

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

MATEUS SILVA MENDONÇA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO DESEMPENHO E DAS EMISSÕES DE
POLUENTES EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA
APLICANDO-SE O SISTEMA DE PRÉ-CÂMARA PASSIVA E
OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO**

BELO HORIZONTE

2023

MATEUS SILVA MENDONÇA

**ANÁLISE NUMÉRICA DO DESEMPENHO E DAS EMISSÕES DE
POLUENTES EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA
APLICANDO-SE O SISTEMA DE PRÉ-CÂMARA PASSIVA E
OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO**

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

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta

BELO HORIZONTE

2023

M539a Mendonça, Mateus Silva.
Análise numérica do desempenho e das emissões de poluentes em um motor monocilíndrico de pesquisa aplicando-se o sistema de pré-câmara passiva e operando com etanol hidratado [recurso eletrônico] / Mateus Silva Mendonça . - 2023.
1 recurso online (219 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: José Guilherme Coelho Baêta.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 214-219.
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Motores de combustão interna - Teses. 3. Poluentes - Teses. 4. Dinâmica dos fluidos computacional - Teses. I. Baêta, José Guilherme Coelho. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621 (043)

Ficha catalográfica elaborada pelo bibliotecário Reginaldo César Vital dos Santos CRB/6 2165
Biblioteca Prof. Mário Werneck, Escola de Engenharia da UFMG



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

FOLHA DE APROVAÇÃO

ANÁLISE NUMÉRICA DO DESEMPENHO E DAS EMISSÕES DE POLUENTES EM UM MOTOR MONOCILÍNDRICO DE PESQUISA APLICANDO-SE O SISTEMA DE PRÉ-CÂMARA PASSIVA E OPERANDO COM ETANOL HIDRATADO

MATEUS SILVA MENDONÇA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores Dr. José Guilherme Coelho Baêta (Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Guenther Carlos Krieger Filho (Departamento de Engenharia Mecânica/USP) e Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho (Departamento de Engenharia Mecânica/CEFET), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Energia e Sustentabilidade".

Dissertação aprovada no dia 21 de dezembro de 2023.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Jose Guilherme Coelho Baeta, Professor do Magistério Superior**, em 04/01/2024, às 17:43, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Guenther Carlos Krieger Filho, Usuário Externo**, em 18/01/2024, às 16:30, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



Documento assinado eletronicamente por **Fernando Antonio Rodrigues Filho, Usuário Externo**, em 07/02/2024, às 19:15, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do [Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2941561** e o código CRC **9A2F5795**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me ajudaram nesta jornada acadêmica, desde o ensino básico até a conclusão deste Mestrado em Belo Horizonte.

Às minha avós, Francisca (em memória) e Maria de Lourdes, pela experiência de vida que sempre me repassaram.

Aos amigos Fabíola e Stanley (em memória) por todas as conversas, experiências e incentivos.

Ao professor e orientador, José Guilherme Coelho Baeta, por estar sempre disposto a me ajudar e ter me dado a oportunidade de trabalhar no CTM (Centro de Tecnologia da Mobilidade).

À equipe de experimentação e à equipe de simulação numérica do CTM, em especial aos amigos e companheiros Wender, Hiago, Lucas Fonseca e Lucas Abreu.

À banca por ter aceito o convite para a participação de minha defesa de dissertação.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro durante o meu mestrado.

“Não se pode aprender uma ciência sem saber do que se trata.”

HUXLEY, Aldous

RESUMO

Os motores de combustão interna vêm sofrendo evoluções ao longo do tempo, buscando melhores eficiências associadas a menores índices de emissões de poluentes. Um dos caminhos para alcançar tais melhorias é através da aplicação de um sistema de pré-câmara de combustão, sendo que diversos parâmetros deste sistema devem ser ajustados visando sua maior otimização. Além disso, o uso de simulação numérica é fundamental para reduzir tempo e testes experimentais onerosos e, conseqüentemente, otimizar o desenvolvimento de um motor de combustão interna, sendo assim aplicada junto às técnicas experimentais de trabalho. Desta forma, simulações numéricas unidimensionais e tridimensionais de um motor monocilíndrico de pesquisa foram executadas com o auxílio dos programas *GT-SUITE* e *CONVERGE*, respectivamente, englobando diferentes faixas de operação deste motor e operando com mistura ar-combustível estequiométrica e etanol hidratado, biocombustível disponível em larga escala no Brasil por meio da produção a partir da cana-de-açúcar, o que possibilita a absorção do CO₂ lançado pela combustão na atmosfera. As simulações numéricas abrangeram duas configurações do motor: a primeira relacionada ao modelo de ignição convencional por centelha e a segunda relacionada ao modelo de ignição com pré-câmara de combustão do tipo passiva e visando ignição por jatos turbulentos (*TJI - Turbulent Jet Ignition*), sendo assim possível comparar os benefícios obtidos por esta última configuração em relação à primeira. Durante a metodologia numérica ainda foram realizadas etapas para a simulação de um banco de fluxo com o auxílio de *CONVERGE*, bem como aquelas relacionadas aos testes de malha, de mecanismo cinético químico e de variação cíclica. Os resultados apontaram que, comparado ao sistema de ignição convencional, o sistema de pré-câmara de combustão estudado foi capaz de entregar tanto uma taxa de combustão até 27,4% mais rápida, favorecendo desta forma o aumento da razão de compressão para extração de maiores eficiências térmica e de conversão de combustível, quanto uma redução de até 27,0% e 29,5% das emissões de monóxido de carbono e de óxidos de nitrogênio, respectivamente, sendo a otimização da geometria da pré-câmara fundamental para o alcance destas melhorias. Ainda nesta comparação, foi possível observar que as configurações com pré-câmara alcançaram eficiências térmica, de combustão e de conversão de combustível até 1,5%, 6,0% e 3,7% superiores, respectivamente.

Palavras-chave: motor de combustão interna; motor monocilíndrico; pré-câmara de combustão; simulação numérica; *CFD*; *TJI*.

ABSTRACT

The internal combustion engines have been changing over time, aiming that they have better efficiencies combined to lower pollutant emissions. One of the ways to achieve these improvements is through the application of a pre-chamber ignition system, whose its parameters must be adjusted aiming its better optimization. Besides, the use of numerical simulation is essential to reduce time of costly experimental tests and consequently to optimize the development of an internal combustion engine. In this way, unidimensional and tridimensional numerical simulations of a single-cylinder research engine were performed with the support of the softwares *GT-SUITE* and *CONVERGE*, respectively, and they included different operation conditions of this engine that operated with stoichiometric air-fuel mixture and hydrated ethanol, biofuel available on a large scale in Brazil through production using sugarcane, which allows the absorption of CO₂ from the atmosphere stand out. The numerical simulations encompassed two configurations of the engine: the first related to the conventional ignition model using spark and the second related to the model whose ignition is provided with the auxiliary of a passive pre-chamber ignition system aiming the turbulent jet ignitions, allowing in this way to compare the improvements obtained by the second configuration to the first one. Throughout this numerical methodology were still performed steps to simulate a flux bench with the support of *CONVERGE* as well those ones related to mesh, reaction mechanism and cycle tests. The results demonstrated that, compared to the conventional ignition system, the pre-chamber ignition system studied was able to deliver both a combustion rate up to 27.4% faster, thus favoring the increase in the compression ratio for obtaining of greater thermal and fuel conversion efficiencies, as well as a reduction of up to 27.0% and 29.5% of carbon monoxide and nitrogen oxides emissions, respectively, with the optimization of the geometry of the pre-chamber being essential to achieve these improvements. Still in this comparison, it was possible to observe that the configurations with pre-chamber reached thermal, combustion and fuel conversion efficiencies up to 1.5%, 6.0% and 3.7% higher, respectively.

