduzidos em regime estacionário nos dois pontos operacionais definidos em 4.11.2, e geraram o conjunto de resultados sintetizado nas Tabela 5.1 e

Tabela 5.2. Os valores reportados correspondem à média das aquisições válidas após verificação de reprodutibilidade, e incorporam a correção de umidade do ar da admissão segundo a NBR ISO 8178-1.

Tabela 5.1 Parâmetros de desempenho do motor F1C com etanol hidratado

Parâmetro	Unidade	1800 rpm (proxy)	2500 rpm
Rotação	rpm	1750	2500
Torque medido	Nm	250,9	257,5
Posição do acelerador	%	70,6	76,4
Avanço de ignição	° CA BTDC	28,36	28,37
Lambda	—	1,007	1,018
Vazão de combustível	kg/h	22,40	29,90
Vazão de ar	kg/h	188,32	256,39
Potência de eixo	kW	45,98	67,41
BSFC	g/kWh	487,21	443,57
BTE	%	29,84	32,78
BMEP	bar	10,504	10,781
IMEP	bar	14,49	14,35
Pmax	bar	99,40	95,87
CA50	° CA ATDC	-0,60	+1,60
Temperatura de admissão (pré-compressor)	°C	26,4	26,2
Temperatura do coletor de admissão	°C	33,9	34,2
Temperatura de escape (pré-catalisador)	°C	607,9	684,1
Temperatura do óleo	°C	85,0	85,0

Tabela 5.2 Emissões específicas pré-catalisador para etanol hidratado

Emissão	Unidade	1750 rpm	2500 rpm
BSNO _x	g/kWh	27,807	43,729
BSCO	g/kWh	89,189	70,869
BSHC	g/kWh	10,247	5,565

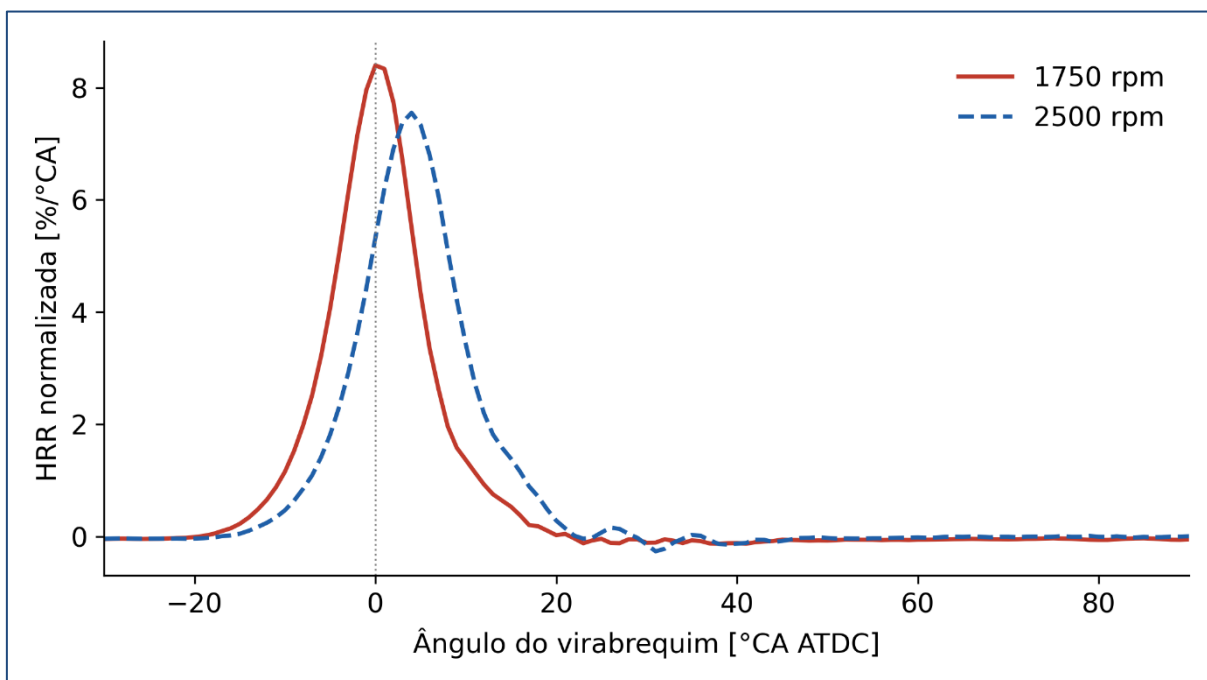
Os dados tabulados são consistentes com o comportamento reportado na literatura para motores de ignição por centelha operando a etanol hidratado (ver Figura 5.1, Figura 5.2 e Figura 5.3) (Iodice; Cardone, 2021; Wang, C. et al., 2017). O avanço de ignição calibrado pela ECU permaneceu praticamente constante entre os dois pontos ensaiados, em torno de 28,4° CA BTDC, valor pronunciadamente superior aos ângulos característicos de operação a GNV nos mesmos regimes (cerca de 8 a 10° CA BTDC, conforme 6.2). Esse adiantamento de aproximadamente 20° CA posiciona o CA50 próximo ao ponto morto superior e compensa a menor velocidade de chama laminar do etanol em relação ao metano (Breux; Acharya, 2013; Wang, X. et al., 2023), conforme tratado em 6.1.1.

O BSFC obtido com etanol foi de 487,21 g/kWh a 1750 rpm e 443,57 g/kWh a 2500 rpm, compatível com o PCI do combustível (24,76 MJ/kg, aproximadamente metade do PCI do GNV). A BTE calculada resultou em 29,84% a 1750 rpm e 32,78% a 2500 rpm, dentro da faixa esperada para o ciclo Otto em carga parcial com combustível oxigenado.

O pico de pressão de cilindro registrado foi de 99,40 bar a 1750 rpm e de 95,87 bar a 2500 rpm, enquanto a IMEP atingiu 14,49 e 14,35 bar, respectivamente.

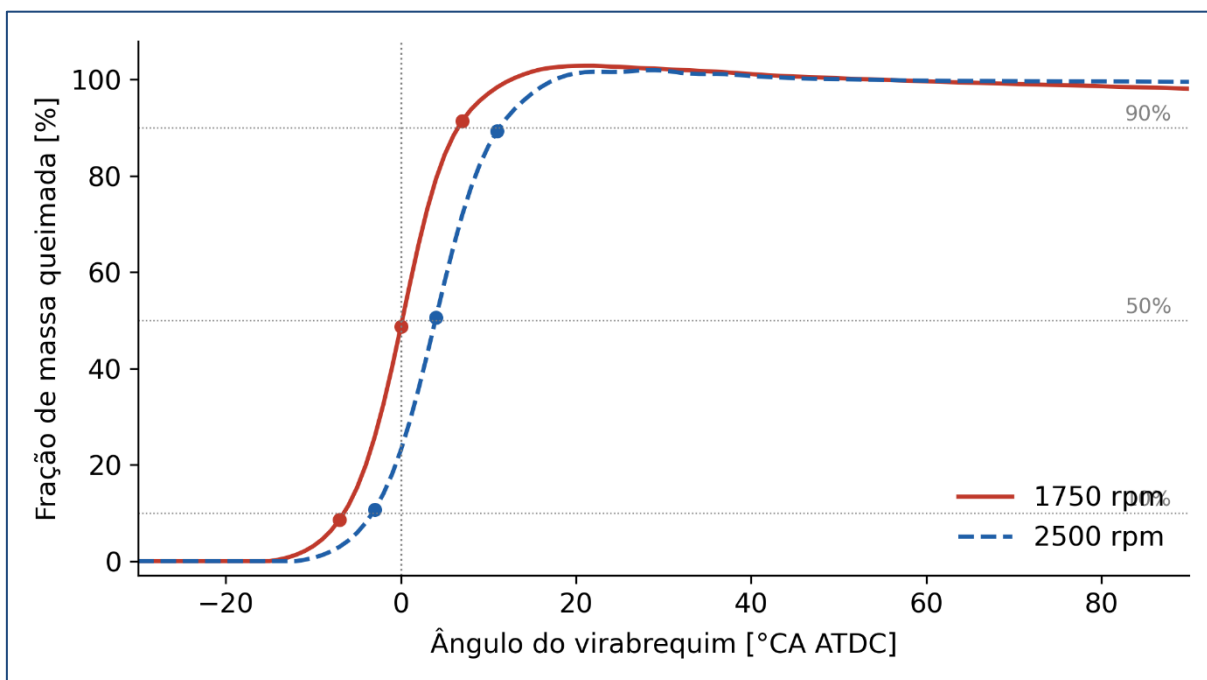
As emissões específicas correspondem ao comportamento esperado do etanol em operação estequiométrica sem pós-tratamento. O BSNO_x pré-catalisador subiu de 27,807 g/kWh a 1750 rpm para 43,729 g/kWh a 2500 rpm, valor coerente com o posicionamento do CA50 próximo ao PMS, que eleva a temperatura de pico dos gases queimados e prolonga sua exposição a temperaturas acima do limiar de ativação do mecanismo térmico de Zeldovich, com contribuição adicional do fator lambda ligeiramente mais pobre registrado a 2500 rpm (1,018). O BSCO e o BSHC apresentaram valores superiores aos obtidos com GNV em magnitudes distintas, analisadas em 6.4.3.

Figura 5.1 Taxa de liberação de calor (HRR) em função do ângulo de virabrequim para etanol hidratado nos dois pontos operacionais.



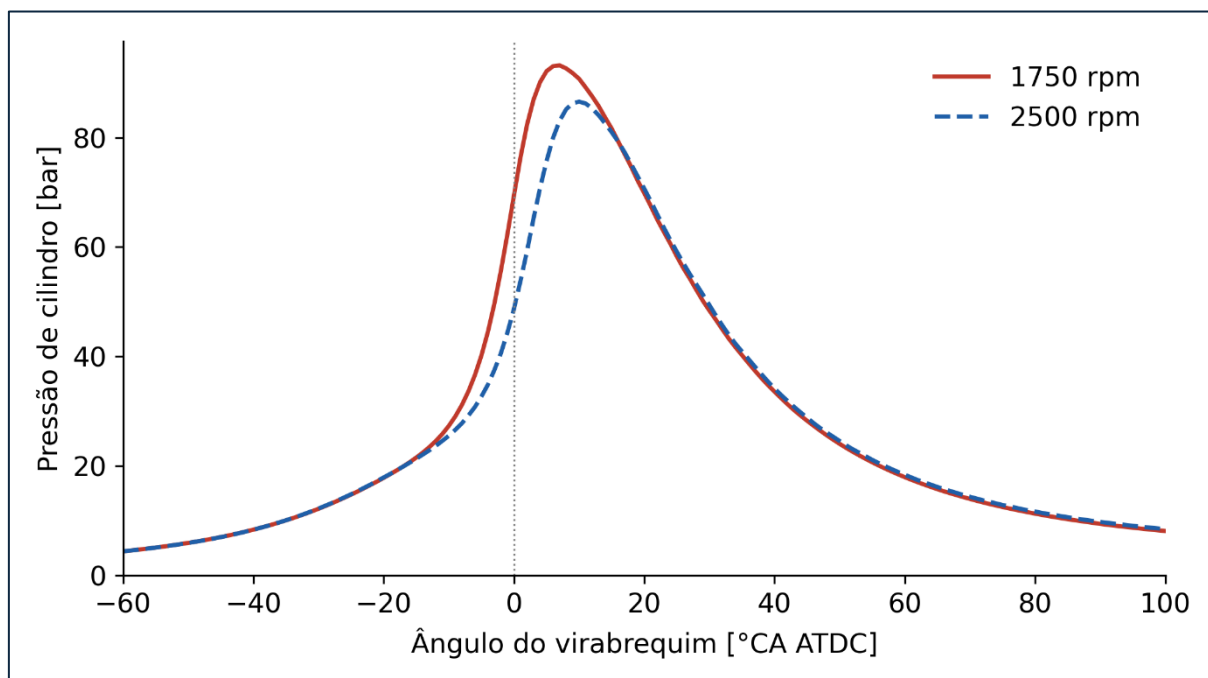
Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 5.2 Fração de massa queimada (MFB) em função do ângulo de virabrequim para etanol hidratado, com indicação de CA10, CA50 e CA90.



Fonte: Elaborado pelo autor

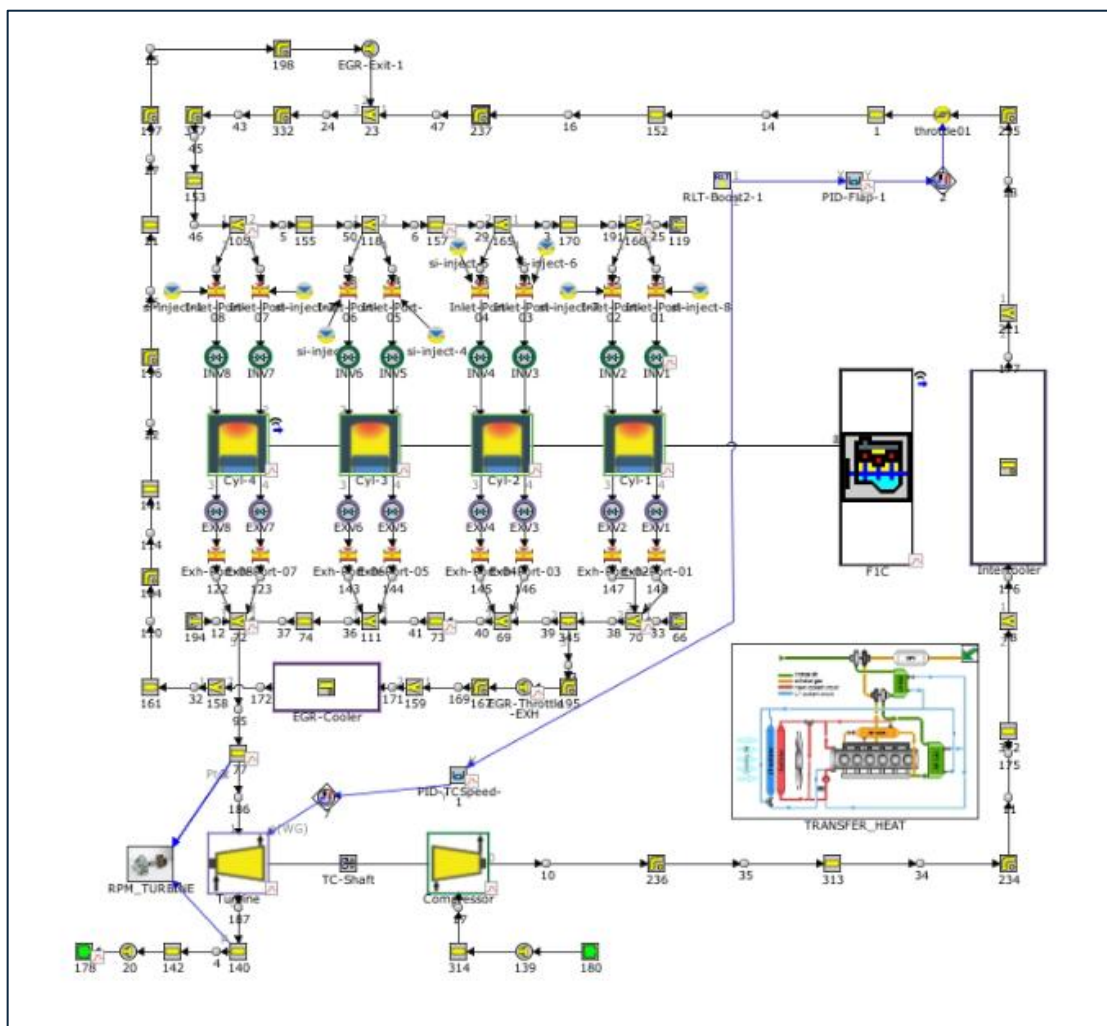
Figura 5.3 Pressão de cilindro em função do ângulo de virabrequim (curva média de 200 ciclos) para etanol hidratado, nos dois pontos operacionais.



Fonte: Elaborado pelo autor

O modelo unidimensional construído em GT-Suite para representar o motor F1C operando com etanol foi derivado da topologia geométrica do mesmo motor previamente validado para GNV, conforme descrito em 5.2.2. A estrutura do modelo inclui os quatro cilindros com suas respectivas válvulas de admissão e escape, o coletor de admissão com *intercooler*, o conjunto compressor-turbina com *wastegate* controlada por pressão, o coletor de escape e a linha de pós-tratamento (ver Figura 5.4). Os parâmetros geométricos (diâmetro, curso, comprimento de biela, volume morto) seguem as especificações originais do FPT F1C, com taxa de compressão ajustada para 11,4:1 conforme modificação implementada na bancada da UNIFEI.

Figura 5.4 Geometria do motor F1C no software GT-Suite



Fonte: Elaborado pelo autor

A transição do modelo GNV para etanol envolveu modificações nas propriedades do combustível, no submodelo de combustão e nos parâmetros de controle. As propriedades do combustível foram alteradas para refletir as características do etanol hidratado: o PCI passou de 47,053 para 24,76 MJ/kg, a relação ar-combustível estequiométrica foi ajustada de 16,08 para 8,54, a entalpia de vaporização foi definida em 970 kJ/kg para representar o calor latente absorvido na admissão, e o estado físico de injeção foi modificado de gasoso para líquido com taxa de vaporização parametrizada no modelo de mistura. O submodelo de combustão foi mantido na formulação preditiva *EngCyl/CombSITurb* (chama turbulenta), e o avanço de ignição foi ajustado para os valores medidos em bancada, isto é, 28,36° CA BTDC a 1750 rpm e 28,37° CA BTDC a 2500 rpm.

O avanço de ignição constitui um dos principais parâmetros de calibração do modelo, pois controla diretamente o faseamento da combustão e, conseqüentemente, a posição do CA50. O motor operou praticamente com o mesmo avanço nos dois pontos avaliados com etanol, o que sugere que a calibração experimental foi conduzida em uma janela de avanço próxima à condição de melhor desempenho, sem evidências diretas de acionamento do limite de detonação. Em motores de ignição por centelha, o CA50 associado ao MBT é frequentemente reportado em torno de 5 a 11° CA ATDC, embora o valor ótimo dependa da arquitetura do motor, da carga, da rotação e das condições de mistura (Heywood, 2018; Wang, C. et al., 2017). Nos ensaios experimentais, contudo, o CA50 medido foi -0,60° CA a 1750 rpm e +1,60° CA a 2500 rpm, valores consideravelmente adiantados em relação à faixa usual de MBT. Esse resultado sugere uma calibração orientada ao desempenho, com possível penalização em emissões de NO_x devido ao avanço do faseamento da combustão.

Para o modelo de troca térmica em paredes, adotou-se a formulação de Woschni com os coeficientes padrão da biblioteca do GT-Suite, sem ajuste específico para a geometria do F1C. Os coeficientes de transferência nas janelas de admissão e de escape seguem parametrização baseada nas pressões médias e temperaturas dos coletores, conforme registrado em bancada. A velocidade do ar na admissão foi estimada a partir das vazões mássicas registradas e do diâmetro hidráulico das válvulas, o que permite derivar número de Reynolds da ordem de 10^5 , compatível com regime plenamente turbulento.

O modelo de etanol foi executado nos dois pontos operacionais com os parâmetros de combustão calibrados (*TurbulentFlameSpeedMultiplier* = 0,300 a 0,303; *FlameKernelGrowthMultiplier* = 3,82 a 3,88). Os resultados comparativos entre experimento e simulação são apresentados na Tabela 5.3. O modelo convergiu para estado estacionário em ambos os pontos, com balanço de massa e energia dentro das tolerâncias estabelecidas.

5.1.2 Validação do modelo frente aos dados experimentais com etanol

A validação do modelo GT-Suite para etanol apoia-se na comparação direta entre os valores simulados e os dados experimentais medidos na bancada nos dois pontos operacionais (1750 rpm e 2500 rpm em carga parcial de aproximadamente 75%). A Tabela 5.3 apresenta essa comparação para as variáveis de desempenho,

combustão e emissões, com classificação por nível de validação conforme os critérios estabelecidos em 4.13.

Tabela 5.3 Comparação entre simulação GT-Suite e medições experimentais para etanol hidratado

Parâmetro	Unidade	Exp.	Sim.	Erro	Exp.	Sim.	Erro	Nível
1750 rpm				2500 rpm				
Nível 1 — dentro dos limiares de aceitação (±5% escalares; ±1° CA angulares)								
Torque	Nm	250,9	252,62	+0,7%	257,5	256,49	-0,4%	N1 ✓
Potência	kW	45,98	47,62	+3,6%	67,41	67,15	-0,4%	N1 ✓
BMEP	bar	10,504	10,587	+0,8%	10,781	10,749	-0,3%	N1 ✓
CA50	° CA ATDC	-0,6	-0,026	+0,57°	1,6	1,429	-0,17°	N1 ✓
T escape	°C	607,9	602,1	-1,0%	684,1	672	-1,8%	N1 ✓
BSFC	g/kWh	487,21	466	-4,4%	443,57	423,21	-4,6%	N1 ✓
BTE	%	29,84	31,08	+4,2%	32,78	33,31	+1,6%	N1 ✓
Nível 2b — limitação estrutural								
IMEP	bar	14,49	11,904	-17,8%	14,35	12,341	-14,0%	N2b ⚠
Pmax	bar	99,4	71,15	-28,4%	95,87	73,17	-23,7%	N2b ⚠
BSNO _x	g/kWh	27,807	12,337	-55,6%	43,729	11,089	-74,6%	N2b ⚠

Fonte: Elaborado pelo autor

Legenda: **Vermelho** = N2b, limitação estrutural; **Amarelo** = N2a, limitação moderada; **Verde** = N1, dentro dos limiares de aceitação.

Nota: T escape simulada convertida de K para $^\circ$ C ($875,24\text{ K} = 602,1^\circ\text{C}$ a 1800 rpm; $945,12\text{ K} = 672,0^\circ\text{C}$ a 2500 rpm). Pmax, IMEP e BSNO_x classificados em N2b por limitação estrutural comum (ausência de dados de swirl/tumble do F1C). BSCO e BSHC simulados não são apresentados: os mecanismos de oxidação incompleta em crevices e zona de parede fria não são resolvidos adequadamente pelo SITurb 1D.