Key-words: internal engine combustion; single-cylinder engine; pre-chamber ignition; numerical simulation; CFD; TJI.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema de pré-câmara de combustão desenvolvido por <i>IAV</i>	31
Figura 2 – Influência da geometria de uma pré-câmara de combustão na eficiência de conversão de combustível e comparativo entre diferentes configurações com pré-câmara e a configuração com ignição convencional por centelha	32
Figura 3 – Matriz energética entre 1971 e 2019 em países economicamente desenvolvidos	34
Figura 4 – Prospecto de produção de biocombustíveis (em % de participação dos biocombustíveis como fonte de energia para transporte)	34
Figura 5 – Produção global de etanol (em bilhões de litros)	35
Figura 6 – Comparativo do custo total de um VMCI e de um VEB para o proprietário ao longo de 20 anos	36
Figura 7 – Comparativo entre um VMCI e um VEB da redução (em dias) da expectativa de vida humana causada pelas toxinas geradas pela produção e pela utilização um veículo compacto	37
Figura 8 – Motor de combustão interna de ignição por centelha	40
Figura 9 – Diagrama Pressão x Volume de um MCI	41
Figura 10 – Diagrama P (pressão) - α (ângulo do virabrequim) - ciclo real - Motor de ignição por centelha - 4 tempos e 4 cilindros - a plena carga	42
Figura 11 – Injeção de combustível - <i>PFI</i> e <i>DI</i>	49
Figura 12 – Variação da composição dos gases de escape em função da composição da mistura	51
Figura 13 – Sistemas passivo e ativo de pré-câmara de combustão - <i>MAHLE Jet Ignition</i>	53
Figura 14 – Diferentes configurações de sistemas de pré-câmara de combustão	55
Figura 15 – Esquema de discretização do <i>GT-POWER</i>	57
Figura 16 – Representação do volume finito	64
Figura 17 – Sub-processos para a modelagem tridimensional de motores de ignição por centelha	65
Figura 18 – Valor médio e componente flutuante da velocidade em um escoamento turbulento	67
Figura 19 – Valor médio e componente flutuante da velocidade em um escoamento turbulento	68
Figura 20 – Fenômenos existentes na atomização do combustível	71
Figura 21 – Representação de: a) modelo de quebra primária de Blob e b) instabilidades de Kelvin-Helmholtz	72
Figura 22 – Instabilidades de Rayleigh-Taylor na gota	73
Figura 23 – Interação gota-parede	74
Figura 24 – Resultados da colisão entre gotas	76

Figura 25 – Efeitos da geometria de uma pré-câmara de combustão em um MCI: a) CoV_{IMEP} , b) consumo específico de combustível, c) taxa de liberação de calor e d) emissões NO_x	80
Figura 26 – Consumo específico de combustível e emissões de óxido de nitrogênio para diferentes configurações do motor estudado	88
Figura 27 – COV_{IMEP} para diferentes configurações do motor e diferentes razões de compressão	90
Figura 28 – Esquema geral do trabalho	93
Figura 29 – Motor monocilíndrico de pesquisa	94
Figura 30 – Diagrama de válvulas do motor	95
Figura 31 – Geometria utilizada para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas	98
Figura 32 – Defeitos de interseção no cabeçote e na sede da válvula	99
Figura 33 – Detecção de faces pequenas e arestas inexatas via <i>SpaceClaim</i>	99
Figura 34 – Configuração com diferentes resoluções de malha superficial	100
Figura 35 – Defeitos de triângulos sobrepostos no cabeçote depois de executado o tratamento da configuração personalizada	101
Figura 36 – Válvula de admissão antes e depois de executado o tratamento da configuração personalizada	101
Figura 37 – Domínio computacional utilizado para simulação do coeficiente de descarga direto das válvulas de admissão	103
Figura 38 – Refinamentos fixos utilizados para simulação do coeficiente de descarga direto das válvulas de admissão	104
Figura 39 – Tempo gasto em função do número de núcleos lógicos utilizados	105
Figura 40 – Malhas na válvula de admissão	106
Figura 41 – Malhas na fronteira inferior do cilindro	107
Figura 42 – Tempo gasto em função do tamanho de malha	107
Figura 43 – Refinamento adaptativo de malha nas válvulas de admissão	110
Figura 44 – Tempo gasto em função do nível de refinamento adaptativo de malha	110
Figura 45 – Vazão mássica instantânea nas válvulas	112
Figura 46 – Configurações de pré-câmara utilizadas experimentalmente	114
Figura 47 – Geometria 3D do motor: a) Completa (<i>SolidWorks</i>), b) Volume interno (<i>SolidWorks</i>) e c) Importada no <i>GEM3D</i>	116
Figura 48 – Processo de discretização no <i>GEM3D</i> para obtenção do modelo unidimensional: a) Original, b) “Organizado” e c) Modelo <i>TPA</i> final	117
Figura 49 – Curvas do logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro traçadas por meio de dados coletados experimentalmente e do <i>GT-POWER</i> para a condição de operação 01 com diferentes filtros e com o filtro de melhor resultado (<i>cubic-fitting</i>) para o caso simulado	118

Figura 50 – Pressões no cilindro experimental e simulada em função do ângulo de virabrequim para diferentes condições de operação	119
Figura 51 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 01	119
Figura 52 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 02	120
Figura 53 – Distribuições de temperatura no pistão e na parte superior da câmara de combustão (parte interna do cabeçote) para as condições de operação 01 e 02	120
Figura 54 – Domínio computacional unidimensional de combustão por Wiebe . . .	122
Figura 55 – Pressões no cilindro experimental e simulada em função do ângulo de virabrequim para diferentes condições de operação	122
Figura 56 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 01	123
Figura 57 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 02	123
Figura 58 – Distribuições de temperatura no pistão e na parte superior da câmara de combustão (parte interna do cabeçote) para as condições de operação 01 e 02	124
Figura 59 – Domínio computacional e malha superficial da simulação tridimensional com a configuração do motor de ignição por centelha: vistas frontal e superior	126
Figura 60 – Refinamentos fixos do cilindro (região no formato de caixa) e da injeção de combustível (região cônica)	128
Figura 61 – Destaque para a região esférica próxima da centelha elétrica que delimita o refinamento fixo	128
Figura 62 – Malha volumétrica ao longo do domínio computacional para diferentes tamanhos bases de malha	130
Figura 63 – Comparativo da pressão no cilindro em função do tamanho base da malha	131
Figura 64 – Comparativo do tempo gasto para execução de uma simulação em função do tamanho base da malha	131
Figura 65 – Malha volumétrica nas proximidades da vela em aproximadamente $-5,90^\circ$ com a combustão em andamento para diferentes níveis de <i>AMR</i>	133
Figura 66 – Temperatura nas proximidades da vela em aproximadamente $-5,90^\circ$ com a combustão em andamento para diferentes níveis de <i>AMR</i>	133

Figura 67 – Temperatura ao longo da “frente de chama” para os quatro níveis de <i>AMR</i> avaliados	134
Figura 68 – Comparativo da pressão no cilindro em função nível de <i>AMR</i>	135
Figura 69 – Comparativo do tempo gasto para executar uma simulação em função nível de <i>AMR</i>	135
Figura 70 – Comparativo do pico de pressão no cilindro em função do ângulo de virabrequim para diferentes mecanismos cinéticos químicos	138
Figura 71 – Comparativo do fator lambda no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim para diferentes mecanismos cinéticos químicos	139
Figura 72 – Comparativo do tempo computacional para resolver um passo de tempo em função do ângulo de virabrequim para diferentes mecanismos cinéticos químicos	139
Figura 73 – Comparativo da pressão no cilindro no 1° ciclo em função do ângulo de virabrequim para diferentes multiplicadores de reação	141
Figura 74 – Comparativo da pressão no cilindro durante os 3 ciclos em função do ângulo de virabrequim para diferentes multiplicadores de reação	142
Figura 75 – Comparativo da pressão no cilindro no 3° ciclo em função do ângulo de virabrequim para diferentes multiplicadores de reação	142
Figura 76 – Teste de variabilidade cíclica numérica	144
Figura 77 – Nova configuração com a pré-câmara PCb1: a) vista frontal e detalhamento das fronteiras, b) vista inferior e detalhamento da configuração de furos e c) vista lateral/interna da vela e dos eletrodos encaixados na parte superior da pré-câmara	145
Figura 78 – Domínio computacional e malha superficial da simulação tridimensional com a pré-câmara PCb1: a) vista frontal e b) vista detalhada	146
Figura 79 – Vista lateral da vela e dos eletrodos com a centelha e os seus refinamentos fixos	147
Figura 80 – Refinamento fixo na região próxima aos furos	148
Figura 81 – Vistas utilizadas e posicionamento dos furos para a configuração PCb1 da pré-câmara	150
Figura 82 – Planos/linhas utilizados(as) na definição das vistas para a configuração PCb1 da pré-câmara	151
Figura 83 – Malhas volumétricas geradas pelo <i>CONVERGE</i> para dois instantes de ângulo de virabrequim durante a admissão e a combustão para a configuração de ignição convencional por centelha	152
Figura 84 – Malhas volumétricas geradas pelo <i>CONVERGE</i> para um ângulo de virabrequim durante a combustão para a configuração PCb1 da pré-câmara	152
Figura 85 – Desenvolvimento do <i>spray</i> em diferentes ângulos de virabrequim para a configuração PCb1 da pré-câmara	153

Figura 86 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as três configurações com PC analisadas através das vistas frontais e superior da pré-câmara	154
Figura 87 – Fração mássica de CO_2 no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as três configurações com PC analisadas através da vista frontal	155
Figura 88 – Fator lambda no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as quatro configurações analisadas através da vista frontal	156
Figura 89 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente após o acionamento da centelha para as três configurações com PC analisadas através da vista superior da pré-câmara	157
Figura 90 – Fator lambda e frente de chama no instante $\text{CA}10_{PC}$ para as três configurações com PC analisadas através da vista frontal	158
Figura 91 – Energia cinética turbulenta, frente de chama e fração mássica de OH no instante $\text{CA}50_{PC}$ para as três configurações com PC analisadas através da vista frontal	160
Figura 92 – Frente de chama e energia cinética turbulenta no instante $\text{CA}10_{Cil}$ para as quatro configurações analisadas através da vista superior do cilindro	161
Figura 93 – Temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no instante $\text{CA}90_{Cil}$ para as quatro configurações analisadas através da vista frontal	162
Figura 94 – Pressões e taxa de liberação de calor no cilindro e na pré-câmara (quando houver) para as quatro configurações analisadas	164
Figura 95 – Pressões no cilindro e na pré-câmara para as três configurações com PC analisadas	165
Figura 96 – Calor liberado acumulado nas regiões do cilindro e da pré-câmara (quando houver) para as quatro configurações analisadas	166
Figura 97 – Pressão, temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no cilindro para as quatro configurações analisadas	167
Figura 98 – Energia cinética turbulenta e velocidade na região dos furos para as três configurações com PC analisadas	167
Figura 99 – Transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes para as três configurações com PC analisadas	168
Figura 100 – Eficiências térmica, de combustão e de conversão de combustível para as quatro configurações analisadas	169
Figura 101 – Emissões de poluentes no cilindro para as quatro configurações analisadas	169
Figura 102 – Resumo do estudo das quatro configurações analisadas	170
Figura 103 – Configurações de pré-câmara utilizadas no comparativo entre a melhor validação e as suas extrapolações	172

Figura 104–Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	174
Figura 105–Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior da pré-câmara	175
Figura 106–Fração mássica de CO_2 no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	176
Figura 107–Fator lambda no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	177
Figura 108–Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente após o acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior da pré-câmara	178
Figura 109–Fator lambda no instante $CA10_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	178
Figura 110–Frente de chama no instante $CA10_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas	180
Figura 111–Energia cinética turbulenta no instante $CA50_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	181
Figura 112–Frente de chama no instante $CA50_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	182
Figura 113–Fração mássica de OH no instante $CA50_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	183
Figura 114–Temperatura no instante $CA90_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	183
Figura 115–Emissões de óxidos de nitrogênio no instante $CA90_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal	184
Figura 116–Frente de chama no instante $CA10_{Cil}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior do cilindro	185
Figura 117–Energia cinética turbulenta de no instante $CA10_{Cil}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior do cilindro	186
Figura 118–Calor liberado acumulado nas regiões do cilindro e da pré-câmara (quando houver) para as configurações analisadas	187
Figura 119–Pressão e taxa de liberação de calor no cilindro para as sete configurações analisadas	188
Figura 120–Pressões no cilindro e na pré-câmara para as seis configurações com PC analisadas	188

Figura 121 – Pressão, temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no cilindro para as sete configurações analisadas	189
Figura 122 – Energia cinética turbulenta e velocidade na região dos furos para as seis configurações com PC analisadas	190
Figura 123 – Transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes para as seis configurações com PC analisadas	190
Figura 124 – Eficiências térmica, de combustão e de conversão de combustível para as sete configurações analisadas	191
Figura 125 – Emissões de monóxido e dióxido de carbono no cilindro para as sete configurações analisadas	192
Figura 126 – Resumo do estudo das sete configurações analisadas	193
Figura 127 – Malhas geradas pelo CONVERGE para um ângulo de virabrequim durante a combustão para a configuração EXT02 da pré-câmara com refinamento fixo intensificado	196
Figura 128 – Malhas geradas pelo CONVERGE para um ângulo de virabrequim durante a combustão para as configurações EXT06, EXT07 e EXT08 da pré-câmara	197
Figura 129 – Pressões no cilindro e na pré-câmara para as configurações analisadas .	198
Figura 130 – Energia cinética turbulenta e velocidade na região dos furos para as configurações analisadas	199
Figura 131 – Vista superior da temperatura por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT02	200
Figura 132 – Vista superior da temperatura por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06	200
Figura 133 – Vista superior da temperatura por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT07	201
Figura 134 – Vista superior da temperatura por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT08	201
Figura 135 – Vista isométrica da temperatura por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06	202
Figura 136 – Vista superior da temperatura e da fração mássica de OH por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06	203
Figura 137 – Vista superior da temperatura, da energia cinética turbulenta e da velocidade por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06	203
Figura 138 – Vista superior de diferentes temperaturas por meio de <i>iso-surface</i> para um mesmo ângulo de virabrequim da configuração EXT06	204
Figura 139 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 19,10° de ângulo de virabrequim do furo 1 da configuração EXT06	205

Figura 140–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 19,10° de ângulo de virabrequim do furo 2 da configuração EXT06	206
Figura 141–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 18,80° de ângulo de virabrequim do furo 3 da configuração EXT06	206
Figura 142–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 18,80° de ângulo de virabrequim do furo 4 da configuração EXT06	207
Figura 143–Vista superior da fração mássica de OH por meio de <i>iso-surface</i> para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT08	208
Figura 144–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 9,60° de ângulo de virabrequim do furo 1 da configuração EXT08	208
Figura 145–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 7,20° de ângulo de virabrequim do furo 2 da configuração EXT08	209
Figura 146–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 8,40° de ângulo de virabrequim do furo 3 da configuração EXT08	209
Figura 147–Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 9,20° de ângulo de virabrequim do furo 4 da configuração EXT08	210
Figura 148–Vista isométrica e superior da temperatura para diferentes ângulos de virabrequim da configuração simulada com o método <i>LES</i> para cálculo da turbulência	211

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores das constantes do modelo <i>RNG</i> $k-\epsilon$ no <i>CONVERGE</i>	70
Tabela 2 – Especificações do motor monocilíndrico de pesquisa	95
Tabela 3 – Especificações de componentes computacionais utilizados	97
Tabela 4 – Configurações de exportação de geometria	100
Tabela 5 – Matriz da variação percentual do tempo gasto e da vazão mássica média para os diferentes tamanhos bases de malha (mm)	108
Tabela 6 – Matriz da variação percentual do tempo gasto e da vazão mássica média para os diferentes tamanhos bases de malha	108
Tabela 7 – Matriz da variação percentual do tempo gasto e da vazão mássica média para os diferentes níveis de refinamento adaptativo de malha	111
Tabela 8 – Cálculo do coeficiente de descarga para a admissão	113
Tabela 9 – Cálculo do coeficiente de descarga para a exaustão	113
Tabela 10 – Especificações das pré-câmara utilizadas experimentalmente	114
Tabela 11 – Condições de operação do motor monocilíndrico de pesquisa	115
Tabela 12 – Resultados do <i>TPA</i> para a configuração do motor de ignição por centelha	121
Tabela 13 – Resultados do Wiebe para a configuração do motor de ignição por centelha	124
Tabela 14 – Rugosidade absoluta e material considerados nas fronteiras	127
Tabela 15 – Refinamento fixo para criação da malha volumétrica	129
Tabela 16 – Posicionamento e direção do furo do injetor Bosch HDEV 1.1	129
Tabela 17 – Matriz da variação percentual do tempo gasto para executar uma simulação para os diferentes tamanhos bases de malha	132
Tabela 18 – Matriz da variação percentual do tempo gasto para executar uma simulação para os diferentes níveis de <i>AMR</i>	136
Tabela 19 – Matriz da variação do pico de pressão no cilindro para os diferentes níveis de <i>AMR</i>	136
Tabela 20 – Características dos mecanismos cinéticos químicos	137
Tabela 21 – Comparativo do pico de pressão no cilindro para diferentes mecanismos cinéticos químicos	138
Tabela 22 – Matriz da variação percentual do tempo gasto para os diferentes mecanismos cinéticos químicos	140
Tabela 23 – Comparativo da pressão no cilindro no 1º ciclo para diferentes multiplicadores de reação	141
Tabela 24 – Comparativo do pico de pressão no cilindro no 3º ciclo para diferentes multiplicadores de reação	143
Tabela 25 – Comparativo do pico de pressão no cilindro para diferentes multiplicadores em diferentes ciclos	143
Tabela 26 – Comparativo do pico de pressão no cilindro para três diferentes ciclos .	144

Tabela 27 – Refinamentos fixos adicionados às simulações com pré-câmara para criação da malha volumétrica	148
Tabela 28 – Principais parâmetros e configurações da simulação 3D	148
Tabela 29 – Resultados das configurações validadas do motor	153
Tabela 30 – Especificações das pré-câmaras utilizadas para o comparativo entre a melhor validação e as suas extrapolações	173
Tabela 31 – Resultados das configurações validada e extrapoladas do motor	173
Tabela 32 – Especificações das pré-câmaras utilizadas para o comparativo entre diferentes extrapolações visando o apagamento de chama	197

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

1D	Unidimensional
3D	Tridimensional
<i>AMR</i>	Refinamento adaptativo de malha (do inglês: <i>Adaptive Mesh Refinement</i>)
<i>BMEP</i>	Pressão média efetiva de eixo (do inglês: <i>Brake Mean Effective Pressure</i>)
CA	Calor liberado acumulado
<i>CAD</i>	Desenho assistido por computador (do inglês: <i>Computer-Aided Design</i>)
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CEFET-MG	Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais
<i>CFD</i>	Fluidodinâmica Computacional (do inglês: <i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CH ₃ OH	Metanol
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
C ₂ H ₄	Etileno
C ₂ H ₅ OH	Etanol
CoV	Coefficiente de variância
<i>CPU</i>	Unidade central de processamento (do inglês: <i>Central Processing Unit</i>)
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade
<i>DI</i>	Injeção direta (do inglês: <i>Direct Injection</i>)
<i>DNS</i>	<i>Direct Numerical Simulation</i>
E27	Gasolina com adição de 27% de etanol anidro
<i>ECFM</i>	<i>Extended Coherent Flamelet Model</i>
<i>EGR</i>	Recirculação dos gases de exaustão (do inglês: <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
<i>FLEX</i>	Veículos multi-combustíveis (do inglês: <i>Flexible-fuel vehicle</i>)