As variáveis de Nível 1 ficaram dentro dos limiares de aceitação para o balanço energético global e a fase de combustão. O torque foi reproduzido com desvio de +0,7% a 1750 rpm e -0,4% a 2500 rpm, a potência com +3,6% e -0,4% e o BMEP com +0,8% e -0,3%. O CA50, variável central do processo de calibração do SITurb, situou-se em -0,026° CA ATDC a 1750 rpm e +1,429° CA ATDC a 2500 rpm, com desvios de +0,57° e -0,17° CA em relação aos valores experimentais, o que indica

adequação do avanço de ignição fixado nos valores medidos em bancada ($28,36^\circ$ e $28,37^\circ$ CA BTDC) como âncora da calibração. A temperatura de escape simulada, convertida de Kelvin para Celsius, apresentou desvio de $-0,9\%$ a 1750 rpm e $-1,8\%$ a 2500 rpm, dentro do limiar de Nível 1 e coerente com o balanço térmico global do modelo.

O BSFC simulado foi de 466,00 g/kWh a 1750 rpm ($-4,4\%$ em relação ao experimental de 487,21 g/kWh) e de 423,21 g/kWh a 2500 rpm ($-4,6\%$ em relação a 443,57 g/kWh), valores dentro do limiar de $\pm 5\%$ a 2500 rpm e próximos desse limiar a 1750 rpm, ambos classificados em Nível 1. A BTE simulada foi de 31,08% a 1750 rpm ($+4,2\%$ em relação a 29,84%) e de 33,31% a 2500 rpm ($+1,6\%$ em relação a 32,78%), também dentro do limiar de Nível 1 nos dois regimes. O balanço energético global do modelo é reproduzido dentro dos limites de aceitação, mesmo com o modelo subestimando o trabalho indicado por ciclo (IMEP) e a pressão de pico (Pmax) por limitação estrutural de Nível 2b, descrita a seguir.

O IMEP simulado foi de 11,904 bar a 1750 rpm ($-17,8\%$ em relação ao experimental de 14,49 bar) e de 12,341 bar a 2500 rpm ($-14,0\%$ em relação a 14,35 bar), desvios que superam o limiar de $\pm 5\%$ do Nível 1 e que decorrem da mesma causa estrutural que afeta o Pmax: sem dados experimentais de *swirl* e *tumble* do motor F1C, o modelo SITurb opera com parâmetros de turbulência genéricos que subestimam a velocidade de desenvolvimento inicial do núcleo de chama, resultando em pressões de pico e trabalho indicado sistematicamente abaixo dos valores reais. Por essa razão, IMEP é classificado em Nível 2b em conjunto com Pmax e BSNO_x, e não é utilizado em comparações quantitativas com biometano. A análise das implicações dessa limitação para a validade das predições de biometano é desenvolvida em 5.5.2 e 5.5.3.

5.1.3 Análise da combustão de etanol

A análise da combustão a etanol apoia-se nos indicadores derivados da curva de pressão de cilindro processada pelo sistema AVL IndiCom: taxa de liberação de calor, fração de massa queimada com os pontos característicos CA10, CA50 e CA90, pressão máxima de cilindro e respectivo ângulo de ocorrência, e atraso de ignição. As subseções seguintes interpretam os dados consolidados anteriormente em termos físicos e os comparam preliminarmente com o comportamento do GNV.

O atraso de ignição simulado (intervalo entre o sinal de centelha e o CA0,1%) foi de 6,45° CA a 1750 rpm e de 6,88° CA a 2500 rpm, com pequena variação entre regimes em contraste com o GNV, que apresentou redução de 5,25° CA a 1800 rpm para 2,04° CA a 2500 rpm. A diferença reflete o comportamento distinto da fase de desenvolvimento inicial do núcleo: no etanol, o maior avanço de ignição (28,4° CA BTDC contra 8–10° CA BTDC no GNV) implica que a centelha ocorre em condições de temperatura e pressão mais baixas (o cilindro ainda está em compressão precoce), resultando em atraso mais longo e menos sensível à rotação do que no GNV, onde a centelha ocorre próxima ao final da compressão.

O CA50 medido em bancada situou-se em -0,60° CA ATDC a 1750 rpm e em +1,60° CA ATDC a 2500 rpm, posicionamento que reflete a calibração da ECU para maximizar potência indicada com etanol. Esse posicionamento é mais adiantado que a faixa de 5 a 11° CA ATDC considerada ótima para BTE em motores SI turboaspirados (Heywood, 2018; Wang, C. et al., 2017), opção que amplia a pressão de pico e, conseqüentemente, a formação de NO_x térmico. O modelo GT-Suite reproduziu o CA50 com desvio de +0,57° e -0,17° CA, confirmando que o SITurb com *LamSpeed* configurado como *ethanol* e avanço de ignição fixo nos valores experimentais reproduz a fase de combustão sem ajuste adicional do parâmetro de ancoragem.

A duração efetiva da combustão 10 – 90% simulada foi de 37,94° CA a 1750 rpm e de 41,61° CA a 2500 rpm, valores entre 3 e 5° CA inferiores aos do GNV (42,94° CA e 44,23° CA), em consistência com a menor velocidade de chama laminar do etanol em relação ao metano em condições estequiométricas. A maior temperatura de pico do etanol intensifica a chama turbulenta sem compensar inteiramente a diferença de cinética laminar. Esses valores estão afetados pela limitação N2a do SITurb por ausência de dados de turbulência in-cylinder, portanto devem ser tomados como indicativos de ordem de grandeza.

A pressão máxima de cilindro medida foi de 99,40 bar a 1750 rpm e de 95,87 bar a 2500 rpm, valores entre 30 e 64% superiores aos registros correspondentes do GNV (60,70 e 73,51 bar). A elevação de Pmax decorre do CA50 próximo ao PMS, que concentra a liberação de calor na região de mínimo volume do cilindro, onde a mesma energia liberada produz o maior incremento de pressão. As temperaturas de chama adiabática do etanol e do metano, calculadas em equilíbrio nas mesmas condições, diferem em menos de 30 K e não contribuem de forma

significativa para essa diferença, que é essencialmente um efeito do faseamento da combustão. O ângulo de ocorrência de P_{max} situou-se em $7,47^\circ$ CA ATDC a 1750 rpm e $7,49^\circ$ CA ATDC a 2500 rpm no modelo, deslocamento consistente com o CA50 simulado de $-0,03^\circ$ CA ATDC.

Em relação ao GNV, a combustão a etanol apresenta CA50 deslocado cerca de 18° CA em direção ao TDC, P_{max} entre 30 e 64% superior e $BSNO_x$ pré-catalisador entre 27,807 e 43,729 g/kWh, contra 12,77 e 11,60 g/kWh do GNV. A interpretação física dessas diferenças cuja interpretação física, em termos de faseamento da combustão e mecanismo térmico de Zeldovich, é desenvolvida em 6.1.2. Em consequência, o catalisador TWC opera com carga de NO_x mais elevada no caso do etanol, dentro do envelope de operação compatível com a configuração do catalisador e com o regime estequiométrico ($\lambda \approx 1,0$) adotado para ambos os combustíveis.

5.2 CALIBRAÇÃO DO MODELO GT-SUITE COM GNV COMO COMBUSTÍVEL DE REFERÊNCIA

Esta seção apresenta os dados experimentais de GNV e a calibração do modelo numérico em GT-Suite que os utiliza como linha de base. A análise documenta o passo de calibração que sustenta a validação direta do modelo numérico e, em sequência, a validação indireta do modelo de biometano (5.3). A discussão física dos dados do GNV é, portanto, restrita ao escopo necessário para documentar a qualidade da calibração.

5.2.1 Dados experimentais da combustão do GNV

Os ensaios com GNV, conduzidos na campanha de 10 de abril de 2026 na bancada do LMT-UNIFEI, forneceram o conjunto de dados contra os quais o modelo numérico foi calibrado. As Tabelas Tabela 5.4 e Tabela 5.5 consolidam os parâmetros de desempenho e de emissões pré-catalisador.

Tabela 5.4 Parâmetros de desempenho do motor F1C com GNV

Parâmetro	Unidade	1800 rpm	2500 rpm
Rotação real	rpm	1794	2495
Torque corrigido	Nm	251,3	252,2
Lambda	—	1,004	1,002
MAP (relativo)	mbar	255,6	343,1
Pressão barométrica	mbar	908,0	910,0
Vazão de GNV	kg/h	10,16	14,88
Vazão de ar	kg/h	203,6	273,6
Potência corrigida	kW	47,22	65,89
BSFC corrigido	g/kWh	215,2	225,8
BTE corrigida	%	35,58	33,90
BMEP	bar	10,52	10,56
Eficiência volumétrica	%	94,76	98,89
Eficiência da combustão	%	95,81	94,44
IMEP	bar	11,26	11,80
IMEP_H (alta pressão)	bar	11,31	12,06
IMEP_L (baixa pressão)	bar	-0,049	-0,267
Pmax	bar	60,70	73,51
Ângulo Pmax	° CA ATDC	13,38	10,22
COV(IMEP)	%	1,25	1,57
SOC	° CA BTDC	8,15	10,50
CA10	° CA ATDC	5,25	2,04
CA50	° CA ATDC	17,92	15,30
CA90	° CA ATDC	48,19	46,27
EOC	° CA ATDC	85,90	86,60
Atraso de ignição	° CA	5,25	2,04
Duração da combustão	° CA	42,94	44,23
Temperatura do coletor de admissão	° C	34,0	34,8
Temperatura de escape (pré-catalisador)	° C	596,0	662,0

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 5.5 Emissões específicas pré-catalisador para GNV

Emissão	Unidade	1800 rpm	2500 rpm
BSNO _x	g/kWh	12,77	11,60
BSCO	g/kWh	41,12	57,60
BSHC	g/kWh	0,192	0,181
BSCO ₂	g/kWh	597,9	554,8

Fonte: Elaborado pelo autor

Os dados do GNV correspondem ao desempenho esperado para um motor turboaspirado em regime estequiométrico com catalisador de três vias. O BSFC

permaneceu em faixa estreita (215 a 226 g/kWh), com BTE entre 33,9 e 35,6%, em linha com motores de produção calibrados para GNV. O BMEP, da ordem de 10,5 bar em ambos os regimes, corresponde à operação em carga parcial próxima a 75% do torque máximo.

A combustão a GNV apresenta atraso de ignição moderado (cerca de 5 a 10° CA BTDC até CA10), CA50 entre 15 e 18° CA ATDC e duração total próxima a 43 a 44° CA. O Pmax situa-se na faixa de 60 a 74 bar, bem abaixo dos registros de etanol, com taxa de variação de pressão controlada. O COV(IMEP) de 1,25 a 1,57% caracteriza operação estável e decorre da homogeneização da mistura gasosa em PFI, sem a variabilidade associada à vaporização de combustíveis líquidos.

As emissões pré-catalisador do GNV apresentaram BSNO_x entre 11,60 e 12,77 g/kWh, BSHC reduzido (cerca de 0,19 g/kWh) e BSCO₂ entre 554,8 e 597,9 g/kWh. O BSCO pré-catalisador, da ordem de 41 a 58 g/kWh, é elevado, mas é efetivamente convertido pelo TWC em CO₂; no ensaio experimental não foram medidas as emissões pós-catalisador, porém a conversão superior a 95% do CO e HC pelo TWC em regime estequiométrico é amplamente documentada na literatura e aceita como hipótese para as análises comparativas subsequentes.

5.2.2 Validação do modelo GT-Suite para GNV

A calibração do modelo GT-Suite com dados experimentais de GNV é a etapa que sustenta a estratégia metodológica. Sua qualidade determina não apenas a fidelidade das previsões para o GNV, mas também a confiabilidade da validação indireta do biometano apresentada em 5.3.

O submodelo de combustão adotado, EngCylCombSITurb (SITurb), é a formulação preditiva de propagação de chama turbulenta disponível na biblioteca do GT-Suite, idêntica à empregada no modelo de etanol. Essa formulação preditiva permite substituir o combustível no modelo calibrado sem recalibrar os parâmetros da forma da curva de combustão, requisito da estratégia de validação indireta do biometano.

Os parâmetros do combustível GNV inseridos no modelo correspondem às propriedades da mistura GASMIG: poder calorífico inferior de 47,053 MJ/kg, razão ar-combustível estequiométrica de 16,08 e estado físico gasoso com injeção a 10 bar. A velocidade de chama laminar de referência foi configurada como *methane* na aba *LamSpeed* do SITurb, opção que representa adequadamente misturas de alta fração

molar de metano como o GNV utilizado (88,5% CH₄). O modelo de detonação adotado foi *knock_CNG*. O avanço de ignição foi fixado nos valores medidos em bancada (8,15° CA BTDC a 1800 rpm e 10,50° CA BTDC a 2500 rpm), sem variação pelo otimizador, de modo que o CA50 emerge como resultado da dinâmica de combustão modelada, não como alvo imposto.

A calibração foi conduzida por meio da ferramenta de otimização de projeto do GT-Suite (*Design of Experiments*), com quatro variáveis livres: TurbulentFlameSpeedMultiplier (TFSMult), FlameKernelGrowthMultiplier (FKGMult), pressão de *boost* e ângulo de borboleta. Os alvos do otimizador foram torque, potência, vazão de combustível, e CA50, com pesos ajustados para priorizar o balanço energético global e a fase angular de combustão. Os valores calibrados resultantes foram TFSMult de 1,26 a 1800 rpm e 1,345 a 2500 rpm, e FKGMult de 1,91 a 1800 rpm e 2,477 a 2500 rpm. A variação desses multiplicadores entre os dois regimes reflete a sensibilidade do SITurb às condições de turbulência in-cylinder, que escalam com a rotação de forma não linear.

A Tabela 5.6 apresenta a comparação entre os valores experimentais e simulados nos dois pontos operacionais, com classificação por nível de validação. As variáveis de Nível 1 ficaram dentro dos limiares de aceitação de $\pm 5\%$ e $\pm 1^\circ$ CA: o torque foi reproduzido com desvio de $-0,5\%$ a 1800 rpm e $-0,9\%$ a 2500 rpm, a potência com $-0,1\%$ e $-0,7\%$, o BMEP com $-0,4\%$ e $-0,9\%$ e o CA50 com $+0,94^\circ$ e $+0,22^\circ$ CA. O BSFC apresentou desvio de $+6,2\%$ a 1800 rpm e $+1,8\%$ a 2500 rpm, classificado em Nível 2a por causa documentada, isto é, a subestimação do Pmax que reduz o trabalho indicado por ciclo e altera o balanço entre energia fornecida e trabalho entregue ao eixo. O Pmax e o BSNO_x apresentam limitação estrutural de Nível 2b, cujas causas e implicações são tratadas em 5.5.3.

Uma questão relevante emerge da comparação com a validação do etanol: por que o IMEP permaneceu dentro do limiar de $\pm 5\%$ para o GNV, com desvios de $+3,8\%$ e $+2,0\%$, enquanto para o etanol o mesmo parâmetro apresentou desvios de $-17,8\%$ e $-14,0\%$ e foi classificado em Nível 2b. A causa estrutural é a mesma nos dois modelos, ou seja, a subestimação da turbulência in-cylinder pela ausência de dados de swirl e tumble do F1C, mas a sua manifestação depende do regime de combustão imposto por cada combustível. No etanol, o avanço de ignição de $28,4^\circ$ CA BTDC posiciona o CA50 junto ao PMS e concentra a liberação de calor em uma janela angular curta, com Pmax próximo de 100 bar, regime em que o trabalho

indicado é fortemente sensível à velocidade de queima e no qual a subpredição da turbulência se traduz em subestimação expressiva do IMEP. No GNV, o avanço reduzido, de 8,15° e 10,50° CA BTDC, desloca o CA50 para 15 a 19° CA ATDC e distribui a liberação de calor por uma janela mais longa, com Pmax abaixo de 80 bar, condição em que o mesmo déficit de turbulência produz desvio absoluto menor e o IMEP simulado converge para o experimental dentro do limiar de aceitação. Essa assimetria é retomada na ressalva interpretativa de 5.3.3 para o biometano.

Tabela 5.6 Comparação entre valores experimentais e simulados para o motor F1C operando com GNV.

Parâmetro	Unid.	Exp.	Sim.	Erro	Exp.	Sim.	Erro	Nível
1800 rpm				2500 rpm				
Nível 1 — variáveis validadas com alta confiança (limite: ±5% / ±1° CA)								
Torque	Nm	251,3	250,14	-0,5%	252,2	249,91	-0,9%	N1 ✓
Potência	kW	47,22	47,15	-0,1%	65,89	65,43	-0,7%	N1 ✓
BMEP	bar	10,52	10,48	-0,4%	10,56	10,47	-0,9%	N1 ✓
IMEP	bar	11,26	11,69	+3,8%	11,8	12,04	+2,0%	N1 ✓
CA50	° CA ATDC	17,92	18,86	+0,94°	15,3	15,52	+0,22°	N1 ✓
BTE	%	35,58	33,55	-5,7%	33,9	33,19	-2,1%	N1 ✓
Nível 2a — limitação moderada com causa documentada								
BSFC	g/kWh	215,2	228,64	+6,2%	225,8	229,94	+1,8%	N2a
Nível 2b — limitação estrutural								
Pmax	bar	60,7	48,88	-19,5%	73,51	58,15	-20,9%	N2b ⚠
BSNO _x	g/kWh	12,77	10,69	-16,3%	11,6	13,53	+16,6%	N2b ⚠

Fonte: Elaborado pelo autor

Legenda: **Vermelho** = N2b, limitação estrutural (desvio sistêmico por ausência de dados de swirl/tumble); **Amarelo** = N2a, limitação moderada com causa documentada; **Verde** = N1, dentro dos limites de $\pm 5\%$ (escalares) e $\pm 1^\circ$ CA (angulares).

Nota: N1 = Nível 1, validação direta satisfatória (desvio dentro dos limites de $\pm 5\%$ / $\pm 1^\circ$ CA). N2a = Nível 2a, limitação moderada com causa documentada (subestimação do Pmax propaga-se para BSFC). N2b = Nível 2b, limitação estrutural por ausência de dados experimentais de swirl e tumble do F1C. Valores em vermelho não devem ser utilizados em comparações quantitativas entre combustíveis; os dados experimentais diretos são a referência para Pmax e NO_x.

O modelo GNV validado serve de base geométrica e termodinâmica para os modelos de etanol e biometano derivados neste trabalho. Nas transições entre combustíveis foram preservados a topologia do motor, os coeficientes de troca térmica de Woschni, os multiplicadores do SITurb calibrados e os parâmetros do turbocompressor. Em consequência, as variações entre os resultados simulados de

GNV e biometano refletem somente as diferenças de composição e propriedades termodinâmicas dos combustíveis, o que sustenta a análise comparativa apresentada em 5.4.

5.2.3 Análise da combustão do GNV no motor F1C

O atraso de ignição registrado nos ensaios com GNV foi de $5,25^{\circ}$ CA a 1800 rpm e de $2,04^{\circ}$ CA a 2500 rpm, definido como o intervalo angular entre o sinal de centelha e o CA_{0,1%}. A redução de $3,21^{\circ}$ CA entre os dois regimes decorre do aumento da temperatura efetiva da mistura no início da compressão e da maior intensidade de turbulência no cilindro a rotações mais elevadas, ambos fatores que aceleram o desenvolvimento inicial do núcleo de chama no modelo SITurb e que o modelo reproduz com desvio de CA₅₀ inferior a 1° CA nos dois pontos, conforme Tabela 5.6.

O CA₅₀ medido situou-se em $17,92^{\circ}$ CA ATDC a 1800 rpm e em $15,30^{\circ}$ CA ATDC a 2500 rpm, superior à faixa de 5 a 11° CA ATDC associada à maximização da BTE em motores de ignição por centelha turboaspirados em carga parcial (Heywood, 2018; Wang, C. et al., 2017). Esse posicionamento resulta do avanço de ignição calibrado pela ECU (entre $8,15$ e $10,50^{\circ}$ CA BTDC nos dois regimes), valor que, combinado com a velocidade de chama laminar do metano (39 a 42 cm/s em condições padronizadas), é suficiente para completar 50% da massa queimada antes de 18° CA ATDC sem demandar o adiantamento pronunciado requerido pelo etanol ($28,4^{\circ}$ CA BTDC).

A duração efetiva da combustão, medida entre CA₁₀ e CA₉₀, foi de $42,94^{\circ}$ CA a 1800 rpm e de $44,23^{\circ}$ CA a 2500 rpm, com variação de apenas $1,29^{\circ}$ CA entre os dois regimes. Essa estabilidade indica que a velocidade de chama turbulenta do metano escala proporcionalmente com a rotação no intervalo analisado, mantendo a razão entre duração angular da combustão e período do ciclo praticamente constante. O P_{max} elevou-se de 60,70 bar a 1800 rpm para 73,51 bar a 2500 rpm, variação coerente com o aumento do MAP absoluto de 1,164 para 1,253 bar e o consequente acréscimo de massa de mistura aprisionada por ciclo.

O COV(IMEP) registrado foi de 1,25% a 1800 rpm e de 1,57% a 2500 rpm, ambos bem abaixo do limiar de 5% que caracteriza operação estável. Esses valores refletem a homogeneização natural da mistura gasosa em PFI, que elimina a variabilidade ciclo a ciclo associada à atomização e vaporização de combustíveis

líquidos e que se manifesta no modelo pela baixa sensibilidade do CA50 simulado às condições iniciais do núcleo de chama.

Em relação ao etanol, cuja análise de combustão é apresentada em 5.1.3, o GNV opera com CA50 deslocado cerca de 18° CA em direção ao ATDC, Pmax entre 30 e 60% inferior e menor BSNO_x pré-catalisador, diferenças cuja interpretação física, em termos de temperatura adiabática de chama e mecanismo térmico de Zeldovich, é desenvolvida em 6.1.2.