FUNDEP	Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa (FUNDEP)
GB	Gigabyte
Gbps	<i>Gigabits</i> por segundo
<i>HAI</i>	<i>Hydrogen Assisted Jet Ignition</i>
<i>HC</i>	Hidrocarboneto
<i>HDD</i>	Disco rígido de armazenamento (do inglês: <i>Hard Disk Drive</i>)
<i>IAV</i>	<i>Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr</i>
<i>IMEP</i>	Pressão média efetiva indicada <i>do inglês: Indicated Mean Effective Pressure</i>
<i>ISSIM</i>	<i>Imposed Stretch Spark Ignition Model</i>
<i>JISCE</i>	<i>Jet Ignition Stratified Charge Engines</i>
KH	Kelvin-Helmholtz
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation</i>
MB	Megabyte
<i>MBT</i>	Mínimo avanço para torque máximo (do inglês: <i>Maximum Brake Torque</i>)
MCI	Motores de Combustão Interna
MFB	Frações de massa queimada (do inglês: <i>Mass Burned Fraction</i>)
NO	Monóxido de nitrogênio
NO _x	Óxidos de nitrogênio
OH	Hidroxila
PC	Pré-câmara de combustão
PCI	Poder calorífico inferior do combustível
<i>PFI</i>	Injeção indireta no pórtico de admissão (do inglês: <i>Port Fuel Injection</i>)
<i>PISO</i>	Pressão Implícita com Separação de Operadores (do inglês: <i>Pressure Implicit with Splitting of Operator</i>)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior

<i>RAM</i>	Memória de acesso aleatório (do inglês: <i>Random Access Memory</i>)
<i>RANS</i>	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
RC	Razão volumétrica de compressão
<i>RNG</i>	<i>Renormalization Group</i>
RPM	Rotações por minuto
RT	Rayleigh-Taylor
<i>SCRE</i>	Motor monocilíndrico de pesquisa (do inglês: <i>Single Cylinder Research Engine</i>)
<i>SI</i>	Ignição por centelha (do inglês: <i>Spark ignition</i>)
<i>STL</i>	<i>Standard Triangle Language</i>
SO ₂	Dióxido de enxofre
<i>TAB</i>	Analogia de quebra de Taylor (do inglês: <i>Taylor Analogy Break-up</i>)
TB	Terabyte
<i>TKE</i>	Turbulent Kinect Energy (do inglês: Energia Cinética Turbulenta)
<i>TPA</i>	Análise das Três Pressões (do inglês: <i>Three Pressure Analysis</i>)
<i>TJI</i>	Sistemas de ignição por jato turbulento (do inglês: <i>Turbulent Jet Ignition</i>)
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
VEB	Veículo elétrico a bateria
VMCI	Veículo movido a motor de combustão interna

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{eff}	Área efetiva do fluxo
A_f	Fator pré-exponencial
A_{furos}	Área dos furos da pré-câmara
A_s	Área superficial pelo qual o calor é transferido
A_{sc}	Área superficial da célula
A_t	Área do fluxo transversal
A_R	Área de referência
AA	Ângulo de Ancoragem
AF_{et}	Razão ar-combustível estequiométrica considerando o etanol
B	Diâmetro do cilindro
B_0	Constante do modelo de instabilidades de Kelvin-Helmholtz
B_1	Constante do tempo de quebra
BE	Porcentagem de combustível queimado no final da combustão
BEC	Final de queima de combustível
BM	Porcentagem de combustível no Ângulo de Ancoragem
BMC	50% de queima de combustível no Ângulo de Ancoragem
BS	Porcentagem de combustível queimado no início da combustão
BSC	Início de queima de combustível
c	Velocidade do som
C_b	Constante do modelo de injeção
C_d	Coefficiente de descarga
C_f	Fator de fricção de Fanning
C_{ff}	Constante do modelo de injeção
C_k	Constante do modelo de injeção
C_s	Constante do modelo de turbulência

C_1	Constante do modelo WoschniGT
C_2	Constantes do modelo WoschniGT
$C_{\epsilon 1}$	Constante do modelo de turbulência
$C_{\epsilon 2}$	Constante do modelo de turbulência
$C_{\epsilon 3}$	Constante do modelo de turbulência
C_{μ}	Constante do modelo de turbulência
Co	Número de Courant
Co_{max}	Número máximo de Courant
d_0	Diâmetro inicial do jato líquido que está penetrando em um gás incompressível
dx_{base}	Comprimento do volume no eixo x
D_{comb}	Duração da combustão
D_t	Coefficiente de difusão turbulenta de massa
D_{eq}	Diâmetro equivalente
D_{val}	Diâmetro da válvula
D_m	Difusividade de massa do líquido no ar
e	Energia interna total
e_b	Energia da zona queimada
e_{esp}	Energia interna específica
e_u	Energia não-queimada
E	Energia de ativação
H	Entalpia específica total
H_r°	Entalpia durante a transformação dos reagentes em produtos
h_a	Entalpia da massa de ar
h_c	Coefficiente convectivo de transferência de calor
h_m	Entalpia da espécie m

h_{comb}	Entalpia da massa de combustível
$h_{comb_{cil}}$	Entalpia da massa de combustível presente no cilindro
k	Energia cinética turbulenta
k_{fr}	Coefficiente de velocidade de reação direta
k_{rr}	Coefficiente de velocidade de reação reversa
K_1	Constante do modelo WoschniGT
K_2	Constante do modelo WoschniGT
K_p	Coefficiente de perda de pressão
K_t	Condutividade térmica
L_{val}	Levante da válvula
\dot{m}	Escoamento de massa na fronteira do volume de controle
m_a	Massa de ar
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar
m_b	Massa da zona queimada
\dot{m}_{ae}	Vazão mássica de ar que poderia preencher o mesmo volume com propriedades iguais da atmosfera local onde o motor funciona
m_c	Massa de combustível injetada por ciclo
\dot{m}_c	Vazão mássica de combustível
$m_{c_{cil}}$	Massa de combustível presente no cilindro
m_i	Índice da espécie
m_{pt}	Multiplicador de passo tempo especificado pelo usuário
m_u	Massa da zona não-queimada
m_{vc}	Massa do volume de controle
M_{form}	Massa das espécies formada de particulados
M_{total}	Número total de espécies
\bar{M}_i	Número médio de Mach na admissão

\dot{M}_{so}	Taxa de oxidação de massa de particulado
n	Número de rotações do motor
n_{rf}	Escala de refinamento fixo
n_t	Expoente da temperatura
\hat{n}_f	Vetor normal à face da célula
N_a	Número de moles do ar
N_{enec}	Potência quando o torque disponibilizado pelo motor (em plena carga) é igual torque necessário para movimentar o veículo (em determinada marcha), numa velocidade constante
N_{et}	Número de moles do etanol
N_i	Potência indicada do motor
N_{nl}	Número de núcleos lógicos utilizados
P_0	Pressão de estagnação
P	Pressão
P_{cil}	Pressão no cilindro
P_i	Pressão instantânea do fluido
P_m	Pressão do fluido em <i>motoring</i>
P_{mee}	Pressão média efetiva no eixo
P_r	Pressão do fluido de trabalho antes da combustão
P_T	Pressão na restrição
Pr_k	Constante do modelo de turbulência
Pr_ϵ	Constante do modelo de turbulência
r_i	Índice da reação
r_0	Raio da gota
R	Constante real dos gases
R_{total}	Número total de reações
R_{turb}	Constante do modelo de turbulência

q_{r_i}	Taxa de progresso para a r -ésima reação
Q_c	Calor liberado durante a combustão
\dot{Q}_b	Taxa de transferência de calor da zona queimada
\dot{Q}_u	Taxa de transferência de calor da zona não-queimada
S	Termo fonte de energia
SFC	Consumo Específico de Combustível (do inglês: <i>Specific Fuel Consumption</i>)
S_i	Termo fonte na direção i
S_m	Termo fonte da espécie m
s_r°	Entropia durante a transformação dos reagentes em produtos
S_s	Termo fonte que representa as interações com a fase discreta
Sh_d	Número de Sherwood
SOC	Início da combustão (do inglês: <i>Start of Combustion</i>)
\overline{S}_p	Velocidade média do pistão
t	Tempo
$t_{(72nl)}$	Tempo gasto em horas com a utilização de 72 núcleos lógicos
$t_{(exec)}$	Tempo em horas que a simulação levou para ser executada
T	Torque do motor
T_0	Temperatura de estagnação
T_{cil}	Temperatura no cilindro
T_o	Temperatura
T_r	Temperatura do fluido de trabalho antes da combustão
T_{MRF}	Tamanho da malha na região em que um refinamento fixo é aplicado
u	Velocidade do fluido
u_i	Velocidade na direção i
\bar{u}_i	Velocidade média na direção i

u'_i	Flutuação na direção i
u_j	Velocidade na direção j
u'_j	Flutuação na direção j
u_{rel}	Velocidade relativa entre o gás e a gota
u'_T	Componente flutuante da velocidade
U	Valor médio da velocidade
U_f	Velocidade do fluido na célula
$v'_{m,r}$	Coefficiente estequiométrico dos reagentes
$v''_{m,r}$	Coefficiente estequiométrico dos produtos
\forall	Volume
\forall_b	Volume da zona queimada
\forall_c	Volume da célula
\forall_d	Volume deslocado pelo motor
\forall_{PC}	Volume da pré-câmara
\forall_r	Volume do fluido de trabalho antes da combustão
\forall_u	Volume da zona não-queimada
V_o	Velocidade do veículo para uma determinada marcha
	\bar{v}_i Velocidade média do escoamento na admissão durante o período de abertura da válvula
w_{cil}	Velocidade média do gás do cilindro
W_c	Trabalho produzido sobre o pistão no ciclo
\dot{W}_e	Potência efetiva do motor
W_i	Trabalho indicado produzido sobre o pistão no ciclo
WC	Constante de Wiebe
We_g	Número de Weber do gás
x	Comprimento da célula

x_{base}	Comprimento do volume no eixo x
x_i	Direção i
x_{min}	Comprimento mínimo do elemento discretizado
x_v	Número de voltas para um ciclo completo
X	Símbolo químico para a espécie
X_m	Concentração molar da espécie 'm'
y_0	Posição inicial da gota
\dot{y}_0	Velocidade inicial da gota
Y_m	Fração mássica da espécie m
α	Ângulo do virabrequim
α_s	Fator de escala para o coeficiente de transferência de massa
δ_{ij}	Função delta de Kronecker
ϵ	Dissipação da energia cinética turbulenta
η	Constante do modelo de turbulência
η_c	Eficiência de combustão
η_{cc}	Eficiência de conversão de combustível
η_t	Eficiência térmica
η_v	Eficiência volumétrica
γ	Razão entre os coeficientes de calor específico
λ	Razão de equivalência ar-combustível
μ	Viscosidade dinâmica
μ'	Viscosidade de dilatação
μ_t	Viscosidade turbulenta
ρ	Massa específica
ρ_c	Massa específica do combustível
ρ_e	Massa específica do ar atmosférico local

ρ_m	Massa específica de cada espécie m
σ_{ij}	Tensor de tensões viscosas
τ	Tensões de Reynolds
Υ_1	Fração de massa do vapor
Υ_1^*	Fração de massa do vapor na superfície da gota
Λ	Comprimento de onda

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	31
1.1	OBJETIVOS	38
1.1.1	Objetivo geral	38
1.1.2	Objetivos específicos	39
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	40
2.1	MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	40
2.1.1	Conceito e funcionamento	40
2.1.2	Avanço de Ignição	41
2.2	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	43
2.2.1	Coefficiente de descarga das válvulas	43
2.3	EFICIÊNCIA DE COMBUSTÃO	44
2.4	EFICIÊNCIA TÉRMICA	45
2.5	EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL	45
2.6	PRESSÃO MÉDIA EFETIVA DE EIXO	45
2.7	CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL	46
2.8	COMBUSTÍVEIS	46
2.8.1	Gasolina	46
2.8.2	Etanol	47
2.9	INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL	49
2.10	CONTROLE DAS EMISSÕES EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	50
2.11	PRÉ-CÂMARA DE COMBUSTÃO	52
2.12	MODELAGEM COMPUTACIONAL DE MOTORES	55
2.12.1	Modelagem unidimensional de motores	56
2.12.1.1	<i>Equações de balanço</i>	57
2.12.1.2	<i>Correlação de Woschni</i>	60
2.12.1.3	<i>Combustão em duas zonas</i>	60
2.12.1.4	<i>Modelo prescritivo - Combustão por Wiebe</i>	62
2.12.1.5	<i>Modelo prescritivo - Taxa de queima pelo TPA</i>	63
2.12.2	Modelagem tridimensional de motores	64
2.12.2.1	<i>Equações de balanço em escoamento de fluidos</i>	65
2.12.2.2	<i>Modelo de turbulência</i>	67
2.12.2.3	<i>Modelo de injeção de combustível</i>	70
2.12.2.4	<i>Modelos de combustão e de emissões</i>	76
2.13	ESTADO DA ARTE	79

2.13.1	Influência da geometria da pré-câmara	79
2.13.2	Influência do combustível	83
2.13.3	Influência da abertura das válvulas, dos gases residuais e do movimento da carga	86
2.13.4	Influência da razão de compressão e da sobrealimentação	89
2.14	CONSIDERAÇÕES FINAIS	91
3	METODOLOGIA	92
3.1	OBJETO DE ESTUDO	94
3.2	COMPONENTES COMPUTACIONAIS FÍSICOS	96
3.3	COEFICIENTE DE DESCARGA DAS VÁLVULAS	97
3.3.1	Construção da geometria	97
3.3.2	Tratamento da geometria	98
3.3.3	Geração de malha volumétrica e construção do caso no <i>CONVERGE</i>	102
3.3.4	Teste de influência do número de núcleos na simulação	104
3.3.5	Teste de sensibilidade de malha	105
3.3.5.1	<i>Tamanho base de malha</i>	106
3.3.5.2	<i>Refinamento adaptativo de malha</i>	109
3.3.6	Cálculo do coeficiente de descarga	111
3.4	CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO MOTOR	113
3.5	MODELAGEM NUMÉRICA UNIDIMENSIONAL	115
3.5.1	Modelo <i>TPA</i> - Análise das Três Pressões	115
3.5.2	Modelo Completo: Combustão por Wiebe	121
3.6	MODELAGEM NUMÉRICA TRIDIMENSIONAL	125
3.6.1	Configuração <i>SI</i>	125
3.6.1.1	<i>Construção e tratamento da geometria</i>	125
3.6.1.2	<i>Geração de malha e construção do caso no CONVERGE</i>	125
3.6.1.3	<i>Injeção de combustível</i>	129
3.6.1.4	<i>Teste de sensibilidade de malha</i>	130
3.6.1.4.1	Tamanho base de malha	130
3.6.1.4.2	Refinamento adaptativo de malha	132
3.6.2	Teste de mecanismos cinéticos químicos	136
3.6.3	Teste de multiplicadores de reação	140
3.6.4	Teste de variabilidade cíclica numérica	143
3.6.5	Configuração com a pré-câmara	144
3.7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	148
4	RESULTADOS E ANÁLISES	149
4.1	COMPARATIVO ENTRE AS CONFIGURAÇÕES VALIDADAS	153

4.1.1	Análise por meio de imagens geradas pelo pós-processamento no <i>Tecplot</i>	154
4.1.2	Análise por meio de gráficos	163
4.1.3	Resumo do estudo	170
4.2	COMPARATIVO ENTRE UMA CONFIGURAÇÃO DE PC VALIDADA E AS SUAS EXTRAPOLAÇÕES	172
4.2.1	Análise por meio de imagens geradas pelo pós-processamento no <i>Tecplot</i>	173
4.2.2	Análise por meio de gráficos	186
4.3	COMPARATIVO ENTRE DIFERENTES EXTRAPOLAÇÕES VISANDO O APAGAMENTO DE CHAMA	195
5	CONCLUSÕES	212
	REFERÊNCIAS	214

1 INTRODUÇÃO

O aumento das emissões de gases poluentes em diversos setores tornou necessária tanto a implementação de políticas públicas quanto um aumento do rigor das legislações que tratam destas emissões. Estas ações motivaram a indústria a buscar por novas tecnologias focadas no uso de recursos naturais, reduzindo os níveis de contaminação [1]. Considerando dados globais de 2016, o setor energético foi responsável por 86% de todas as emissões de CO₂ da atmosfera, sendo que os sub-setores de eletricidade e transporte produzem respectivamente 46% e 24% do total de CO₂ proveniente da geração global de energia [2]. O transporte ainda é responsável por cerca de 14% da emissão global de gases que agravam o fenômeno do aquecimento global [3], [4], [5], o que corresponde a cerca de 7 bilhões de toneladas de CO₂, quase a mesma quantidade do que é observado na pecuária [5], [6]. Desta forma, aumentar a eficiência de motores de ignição por centelha em condições de cargas parciais torna-se um dos caminhos mais desafiadores para uma contribuição positiva desta questão mundial, já que, enquanto esta estratégia simplifica o controle do motor, o aumento de perdas por bombeamento compromete fortemente a eficiência global do motor [7]. Dentro de um curto prazo, as melhorias na eficiência global de um motor estarão associadas com o aumento da penetração de tecnologias que já estão disponíveis para comercialização e que se tornarão mais bem aceitas e com custos que sejam viáveis, sendo alguns exemplos dessas tecnologias: *EGR (Exhaust Gas Recirculation)*, coletores de exaustão integrados, levantamento de válvulas variável, geometria de turbinas variáveis, desativação de cilindros e variação da razão de compressão, entre outros. Além disso, avanços em sistemas de ignição podem fazer sistemas de combustão com mistura pobre mais acessíveis e viáveis economicamente, tais como sistemas de pré-câmara de combustão (PC) que foram desenvolvidos em recentes trabalhos que incluem Mahle e *IAV (Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr)* [8]. A Figura 1 ilustra um sistema de pré-câmara de combustão desenvolvido por *IAV*.