5.3 MODELO GT-SUITE PARA BIOMETANO

5.3.1 Fundamento teórico: intercambiabilidade GNV-Biometano

O ensaio experimental direto com biometano no motor F1C não pôde ser realizado por restrições técnicas e operacionais durante a campanha experimental, razão pela qual a caracterização desse combustível nesta dissertação é integralmente numérica. A adaptação do modelo calibrado para GNV ao biometano sustenta-se num conceito central: o índice de Wobbe, abordado na epígrafe 2.7.3 do presente trabalho, utilizado para avaliar se dois combustíveis gasosos podem ser empregados de forma intercambiável em um mesmo motor sem exigir recalibração substancial do sistema de controle ou do avanço de ignição.

Para o GNV GASMIG considerado neste trabalho, adotam-se as propriedades informadas nos boletins de qualidade do fornecedor para o período dos ensaios, associadas à composição típica de 88,5% CH₄, 1,8% CO₂ e frações menores de hidrocarbonetos superiores e inertes: poder calorífico inferior volumétrico da ordem de 38,4 MJ/Nm³ e densidade relativa em relação ao ar de aproximadamente 0,608, resultando em índice de Wobbe de aproximadamente 49,2 MJ/Nm³. Para o biometano da Gás Verde S.A., os valores informados no certificado de qualidade do fornecedor para a composição de 95,674% CH₄, 3,848% N₂ e 0,475% O₂ indicam poder calorífico inferior volumétrico de aproximadamente 36,5 MJ/Nm³ e densidade relativa de 0,562, o que resulta em índice de Wobbe de 48,7 MJ/Nm³. O desvio relativo entre os índices de Wobbe do GNV e do biometano é, portanto, da ordem de 1,0%, valor muito inferior ao limite normativo de ±5% estabelecido pela ISO 6976 e adotado por regulamentos brasileiros (ANP Resolução 8/2015) para intercambiabilidade de gases combustíveis. Registra-se que os valores de propriedades adotados correspondem aos documentos de qualidade dos fornecedores e às condições de referência neles especificadas, de

modo que recálculos a partir da composição molar em outras condições de referência podem apresentar pequenas diferenças numéricas sem alterar a conclusão de intercambiabilidade.

Esse resultado indica que GNV e biometano são praticamente indistinguíveis em termos termodinâmicos na escala do índice de Wobbe, ou seja, no enchimento volumétrico dos cilindros, na razão ar-combustível efetiva e na energia específica da mistura. As diferenças marginais decorrem da maior pureza do biometano em metano, que eleva ligeiramente o poder calorífico inferior mássico e reduz a fração inerte na mistura queimada, com pequeno aumento na temperatura de chama adiabática e na velocidade de chama laminar. Esses efeitos são incorporados de forma aproximada no modelo GT-Suite pelas propriedades termodinâmicas do combustível definido na simulação.

A adoção da intercambiabilidade como hipótese de trabalho não dispensa a necessidade de validação experimental direta em ensaios futuros. Para os objetivos desta dissertação, contudo, a hipótese é suficientemente robusta para sustentar previsões de desempenho com incerteza propagada de $\pm 5\%$ em IMEP e potência, quantificada em 5.5.2. No que concerne às emissões, a análise de BSNO_x apoia-se nos dados experimentais de GNV, cuja medição por quimiluminescência é independente do analisador de gás e apresenta confiabilidade dentro das especificações do analisador PC-Multigás, e na extrapolação teórica via temperatura de chama adiabática para o biometano, desenvolvida em 6.1.2. Valores de BSCO e BSHC do biometano simulado não são reportados por limitação do modelo SITurb (mecanismos de oxidação incompleta não resolvidos em modelos 1D); os valores experimentais correspondentes do GNV também não são reportados por limitação instrumental do medidor de vazão (erro $\pm 10\%$).

5.3.2 Adaptação do modelo GNV para biometano

A transição do modelo GNV validado em 5.2.2 para o modelo de biometano envolve um número limitado de modificações, todas associadas à composição e às propriedades do combustível. A geometria do motor, o sistema de admissão e escape, o turbocompressor, o submodelo de combustão SITurb e o submodelo cinético de NO_x foram preservados sem alterações, em consequência da intercambiabilidade discutida em 6.3.1. Como os parâmetros de turbulência e a geometria de câmara permanecem

constantes, as diferenças observadas entre as previsões de GNV e de biometano refletem apenas as propriedades dos combustíveis.

As alterações introduzidas no modelo de biometano são as seguintes. O poder calorífico inferior mássico foi ajustado de 47,053 para 50,0 MJ/kg. A razão ar-combustível estequiométrica passou de 16,08 para 15,844, diferença de aproximadamente 1,5% coerente com a maior pureza em metano e a ausência de hidrocarbonetos superiores. A composição molar do combustível foi redefinida como 95,674% CH_4 , 3,848% N_2 e 0,475% O_2 , substituindo a composição original do GNV GASMIG. A fração de CO_2 presente no GNV, de 1,8%, foi zerada na composição do biometano, o que afeta ligeiramente a capacidade calorífica média dos gases queimados e, por consequência, a temperatura adiabática de chama, efeito de magnitude inferior ao desvio do índice de Wobbe entre os dois combustíveis e dentro da incerteza da validação indireta. A velocidade de chama laminar de referência permaneceu configurada como *methane* na aba *LamSpeed* do SITurb, opção adequada para ambos os combustíveis dado o elevado teor molar de metano.

O avanço de ignição foi mantido idêntico ao calibrado para o GNV: 8,15° CA BTDC a 1800 rpm e 10,50° CA BTDC a 2500 rpm. Essa escolha é compatível com o pequeno desvio do índice de Wobbe, inferior a 1,0%, o qual sugere equivalência energética entre os combustíveis gasosos sob a mesma condição de alimentação. Entretanto, como a intercambiabilidade em motores SI também depende de propriedades cinéticas e operacionais, como velocidade de chama, número de metano, composição do gás e estratégia de controle, sua confirmação requer análise do faseamento da combustão e dos indicadores de desempenho. Os valores simulados de CA50, iguais a 18,99° CA ATDC a 1800 rpm e 14,77° CA ATDC a 2500 rpm, situaram-se mais atrasados que a faixa de 5 a 11° CA ATDC frequentemente associada ao máximo BTE/MBT em motores SI (Heywood, 2018; Wang, C. et al., 2017). Esse resultado indica que, embora o modelo preserve a condição de avanço original do GNV, a combustão simulada ocorre com faseamento tardio em relação à região ótima de eficiência, sugerindo limitação da hipótese de intercambiabilidade sem recalibração de controle. A incerteza associada à validação indireta, de $\pm 5\%$ em IMEP e potência, e suas implicações para a análise comparativa são detalhadas em 5.5.2 e 5.5.3.

5.3.3 Resultados da simulação com biometano

A execução do modelo GT-Suite com a composição do biometano da Gás Verde S.A. nos dois pontos operacionais produziu os resultados apresentados na Tabela 5.7. A estrutura de níveis de validação adotada para o GNV em 5.2.2 e para o etanol em 5.1.3 é aplicada aqui, com a ressalva de que os resultados correspondem a predições de validação indireta sujeitas à incerteza propagada quantificada em 5.5.2.

Tabela 5.7 Resultados das simulações no GT-Suite para biometano, com classificação por nível de confiança.

Parâmetro	Unidade	1800 rpm	2500 rpm	Nível
<i>Nível 1 — confiança alta (validação indireta via GNV, incerteza $\pm 5\%$)</i>				
IMEP	bar	11,549	11,855	N1 ✓
Torque	Nm	246,81	246,42	N1 ✓
Potência	kW	46,52	64,51	N1 ✓
BMEP	bar	10,343	10,327	N1 ✓
BTE	%	33,48	33,57	N2a / N1 ✓
CA50	° CA ATDC	18,99	14,77	N1 ✓
<i>Nível 2a — limitação moderada com causa documentada</i>				
BSFC	g/kWh	232,27 ⊕	233,19 ⊕	N2a
Burn Dur. 10–90%	° CA	29,75	26,66	N2a
<i>Nível 2b — limitação estrutural</i>				
Pmax	bar	48,43 ▲	57,65 ▲	N2b ▲
BSNO _x	g/kWh	10,22 ▲	13,09 ▲	N2b ▲

Fonte: Elaborado pelo autor

Legenda: Vermelho = N2b, limitação estrutural (Pmax e BSNO_x; Amarelo = N2a, limitação moderada com causa documentada (BSFC a 1800 rpm, Burn Duration); sem cor = N1, dentro dos limites de $\pm 5\%$ / $\pm 1^\circ$ CA.

Nota: BSFC classificado em N2a nos dois regimes: desvios de +7,9% a 1800 rpm (232,27 vs. 215,2 g/kWh GNV exp.) e +3,3% a 2500 rpm (233,19 vs. 225,8 g/kWh GNV exp.), por subestimação do Pmax. Pmax e BSNO_x: limitação estrutural N2b. BSCO e BSHC não reportados.

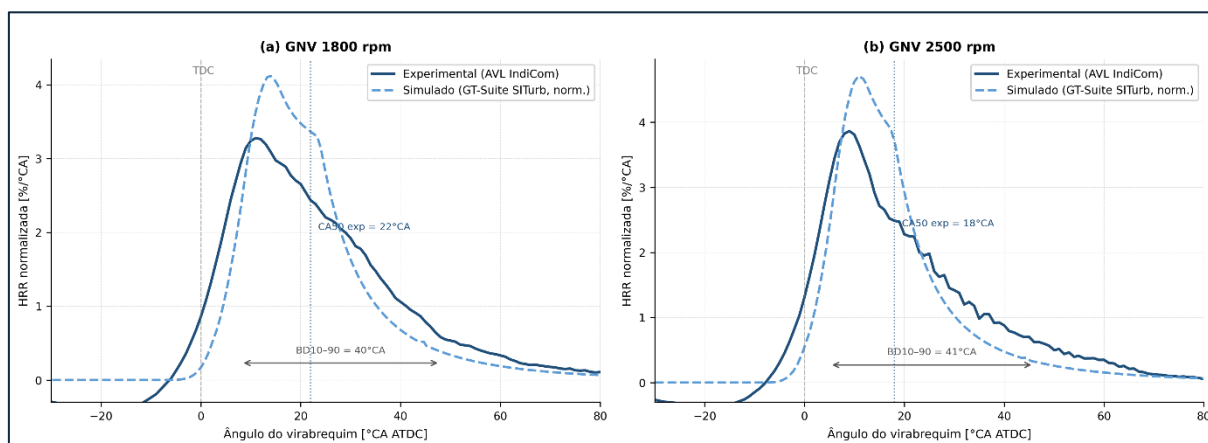
As variáveis de Nível 1 mostram comportamento coerente com a intercambiabilidade técnica discutida em 5.3.1. O CA50 situou-se em 18,99° CA ATDC a 1800 rpm e em 14,77° CA ATDC a 2500 rpm, deslocado em menos de 1,1° CA em relação ao GNV de referência (17,92° e 15,30° CA ATDC), o que indica que o avanço de ignição calibrado para o GNV é adequado para o biometano sem recalibração. A

BTE predita foi de 33,48% a 1800 rpm e de 33,57% a 2500 rpm, com desvios de $-5,9\%$ e $-1,0\%$ em relação ao GNV experimental. O valor a 1800 rpm situa-se fora do limiar de $\pm 5\%$ do Nível 1 e foi reclassificado em Nível 2a nesse regime.

O IMEP simulado foi de 11,549 bar a 1800 rpm e de 11,855 bar a 2500 rpm, valores que diferem dos experimentais do GNV de referência (11,26 e 11,80 bar) em $+2,6\%$ e $+0,5\%$, dentro do limiar de $\pm 5\%$ do Nível 1. Essa convergência reflete a intercambiabilidade técnica entre GNV e biometano e a preservação dos parâmetros de combustão calibrados na transição entre combustíveis. Vale uma ressalva interpretativa: a limitação estrutural de Nível 2b identificada nos modelos de etanol e GNV persiste no modelo de biometano e afeta o trabalho indicado por ciclo da mesma forma; no entanto, como o biometano opera com CA50 entre 15 e 19° CA ATDC e Pmax abaixo de 60 bar (regime em que a subestimação da turbulência in-cylinder produz desvio absoluto menor), o IMEP simulado converge com o experimental do GNV dentro da incerteza da validação indireta.

O BSFC simulado foi de 232,27 g/kWh a 1800 rpm e de 233,19 g/kWh a 2500 rpm, com desvios de $+7,9\%$ e $+3,3\%$ em relação ao GNV experimental, ambos classificados em Nível 2a pela subestimação do Pmax documentada em 5.2.2. A duração de combustão 10–90% predita foi de $29,75^\circ$ CA a 1800 rpm e de $26,66^\circ$ CA a 2500 rpm, subestimada em relação ao GNV experimental ($42,94^\circ$ e $44,23^\circ$ CA) pela limitação N2a do SITurb na ausência de dados de swirl e tumble do F1C, comportamento visível na Figura 5.5, que sobrepõe a HRR predita para o biometano à curva experimental do GNV utilizada como referência de validação indireta, na qual os picos simulados são mais agudos do que as curvas experimentais.

Figura 5.5 Taxa de liberação de calor (HRR) predita para o biometano frente à curva experimental do GNV utilizada como referência de validação indireta, nos dois pontos operacionais



Fonte: Elaborado pelo autor

O Pmax simulado foi de 48,43 bar a 1800 rpm e de 57,65 bar a 2500 rpm, subestimado em relação ao GNV experimental em -20,2% e -21,6%, com desvios praticamente idênticos aos do modelo GNV (-19,5% e -20,9%), o que indica que a limitação é estrutural e independente do combustível. O BSNO_x simulado foi de 10,22 g/kWh a 1800 rpm e de 13,09 g/kWh a 2500 rpm. A análise quantitativa de NO_x para o biometano apoia-se na extrapolação teórica via temperatura adiabática de chama apresentada em 6.1.2.

O BSCO e o BSHC simulados para o biometano não são reportados na Tabela 5.7 por limitação estrutural do modelo SITurb 1D, identificada na comparação direta entre os resultados simulados e experimentais do GNV. O modelo subestima o BSCO experimental do GNV (41,12 e 57,60 g/kWh) por um fator de 7 a 9x, com valores simulados de 6,08 e 6,22 g/kWh para o GNV e 6,11 e 5,63 g/kWh para o biometano. A diferença inferior a 10% entre os dois combustíveis gasosos indica que o modelo não os distingue em termos de BSCO. Para o BSHC, o modelo sobrestima o experimental do GNV (0,192 e 0,181 g/kWh) por um fator de aproximadamente 7x, com valores simulados de 1,365 e 1,277 g/kWh para o GNV e 1,427 e 1,323 g/kWh para o biometano, com diferença inferior a 5% entre os dois. Essa limitação decorre da ausência de resolução dos mecanismos de oxidação incompleta em crevices e na zona de parede fria no SITurb 1D, que são os mecanismos dominantes de formação de CO e HC residual em motores SI a metano.

A substituição de combustível no modelo calibrado, restrita às propriedades termodinâmicas e à composição, reproduz o comportamento do biometano dentro da incerteza da validação indireta, com IMEP em desvio máximo de +2,6%, CA50 em desvio máximo de 1,1° CA e BTE dentro de ±6% nos dois regimes. Esse desempenho viabiliza as comparações apresentadas em 6.4 e a estratégia metodológica descrita em 5.7.1.

5.4 ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE ETANOL E BIOMETANO

5.4.1 Desempenho: potência, torque, BSFC e BTE

A comparação entre os dois combustíveis de interesse desta dissertação (etanol, caracterizado experimentalmente, e biometano) foi conduzida sob a condição comum de torque freado próximo a 250 Nm nos regimes de 1800 e 2500 rpm. A Tabela

5.8 consolida e apresenta os parâmetros principais de desempenho para os dois pontos operacionais.

Tabela 5.8 Comparação de parâmetros de desempenho entre etanol (experimental) e biometano (simulação)

Parâmetro	Unidade	Etanol (Exp.)	Biometano (Sim.)	Δ Etanol–Bio (%)
1800 rpm (etanol: 1750 rpm proxy)				
IMEP	bar	14,49	11,549	+25.5%
Potência	kW	45,98	46,52	-1.2%
Torque	Nm	250,9	246,81	+1.7%
BSFC	g/kWh	487,21	232,27	+109.8%
BTE	%	29,84	33,48	-10.9%
Pmax	bar	99,40	48,43 Δ	-
CA50	° CA	−0,60	18,99	-
	ATDC			
2500 rpm				
IMEP	bar	14,35	11,855	+21.0%
Potência	kW	67,41	64,51	+4.5%
Torque	Nm	257,5	246,42	+4.5%
BSFC	g/kWh	443,57	233,19	+90.2%
BTE	%	32,78	33,57	-2.4%
Pmax	bar	95,87	57,65 Δ	-
CA50	° CA	+1,60	14,77	-
	ATDC			

Fonte: Elaborado pelo autor

Δ Pmax: limitação estrutural N2b. Δ calculado como (Etanol - Biometano) / Biometano $\times$ 100.

Nota: valores do biometano correspondem a predições de validação indireta com incerteza $\pm 5\%$ em IMEP e potência. Pmax do biometano classificado em Nível 2b.

O BSFC mássico do etanol, de 487,21 g/kWh a 1750 rpm e de 443,57 g/kWh a 2500 rpm, decorre do menor PCI do combustível (24,76 MJ/kg contra 50,0 MJ/kg do biometano). O BSFC simulado para o biometano foi de 232,27 g/kWh a 1800 rpm e de 233,19 g/kWh a 2500 rpm, com diferença de +109,8% e +90,2% em relação ao etanol. Em termos de razão, o etanol apresenta BSFC mássico aproximadamente 2,1 vezes superior ao biometano a 1800 rpm e 1,9 vezes superior a 2500 rpm, em proporção compatível com a razão dos PCIs mássicos (fator de 2,0). Essa diferença incide diretamente sobre o dimensionamento dos sistemas de armazenamento, pois para autonomia equivalente em uso veicular o tanque de etanol deverá armazenar

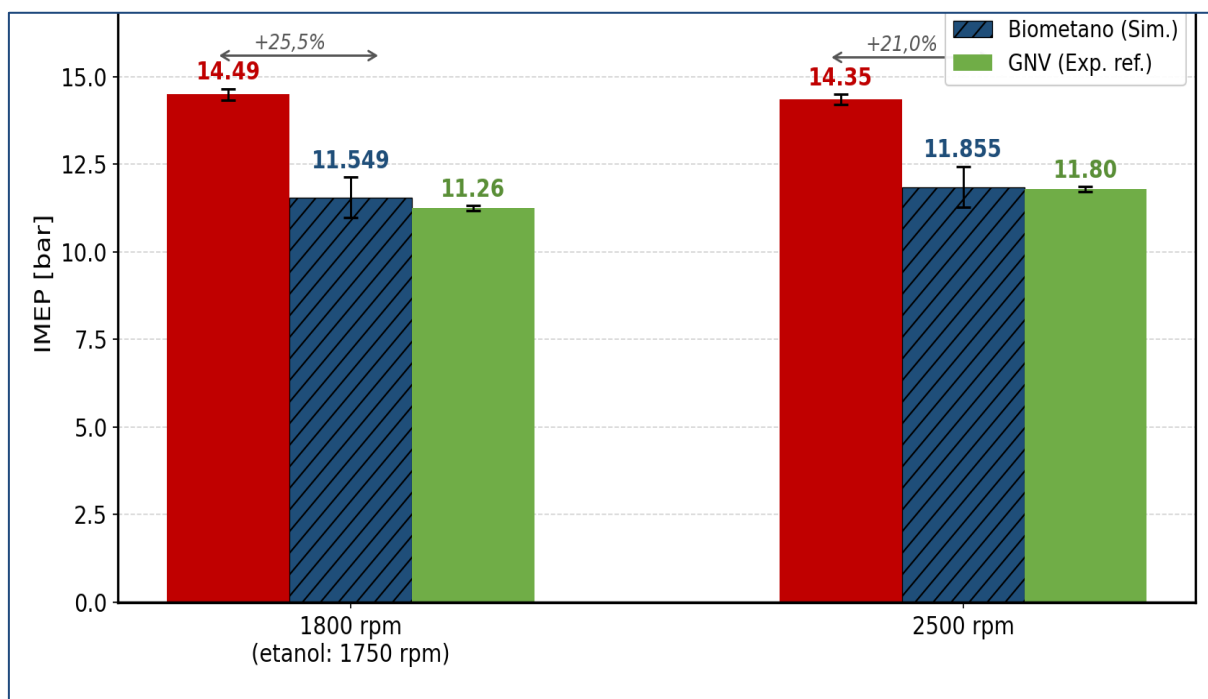
massa cerca de duas vezes superior à do biometano, com a conversão volumétrica feita pelas densidades específicas de cada combustível.

A BTE do etanol foi de 29,84% a 1750 rpm e de 32,78% a 2500 rpm, inferior à predita para o biometano (33,48% e 33,57%). A diferença alcança cerca de 11% a 1800 rpm e reflete o CA50 adiantado do etanol ($-0,60^\circ$ CA ATDC contra $18,99^\circ$ CA ATDC do biometano), que amplia as perdas de calor para as paredes durante a fase de alta pressão, combinado com o resfriamento endotérmico da vaporização do combustível líquido. A 2500 rpm a diferença reduz-se a 2,4%, o que indica que em regime de maior turbulência a combustão do etanol aproxima-se do biometano em eficiência térmica efetiva.

5.4.2 Combustão: IMEP, HRR, duração e CA50

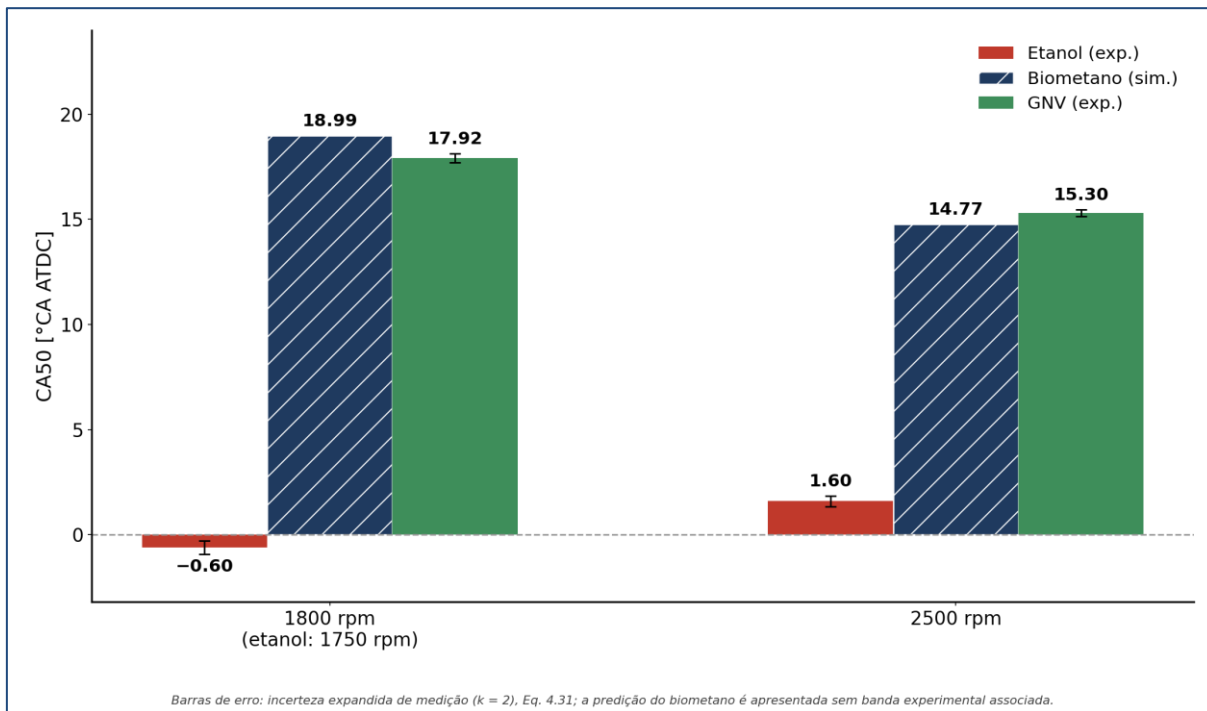
A análise comparativa da combustão entre etanol e biometano apoia-se nos indicadores de IMEP, duração angular, CA50 e dinâmica de liberação de calor. Os valores experimentais do etanol foram apresentados em 5.1.1 e as predições para o biometano em 5.3.

Figura 5.6 IMEP comparativo a 1800 e 2500 rpm para etanol (experimental) e biometano (simulação), com GNV de referência



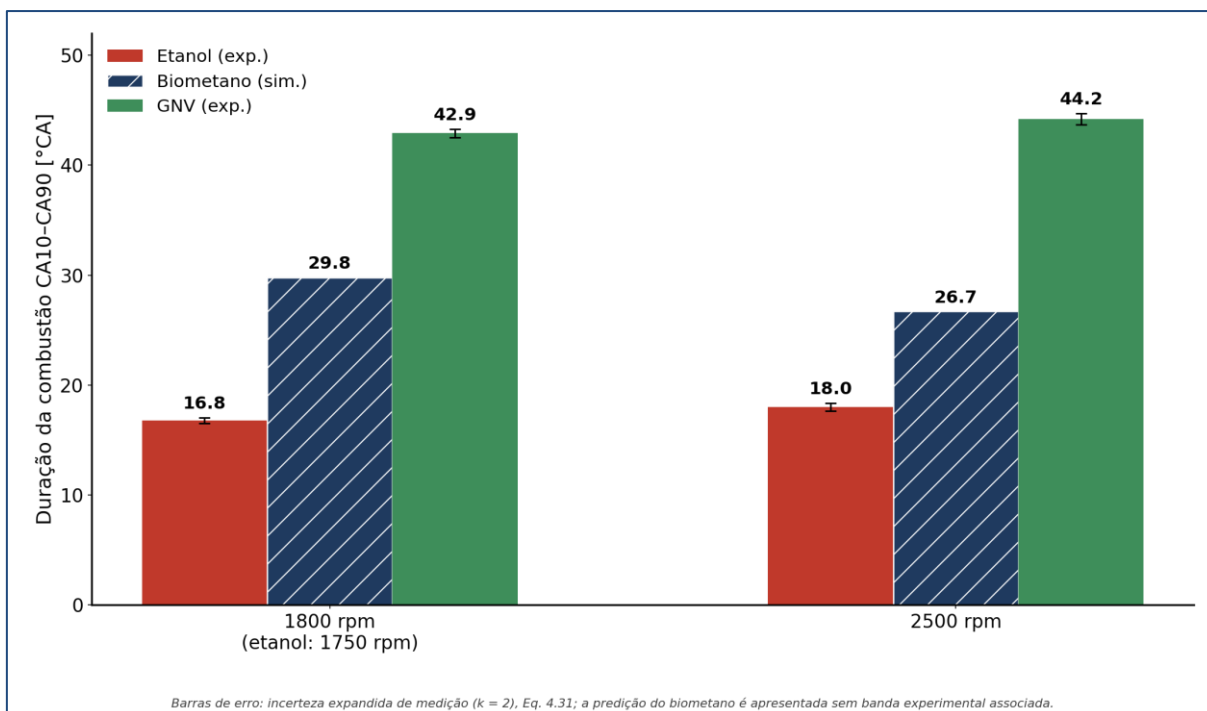
Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 5.7 CA50 comparativo para etanol (experimental) e biometano (simulação), com GNV de referência.



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 5.8 Duração da combustão (CA90 – CA10) comparativa para etanol (experimental) e biometano (simulação), com GNV de referência.



Fonte: Elaborado pelo autor

O IMEP do etanol, de 14,49 bar a 1800 rpm e de 14,35 bar a 2500 rpm, é bem superior à simulação para o biometano (11,549 e 11,855 bar), com diferenças de +25,5% e +21,0%, ainda que o torque de freio e o BMEP permaneçam praticamente idênticos entre os dois combustíveis. Essa aparente diferença resolve-se pelo balanço entre trabalho indicado e trabalho efetivo descrito por $BMEP = IMEP - FMEP - PMEP$, em que o IMEP superior do etanol implica FMEP superior, consistente com as pressões de pico bem maiores do etanol (99,40 bar a 1800 rpm contra 48,43 bar simulados para o biometano), que ampliam as forças de atrito nos anéis do pistão e nos mancais e consomem fração maior do trabalho indicado antes da conversão em torque efetivo (ver Figura 5.6).

O CA50 do etanol, posicionado em $-0,60^\circ$ CA ATDC a 1750 rpm e em $+1,60^\circ$ CA ATDC a 2500 rpm, difere do CA50 simulado para o biometano ($18,99^\circ$ e $14,77^\circ$ CA ATDC) em aproximadamente 19° CA a 1800 rpm e 13° CA a 2500 rpm. A diferença tem origem estrutural, pois o etanol requer avanço de ignição de $28,4^\circ$ CA BTDC contra 8 a 10° CA BTDC do biometano para compensar sua menor velocidade de chama laminar e manter a combustão em janela funcional do ciclo (ver Figura 5.7). O CA50 adiantado do etanol posiciona a fase principal da combustão em região de menor volume de cilindro, o que amplifica pressões e temperaturas de pico e, em consequência, a formação de NO_x térmico.

A duração angular da combustão (CA10–CA90), obtida a partir das curvas do AVL IndiCom apresentadas nas Figura 5.8, foi de 16° CA a 1750 rpm e de 18° CA a 2500 rpm para o etanol, substancialmente menor do que a simulação para o biometano ($29,75^\circ$ e $26,66^\circ$ CA). A duração mais curta do etanol é compatível com a combustão concentrada próxima ao TDC: a maior pressão de cilindro no momento da ignição intensifica a velocidade de chama turbulenta, compensando a menor velocidade laminar do combustível e resultando em combustão rápida com pico de HRR elevado, conforme visível na Figura 5.1. Para o biometano, a duração para o modelo simulado é subestimada em relação à esperada experimentalmente por limitação N2a do SITurb, portanto a comparação direta de durações simuladas entre etanol e biometano é afetada pela limitação N2a do SITurb e deve ser interpretada como ordem de grandeza.

5.4.3 Emissões: NO_x, CO, HC e CO₂

A análise comparativa de emissões entre etanol e biometano apoia-se, para as espécies *CO* e *HC*, nos dados experimentais do GNV como proxy do biometano em vez das predições do modelo GT-Suite. Essa escolha decorre de duas razões. A primeira, de validação, é que a comparação entre os resultados simulados e experimentais do GNV mostrou que o SITurb subestima o BSCO experimental por fator de 7 a 9x e sobrestima o BSHC por fator de aproximadamente 7x, desvios que inviabilizam o uso dos valores simulados para comparação quantitativa. A segunda, de natureza física, é que GNV e o biometano da Gás Verde S.A. apresentam índice de Wobbe com desvio relativo de apenas 1,0% (bem abaixo do limiar de 5% da ISO 6976), e a cinética de oxidação de *CO* e a formação de *HC* residual na combustão de metano são essencialmente independentes da fração de inertes (*N*₂, *O*₂) presentes no biometano nas concentrações da composição utilizada. Os dados experimentais do GNV oferecem, para *CO* e *HC*, referência quantitativamente mais confiável do que as simulações do modelo para o biometano. Para BSNO_x, o valor simulado do biometano é reportado com a ressalva de Nível 2b, e a análise quantitativa é complementada pela extrapolação teórica via temperatura adiabática de chama em 6.1.2 (ver Tabela 5.9).

Tabela 5.9 Emissões específicas pré-catalisador: etanol (experimental) vs. GNV experimental como proxy do biometano, nos dois pontos operacionais.

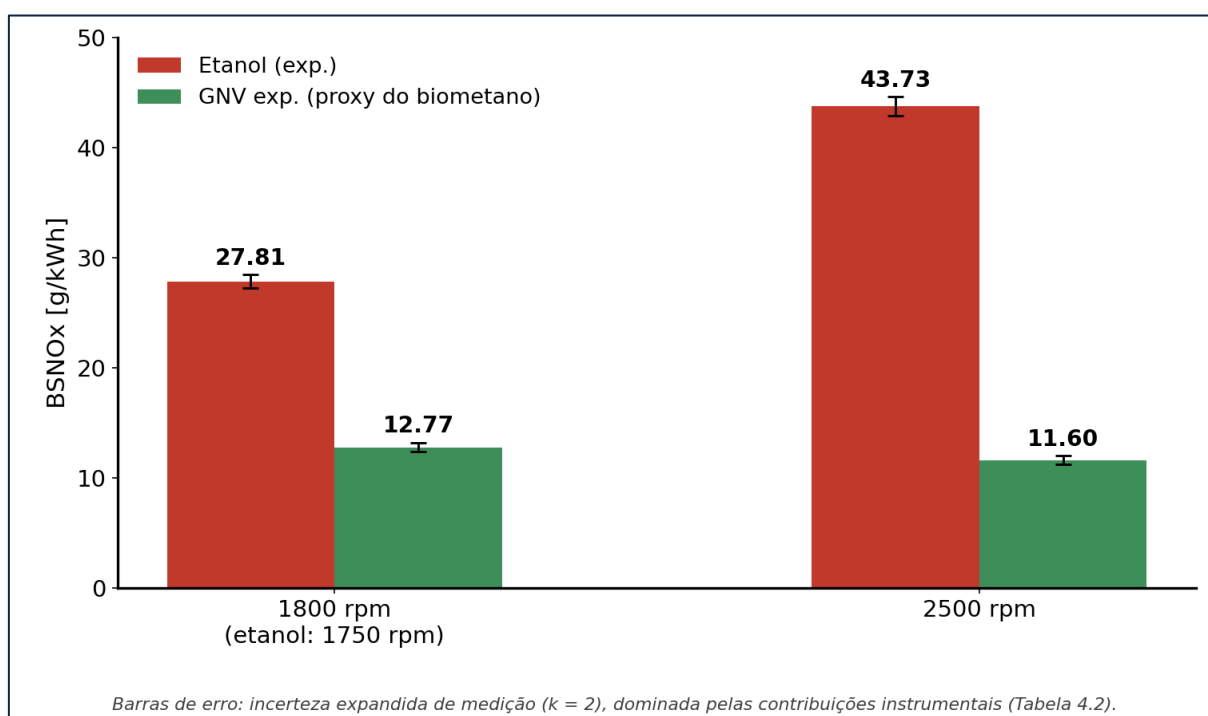
Emissão	Unidade	Etanol (Exp.)	GNV Exp. (proxy biometano)	Δ Etanol – proxy (%)
<i>1800 rpm (etanol: 1750 rpm proxy)</i>				
BSNO _x	g/kWh	27,807	12,77	+117,8%
BSCO	g/kWh	89,189	41,12	+116,9%
BSHC	g/kWh	10,247	0,192	+5237,0%
<i>2500 rpm</i>				
BSNO _x	g/kWh	43,729	11,6	+277,0%
BSCO	g/kWh	70,869	57,6	+23,0%
BSHC	g/kWh	5,565	0,181	+2974,6%

Fonte: Elaborado pelo autor

O BSNO_x do etanol foi de 27,807 g/kWh a 1750 rpm e de 43,729 g/kWh a 2500 rpm, superior ao do GNV experimental (12,77 e 11,60 g/kWh, utilizado como proxy do biometano) por fatores de 2,2 e 3,8, respectivamente. A interpretação física

apoia-se no mecanismo térmico de Zeldovich, segundo o qual a taxa de formação de NO_x depende exponencialmente da temperatura local dos gases queimados. As temperaturas de chama adiabática dos dois combustíveis, calculadas em equilíbrio químico nas mesmas condições, diferem em menos de 30 K e não explicam, por si sós, a diferença observada. O fator determinante é o faseamento da combustão: o CA50 do etanol próximo ao PMS ($-0,60^\circ$ e $+1,60^\circ$ CA ATDC) posiciona a queima na região de mínimo volume do cilindro, elevando a temperatura de pico dos gases queimados e mantendo-os em região de alta temperatura por período angular mais longo do que no caso do biometano (CA50 em $18,99^\circ$ e $14,77^\circ$ CA ATDC) (ver Figura 5.9). A combinação entre temperatura de pico mais elevada e maior tempo de residência, com contribuição secundária do fator lambda (1,018 contra 1,002 a 2500 rpm), sustenta a diferença de formação de NO_x entre os dois combustíveis, conforme desenvolvido em 6.1.2.

Figura 5.9 Emissão específica de BSNO_x pré-catalisador: etanol (experimental) vs. GNV experimental (proxy biometano), nos dois regimes.



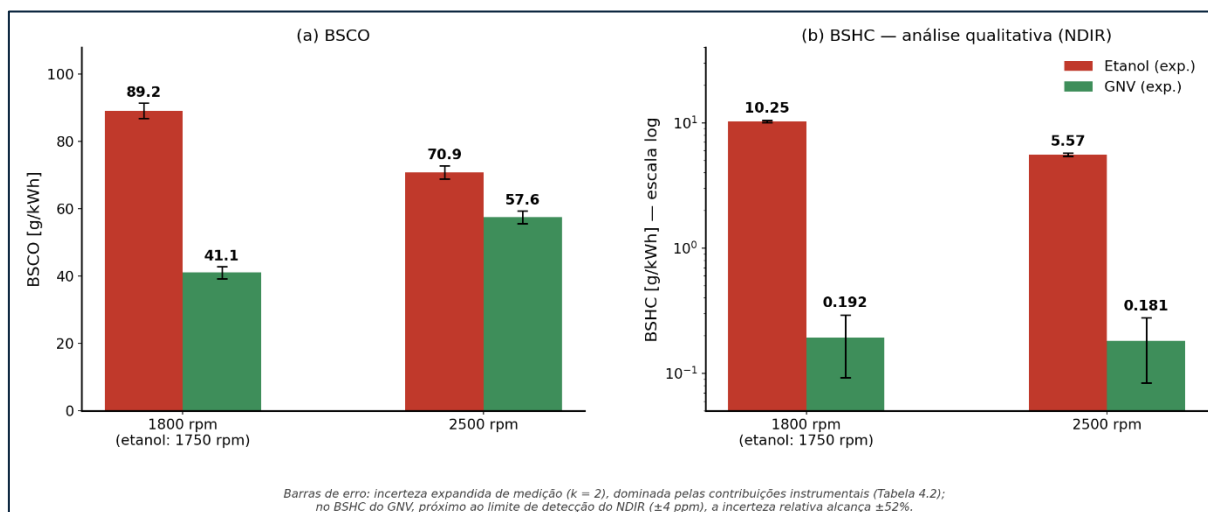
Fonte: Elaborado pelo autor

O BSCO do etanol foi de 89,19 g/kWh a 1750 rpm e de 70,87 g/kWh a 2500 rpm, superior ao do GNV experimental (41,12 e 57,60 g/kWh) por fatores de 2,2 e 1,2, respectivamente. A diferença mais pronunciada a baixa rotação reflete condições

distintas de formação de CO entre os dois combustíveis. O etanol, injetado em fase líquida em regime PFI, requer evaporação e mistura antes da combustão, processo que em carga parcial a baixa rotação origina zonas localizadas de mistura rica (associadas à evaporação incompleta de gotas de etanol nas paredes do duto de admissão e da câmara), as quais produzem CO por oxidação parcial não convertido completamente a CO_2 antes da abertura da válvula de escape. O biometano, injetado em fase gasosa, produz mistura homogênea sem zonas ricas localizadas, e sua cinética de oxidação de CO depende apenas da temperatura e do excesso de ar, ambos próximos aos do GNV experimental no mesmo ponto operacional. A 2500 rpm, a diferença entre os dois combustíveis reduz-se a 1,2x, pois a maior turbulência favorece a homogeneização da mistura de etanol e reduz as zonas de combustão incompleta (ver Figura 5.10). O catalisador de três vias, em operação estequiométrica com λ próximo de 1,0, converte mais de 95% do CO pré-catalisador em CO_2 em ambos os combustíveis, com emissão pós-catalisador bem inferior nos dois casos, ainda que a carga térmica sobre o catalisador seja mais intensa no etanol, especialmente a baixa rotação.

O BSHC é a espécie em que a diferença entre os dois combustíveis se manifesta com maior intensidade. Os valores medidos para o etanol foram de 10,25 g/kWh a 1750 rpm e de 5,57 g/kWh a 2500 rpm, superiores aos do GNV experimental (0,192 e 0,181 g/kWh) por fatores de 53 e 31, respectivamente. Essa diferença de duas ordens de grandeza decorre de mecanismos de formação de HC distintos. No etanol, a emissão reportada como BSHC pelo analisador PC-Multigás NAPRO por NDIR inclui THC medido com espectro de absorção de hexano e contribuições de aldeídos (acetaldeído e formaldeído) formados por oxidação parcial em motores SI a etanol, conforme reportado na literatura, com contribuição ao sinal NDIR dependente da sensibilidade espectral do analisador, não quantificada separadamente neste trabalho (Barros Zarante; Sodré, 2018). No biometano, esses mecanismos são suprimidos por três razões principais: a injeção gasosa elimina as zonas de flame *quenching* por gotas de combustível líquido, a estrutura molecular do metano não produz aldeídos em condições de oxidação parcial comparáveis às do etanol, e a maior velocidade de combustão do metano reduz a fração de massa queimada em zonas de *crevice* (ver Figura 5.10). A carga sobre o catalisador de três vias para conversão de HC é, portanto, muito mais intensa no etanol, com implicações discutidas em 6.3.2.

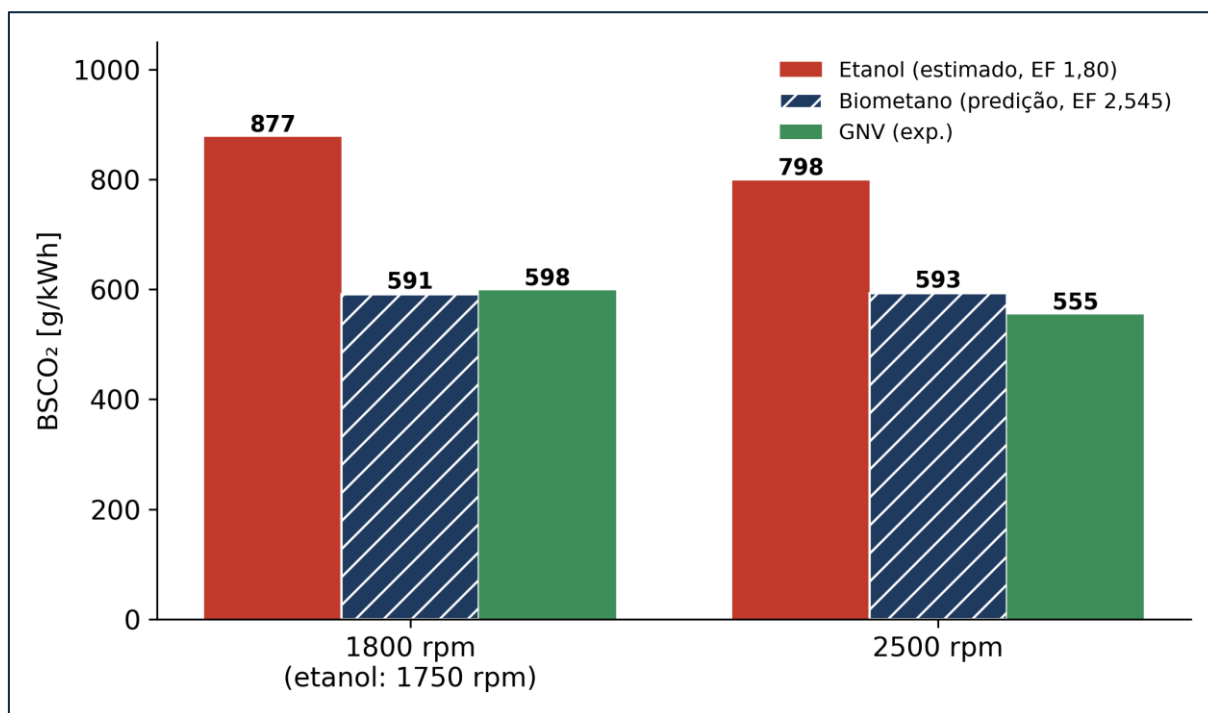
Figura 5.10 Emissões específicas de BSCO e BSHC pré-catalisador: etanol (experimental) vs. GNV experimental (proxy biometano), nos dois regimes



Fonte: Elaborado pelo autor

O BSCO₂ simulado para o biometano situa-se na faixa de 560 a 590 g/kWh, decorrente do maior PCI mássico do combustível (50,0 MJ/kg), que reduz a massa injetada por ciclo e, por consequência, a emissão de CO₂ por unidade de trabalho entregue. Para o etanol, o BSCO₂ estimado a partir do BSFC experimental e do fator de emissão de 1,80 kg CO₂/kg de etanol em combustão completa estequiométrica é de aproximadamente 877 g/kWh a 1750 rpm e de 798 g/kWh a 2500 rpm. A diferença em relação ao biometano em base de motor é de 35 a 48%, coerente com a razão entre os fatores de emissão ponderados pelos respectivos BSFCs (ver Figura 5.11).