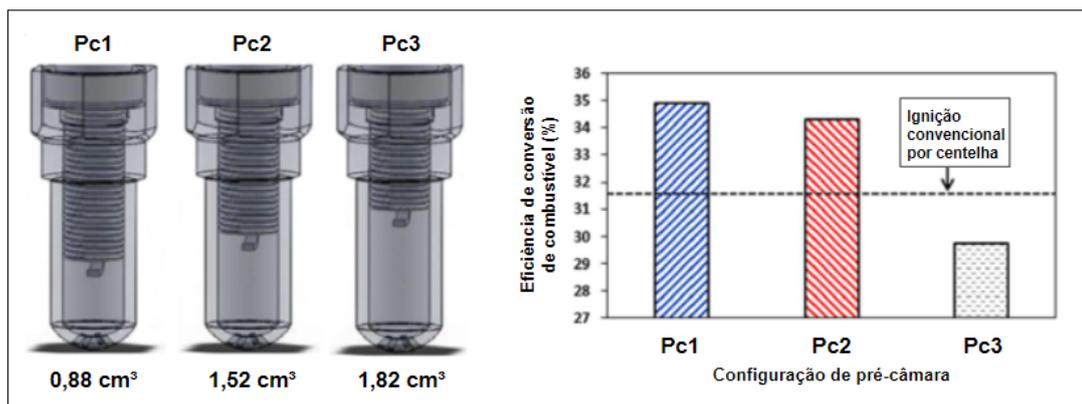
Figura 1 – Sistema de pré-câmara de combustão desenvolvido por *IAV*



Fonte: *IAV* [9]

Nos sistemas de pré-câmara, a combustão ocorre primeiramente dentro da pré-câmara para que então os gases sejam forçados para o interior da câmara principal, onde, na forma de jatos, eles permitem a ignição da mistura ar-combustível dentro da câmara principal com muito mais energia que uma centelha produzida por um sistema de ignição convencional com uma vela. Ainda, nos sistemas de ignição por jato turbulento (*TJI - Turbulent Jet Ignition*) a chama se apaga quando a mesma atravessa os furos de interconexão entre a pré-câmara e a câmara principal, permitindo assim, mesmo com uma mistura pobre ou estequiométrica, o reacendimento da mistura na câmara principal em decorrência dos radicais oriundos das espécies químicas que, quando combinados com elevadas energias cinéticas e térmicas, resultam em uma ignição da mistura mais intensa com uma temperatura relativamente mais baixa, o que significa a redução das emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) no duto de exaustão. Por fim, estes sistemas de pré-câmara dependem diretamente de parâmetros relacionados à sua geometria, tais como volume, diâmetro dos furos e número de furos, ao combustível utilizado e à razão volumétrica de compressão ajustada e a otimização de sua geometria permite alcançar reduções do período da combustão (em até 29,1%), da variabilidade cíclica (em até 98,7%), do consumo específico de combustível (em até 8%) e das emissões de NO_x (em até 92%) quando comparados a um motor convencional por ignição a centelha [10]. A Figura 2 ilustra três diferentes geometrias e seus impactos na eficiência de conversão de combustível quando é realizada o comparativo entre as configurações com e sem presença de pré-câmara.

Figura 2 – Influência da geometria de uma pré-câmara de combustão na eficiência de conversão de combustível e comparativo entre diferentes configurações com pré-câmara e a configuração com ignição convencional por centelha



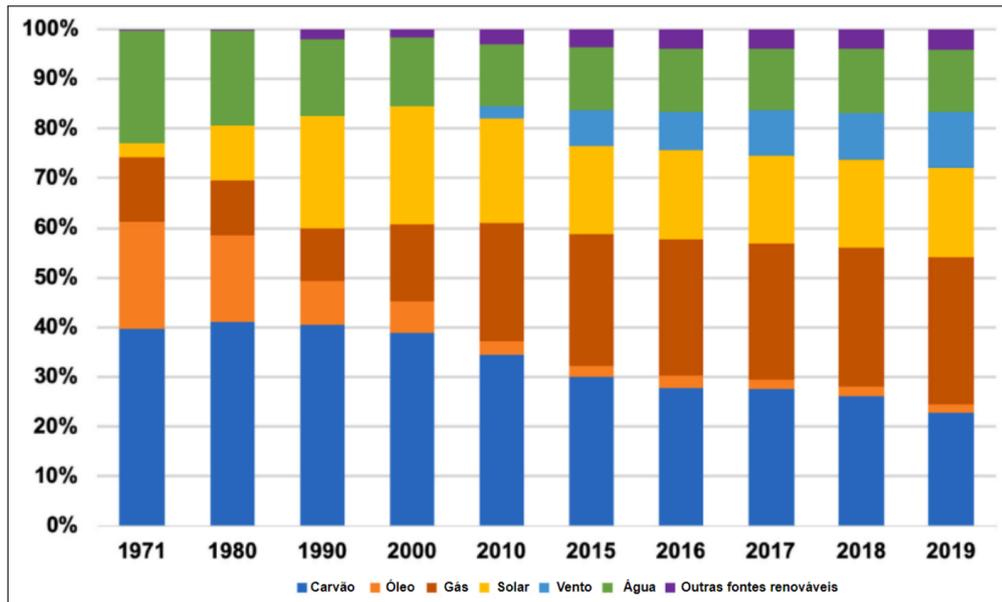
Fonte: Adaptado de Oliveira [10]

Em complemento às técnicas experimentais de trabalho envolvendo motores de combustão interna (MCI) e sistemas de pré-câmaras, é importante ressaltar que o uso de simulação numérica possibilita a redução tanto de tempo quanto de testes onerosos, otimizando assim o desenvolvimento de um MCI. A Fluidodinâmica Computacional (*CFD*)

- *Computational Fluid Dynamics*) ainda permite compreender como o comportamento do fluido é afetado pela geometria e estende a análise em um caminho muito mais amplo, tendo como ressalva que simulações *CFD* 3D (tridimensional) consomem uma quantidade expressiva de tempo se comparada a outros métodos, além de necessitarem de condições de contorno que só podem ser obtidas experimentalmente, trazendo para a simulação numérica certas desvantagens que, por sua vez, podem ser contornadas com a adição aos estudos de modelos 1D (unidimensionais), permitindo assim alcançar tanto um estudo mais amplo quanto melhorias no processo de compreensão [26].

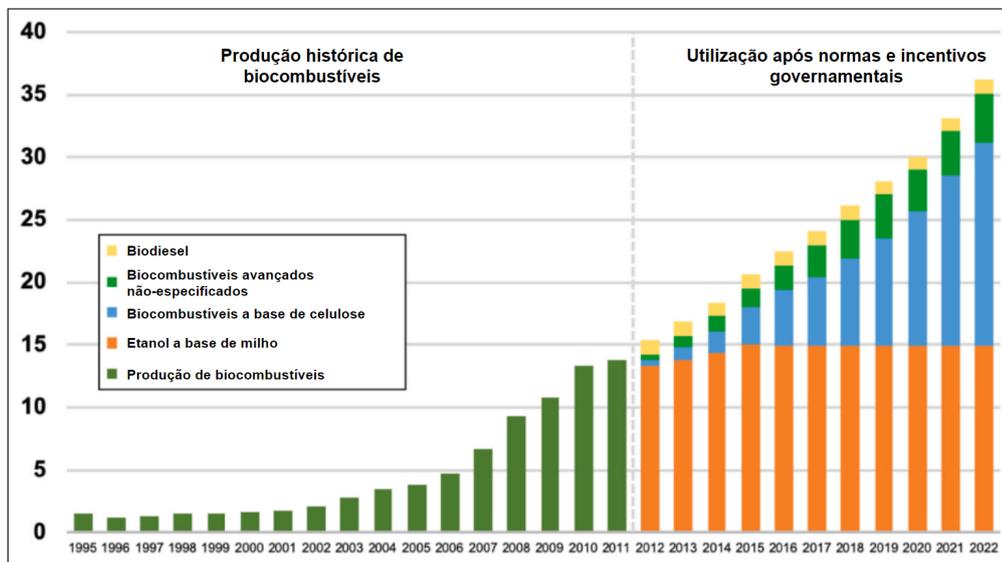
Existem constantes afirmações de que os MCIs são largamente responsáveis pela poluição do meio ambiente e considera-se uma questão de tempo a transição para a mobilidade inteiramente elétrica (os então chamados veículos de “zero” emissão) [11], [12]. Porém, na atualidade, os combustíveis derivados de petróleo representam cerca de 95% da energia utilizada para transporte, e aproximadamente 60% do óleo cru produzido é usado para a fabricação de combustíveis que serão utilizados em transportes [13], [14], [15], sendo assim o transporte continuará nas próximas décadas sendo largamente abastecido por MCIs que utilizam estes combustíveis [8], [13], [15], [16], [17]. Soma-se a isso o fato de os MCIs serem financeiramente viáveis, além de robustos e duráveis quando se trata da conversão de energia química para energia mecânica e que os mesmos podem ser adaptados para o tipo de combustível que será utilizado [18]. Ainda, a redução das emissões deve levar a uma maior eletrificação dos transportes rodoviários, no entanto, deve-se considerar a forma pela qual essa energia é produzida, já que a eletrificação do setor veicular torna-se ineficaz se esse cenário exigir a produção de energia e baterias a partir de fontes associadas a grandes emissões de gases responsáveis pelo aquecimento global [19]. Conforme apresentado pela Figura 3, a produção atual de eletricidade, também usada para recarregar os veículos elétricos e para o processo de manufatura de seus componentes, não é ecologicamente correta. Com a eletrificação da frota veicular, mais eletricidade será demandada, o que pode provocar alterações na atual matriz energética. Neste sentido, fontes bioenergéticas apresentam um potencial para promover uma geração de eletricidade mais limpa, permitindo a troca da utilização de combustíveis fósseis por vento, água, luz solar e recursos de biomassa [20]. A Figura 4 ilustra o crescimento do uso de biocombustíveis apontado por estudos e iniciativas governamentais, seja misturado com opções fósseis ou utilizado isoladamente, sendo importante ressaltar que, nestes estudos, os biocombustíveis entre 2011 e 2012 passaram a ser categorizados e que antes desse período eram generalizados como “produção de biocombustíveis”.