Figura 5.11 Emissão específica de CO₂ pré-catalisador para etanol (experimental) e biometano (simulação).



Fonte: Elaborado pelo autor

5.5 VALIDAÇÃO DO MODELO E ANÁLISE DE LIMITAÇÕES

5.5.1 Validação direta dos modelos de etanol e GNV

Os modelos GT-Suite para etanol e GNV são validados de forma direta contra os dados experimentais nos respectivos ensaios em bancada, apresentados em 5.1.1 e 5.2.1. A estrutura de dois níveis e os limiares de aceitação foram definidos a priori em 4.13.1; esta seção aplica esses critérios aos resultados concretos obtidos. A Tabela 5.10 sintetiza a comparação para as variáveis de Nível 1 nos dois combustíveis e dois pontos operacionais.

Tabela 5.10 Síntese da validação de Nível 1: variáveis de desempenho efetivo e fase de combustão para GNV e etanol.

Parâmetro	Unid.	GNV exp	GNV sim	Δ GNV	St	ETH exp	ETH sim	Δ ETH	St
<i>1800 rpm (etanol: 1750 rpm)</i>									
Torque	Nm	251,3	250,1	-0,5%	✓	250,9	252,6	+0,7%	✓
Potência	kW	47,22	47,15	-0,1%	✓	45,98	47,62	+3,6%	✓
BMEP	bar	10,52	10,48	-0,4%	✓	10,50	10,59	+0,8%	✓
CA50	° CA ATDC	17,92	18,86	+0,94°	✓	-0,60	-0,03	+0,57°	✓
<i>2500 rpm</i>									
Torque	Nm	252,2	249,9	-0,9%	✓	257,5	256,5	-0,4%	✓
Potência	kW	65,89	65,43	-0,7%	✓	67,41	67,15	-0,4%	✓
BMEP	bar	10,56	10,47	-0,9%	✓	10,78	10,75	-0,3%	✓
CA50	° CA ATDC	15,30	15,52	+0,22°	✓	+1,60	+1,43	-0,17°	✓

Fonte: Elaborado pelo autor

Nota: St = status de validação (✓ = dentro do limiar; valores em verde = dentro de $\pm 5\%$ ou $\pm 1^\circ$ CA). Etanol a 1750 rpm operado como proxy do ponto de 1800 rpm.

Todas as variáveis de Nível 1 ficaram dentro dos limiares de aceitação nos dois combustíveis e nos dois pontos operacionais. O CA50 apresentou os menores desvios de toda a validação (+0,57° e -0,17° CA para o etanol, +0,94° e +0,22° CA para o GNV), em consistência com a calibração da fase angular de combustão com o avanço de ignição fixado nos valores experimentais. O torque e a potência foram reproduzidos com desvios inferiores a 4% em todos os casos, com balanço energético global do modelo dentro dos limiares.

As variáveis de Nível 2a, isto é, o BSFC do GNV (+6,2% a 1800 rpm e +1,8% a 2500 rpm) e a duração de combustão 10–90% (subestimada em 3 a 17° CA), apresentam desvios com causa física identificada. A subestimação do Pmax reduz o trabalho indicado por ciclo e distorce o balanço energético, ao tempo que o SITurb, sem dados de turbulência in-cylinder, concentra a liberação de calor em torno do CA50 e produz durações mais curtas que as reais. Apesar desses desvios na forma da curva de HRR, o CA50 é reproduzido em Nível 1, o que mostra que o modelo reproduz corretamente o momento termodinâmico mais relevante do ciclo. O Pmax e o BSNO_x, classificados em Nível 2b, são analisados em 5.5.2.

5.5.2 Limitações estruturais – Pmax e BSNO_x

A subestimação sistemática do Pmax e do BSNO_x é a principal limitação estrutural dos modelos apresentados nesta dissertação, compartilhada pelos modelos de GNV, etanol e biometano. O Pmax foi subestimado em 19,5 a 20,9% no modelo GNV, em 23,7 a 28,4% no modelo de etanol e em 20,2 a 21,6% no modelo de biometano. A consistência dos desvios entre os três combustíveis indica que a causa é independente do combustível e reside na configuração do modelo. Na ausência de dados experimentais de swirl e tumble para o F1C, o SITurb utiliza valores padrão para as condições iniciais de turbulência in-cylinder (*Swirl* = 0,1; *Tumble* = 0; *Turbulence Strength* = 1), estimados para geometrias genéricas de motor SI. Esses valores não representam a turbulência real do F1C, cuja geometria específica da coroa do pistão e o *layout* de válvulas de admissão produzem níveis de tumble e turbulência distintos dos valores padrão. A fase inicial de desenvolvimento do núcleo de chama no modelo é, portanto, mais lenta do que na realidade, com Pmax atrasado e de magnitude reduzida.

A subestimação do Pmax propaga-se para outras variáveis por mecanismos termodinâmicos e energéticos. No plano termodinâmico, a temperatura de pico subestimada deprime a taxa de formação de NO_x pelo mecanismo de Zeldovich, que apresenta dependência exponencial com a temperatura, em proporção muito maior do que a própria redução de temperatura, o que explica a subestimação de BSNO_x entre 55 e 75% para o etanol, a subestimação de 16% a 1800 rpm para o GNV e a sobrestimação de 17% a 2500 rpm para esse mesmo combustível. No plano energético, o Pmax subestimado reduz o trabalho indicado por ciclo abaixo do valor real, o que produz os desvios de BSFC observados em Nível 2a.

A correção da limitação requer medições experimentais de swirl e tumble para o F1C com instrumentação PIV (*Particle Image Velocimetry*) ou tomografia de velocidade no cilindro, recursos indisponíveis no escopo desta dissertação. Em consequência, as variáveis de Nível 1 são confiáveis e utilizadas em todas as análises comparativas, o BSFC e a duração da combustão, com limitação moderada e causa documentada, são utilizados com ressalva explícita, e o Pmax e o BSNO_x simulados não são utilizados em comparações quantitativas entre combustíveis. A comparação de NO_x desta dissertação apoia-se, nesse caso, nos dados experimentais de etanol e GNV e na extrapolação teórica via mecanismo de Zeldovich para o biometano, desenvolvida em 6.1.2.

5.5.3 Limitações metodológicas

Além da limitação estrutural descrita em 5.5.2, o estudo apresenta outras limitações relevantes. O recorte a apenas dois pontos operacionais em carga parcial, conforme o racional desenvolvido em 4.11.1, deixa fora da análise regimes críticos como plena carga, marcha lenta, operação transitória e partida a frio. A ausência de validação experimental direta com biometano, decorrente das restrições técnicas operacionais descritas anteriormente, é a limitação central do trabalho, pois a estratégia de validação indireta adotada introduz incerteza propagada de $\pm 5\%$ em IMEP e $\pm 15\%$ em BSNO_x, redutível apenas com novo ensaio experimental específico. Por fim, a ausência de análise de ciclo de vida dos combustíveis estudados deixa em aberto a avaliação sistemática da pegada de carbono *well-to-wheels*, que se encontra fora do escopo deste trabalho e é recomendada como trabalho futuro.

6 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Este capítulo interpreta os resultados experimentais e numéricos do Capítulo 5 à luz dos mecanismos físicos que determinam as diferenças de desempenho e emissões entre etanol e biometano no motor F1C. A discussão aborda a dinâmica de propagação de chama e suas implicações para o avanço de ignição (6.1.1), a relação entre a temperatura dos gases queimados, governada pelo faseamento da combustão, e a formação de NO_x pelo mecanismo térmico de Zeldovich (6.1.2) e o efeito de resfriamento endotérmico característico do etanol (6.1.3). Esses mecanismos operam de forma acoplada, pois o avanço de ignição diferencial decorrente da menor velocidade de chama do etanol é também responsável pela amplificação da sua temperatura de pico e, por consequência, da emissão de NO_x , ao tempo que o resfriamento endotérmico atenua parcialmente essa temperatura, configurando o balanço termodinâmico observado nos dados experimentais. A interpretação integrada desses mecanismos sustenta a discussão dos *trade-offs* entre os dois combustíveis discutidos em 6.2 e 6.3.

6.1 MECANISMOS DE COMBUSTÃO

6.1.1 Velocidade de chama laminar e avanço de ignição

A diferença de aproximadamente 20° CA no avanço de ignição entre etanol e biometano (28,4° CA BTDC para o etanol contra 8 a 10° CA BTDC para o biometano, conforme documentado em 5.1.1 e 5.2.1) não é uma escolha arbitrária de calibração, mas uma consequência direta das velocidades de chama laminar distintas dos dois combustíveis. Em condições padronizadas de temperatura (300 K), pressão (1 atm) e mistura estequiométrica ($\lambda = 1,0$), a velocidade de chama laminar do etanol situa-se em torno de 35 cm/s, enquanto a do biometano varia entre 39 e 42 cm/s (Heywood, 2018). Essa diferença de aproximadamente 10 a 15% na velocidade fundamental de propagação da frente de chama implica, no contexto do motor, que o etanol demora mais para completar a combustão em termos angulares, exigindo que a centelha ocorra mais cedo para que o CA50 seja posicionado dentro da janela funcional do ciclo.

No motor F1C operando em carga parcial, o avanço de ignição calibrado pela ECU resultou em CA50 de -0,60° CA ATDC a 1750 rpm e +1,60° CA ATDC a 2500 rpm para o etanol, e em CA50 de 17,92° e 15,30° CA ATDC para o GNV,

diferença de aproximadamente 18° CA nos dois regimes. Essa diferença angular é coerente com a previsão teórica: o biometano, com maior velocidade de chama laminar, atinge 50% da massa queimada cerca de 18° CA mais tarde em termos absolutos, mesmo com avanço significativamente menor. O modelo GT-Suite reproduziu esse contraste com desvio máximo de $0,94^\circ$ CA para o GNV e $0,57^\circ$ CA para o etanol, validando a representação da velocidade de chama laminar pelos dados de entrada selecionados (*LamSpeed* = *methane* para biometano; *LamSpeed* = *ethanol* para etanol) conforme descrito em 5.1.2.

Embora a velocidade de chama laminar em condições padronizadas seja um indicador de referência, a velocidade de propagação efetiva no cilindro do motor é dominada pela componente turbulenta, que pode exceder a laminar por fatores de 5 a 20 em condições de operação típicas (Lapointe; Whitesides; McNenly, 2019). Nesse cenário, a diferença de 10 a 15% na componente laminar entre etanol e biometano é amplificada de forma não linear pela interação da chama com os vórtices turbulentos. No caso do etanol, o avanço de ignição pronunciado ($28,4^\circ$ CA BTDC) faz com que a centelha ocorra em condições de maior pressão e temperatura de compressão do que no biometano (8 a 10° CA BTDC), o que intensifica a velocidade de chama turbulenta desde os estágios iniciais da combustão. O resultado é uma combustão concentrada em torno do TDC, com duração CA10–CA90 do etanol entre 16 e 18° CA, conforme dados do IndiCom, substancialmente menor do que a do GNV experimental (40 a 41° CA). Essa diferença não reflete apenas a cinética dos combustíveis, mas também a posição angular da combustão, pois o etanol queima próximo ao PMS em condições de máxima compressão, ao tempo que o biometano queima em regime de expansão progressiva, com menor pressão e menor intensidade de chama turbulenta. O avanço pronunciado do etanol, somado à ignição em maior pressão e à combustão concentrada, caracteriza o regime de alta pressão e alta temperatura observado no motor F1C, que está na origem das diferenças de emissões de NO_x analisadas na subseção seguinte.

6.1.2 Temperatura de chama adiabática e formação de NO_x – mecanismo de Zeldovich

A diferença de BSNO_x entre etanol e biometano observada nos dados experimentais, encontra sua explicação fundamental no mecanismo térmico de

Zeldovich, que descreve a formação de NO em altas temperaturas pela oxidação do nitrogênio molecular atmosférico. As três reações elementares do mecanismo são:



A taxa da reação R1, limitante do processo, exibe dependência exponencial com a temperatura, podendo ser expressa na forma de Arrhenius como:

$$\frac{d(NO)}{dt} \propto (N_2)(O) * \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (6.1)$$

onde E_a é a energia de ativação da reação R1, R é a constante dos gases e T é a temperatura local dos gases queimados. A dependência exponencial com T implica que incrementos moderados de temperatura produzem aumentos desproporcionais na taxa de formação de NO .

As temperaturas de chama adiabática do etanol e do biometano, calculadas em equilíbrio químico nas mesmas condições ($\phi = 1$, 298 K, 1 atm), são de aproximadamente 2238 K e 2226 K, respectivamente, e a fração de água do E100h aproxima ainda mais os dois combustíveis. Aplicada à Equação 6.1, uma diferença dessa ordem (inferior a 15 K) corresponde a um fator de apenas $\sim 1,1$ na taxa de formação de NO , insuficiente para explicar os fatores experimentais de 2,2 e 3,8. Registre-se que tabelas compiladas reportam para o etanol valores da ordem de 2355 K (2082 °C), obtidos sem considerar a dissociação dos produtos, os quais não devem ser comparados com valores de equilíbrio de outros combustíveis.

A explicação para a diferença de BSNOx reside, portanto, no faseamento da combustão. O CA50 do etanol próximo ao PMS ($-0,60^\circ$ e $+1,60^\circ$ CA ATDC) concentra a liberação de calor na região de mínimo volume do cilindro, elevando a temperatura de pico dos gases queimados (condição evidenciada pelas pressões máximas de 95,9 a 99,4 bar, contra 60,7 a 73,5 bar do GNV) e estende o período angular em que esses gases permanecem acima do limiar de ativação do mecanismo de Zeldovich, uma vez que o resfriamento por expansão volumétrica se inicia mais tarde. Pela dependência exponencial expressa na Equação 6.1, esse aumento da temperatura de pico decorrente do faseamento domina a formação de NO . A esse

efeito soma-se a contribuição do fator λ , ligeiramente mais pobre no etanol a 2500 rpm (1,018 contra 1,002 do GNV), condição que amplia a disponibilidade de oxigênio atômico nos gases queimados. A assimetria dos fatores entre regimes (2,2 a 1800 rpm e 3,8 a 2500 rpm) é coerente com o efeito de resfriamento endotérmico da vaporização do etanol, mais efetivo a baixa rotação, que atenua a temperatura de pico a 1800 rpm, conforme discutido em 6.1.3.

Para o biometano, a expectativa em ensaio experimental direto apoia-se em duas fontes independentes: os dados experimentais do GNV (12,77 e 11,60 g/kWh), cujo faseamento e cuja temperatura de chama são essencialmente equivalentes aos do biometano, e as previsões do modelo numérico (10,22 e 13,09 g/kWh, reportadas com a ressalva de Nível 2b). Ambas convergem para BSNOx pré-catalisador na faixa de 10 a 15 g/kWh nos dois regimes analisados, de 2 a 4 vezes inferior ao do etanol, com a ressalva de que a validação experimental direta com biometano permanece necessária para confirmar essa faixa com precisão.

6.1.3 Efeito de resfriamento endotérmico do etanol

O etanol hidratado E100h, ao ser injetado na fase líquida no duto de admissão em regime PFI, absorve calor do ar de admissão durante sua vaporização, fenômeno denominado efeito de resfriamento endotérmico ou *charge cooling*. O calor latente de vaporização do etanol hidratado E100h (~970 kJ/kg) é substancialmente superior ao da gasolina (~310 kJ/kg). Esse valor elevado é resultado direto da presença de 4,9% de água em base mássica no combustível utilizado, visto que o alto calor latente da água eleva significativamente a entalpia de vaporização da mistura. Consequentemente, a vaporização do E100h produz uma redução efetiva na temperatura da carga admitida, o que impacta múltiplas variáveis termodinâmicas do ciclo (Heywood, 2018; Wang, C. et al., 2017).

No motor F1C operando em carga parcial, o efeito de *charge cooling* manifesta-se de forma sistemática nos dados experimentais. A temperatura de escape do etanol (607,9°C a 1750 rpm e 684,1°C a 2500 rpm) é apenas modestamente superior à do GNV (596°C e 662°C), apesar de o etanol apresentar CA50 significativamente mais adiantado e, por consequência, temperatura de pico dos gases queimados mais elevada; sem o efeito de resfriamento, a diferença de temperatura de escape seria substancialmente maior. Além disso, a BTE do etanol a 2500 rpm (32,78%) aproxima-se da do biometano simulado (33,57%), convergência

que seria inesperada considerando apenas a menor velocidade de chama laminar do etanol, pois a absorção de calor durante a vaporização do combustível aumenta efetivamente a massa e a densidade da carga admitida, compensando parcialmente a menor eficiência de combustão. A ausência de detonação registrada nos ensaios com etanol (mesmo com avanço de ignição de 28,4° CA BTDC, valor pronunciado para um motor turboaspirado) reforça essa interpretação, sendo consistente com a redução da temperatura de fim de compressão proporcionada pelo *charge cooling*, que amplia a margem antidetonante do combustível além do que seu RON de 108 já proporciona.

O efeito de resfriamento endotérmico do etanol atua como mecanismo compensatório em relação às suas desvantagens termodinâmicas diretas: a menor velocidade de chama laminar exige avanço mais pronunciado, que por sua vez eleva a temperatura de pico e a formação de NO_x ; o *charge cooling* atenua parcialmente essa elevação de temperatura, especialmente a baixa rotação onde o tempo de contato da mistura com as paredes do duto de admissão é maior e a absorção de calor é mais efetiva. Esse balanço entre efeitos antagônicos é coerente com a assimetria observada nos fatores de BSNO_x entre os dois regimes (2,2 a 1800 rpm e 3,8 a 2500 rpm): à medida que a rotação aumenta, o tempo de residência da mistura nos dutos de admissão diminui, o efeito de charge cooling se reduz e a elevação da temperatura de pico associada ao faseamento adiantado passa a dominar a formação de NO_x de forma mais pronunciada.

A interação entre o alvo de fase da calibração, a cinética de queima do combustível e o efeito de resfriamento endotérmico determina o perfil de combustão do etanol no motor F1C cujo resultado líquido, CA50 próximo ao TDC, P_{max} elevado, BSNO_x superior ao biometano por fator de 2 a 4, e BTE comparável a 2500 rpm, é discutido em termos de implicações práticas para a aplicação bicomcombustível em veículos comerciais leves na seção 6.4.

6.2 COMPARAÇÃO DE DESEMPENHO: IMPLICAÇÕES PARA APLICAÇÕES BICOMBUSTÍVEIS EM VEÍCULOS COMERCIAIS LEVES

As diferenças de desempenho global entre etanol e biometano decorrentes dos mecanismos de combustão descritos em 6.1 têm implicações práticas para a aplicação bicomcombustível em veículos comerciais leves. As subseções seguintes interpretam os resultados de 5.4.1 quanto ao impacto mecânico do IMEP e do P_{max}

elevados do etanol sobre os componentes do motor (6.2.1), ao papel do BSFC no dimensionamento do sistema de armazenamento e na logística de abastecimento (6.2.2) e à diferença de BTE entre os dois combustíveis em ciclos de uso urbano (6.2.3).

6.2.1 IMEP elevado do etanol: estresse mecânico e implicações de durabilidade

O IMEP experimental do etanol, de 14,49 bar a 1750 rpm e 14,35 bar a 2500 rpm, supera o simulado para o biometano (11,549 e 11,855 bar) em 28,9% e 21,0%, respectivamente, apesar de o torque efetivo e o BMEP serem praticamente idênticos entre os dois combustíveis nos mesmos pontos operacionais. Conforme discutido em 5.4.2, essa aparente contradição é resolvida pelo balanço $BMEP = IMEP - FMEP - PMEP$: o IMEP superior do etanol implica FMEP superior, pois a pressão média de atrito nos anéis do pistão, nos mancais e nas superfícies de deslizamento escala com a pressão média no cilindro ao longo do ciclo. O Pmax experimental do etanol, de 95,87 a 99,40 bar, é o principal responsável por esse aumento de FMEP, ao impor forças de contato significativamente maiores na face superior dos anéis durante a fase de expansão.

A operação prolongada com etanol no motor F1C (originalmente projetado para operação com GNV com Pmax típico de 60 a 75 bar) implica maior desgaste específico dos anéis do pistão e dos mancais do que a operação com biometano, cuja pressão de pico simulada se situa abaixo do envelope de projeto original. Essa diferença tem relevância prática para o dimensionamento de intervalos de manutenção em frotas que operem preferencialmente com etanol, e para a definição de limites de garantia em aplicações bicomcombustível: o componente dimensionador em termos de fadiga superficial e desgaste por abrasão é o etanol, não o biometano. Embora a análise de durabilidade esteja fora do escopo desta dissertação, os dados de Pmax experimental fornecem a grandeza de entrada necessária para modelos de desgaste de anéis (Schneider; Blossfeld, 2004) e constituem um resultado de valor aplicado imediato.

O IMEP superior do etanol não representa necessariamente uma desvantagem operacional no contexto bicomcombustível: em situações de demanda de torque máximo (partidas em rampa, partida com carga, acelerações prolongadas) o maior trabalho indicado por ciclo do etanol pode ser explorado pela estratégia de controle da ECU para entregar torque efetivo equivalente ao biometano com menor

pressão de *boost*, reduzindo a carga sobre o turbocompressor. Essa flexibilidade é uma vantagem intrínseca da operação bi-combustível que estratégias de controle adaptativo poderiam explorar em trabalhos futuros.

6.2.2 BSFC como variável de projeto: autonomia e logística de abastecimento

A diferença de BSFC entre etanol e biometano tem consequências diretas e quantificáveis para o dimensionamento do sistema de armazenamento de combustível e para a logística de abastecimento em frotas de veículos comerciais leves. Para autonomia equivalente, a massa de etanol a bordo deve ser aproximadamente duas vezes superior à de biometano, diferença que, traduzida em volume, depende das densidades específicas de cada combustível: o etanol hidratado apresenta densidade de aproximadamente 789 kg/m^3 a 20°C , enquanto o biometano comprimido a 200 bar (condição típica de armazenamento em GNV veicular) tem densidade de aproximadamente 160 kg/m^3 (calculada pela equação de van der Waals para CH_4 a 200 bar e 20°C). Esses valores implicam que, para armazenar energia equivalente, o tanque de etanol exige volume específico cerca de 2,5 vezes superior ao do biometano comprimido nas condições acima.

Essa diferença de densidade de armazenamento tem implicações opostas para diferentes aspectos do projeto veicular. Em relação ao peso próprio do sistema de combustível, o biometano em cilindros de aço de alta pressão resulta em massa total (combustível mais recipiente) comparável ou superior à do etanol em tanque plástico convencional, pois a massa do cilindro de GNV é significativamente maior que a do tanque de etanol para volume equivalente. Em relação ao espaço disponível no compartimento de carga, a densidade energética volumétrica superior do etanol (cerca de $19,5 \text{ MJ/L}$ para E100h) em relação ao biometano comprimido (cerca de $8,0 \text{ MJ/L}$ a 200 bar) favorece o etanol para aplicações em que o volume de bagageiro ou de carga útil é crítico. Como consequência, a estratégia bicombustível ótima para veículos comerciais leves pode envolver configuração assimétrica de tanques, maior capacidade de biometano para operação em rotas com infraestrutura de GNV disponível, e reserva de etanol como contingência de alcance, tema que extrapola o escopo desta dissertação, mas que encontra nos dados de BSFC aqui medidos sua fundamentação quantitativa.

Do ponto de vista da logística de abastecimento, o biometano apresenta vantagem operacional em frotas com base fixa equipada com compressor dedicado,

onde o consumo de combustível por km rodado é substancialmente inferior ao do etanol em postos convencionais. Para frotas de distribuição urbana a operação prioritária com biometano (onde tiver disponibilidade) e uso do etanol apenas em contingências de rota fora da cobertura representa a estratégia de menor custo operacional por km, desde que o BSFC do biometano seja confirmado em ensaio experimental direto dentro da faixa predita de 229 a 233 g/kWh.

6.2.3 BTE e o perfil de uso em ciclos urbanos

A diferença de eficiência térmica entre etanol e biometano de até 11% do valor da eficiência em regime de 1800 rpm, reduzindo-se para menos de 2% a 2500 rpm, conforme discutido em 6.4.1, adquire relevância prática específica quando considerada à luz do perfil de uso típico de veículos comerciais leves em ciclos urbanos. Em aplicações urbanas, o motor opera predominantemente em regimes de baixa e média rotação com ciclos frequentes de aceleração e desaceleração, o que implica que a fração do tempo de operação em torno de 1800 rpm é substancialmente maior do que em ciclos rodoviários. Nesse perfil, a vantagem de BTE do biometano em regime de baixa rotação 33,48% contra 29,84% do etanol, diferença de 3,64 pontos percentuais absolutos traduz-se em redução mensurável do consumo de combustível por ciclo.

A explicação física dessa assimetria entre regimes foi desenvolvida em 6.1.3: a baixa rotação favorece o efeito de *charge cooling* do etanol, que atenua a temperatura de pico e contribui para a convergência das BTE dos dois combustíveis a 2500 rpm; contudo, esse mesmo resfriamento reduz a temperatura efetiva de combustão do etanol a baixa rotação, penalizando sua eficiência indicada em relação ao biometano, que não sofre esse efeito por ser injetado na fase gasosa. O resultado líquido é que o biometano apresenta vantagem de BTE precisamente no regime em que veículos comerciais leves urbanos passam a maior parte do tempo operacional, o que amplifica o benefício de eficiência em base de ciclo completo para além do que os dados de ponto fixo isoladamente sugerem.

Nesse sentido, os resultados de BTE desta dissertação indicam que o biometano é o combustível de maior eficiência para o perfil de uso urbano do motor F1C nos pontos operacionais analisados, com vantagem que se acentua em ciclos de baixa rotação. Essa conclusão, combinada com a menor emissão de NO_x e a ausência de aldeídos pré-catalisador, discutida na seção seguinte, posiciona o

biometano como o combustível preferencial para operação em ciclo urbano dentro da estratégia bicomcombustível. A análise das emissões comparativas, que completa o perfil dos dois combustíveis, é desenvolvida a seguir em 6.3.

6.3 COMPARAÇÃO DE EMISSÕES E IMPLICAÇÕES PARA O PÓS-TRATAMENTO

A análise das emissões pré-catalisador apresentada em 5.4.3 evidenciou diferenças entre etanol e biometano superiores às variações quantitativas usuais entre combustíveis da mesma classe. Os fatores entre 2,2 e 3,8 em $BSNO_x$, entre 1,2 e 2,2 em $BSCO$ e entre 31 e 53 em $BSHC$ traduzem perfis de emissão distintos em natureza, com implicações específicas para a eficiência e a durabilidade do catalisador de três vias. As próximas subseções interpretam esses resultados à luz dos mecanismos físico-químicos subjacentes e discutem suas consequências para o sistema de pós-tratamento do motor F1C em operação bicomcombustível.

6.3.1 NO_x : síntese quantitativa e implicações para o catalisador TWC

A diferença de $BSNO_x$ entre etanol e biometano (fatores de 2,2 e 3,8 a 1800 e 2500 rpm, respectivamente) foi analisada com base nos mecanismos discutidos na Seção 6.1.2: o faseamento adiantado do etanol eleva a temperatura de pico dos gases queimados e estende seu tempo de residência acima do limiar de ativação do mecanismo de Zeldovich, com contribuição secundária do fator λ . A consistência entre essa explicação, os dados experimentais dos dois combustíveis ensaiados e as predições do modelo numérico indica que o mecanismo térmico de Zeldovich, alimentado pelas temperaturas efetivas do ciclo, captura adequadamente a física da diferença de emissões nos pontos operacionais analisados.

Do ponto de vista do catalisador de três vias, a diferença de carga de NO_x pré-catalisador entre etanol e biometano apresenta duas implicações principais. A primeira diz respeito à eficiência de conversão: o TWC opera com janela estequiométrica estreita em torno de $\lambda = 1,0$, dentro da qual a conversão simultânea de NO_x , CO e HC supera 95% em catalisadores em boas condições (Heywood, 2018). Nessa janela, a conversão de NO_x é controlada principalmente pela concentração de CO e HC como agentes redutores, e não pela concentração absoluta de NO_x ; portanto, a maior carga de NO_x do etanol não reduz per se a eficiência de conversão, desde que λ permaneça dentro dos parâmetros de projeto do catalisador. A segunda implicação é de durabilidade: catalisadores submetidos a cargas cíclicas elevadas de

NO_x em operação estequiométrica tendem a acumular óxidos de nitrogênio nos sítios ativos de paládio e ródio durante transientes de mistura levemente pobre, fenômeno que contribui para a desativação progressiva por *sintering* (Heywood, 2018). Para o motor F1C em operação bicomcombustível, isso indica que o perfil de degradação do catalisador será mais severo em ciclos de uso predominantemente com etanol do que com biometano, aspecto relevante para o dimensionamento do intervalo de substituição do catalisador em frotas.

Para o biometano, o $BSNO_x$ estimado na faixa de 10 a 15 g/kWh representa carga pré-catalisador comparável à de motores a GNV de geração atual em operação estequiométrica (Einewall; Tunestal; Johansson, 2005), o que indica que o sistema de pós-tratamento dimensionado originalmente para o GNV é adequado para o biometano sem modificações. A confirmação experimental direta desse valor é necessária para validar essa conclusão com precisão dentro de $\pm 5\%$.

6.3.2 CO e HC: mecanismos de formação e carga sobre o catalisador

As emissões de BSCO e BSHC do etanol (superiores às do GNV experimental, proxy do biometano, por fatores de 1,2 a 2,2 em CO e de 31 a 53 em HC) resultam de mecanismos de formação intrínsecos à natureza do etanol como combustível líquido injetado na fase gasosa em regime PFI, e não de ineficiências de calibração corrigíveis por ajuste de mapa. O BSCO de 89,19 g/kWh a 1750 rpm e 70,87 g/kWh a 2500 rpm reflete a formação de CO em zonas de mistura localmente rica associadas à evaporação incompleta de gotas de etanol nas paredes do duto de admissão e da câmara de combustão, fenômeno mais pronunciado a baixa rotação, onde o tempo disponível para evaporação e mistura é maior, mas a turbulência é menor, e atenuado a alta rotação pela intensificação da mistura turbulenta. O biometano, injetado na fase gasosa, não produz esse gradiente de concentração localizado, e sua cinética de oxidação de CO em condições estequiométricas é inteiramente controlada pela temperatura e pelo tempo de residência pós-chama, resultando em BSCO próximo ao do GNV experimental (41,12 e 57,60 g/kWh).

A diferença de BSHC é de magnitude qualitativamente distinta das demais emissões, e sua interpretação exige distinção entre as espécies que o analisador PC-Multigás NAPRO quantifica como HC totais por NDIR. No etanol, essa medição inclui três contribuições: hidrocarbonetos residuais da combustão incompleta em crevices e zonas de parede fria, presente em qualquer combustível; aldeídos formados pela

oxidação parcial do etanol em regiões de baixa temperatura, com destaque para acetaldeído (CH_3CHO) e formaldeído ($HCHO$); e hidrocarbonetos de cadeia curta provenientes do craqueamento térmico do combustível em superfícies quentes. Nos combustíveis baseados em metano, as duas últimas contribuições são essencialmente ausentes: a estrutura molecular do CH_4 não possui o grupo OH característico do etanol que favorece a formação de aldeídos por oxidação parcial, e a temperatura de craqueamento do metano ($\sim 900^\circ C$) raramente é atingida em zonas de parede do cilindro em condições normais de operação. O resultado é que o BSHC do biometano deve situar-se em faixa próxima à do GNV experimental (0,18 a 0,19 g/kWh), de 30 a 50 vezes inferior ao do etanol, sendo as contribuições de crevices e parede fria a única fonte relevante de HC residual.

Do ponto de vista do catalisador TWC, a elevada carga de HC do etanol, dominada por aldeídos, representa o desafio mais crítico para a eficiência de pós-tratamento na operação bicomcombustível. Catalisadores de três vias convencionais apresentam limitações de conversão durante a fase de aquecimento, antes do *light-off*, período no qual compostos oxigenados como etanol, acetaldeído e formaldeído podem ser emitidos em concentrações mais elevadas (Bogarrra et al., 2017; Iodice; Cardone, 2021). De tal modo, a temperatura de escape do etanol ($607,9$ a $684,1^\circ C$), embora dentro da janela de operação ótima do TWC (400 a $800^\circ C$), pode ser insuficiente para garantir conversão eficiente de aldeídos durante transientes de arranque a frio, período que responde por fração desproporcionalmente elevada das emissões totais em ciclos de uso urbano (Majumdar; Rahman; Pihl, 2025). Para o biometano, a ausência de aldeídos elimina esse ponto de vulnerabilidade do sistema de pós-tratamento, tornando-o mais robusto em relação a variações de temperatura de operação do catalisador. A gestão da temperatura do catalisador em transientes frios representa uma especificidade técnica da operação com etanol que não é compartilhada com o biometano e que deve ser considerada no desenvolvimento de estratégias de controle para o motor F1C bicomcombustível.

6.3.3 CO_2 : balanço em base de motor e perspectiva de ciclo de vida

As emissões específicas de CO_2 do etanol, da ordem de 798 a 877 g/kWh nos dois regimes operacionais (calculadas a partir do BSFC experimental e do fator de emissão de 1,80 kg CO_2 /kg de etanol em combustão completa), são entre 35 e 48% superiores às previstas para o biometano (560 a 590 g/kWh), diferença

diretamente proporcional à razão entre os BSFCs mássicos e os fatores de emissão dos dois combustíveis. Em base de motor, considerando exclusivamente as emissões geradas durante a combustão, o etanol é, portanto, o combustível de maior intensidade carbônica dos dois.

Essa conclusão em base de motor é, contudo, significativamente revertida quando se considera a análise em base ao ciclo de vida (*Well-to-Wheels*, WTW). O etanol brasileiro de cana-de-açúcar apresenta intensidade de carbono WTW da ordem de 20 a 30 g CO_2eq/MJ , correspondendo a reduções de 70 a 85% em relação à gasolina, conforme dados do RenovaBio e metodologia GREET-Brasil (*Greenhouse gases, Regulated Emissions and Energy use in Technologies*) (Liu, X. et al., 2023). O biometano de origem biogênica, produzido a partir de resíduos sólidos urbanos, efluentes agroindustriais, dejetos animais ou aterros sanitários, apresenta intensidade de carbono WTW fortemente dependente da rota de produção e dos créditos atribuídos à gestão de resíduos. Em determinadas rotas, especialmente quando são contabilizadas emissões evitadas de metano provenientes da decomposição de resíduos, a intensidade de carbono pode atingir valores muito baixos ou até negativos, resultando em reduções substanciais em relação ao diesel e ao gás natural fóssil (Tratzi et al., 2025). Assim, tanto o etanol quanto o biometano representam opções de baixo carbono em base de ciclo de vida completo, e a diferença de $BSCO_2$ em base de motor entre os dois combustíveis é dominada, em termos de impacto climático, pela intensidade de carbono de sua cadeia de produção e não pela eficiência da combustão no motor.

A análise de ciclo de vida completa para as rotas específicas de produção utilizadas nesta dissertação, está fora do escopo deste trabalho, mas constitui extensão natural de relevância imediata para a tomada de decisão em políticas de transporte de baixo carbono. Os dados de BSFC e emissões em base de motor obtidos nesta dissertação fornecem os parâmetros de entrada necessários para essa análise, que pode ser conduzida conforme as metodologias ISO 14040/44 e GREET em trabalhos futuros. As implicações sistêmicas desses resultados para a política de mobilidade de baixo carbono no Brasil são desenvolvidas na seção seguinte.

6.4 VIABILIDADE OPERACIONAL DA ESTRATÉGIA BICOMBUSTÍVEL ETANOL-BIOMETANO EM FROTAS DE VEÍCULOS COMERCIAIS LEVES.

Os resultados das seções 7.1 a 7.3 permitem construir uma visão integrada do posicionamento de cada combustível no contexto da aplicação bicombustível para veículos comerciais leves. O biometano apresenta vantagem consistente em eficiência térmica a baixa rotação (BTE superior em até 3,64 pontos percentuais a 1800 rpm), emissões pré-catalisador substancialmente menores em todas as espécies analisadas (NO_x por fator de 2 a 4, CO por fator de 1,2 a 2,2 e HC por fator de 30 a 53) e ausência dos aldeídos que representam o principal desafio de pós-tratamento na operação com etanol. O etanol, por sua vez, oferece maior IMEP por ciclo, o que pode ser explorado em condições de alta demanda de torque, e produz mistura mais homogênea em condições de plena carga pela maior volatilidade em temperatura de câmara. Do ponto de vista estritamente termodinâmico e de emissões, os dados desta dissertação indicam o biometano como combustível preferencial para operação em ciclo urbano com o motor F1C.

Essa conclusão técnica deve, contudo, ser contextualizada pela realidade da infraestrutura de produção e distribuição de combustíveis no Brasil. O etanol hidratado dispõe de cadeia logística amplamente consolidada, apoiada por uma rede nacional de revenda de combustíveis superior a 40.000 postos, produção doméstica total de etanol acima de 35 bilhões de litros por ano e competitividade recente frente à gasolina comum, o que garante elevada disponibilidade operacional para frotas em grande parte do território nacional (ANP, 2024). O biometano veicular, por sua vez, enfrenta infraestrutura ainda incipiente no Brasil: embora o número de plantas de biogás e biometano tenha crescido significativamente nos últimos anos, a disponibilidade de abastecimento veicular com biometano comprimido ou GNV permanece mais restrita e dependente de localização, acesso a compressores dedicados, conexão com redes de gás ou postos existentes. Nesse contexto, a operação bicombustível com biometano como combustível primário é viável, no estágio atual da infraestrutura brasileira, sobretudo para frotas cativas ou de rota previsível, com base fixa em regiões próximas a plantas produtoras, compressores dedicados ou postos de GNV na rota operacional (Travieso-Fernández et al., 2026).

Essa assimetria de infraestrutura define, na prática, dois cenários distintos de implantação da tecnologia bicombustível etanol-biometano para veículos

comerciais leves. No primeiro cenário, aplicável a frotas urbanas com base fixa em centros metropolitanos (distribuidoras de última milha, frotas municipais e transportadoras com rotas fixas de até 200 km), o biometano pode ser adotado como combustível primário, com o etanol reservado como contingência para trechos fora de cobertura de abastecimento de gás. Nesse cenário, os benefícios de eficiência e emissões identificados nesta dissertação são plenamente realizáveis. No segundo cenário, mais representativo da frota nacional atual, em que a disponibilidade de biometano é esporádica ou geograficamente restrita, o etanol opera como combustível principal e o biometano é utilizado quando disponível. Nesse caso, os ganhos de emissões e eficiência são proporcionais à fração do ciclo de missão percorrida com biometano, e a estratégia bicomcombustível representa sobretudo uma opção de flexibilidade energética e redução parcial de emissões em relação ao etanol puro.

Em ambos os cenários, o sistema de controle da ECU enfrenta requisitos técnicos específicos que os resultados desta dissertação ajudam a quantificar. O gerenciamento do avanço de ignição diferencial exige que a ECU identifique com precisão o combustível ativo, por sensor de composição, sensor de pressão de cilindro ou mapa adaptativo de lambda, e realize a transição suave entre os avanços de etanol e biometano (separados por aproximadamente 20° CA) sem passagem pelo limite de detonação nem posicionamento subótimo do CA50. Adicionalmente, a gestão da temperatura de *light-off* do catalisador durante partidas a frio com etanol é crítica, pois a maior carga de aldeídos pré-catalisador exige estratégia de aquecimento rápido do TWC, por retardo de ignição, injeção pós-combustão ou aquecimento elétrico auxiliar, para garantir conversão eficiente de HC nas primeiras dezenas de segundos de operação, período em que o catalisador ainda opera abaixo da sua temperatura de ativação para aldeídos. O IMEP superior do etanol em condições de alta demanda de torque pode ser aproveitado pela estratégia de controle, em manobras de ultrapassagem, partidas em rampa ou acelerações prolongadas, com priorização do etanol quando disponível, para entregar o mesmo torque efetivo com menor pressão de *boost*, reduzindo a carga sobre o turbocompressor e potencialmente estendendo sua vida útil.

6.5 CONCLUSÕES GERAIS E RECOMENDAÇÕES

Esta dissertação analisou o desempenho e as emissões do motor de ignição por centelha turboaspirado FPT F1C operando com etanol hidratado e

biometano em dois pontos de carga parcial (1800 rpm e 2500 rpm a aproximadamente 250 Nm), combinando ensaio experimental em bancada dinamométrica com modelagem numérica unidimensional em GT-Suite. O etanol foi caracterizado experimentalmente de forma direta, enquanto o biometano foi caracterizado por validação indireta sustentada na calibração do modelo com dados experimentais de GNV e na intercambiabilidade técnica entre os dois combustíveis gasosos.

Os resultados confirmam que etanol e biometano produzem regimes de combustão estruturalmente distintos no mesmo motor. O etanol opera com CA50 entre $-0,60^\circ$ e $+1,60^\circ$ CA ATDC, posicionado próximo ao ponto morto superior em consequência do avanço de ignição de $28,4^\circ$ CA BTDC necessário para compensar sua menor velocidade de chama laminar (cerca de 35 cm/s contra 39 a 42 cm/s do metano em condições padronizadas). Esse posicionamento gera pressões de pico entre 95,87 e 99,40 bar, duração de combustão CA10–CA90 de 16 a 18° CA e IMEP experimental entre 14,35 e 14,49 bar. O biometano, com avanço de ignição entre 8 e 10° CA BTDC, apresenta CA50 entre $14,77^\circ$ e $18,99^\circ$ CA ATDC, pressão de pico predita entre 48 e 58 bar e duração de combustão próxima à do GNV experimental (40 a 41° CA). Mesmo diante dessas diferenças no processo de combustão, o torque efetivo e o BMEP são praticamente idênticos entre os dois combustíveis nos pontos analisados, resultado da compensação entre IMEP, FMEP e PMEP no balanço de trabalho do ciclo.

Quanto ao desempenho global, a BTE do etanol (29,84% a 1750 rpm e 32,78% a 2500 rpm) é inferior à predita para o biometano (33,48% e 33,57%), com diferença de até 12% a baixa rotação, atribuída à combinação da posição subótima do CA50 em relação à janela de máxima eficiência, ao efeito de resfriamento endotérmico da vaporização do etanol e à calibração específica da bancada. O BSFC mássico do etanol é aproximadamente o dobro do biometano, diferença proporcional à razão entre os poderes caloríficos inferiores mássicos dos dois combustíveis (24,76 contra 50,0 MJ/kg), com implicações diretas para o dimensionamento dos sistemas de armazenamento e para a logística de abastecimento em frotas.