Figura 3 – Matriz energética entre 1971 e 2019 em países economicamente desenvolvidos



Fonte: Adaptado de Santos [2]

Figura 4 – Prospecto de produção de biocombustíveis (em % de participação dos biocombustíveis como fonte de energia para transporte)

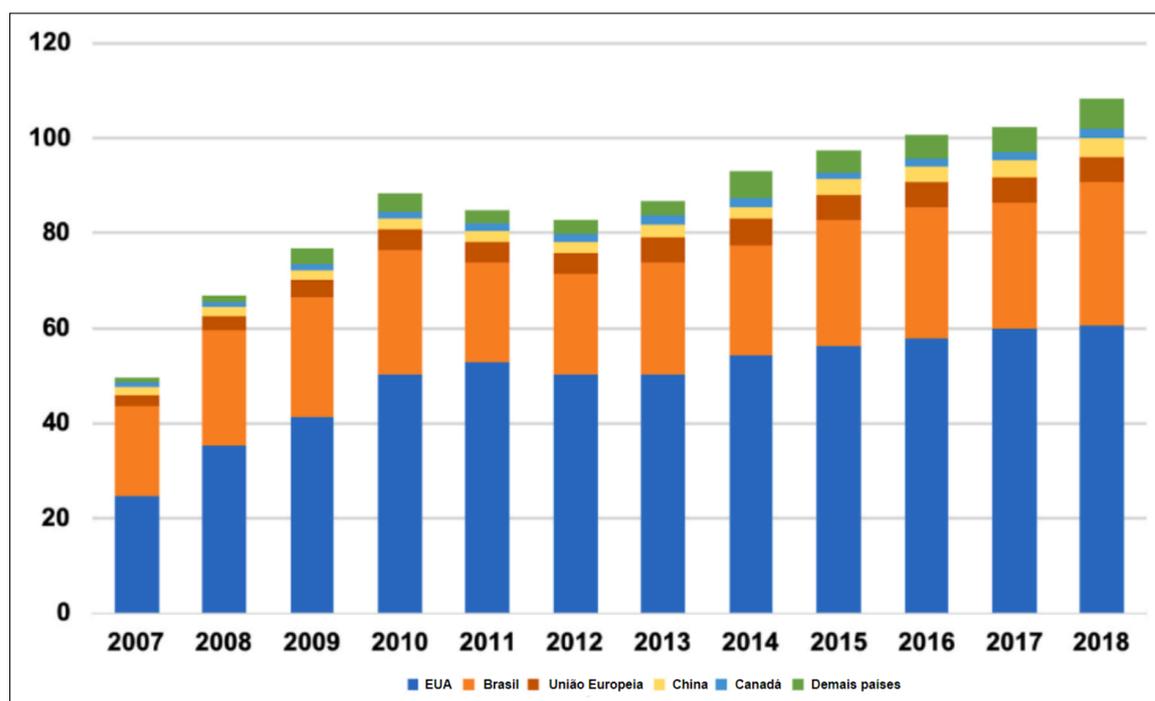


Fonte: Adaptado de Santos [2]

O uso de combustíveis produzidos por fontes renováveis são fortemente incentivados tanto pela não renovabilidade de combustíveis fósseis quanto pelo potencial de redução das emissões de gases [21]. Em termos de emissão, sua justificativa vem do fato de que a quantidade de CO₂ lançada para a atmosfera em função da sua combustão é compensada pelo crescimento das plantas usadas na produção do combustível, que irá absorver uma

quantidade similar de CO_2 durante a fotossíntese, tornando nula a contribuição do etanol no aprisionamento de CO_2 na atmosfera. O etanol é atualmente o único biocombustível utilizado em larga escala, podendo ser produzido através da fermentação, o que representa 80% da produção global, e também através de síntese química por meio da hidratação de etileno (C_2H_4) provenientes de gás natural e petróleo [2]. A Figura 5 ilustra que os pioneiros na produção do etanol são Brasil e Estados Unidos (EUA), o que pode ser justificado não apenas pela suas cadeias produtivas bem-desenvolvidas, mas também em decorrência da disponibilidade e custo de matéria-prima, já que cana-de-açúcar e milho são abundantes nos respectivos países [2]. Além disso, no Brasil, como resposta ao aumento do preço do petróleo na década de 1970, o governo criou incentivos para a produção e uso de etanol [22], [23], fazendo que com que este combustível fosse comercialmente oferecido como etanol hidratado, com 95,1 a 96% de etanol em sua composição, ou como etanol anidro, misturado na gasolina em 27% de porcentagem volumétrica, tornando assim mais de 50% dos automóveis brasileiros capazes de utilizar etanol na atualidade [2].

Figura 5 – Produção global de etanol (em bilhões de litros)



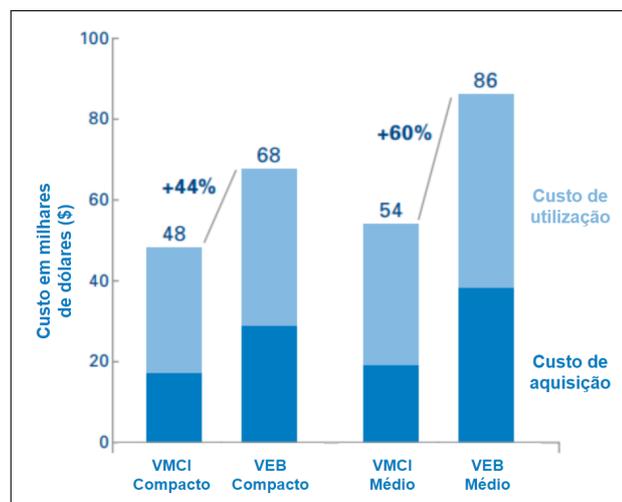
Fonte: Adaptado de Santos [2]

Além disso, constatou-se que o custo total de um veículo elétrico a bateria (VEB) é significativamente maior do que um veículo movido a motor de combustão interna (VMCI). Também foi constatado que os VEBs em 2015 eram, sem exceção, significativamente mais caros de serem produzidos quando comparados aos VMCI, especialmente em razão do custo de produção das baterias, além de imporem um maior custo de abastecimento

(recarga) aos seus proprietários [24]. A Figura 6 ilustra que para um veículo compacto para passageiros (*Ford Focus Titanium*) o custo total de um VEB supera em 44% o custo total de um VMCI, enquanto para um veículo médio para passageiros (*Honda Accord EX*) o custo total de um VEB supera em 60% o custo total de um VMCI, sempre para um período equivalente a 20 anos, partindo de 2015. No cenário brasileiro, em Abril de 2022, era possível encontrar um veículo sub-compacto (*Renault Kwid*) em sua versão movida a MCI com valores que variavam de R\$60 000,00 a R\$68 000,00, enquanto sua versão movida a motor elétrico era encontrada por R\$ 143 000,00 [25], um aumento de até 138,3% em relação às versões movidas a MCI.