As diferenças mais expressivas entre os dois combustíveis aparecem nas emissões pré-catalisador. O BSNOx do etanol (27,807 e 43,729 g/kWh) supera o do GNV experimental, utilizado como proxy quantitativo do biometano, por fatores de 2,2 e 3,8, resultado explicado pelo faseamento adiantado da combustão do etanol que eleva a temperatura de pico dos gases queimados e prolonga seu tempo de exposição

acima do limiar de ativação do mecanismo térmico de Zeldovich e, secundariamente, pelo fator λ . O BSCO do etanol (89,19 e 70,87 g/kWh) supera o do GNV por fatores de 2,2 e 1,2, com a diferença mais pronunciada a baixa rotação atribuída à formação de CO em zonas de mistura localmente rica associadas à evaporação incompleta do combustível líquido. O BSHC do etanol (10,25 e 5,57 g/kWh) supera o do GNV por fatores entre 31 e 53, diferença em outra ordem de grandeza em relação às demais espécies, pois a medição de HC por NDIR inclui aldeídos (acetaldeído e formaldeído) formados pela oxidação parcial do grupo OH em regiões de parede fria. Esses aldeídos estão ausentes na combustão de biometano e representam o desafio mais crítico para a eficiência de pós-tratamento em transientes de partida, período em que o catalisador de três vias opera abaixo da sua temperatura de ativação para essas espécies.

Quanto à modelagem numérica, o modelo GT-Suite com submodelo SITurb reproduziu as variáveis de Nível 1 (torque, potência, BMEP e CA50) com desvios dentro de $\pm 5\%$ e $\pm 1^\circ$ CA em ambos os combustíveis e ambos os pontos operacionais. O P_{max} e o $BSNO_x$ apresentam limitação estrutural (Nível 2b) decorrente da ausência de dados experimentais de *swirl* e *tumble* do motor F1C, que o modelo requer para calibrar a fase inicial de desenvolvimento do núcleo de chama. Sem esses dados, o modelo subestima o P_{max} entre 20 e 28% e, por consequência, o $BSNO_x$ entre 55 e 75%, limitação que não pode ser corrigida sem medições específicas de turbulência *in-cylinder*. A validação indireta do biometano, sustentada na convergência entre o modelo calibrado e o critério de intercambiabilidade técnica, produziu previsões de Nível 1 para IMEP, CA50 e BTE dentro da incerteza propagada de $\pm 5\%$, com confiança suficiente para as comparações apresentadas nos Capítulos 5 e 6.

O trabalho apresenta limitações que merecem reconhecimento explícito. A ausência de ensaio experimental direta com biometano, decorrente de restrições técnicas operacionais durante o ensaio, impede a verificação *ex post* das previsões do modelo e introduz incerteza propagada de $\pm 5\%$ em IMEP e $\pm 15\%$ em $BSNO_x$. O recorte a dois pontos operacionais em carga parcial deixa fora da análise regimes de plena carga, marcha lenta e operação transitória relevantes para ciclos de homologação veicular. A ausência de dados de *swirl* e *tumble* do motor F1C, por fim, limita a capacidade preditiva do modelo para P_{max} e $BSNO_x$ e representa a intervenção experimental de menor custo com maior impacto potencial sobre a qualidade dos resultados numéricos.

Em resposta ao objetivo específico de identificar parâmetros técnicos de calibração aplicáveis a motores bicomcombustíveis nacionais, os resultados consolidam um conjunto concreto de valores de referência: avanço de ignição de $28,4^\circ$ CA BTDC para o etanol hidratado contra $8,15^\circ$ e $10,50^\circ$ CA BTDC para os combustíveis gasosos nos dois regimes ensaiados; operação estequiométrica com $\lambda = 1,00 \pm 0,02$ para compatibilidade com o catalisador de três vias; janela de CA50 entre $-0,6^\circ$ e $+1,6^\circ$ CA ATDC para o etanol e entre $14,8^\circ$ e $19,0^\circ$ CA ATDC para o biometano; e multiplicadores de calibração do submodelo SITurb, com TFSMult de 1,26 a 1,35 e FKGMult de 1,91 a 2,48, transferíveis entre GNV e biometano sem recalibração. Esses valores delimitam a amplitude de mapeamento que a ECU de um motor bicomcombustível precisa acomodar na comutação entre os dois combustíveis, atendendo ao objetivo formulado em 1.2.

As recomendações para trabalhos futuros decorrem diretamente dessas limitações. A prioridade central é realizar ensaio experimental direto com biometano no motor F1C, nos mesmos pontos operacionais e com instrumentação equivalente à utilizada para etanol e GNV, o que converteria a validação indireta em validação direta e reduziria a incerteza sobre BSNO_x de $\pm 15\%$ para $\pm 5\%$. A medição dos perfis de swirl e tumble do motor F1C por PIV ou tomografia de velocidade permitiria corrigir a limitação estrutural do modelo e habilitar previsões confiáveis de P_{max} e BSNO_x sem necessidade de dados experimentais diretos para cada ponto operacional. A expansão do mapeamento experimental para a faixa completa de rotação e carga, incluindo plena carga e operação transitória, ampliaria a aplicabilidade dos resultados em contextos de homologação veicular. Como complemento natural dessas linhas experimentais e numéricas, uma análise de ciclo de vida para as rotas específicas de produção de etanol e biometano utilizadas nesta dissertação agregaria avaliação sistêmica de impacto ambiental aos resultados em base de motor, com utilidade direta para decisões de política pública e estratégia corporativa relacionadas à transição energética de frotas comerciais leves no Brasil.

Os resultados desta dissertação indicam que a operação bicomcombustível etanol-biometano no motor FPT F1C modificado é tecnicamente viável e termodinamicamente coerente, com ganhos de eficiência e emissões associados ao biometano em ciclo urbano (sujeitos à validação experimental). A realização plena desses ganhos em escala de frota dependerá da expansão da infraestrutura de produção e distribuição de biometano no Brasil, ainda incipiente fora dos grandes

centros metropolitanos, e do desenvolvimento de estratégias de controle adaptativo para a ECU que aproveitem os benefícios de cada combustível conforme sua disponibilidade e o perfil de uso do ciclo de missão. A presente dissertação fornece a base experimental e numérica para essas etapas subsequentes de desenvolvimento.

REFERÊNCIAS

ADNAN, A. I. *et al.* Technologies for biogas upgrading to biomethane: a review. **Bioengineering**, Basel, v. 6, n. 4, p. 1-23, 2019.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis 2024**. Rio de Janeiro: ANP, 2024.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Biometano**. Brasília, DF: ANP, [2025]. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/producao-e-fornecimento-de-biocombustiveis/biometano>. Acesso em: 20 nov. 2025.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Etanol**. Brasília, DF: ANP, [202-?]. Disponível em: <https://www.gov.br/anp/pt-br/assuntos/producao-e-fornecimento-de-biocombustiveis/etanol>. Acesso em: 20 nov. 2025.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Produção de metano 2023**. Rio de Janeiro: ANP, 2023. Disponível em: <https://app.powerbi.com/view?r=eyJrljoiM2MwZWQ0ZjAtYTRjNy00MWUyLThiYzgtYjI4Y2JmMjA3YzNhliwidCI6IjQ0OTlmNGZmLTl0YTtytNGl0Mi1iN2VmLTEyNGFmY2FkYzIxMyJ9>. Acesso em: 20 nov. 2025.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS (ANP). **Resolução ANP nº 906, de 18 de novembro de 2022**. Brasília, DF: ANP, 2022. Disponível em: <https://atosoficiais.com.br/anp/resolucao-n-906-2022>. Acesso em: 20 nov. 2025.

ALEIFERIS, P. G. *et al.* Flame chemiluminescence studies of cyclic combustion variations and air-to-fuel ratio of the reacting mixture in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine. **Combustion and Flame**, New York, v. 136, p. 72-90, 2004.

ALEXANDER, J.; PORPATHAM, E. Numerical and experimental analysis on the effects of turbocharged compressed bio-methane-fueled automotive spark-ignition engine. **Clean Technologies and Environmental Policy**, Berlin, v. 25, n. 2, p. 465-482, 2023.

ALTANOVA. **Opacímetro Smoke Check 2000**. [São Paulo]: Altanova, [2025]. Disponível em: <https://altanova.com.br/produtos>. Acesso em: 20 maio 2025.

AMARAL, L. V. *et al.* Combustion and specific fuel consumption evaluation of a single-cylinder engine fueled with ethanol, gasoline, and a hydrogen-rich mixture. **Case Studies in Thermal Engineering**, Oxford, v. 57, p. 104316, 2024. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X24003472>. Acesso em: 22 jun. 2026.

ANNAND, W. J. D. Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, London, v. 177, n. 1, p. 973-996, 1963.

ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES (ANFAVEA). **Anuário da indústria automobilística brasileira 2024**. São Paulo: ANFAVEA, 2024. Disponível em: https://anfavea.com.br/site/wp-content/uploads/2024/04/ANFAVEA-ANUARIO-DIGITAL-2024_compressed.pdf. Acesso em: 7 maio 2026.

BARBOSA, P. I.; SZKLO, A.; GURGEL, A. Sugarcane ethanol companies in Brazil: growth challenges and strategy perspectives using Delphi and SWOT-AHP methods. **Biomass and Bioenergy**, Oxford, v. 158, p. 106368, 2022.

BARROS ZARANTE, P. H.; SODRÉ, J. R. Comparison of aldehyde emissions simulation with FTIR measurements in the exhaust of a spark ignition engine fueled by ethanol. **Heat and Mass Transfer**, Berlin, v. 54, n. 11, p. 2079-2087, 2018.

BAUKAL, C. E. (ed.). **The John Zink Hamworthy combustion handbook**. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2012. v. 1-3.

BIERNAT, K. *et al.* Assessment of the environmental impact of using methane fuels to supply internal combustion engines. **Energies**, Basel, v. 14, n. 11, p. 3356, 2021. Disponível em: <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/11/3356>. Acesso em: 21 maio 2025.

BOGARRA, M. *et al.* Influence of three-way catalyst on gaseous and particulate matter emissions during gasoline direct injection engine cold-start. **Johnson Matthey Technology Review**, London, v. 61, n. 4, p. 329-341, 2017.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **CNPE passa a ter competência para fixar teor de etanol anidro na gasolina**. Brasília, DF: MME, 2022. Disponível em: <https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/noticias/cnpe-passa-a-ter-competencia-para-fixar-teor-de-etanol-anidro-na-gasolina>. Acesso em: 20 nov. 2025.

BREAUX, B. B.; ACHARYA, S. The effect of elevated water content on swirl-stabilized ethanol/air flames. **Fuel**, Oxford, v. 105, p. 90-102, 2013. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236112006114>. Acesso em: 22 jun. 2026.

BUCKERIDGE, M. S. *et al.* Ethanol from sugarcane in Brazil: a 'midway' strategy for increasing ethanol production while maximizing environmental benefits. **GCB Bioenergy**, Oxford, v. 4, n. 2, p. 119-126, 2011.

CARVALHO, F. S. *et al.* Substitution of natural gas by biomethane: operational aspects in industrial equipment. **Energies**, Basel, v. 16, n. 2, 2023.

CATON, J. A. The thermodynamic characteristics of high efficiency, internal-combustion engines. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 58, p. 84-93, 2012.

CAVALETT, O. *et al.* Environmental impacts of technology learning curve for cellulosic ethanol in Brazil. **Industrial Crops and Products**, Amsterdam, v. 106, p. 31-39, 2017.

CHICO, D.; SANTIAGO, A. D.; GARRIDO, A. Increasing efficiency in ethanol production: water footprint and economic productivity of sugarcane ethanol under nine different water regimes in north-eastern Brazil. **Spanish Journal of Agricultural Research**, Madrid, v. 13, n. 2, 2015.

DA COSTA, R. B. R. *et al.* Combustion, performance and emission analysis of a natural gas-hydrous ethanol dual-fuel spark ignition engine with internal exhaust gas recirculation. **Energy Conversion and Management**, Oxford, v. 195, p. 1187-1198, 2019.

DA COSTA, R. B. R. *et al.* Experimental investigation on the potential of biogas/ethanol dual-fuel spark-ignition engine for power generation: combustion, performance and pollutant emission analysis. **Applied Energy**, Oxford, v. 261, p. 114438, 2020.

ROQUE, L. F. A. **Modelagem e análise do ciclo de vida da produção e comercialização de diesel verde (HVO) e sua aplicação no modo dual-fuel com etanol em motores de ignição por compressão**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2015.

DE CARVALHO, J. A. *et al.* **Combustão aplicada**. Florianópolis: Editora UFSC, 2018.

DE SOUZA FERREIRA FILHO, J. B.; HORRIDGE, M. Land use change, ethanol production expansion and food security in Brazil. **Natural Resource Management and Policy**, Cham, p. 303-320, 2017.

DESHPANDE, R. S. *et al.* Engine performance and emission evaluation of gasoline-ethanol fuel blend in SI engines under various conditions of load and speed. **Journal of Mines, Metals and Fuels**, Kolkata, p. 803-813, 2024.

DHANDE, D. Y.; SINAGA, N.; DAHE, K. B. Study on combustion, performance and exhaust emissions of bioethanol-gasoline blended spark ignition engine. **Heliyon**, London, v. 7, n. 3, p. e06380, 2021.

DIAS, M. O. S. *et al.* Second generation ethanol in Brazil: can it compete with electricity production? **Bioresource Technology**, Oxford, v. 102, n. 19, p. 8964-8971, 2011.

DIAS, M. O. S. *et al.* Simulation of ethanol production from sugarcane in Brazil: economic study of an autonomous distillery. **Computer Aided Chemical Engineering**, v. 28, p. 733-738, 2010.

DOĞAN, B. *et al.* The effect of ethanol-gasoline blends on performance and exhaust emissions of a spark ignition engine through exergy analysis. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 120, p. 433-443, 2017.

EDUCAÇÃO AUTOMOTIVA. **Taxa de compressão e sua influência na performance**. 2017. Disponível em: <https://educacaoautomotiva.com/2017/04/18/taxa-de-compressao/>. Acesso em: 20 nov. 2025.

EGESKOG, A. *et al.* Integrating bioenergy and food production - a case study of combined ethanol and dairy production in Pontal, Brazil. **Energy for Sustainable Development**, Amsterdam, v. 15, n. 1, p. 8-16, 2011.

EINWALL, P.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B. Lean burn natural gas operation vs. stoichiometric operation with EGR and a three way catalyst. **SAE Technical Papers**, Warrendale, 2005.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Energy scenarios**: Brazil's national energy plan 2055. Rio de Janeiro: EPE, 2025. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/plano-nacional-de-energia-2055>. Acesso em: 22 jun. 2026.

ENERGY INSTITUTE. **Statistical review of world energy 2023**. London: Energy Institute, 2023.

ERKUS, B.; SÜRMEN, A.; KARAMANGIL, M. I. A comparative study of carburation and injection fuel supply methods in an LPG-fuelled SI engine. **Fuel**, Oxford, v. 107, p. 511-517, 2013.

EUROPEAN COMMISSION. **REPowerEU Plan**: a plan to rapidly reduce dependence on Russian fossil fuels and fast forward the green transition. COM (2022) 230 final. Brussels: European Commission, 2022. Disponível em: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=COM%3A2022%3A230%3AFIN>. Acesso em: 20 nov. 2025.

FAROOQ, S.; VINAY KUMAR, D. Experimental investigation of gasoline ethanol methanol iso-stoichiometric blends on SI engine. **Materials Today: Proceedings**, Amsterdam, v. 80, p. 1957-1962, 2023. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.01.272>. Acesso em: 20 nov. 2025.

GAIKWAD, M. S. *et al.* Combustion characteristics of biomethane-diesel dual-fueled CI engine with exhaust gas recirculation. **Biofuels**, Abingdon, v. 12, n. 4, p. 369-379, 2021.

GAIKWAD, M. S. *et al.* Performance and emission characteristics of biomethane-diesel dual-fuelled CI engine in the presence of exhaust gas recirculation. **International Journal of Ambient Energy**, Abingdon, v. 43, n. 1, p. 2165-2172, 2022.

GALAL, M. G.; ABDEL AAL, M. M.; EL KADY, M. A. A comparative study between diesel and dual-fuel engines: performance and emissions. **Combustion Science and Technology**, Abingdon, v. 174, n. 11-12, p. 241-256, 2002.

GALDOS, M. *et al.* Trends in global warming and human health impacts related to Brazilian sugarcane ethanol production considering black carbon emissions. **Applied Energy**, Oxford, v. 104, p. 576-582, 2013.

GALINDO, J. *et al.* Correlations for Wiebe function parameters for combustion simulation in two-stroke small engines. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 31, n. 6, p. 1190-1199, 2011. Disponível em:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110005363>. Acesso em: 22 jun. 2026.

GAMMA TECHNOLOGIES. **GT-SUITE**: engine performance application manual. Westmont: Gamma Technologies, 2025.

GATOWSKI, J. A. *et al.* Heat release analysis of engine pressure data. **SAE Technical Paper**, Warrendale, n. 841359, 1984.

GENOVA, T. *et al.* Preheating and premixing effects on NO_x emissions in a high-pressure axially staged combustor. **Combustion and Flame**, New York, v. 235, p. 111710, 2022. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0010218021004533>. Acesso em: 22 jun. 2026.

GIS, W.; TAUBERT, S. The issues of the air-fuel ratio in exhaust emissions tests carried out on a chassis dynamometer. **Energies**, Basel, v. 14, n. 9, 2021.

GONÇALVES, T. S. *et al.* Challenges for energy guidelines in crop-based liquid biofuels development in Brazil. **Next Sustainability**, Amsterdam, v. 2, p. 100002, 2023.

GREEN, G. L.; WALLACE, D. Correlation studies of an in-line, full-flow opacimeter. **SAE Transactions**, Warrendale, v. 89, p. 4351-4368, 1980. Disponível em: <http://www.jstor.org/stable/44632665>. Acesso em: 22 jun. 2026.

GRIMALDI, C. N.; MILLO, F. Internal combustion engine (ICE) fundamentals. In: YAN, J. (ed.). **Handbook of Clean Energy Systems**. Chichester: John Wiley & Sons, 2015. Disponível em: <https://hdl.handle.net/11583/2611364>. Acesso em: 22 jun. 2026.

GUPTA, P.; KURIEN, C.; MITTAL, M. Biogas (a promising bioenergy source): a critical review on the potential of biogas as a sustainable energy source for gaseous fuelled spark ignition engines. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 48, n. 21, p. 7747-7769, 2023.

GUPTA, S. K.; MITTAL, M. A CFD study on the effect of compression ratio on combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine. **Progress in Computational Fluid Dynamics**, Geneva, v. 20, n. 5, p. 299-306, 2020.

GUPTA, S. K.; MITTAL, M. Effect of compression ratio on the performance and emission characteristics, and cycle-to-cycle combustion variations of a spark-ignition engine fueled with bio-methane surrogate. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 148, p. 1440-1453, 2019.

HAN, S.; PARK, J. Performance and emission characteristics of ethanol and methanol gasoline blended fuels in a spark ignition engine. **Transactions of the Korean Hydrogen and New Energy Society**, Seoul, v. 27, n. 4, p. 441-446, 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. 2nd ed. New York: McGraw-Hill Education, 2018.

HOANG, T. D.; NGHIEM, N. Recent developments and current status of commercial production of fuel ethanol. **Fermentation**, Basel, v. 7, n. 4, 2021.

HOSSEINI, H. *et al.* Numerical and experimental investigation on the effect of using blended gasoline-ethanol fuel on the performance and the emissions of the bi-fuel Iranian national engine. **Fuel**, Oxford, v. 337, p. 127252, 2023.

HOTTA, S. K. *et al.* Ignition timing and compression ratio as effective means for the improvement in the operating characteristics of a biogas fueled spark ignition engine. **Renewable Energy**, Oxford, v. 150, p. 854-867, 2020.

HUANG, Y.; HONG, G.; HUANG, R. Investigation to charge cooling effect and combustion characteristics of ethanol direct injection in a gasoline port injection engine. **Applied Energy**, Oxford, v. 160, p. 244-254, 2015. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915011642>. Acesso em: 22 jun. 2026.

HURREN, T. *et al.* Emissions and combustion performance of low concentration hydrogen blends with renewable natural gas from a heavy-duty natural gas engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 205, p. 104523, 2026.

INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO E GÁS (IBP). **Os biocombustíveis e sua importância para a transição energética brasileira**. Rio de Janeiro: IBP, 2024.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Technology roadmap: biofuels for transport**. Paris: IEA, 2013. Disponível em: <https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2013/10/IEA-Biofuel-Roadmap.pdf>. Acesso em: 22 jun. 2026.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Technology roadmap: delivering sustainable bioenergy**. Paris: IEA, 2017. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-delivering-sustainable-bioenergy>. Acesso em: 22 jun. 2026.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Outlook for biogas and biomethane: prospects for organic growth**. Paris: IEA, 2020. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/outlook-for-biogas-and-biomethane-prospects-for-organic-growth/sustainable-supply-potential-and-costs>. Acesso em: 22 jun. 2026.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Energy consumption in transport by fuel in the net zero scenario 1975-2030**. Paris: IEA, 2023a. Disponível em: <https://www.iea.org/energy-system/transport>. Acesso em: 22 jun. 2026.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Renewables 2023**. Paris: IEA, 2023b.

IODICE, P.; CARDONE, M. Ethanol/gasoline blends as alternative fuel in last generation spark-ignition engines: a review on CO and HC engine out emissions. **Energies**, Basel, v. 14, n. 13, p. 4034, 2021.

JESWANI, H. K.; CHILVERS, A.; AZAPAGIC, A. Environmental sustainability of biofuels: a review. **Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, London, v. 476, n. 2243, 2020.

JOINT COMMITTEE FOR GUIDES IN METROLOGY (JCGM). **Evaluation of measurement data**: guide to the expression of uncertainty in measurement. JCGM 100:2008. Sèvres: BIPM, 2008. Disponível em: <http://www.bipm.org/en/publications/guides/gum.html>. Acesso em: 20 nov. 2025.

KANAYAMA, K. *et al.* Study on products from fuel-rich methane combustion near sooting limit temperature region and importance of methyl radicals for the formation of first aromatic rings. **Combustion Science and Technology**, Abingdon, v. 194, n. 4, p. 832-849, 2022.

KAYA, G. Experimental comparative study on combustion, performance and emissions characteristics of ethanol-gasoline blends in a two stroke uniflow gasoline engine. **Fuel**, Oxford, v. 317, p. 120917, 2022. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236121007948>. Acesso em: 22 jun. 2026.

KOZAK, M. *et al.* Exhaust emissions from a direct injection spark-ignition engine fueled with high-ethanol gasoline. **Energies**, Basel, v. 18, n. 3, p. 454, 2025.

KUKOYI, T. O. *et al.* Biogas use as fuel in spark ignition engines. *In*: IEEE INTERNATIONAL CONFERENCE ON INDUSTRIAL ENGINEERING AND ENGINEERING MANAGEMENT, 2016, Bali. **Proceedings** [...]. Piscataway: IEEE, 2016. p. 1064-1069.

KUMBHAR, S. V.; KHOT, S. A. Experimental investigations of ethanol-gasoline blends on the performance, combustion, and emission characteristics of spark ignition engine with partial addition of n-pentane. **Materials Today: Proceedings**, Amsterdam, v. 77, p. 647–653, 2023.

KWON, E. C. *et al.* Performance of small spark ignition engine fueled with biogas at different compression ratio and various carbon dioxide dilution. **Fuel**, Oxford, v. 196, p. 217-224, 2017.

LAKSHMINARAYANAN, P. A.; ASWIN, S. **Estimation of particulate matter from smoke, oil consumption and fuel sulphur**. Warrendale: SAE International, 2017.

LALUCE, C. Current aspects of fuel ethanol production in Brazil. **Critical Reviews in Biotechnology**, Abingdon, v. 11, n. 2, p. 149-161, 1991.

LAPOINTE, S.; WHITESIDES, R. A.; MCNENLY, M. J. Sparse, iterative simulation methods for one-dimensional laminar flames. **Combustion and Flame**, New York, v. 204, p. 23-32, 2019.

LAPPI, M. K.; RISTIMÄKI, J. M. Comparison of filter smoke number and elemental carbon from thermal optical analysis of marine diesel engine exhaust. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment**, London, v. 233, n. 2, p. 602-609, 2018.

LEFEBVRE, A. H.; FREEMAN, W. G.; COWELL, L. H. **Spontaneous ignition delay characteristics of hydrocarbon fuel-air mixtures**. West Lafayette: Purdue University, 1986. (NASA Contractor Report, 175064).

LI, X. *et al.* Numerical comparative study on performance and emissions characteristics fueled with methanol, ethanol and methane in high compression spark ignition engine. **Energy**, Oxford, v. 254, p. 124374, 2022.

LI, Y. *et al.* Composition and toxicity of biogas produced from different feedstocks in California. **Environmental Science and Technology**, Washington, DC, v. 53, n. 19, p. 11569-11579, 2019.

LI, Y. *et al.* Experimental comparative study on combustion, performance and emissions characteristics of methanol, ethanol and butanol in a spark ignition engine. **Applied Thermal Engineering**, Oxford, v. 115, p. 53-63, 2017.

LIU, G. *et al.* Investigation of engine performance for alcohol/kerosene blends as in spark-ignition aviation piston engine. **Applied Energy**, Oxford, v. 268, p. 114959, 2020.

LIU, X. *et al.* Life cycle greenhouse gas emissions of Brazilian sugar cane ethanol evaluated with the GREET model using data submitted to RenovaBio. **Environmental Science and Technology**, Washington, DC, v. 57, n. 32, p. 11814-11822, 2023.

MA, F. *et al.* Effect of compression ratio and spark timing on the power performance and combustion characteristics of an HCNG engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 37, n. 23, p. 18486–18491, 2012.

MAJUMDAR, S. S.; RAHMAN, M.; PIHL, J. A. Reactivity of net-zero carbon alcohol fuels and their corresponding aldehyde intermediates on PGM-based commercial oxidation catalysts for lean-burn emissions control. **Chemical Engineering Journal**, Amsterdam, v. 503, p. 158490, 2025.

MALFI, E. *et al.* Phenomenological model for unburned hydrocarbon emissions from spark-ignition, pre-chamber, and dual-fuel internal combustion engines. **International Journal of Engine Research**, London, v. 25, n. 10, p. 1818-1834, 2024.

MARCONI, P.; ROSA, L. Role of biomethane to offset natural gas. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 187, p. 113697, 2023.

MARTINELLI, L. A.; FILOSO, S. Expansion of sugarcane ethanol production in Brazil: environmental and social challenges. **Ecological Applications**, Washington, DC, v. 18, n. 4, p. 885-898, 2008.

MARZOUK, O. A. Adiabatic flame temperatures for oxy-methane, oxy-hydrogen, air-methane, and air-hydrogen stoichiometric combustion using the NASA CEARUN tool, GRI-Mech 3.0 reaction mechanism, and Cantera Python package. **Engineering, Technology & Applied Science Research**, Patras, v. 13, n. 4, p. 11437-11444, 2023.

MAURO, S. *et al.* Internal combustion engine heat release calculation using single-zone and CFD 3D numerical models. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, Berlin, v. 9, n. 2, p. 215-226, 2018.

MIELNIK, O.; SERIGATI, F.; GINER, C. What prospects for the Brazilian ethanol sector? **EuroChoices**, Oxford, v. 16, n. 1, p. 37-42, 2017.

MORAES, B. S.; ZAIAT, M.; BONOMI, A. Anaerobic digestion of vinasse from sugarcane ethanol production in Brazil: challenges and perspectives. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 44, p. 888-903, 2015.

MUNOZ CASTILLO, R. *et al.* Uncovering the green, blue, and grey water footprint and virtual water of biofuel production in Brazil: a nexus perspective. **Sustainability**, Basel, v. 9, n. 11, p. 2049, 2017.

NANDLAL, P. M.; PRAJAPATI, K. V. A review of internal combustion engine design. **International Journal on Recent and Innovation Trends in Computing and Communication**, Surat, v. 2, n. 12, p. 3843-3851, 2014.

NAPRO. **Analisadores de gases**: PC-Multigás. São Paulo: Napro, 2025. Disponível em: <https://www.napro.com.br/analisadores.html>. Acesso em: 20 maio 2025.

NWUFO, O. C. *et al.* Performance, emission and combustion characteristics of a single cylinder spark ignition engine using ethanol-petrol-blended fuels. **International Journal of Ambient Energy**, Abingdon, v. 39, n. 8, p. 792-801, 2017.

OLIVEIRA, A. *et al.* **Analysis of current biofuels outlook**: year 2023. Brasília: EPE, 2024.

OLSON, D. B.; GARDINER, W. C. Combustion of methane in fuel-rich mixtures. **Combustion and Flame**, New York, v. 32, p. 151-161, 1978.

ORECCHINI, F.; SANTIANGELI, A.; ZUCCARI, F. Biomethane use for automobiles towards a CO₂-neutral energy system. **Clean Energy**, Oxford, v. 5, n. 1, p. 124-140, 2021.

ÖRS, İ. *et al.* Evaluation of the effects of methanol and ethanol additions on performance and emissions in a spark plug ignition engine fueled with gasoline. **International Journal of Automotive Science and Technology**, Ancara, v. 6, n. 2, p. 156-164, 2022.

PANNUCHAROENWONG, N. *et al.* Comparison of bio-methane gas Wobbe index in different animal manure substrate. **Energy Procedia**, Amsterdam, v. 138, p. 273-277, 2017.

PEDROZO, V. B. **An experimental study of ethanol-diesel dual-fuel combustion for high efficiency and clean heavy-duty engines**. 2017. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Brunel University London, London, 2017.

PINTO, G. M. *et al.* Combustion, performance and emission analyses of a CI engine operating with renewable diesel fuels (HVO/FARNESANE) under dual-fuel mode through hydrogen port injection. **International Journal of Hydrogen Energy**, Oxford, v. 48, n. 51, p. 19713-19732, 2023.

PIRRELLO, D.; TEODOSIO, L.; BERNI, F. 1D model and rule-based calibration strategy to improve the performance of a turbocharged spark ignition engine over the

whole engine map. **Engineering Science and Technology, an International Journal**, Amsterdam, v. 60, p. 101890, 2024.

POUR, N. Status of bioenergy with carbon capture and storage — potential and challenges. *In*: PERES, J. C. M.; GONÇALVES, A. L. D. C. (ed.). **Bioenergy with carbon capture and storage**: using natural resources for sustainable development. London: Academic Press, 2019. p. 85-107.

RAMIREZ, L. *et al.* Significant land-sparing potentials from implementing carbon capture and utilization for the Brazilian sugarcane ethanol industry. *In*: EGU GENERAL ASSEMBLY, 2022, Vienna. **Abstracts** [...]. Vienna: EGU, 2022.

ROBERT, F. C.; SISODIA, G. S.; GOPALAN, S. A critical review on the utilization of storage and demand response for the implementation of renewable energy microgrids. **Sustainable Cities and Society**, Amsterdam, v. 40, p. 735-745, 2018.

ROBINSON, C.; SMITH, D. B. The auto-ignition temperature of methane. **Journal of Hazardous Materials**, Amsterdam, v. 8, n. 3, p. 199-203, 1984. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0304389484850013>. Acesso em: 22 jun. 2026.

RONDÓN, A.; ALIAGA, R.; CUISANO, J. Fuel consumption and emissions analysis of a light vehicle fuelled with two ethanol-gasoline blends in urban driving conditions of Lima Metropolitana. **World Electric Vehicle Journal**, Basel, v. 12, n. 3, p. 99, July 2021.

ROY, P. S.; RYU, C.; PARK, C. S. Predicting Wobbe index and methane number of a renewable natural gas by the measurement of simple physical properties. **Fuel**, Oxford, v. 224, p. 121-127, 2018.

SADIQ Y, R.; IYER, R. C. Experimental investigations on the influence of compression ratio and piston crown geometry on the performance of biogas fuelled small spark ignition engine. **Renewable Energy**, Oxford, v. 146, p. 997-1009, 2020.

SAIKRISHNAN, V.; KARTHIKEYAN, A.; JAYAPRABAKAR, J. Analysis of ethanol blends on spark ignition engines. **International Journal of Ambient Energy**, Abingdon, v. 39, n. 2, p. 103-107, 2017.

SATHISH KUMAR, T. *et al.* Development of optimal engine control map for flex fuel application in ethanol powered direct injection spark ignition engine. **Fuel**, Oxford, v. 384, p. 133934, 2025. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236124030849>. Acesso em: 22 jun. 2026.

SCHIRMER, W. N. *et al.* Effects of air/fuel ratio on gas emissions in a small spark-ignited non-road engine operating with different gasoline/ethanol blends. **Environmental Science and Pollution Research**, Berlin, v. 24, n. 25, p. 20354-20359, 2017.

SCHNEIDER, E. W.; BLOSSFELD, D. H. Effect of break-in and operating conditions on piston ring and cylinder bore wear in spark-ignition engines. *In*: POWERTRAIN &

FLUID SYSTEMS CONFERENCE & EXHIBITION, 2004, Tampa. **SAE Technical Paper** n. 2004-01-2917. Warrendale: SAE International, 2004.

SILVA, C. **Combustion and air pollution**: flame temperature analysis and NOx emissions for different fuels and combustion conditions. 2018.

SILVEIRA, F. L. **Ciclo de Otto**. Porto Alegre: IF-UFRGS. Disponível em: https://www.if.ufrgs.br/~dschulz/web/ciclo_otto.htm. Acesso em: 20 nov. 2025.

SILVEIRA, F. L. **Máquinas térmicas à combustão interna de Otto e de Diesel**. Porto Alegre: IF-UFRGS, 2016.

SINGH, P. K. *et al.* Investigation on combustion, performance and emissions of automotive engine fueled with ethanol blended gasoline. **SAE International Journal of Fuels and Lubricants**, Warrendale, v. 9, n. 1, p. 215-223, 2016.

SUN, Q. *et al.* Selection of appropriate biogas upgrading technology - a review of biogas cleaning, upgrading and utilisation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Oxford, v. 51, p. 521-532, 2015.

SZWAJA, S.; GRUCA, M.; PYRC, M. Investigation on ethanol-glycerol blend combustion in the internal combustion spark-ignited engine. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 226, p. 107085, 2022.

THE ENGINEERING TOOLBOX. **Adiabatic flame temperatures**. [S. l.]: The Engineering ToolBox, 2005. Disponível em: https://www.engineeringtoolbox.com/adiabatic-flame-temperature-d_996.html. Acesso em: 20 nov. 2025.

THE ENGINEERING TOOLBOX. **Individual & universal gas constants**: definitions, values, and applications. [S. l.]: The Engineering ToolBox, 2004. Disponível em: https://www.engineeringtoolbox.com/individual-universal-gas-constant-d_588.html. Acesso em: 28 out. 2025.

TRATZI, P. *et al.* Well-to-wheels emissions of garbage trucks fuelled with compressed biomethane. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, Amsterdam, v. 143, p. 104746, 2025.

TRAVIESO-FERNÁNDEZ, D. I. *et al.* Brazil's biogas-biomethane production potential: a techno-economic inventory and strategic decarbonization outlook. **Biomass**, Basel, v. 6, n. 1, p. 4, 2026. Disponível em: <https://www.mdpi.com/2673-8783/6/1/4>. Acesso em: 22 jun. 2026.

TRIPATHI, G.; DHAR, A. Performance, emissions, and combustion characteristics of methane-diesel dual-fuel engines: a review. **Frontiers in Thermal Engineering**, Lausanne, v. 2, art. 870077, p. 1-22, 2022. Disponível em: <https://www.frontiersin.org/journals/thermal-engineering/articles/10.3389/fther.2022.870077>. Acesso em: 22 jun. 2026.

TSAI, J.-H. *et al.* Effects of blending ethanol with gasoline on the performance of motorcycle catalysts and airborne pollutant emissions. **Aerosol and Air Quality Research**, Taichung, v. 19, n. 12, p. 2781-2792, 2019.

TUAN, N. T.; DONG, N. P. Improving performance and reducing emissions from a gasoline and liquefied petroleum gas bi-fuel system based on a motorcycle engine fuel injection system. **Energy for Sustainable Development**, Amsterdam, v. 67, p. 93-101, 2022.

UNITED STATES. Energy Information Administration (EIA). **Short-term energy outlook**: quarterly projections. Washington, DC: EIA, Apr. 1986. (DOE/EIA-0202(86/2Q)).

ÜSTÜN, S. Investigation of the effects of alcohol-based fuel additive on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition gasoline engine. **International Journal of Automotive Science and Technology**, Ancara, v. 5, n. 4, p. 404-411, 2021.

WALTER, A. *et al.* Brazilian sugarcane ethanol: developments so far and challenges for the future. **WIREs Energy and Environment**, Hoboken, v. 3, n. 1, p. 70-92, 2013.

WAN, S. *et al.* Effects of hydrogen addition and exhaust gas recirculation on thermodynamics and emissions of ultra-high compression ratio spark ignition engine fueled with liquid methane. **Energy**, Oxford, v. 306, p. 132451, 2024.

WANG, C. *et al.* Ethanol blends in spark ignition engines: RON, octane-added value, cooling effect, compression ratio, and potential engine efficiency gain. **Applied Energy**, Oxford, v. 191, p. 603-619, 2017. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261917300946>. Acesso em: 22 jun. 2026.

WANG, Q. *et al.* The engine combustion phasing prediction based on the support vector regression method. **Processes**, Basel, v. 10, n. 4, art. 764, p. 1-13, 2022.

WANG, X. *et al.* Effect of ethanol on auto-ignition characteristics and laminar burning velocity of gasoline under elevated temperature and pressure. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 242, p. 107644, 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378382022004842>. Acesso em: 22 jun. 2026.

WANG, Z.; YANG, X. NO_x formation mechanism and emission prediction in turbulent combustion: a review. **Applied Sciences**, Basel, v. 14, art. 3020, p. 1-24, 2024.

WAQAS, M. *et al.* Auto-ignition of iso-stoichiometric blends of gasoline-ethanol-methanol (GEM) in SI, HCCI and CI combustion modes. **SAE Technical Paper Series**, Warrendale, art. 2017-01-0730, p. 1-14, 2017.

WEI, L.; GENG, P. A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance. **Fuel Processing Technology**, Amsterdam, v. 142, p. 264-278, 2016.

WOSCHNI, G. A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. **SAE Technical Papers**, Warrendale, art. 670931, p. 1-19, 1967.

XIANG, L. *et al.* Numerical analysis of the effect of CO₂ on combustion characteristics of laminar premixed methane/air flames. **Journal of the Energy Institute**, London, v. 92, n. 5, p. 1487-1501, 2019. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1743967118303246>. Acesso em: 22 jun. 2026.

ZAREEI, J.; KAKAEE, A. H. Study and the effects of ignition timing on gasoline engine performance and emissions. **European Transport Research Review**, Berlin, v. 5, n. 2, p. 109-116, 2013.

ZHANG, X.; CHEN, L. The synergy effect of ignition energy and spark plug gap on methane lean combustion with addressing initial flame formation and cyclic variation. **ACS Omega**, Washington, DC, v. 8, n. 7, p. 7036-7044, 2023.

ZHAO, L.; WANG, D. Combined effects of a biobutanol/ethanol-gasoline (E10) blend and exhaust gas recirculation on performance and pollutant emissions. **ACS Omega**, Washington, DC, v. 5, n. 7, p. 3250-3257, 2020.

DADOS CURRICULARES

IDENTIFICAÇÃO	
Nome completo	DANIEL IGNACIO TRAVIESO FERNÁNDEZ
Data de nascimento	22/12/1999
Nacionalidade	CUBANO
Nome em citações bibliográficas	TRAVIESO FERNÁNDEZ, D. I.
Currículo Lattes	http://lattes.cnpq.br/2883255268894604
ORCID	https://orcid.org/0009-0000-9903-5462
FORMAÇÃO ACADÊMICA	
[2018/2023]	Graduação em Engenharia Mecânica – Universidad de Camaguey.
2024/2026	Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá
PRODUÇÃO BIBLIOGRÁFICA	
Artigos completos publicados em periódicos	
FERNÁNDEZ, DANIEL IGNACIO TRAVIESO; RODRIGUEZ, CHRISTIAN JEREMI CORONADO; MACHÍN, EINARA BLANCO; PEDROSO, DANIEL TRAVIESO; DE CARVALHO JÚNIOR, JOÃO ANDRADE. Brazil's Biogas-Biomethane Production Potential: A Techno-Economic Inventory and Strategic Decarbonization Outlook. Biomass, v. 6, p. 4, 2026. PEDROSO, DANIEL TRAVIESO; MACHIN, EINARA BLANCO; MACHIN, ADRIAN BLANCO; DE CARVALHO, FELIPE SOLFERINI; DOS SANTOS, MARIA ISABEL SILVA; PÉREZ, NÉSTOR PROENZA; FLORES, MAURICIO; FERNÁNDEZ, DANIEL IGNACIO TRAVIESO; DE CARVALHO, JOAO ANDRADE. How torrefaction impacts minimal fluidization velocity from different biomasses and their mixtures. Energy Conversion and Management, v. 320, p. 119002, 2024. AGUIAR TRUJILLO, LEONARDO; MARQUEZ MONTESINO, FRANCISCO; RAMOS ROBAINA, BORIS ABEL; GUERRA REYES, YANET; ARAUZO PEREZ, JESUS; GONZALO CALLEJO, ALBERTO; SANCHEZ CEBRIAN, JOSE LUIS; BLANCO MACHIN, ADRIAN; TRAVIESO PEDROSO, DANIEL; BLANCO MACHIN, EINARA; TRAVIESO FERNANDEZ, DANIEL IGNACIO. Impact of dolomite and olivine use on the gasification mechanism of solid orange waste. Comparison with non-catalyzed gasification. Dyna, v. 99, p. 125-125, 2024. AGUIAR TRUJILLO, LEONARDO; MARQUEZ MONTESINO, FRANCISCO; RAMOS ROBAINA, BORIS ABEL; GUERRA REYES, YANET; ARAUZO PEREZ, JESUS; GONZALO CALLEJO, ALBERTO; SANCHEZ CEBRIAN, JOSE LUIS; BLANCO MACHIN, ADRIAN; TRAVIESO PEDROSO, DANIEL; BLANCO MACHIN, EINARA; TRAVIESO FERNANDEZ, DANIEL IGNACIO. Catalytic gasification with dolomite and olivine in fluidized bed, of solid orange waste. Comparison with non-catalytic gasification. Dyna Energia y Sostenibilidad, v. 12, p. [14P.]-[14P.], 2023. PEDROSO, DANIEL TRAVIESO; ACOSTA, DAVIEL GÓMEZ; SILVA DOS SANTOS, MARIA ISABEL; DE CARVALHO, FELIPE SOLFERINI; MACHÍN,	

ADRIAN BLANCO; NEIRA ORTÍZ, MATÍAS ABNER; ARRIAGADA, REINALDO SÁNCHEZ; TRAVIESO FERNÁNDEZ, DANIEL IGNACIO; BRAGA MACIEL, LÚCIA BOLLINI; ARCOS, DANIEL CUEVAS; REYES, YANET GUERRA; DE CARVALHO JÚNIOR, JOAO ANDRADE. Techno-Economic and Environmental Assessment of Municipal Solid Waste Energetic Valorization. *Energies*, v. 15, p. 8900, 2022.

Trabalhos completos publicados em anais de congressos

TRAVIESO FERNÁNDEZ, DANIEL IGNACIO; R. CORONADO, CHRISTIAN JEREMI. Critical review of biomethane application in spark ignition internal combustion engines. In: 28th International Congress of Mechanical Engineering, 2025, Curitiba. *Proceedings of the 28th International Congress of Mechanical Engineering*, 2025.