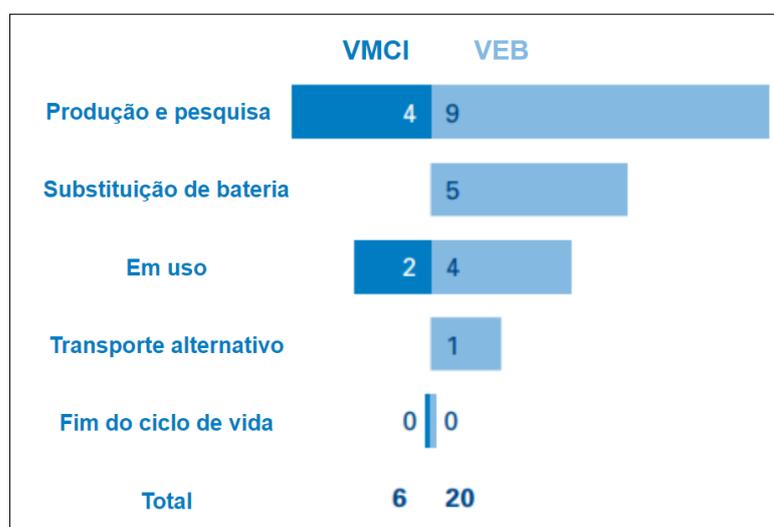
Do ponto de vista ambiental, a análise é mais complexa, já que em 2015 os VEBs alcançaram as metas de redução de emissões de gases relacionados ao aquecimento global quando comparados aos VMCI, considerando o ciclo de vida de um veículo. Este fato, porém, mascara tanto o maior impacto à saúde humana quanto diversos efeitos colaterais ao meio-ambiente promovidos pelos VEBs quando comparados ao VMCI. Enquanto os impactos ambientais gerados pelos VMCI são em maior parte frutos da combustão da mistura ar-combustível dentro de seus motores, o processo de produção dos VEBs gera, por sua vez, um conjunto de impactos ambientais muito mais disperso e prejudicial, o que acaba compensando boa parte de suas vantagens no que diz respeito às emissões de gases responsáveis pelo aquecimento global [24]. Ainda é possível observar na Figura 7 que a redução da expectativa de vida humana causada pelas toxinas geradas pela produção e pela utilização um veículo compacto é maior para um VEB (20 dias) do que para um VMCI (6 dias).

Figura 6 – Comparativo do custo total de um VMCI e de um VEB para o proprietário ao longo de 20 anos



Fonte: Adaptado de Brennan [24]

Figura 7 – Comparativo entre um VMCI e um VEB da redução (em dias) da expectativa de vida humana causada pelas toxinas geradas pela produção e pela utilização um veículo compacto



Fonte: Adaptado de Brennan [24]

A combinação do uso de metais pesados na manufatura de baterias de íons de lítio usadas no VEBs e da poluição emitida pela rede elétrica dos EUA (utilizada em boa parte do ciclo de vida dos VEBs) gera aproximada três vezes mais componentes tóxicos à saúde humana quando comparados ao VMCI. Dada a divergência sobre onde os impactos ambientais estão alocados, é seguro dizer que o consumidor que escolhe dirigir um VEB ao invés de um VMCI modifica a localização da cadeia de emissões de gases poluentes. Uma série de investigações detalhou que boa parte do cobalto e do grafite que adentram na cadeia produtiva de baterias de íons de lítio é alimentada por minas extremamente poluentes e com baixa regulamentação localizadas no Congo e na China. Desta forma, ao mesmo tempo que o motorista de um VEB reduz sua contribuição local de gases relacionados ao aquecimento global, ele cria um conjunto de impactos ambientais mais difuso e disperso pelo mundo, concentrando as consequências sobre zonas rurais e comunidades menos favorecidas que habitam as proximidades das minas das quais são retiradas as matérias-primas utilizadas para a fabricação das baterias dos VEBs [24].

Assim, os VMCI apresentam elevado potencial de melhoria de sua eficiência global e de suas emissões de poluentes, além de apresentarem pontos relevantes e favoráveis quando comparados aos VEBs que, por sua vez, representam um perigo à vida humana ao produzirem toxinas durante seus processos de produção e de utilização que são capazes de reduzir em mais de 3 vezes a expectativa média de vida de um ser humano quando comparado ao VMCI, além de apresentarem um custo maior tanto de aquisição quanto de manutenção e também de apresentarem tendência à intensificação de desigualdades sociais na medida em que tais toxinas, oriundas especialmente de seu ciclo de produção,

concentram-se em regiões economicamente desfavorecidas [24].

Com base no que foi discutido anteriormente, este presente estudo visa demonstrar como um sistema de pré-câmara de combustão pode ser uma técnica importante na busca por melhorias de desempenho e por uma redução das emissões de poluentes de um MCI, já que este ainda irá perdurar pelas próximas décadas e é uma tecnologia robusta e com diversos benefícios quando comparado aos motores elétricos frequentemente divulgados como uma promissora solução para o futuro dos meios de transporte. O foco principal desta dissertação foi a utilização de uma metodologia de simulação numérica, tanto unidimensional (1D) quanto tridimensional (3D), para tornar possível a otimização de parâmetros e variáveis de controle, propostas de melhorias e modificações em geometrias e um melhor entendimento a respeito dos fenômenos que ocorrem nos processos, sendo o *GT-SUITE* o programa (*software*) escolhido para a simulação unidimensional e o *CONVERGE* o programa escolhido para a simulação tridimensional. Definiu-se que a configuração de pré-câmara utilizada seria aquela relacionada a jatos turbulentos na sua configuração passiva (sem um segundo injetor de combustível), que o combustível seria etanol devido ao seu potencial tanto comercial quanto de redução das emissões de poluentes e que diferentes cargas e faixas de operação seriam utilizadas para um estudo mais amplo. Os resultados obtidos trataram de observar se houve tanto um aumento na taxa de combustão ocasionado pelos múltiplos pontos de ignição quanto uma elevação da energia de ignição decorrentes da implementação do sistema de ignição por jatos, sendo que o objetivo desta combinação era a observação do aumento da eficiência de conversão de combustível ao mesmo tempo em que reduziam-se as emissões de poluentes. Este presente estudo ainda foi desenvolvido com base na participação do discente no programa Rota 2030, mais especificamente no projeto de pesquisa “Desenvolvimento de um sistema de combustão ‘*Passive Turbulent Jet-Ignition*’”, coordenado pelo seu orientador Prof. Dr. José Guilherme Coelho Baeta e realizado por meio de uma parceria entre Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM) da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais (CEFET-MG) e as empresas Stellantis e Teksid do Brasil, sendo financiado pela Fundação de Desenvolvimento da Pesquisa (FUNDEP).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é estudar os efeitos do sistema de ignição por jatos turbulentos com pré-câmara passiva sobre parâmetros de desempenho e aqueles relacionados às emissões de poluentes por meio da utilização de um motor monocilíndrico de pesquisa operando com etanol hidratado e em condição estequiométrica com alta razão volumétrica de compressão.

1.1.2 Objetivos específicos

Os seguintes objetivos específicos são propostos:

- Validação de modelos numéricos unidimensionais e tridimensionais que sejam capazes de reproduzir o motor monocilíndrico de pesquisa estudado.
- Realizar um estudo numérico comparativo entre o sistema de ignição por jatos com pré-câmara passiva e o sistema de ignição convencional por centelha, de tal forma que possam ser analisados os principais parâmetros relacionados à eficiência de conversão de combustível indicada, às emissões de poluentes, à combustão (como calor liberado acumulado - CA) e ignição (como avanço de ignição);
- Estudar o desempenho, a combustão e as emissões de poluentes de diferentes geometrias de pré-câmara, analisando numericamente em fluidodinâmica computacional (*CFD*) as diferentes etapas do processo de combustão (enchimento da pré-câmara, mistura, propagação da chama e ejeção).

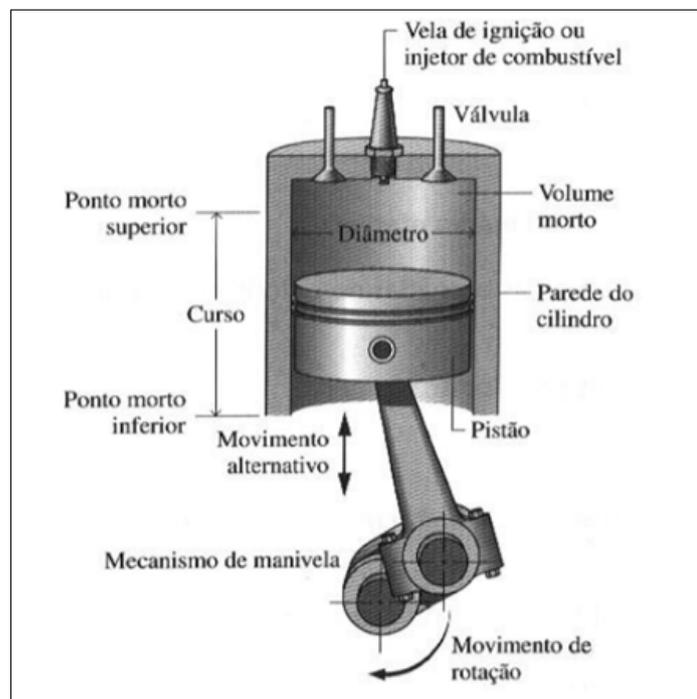
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

2.1.1 Conceito e funcionamento

A proposta dos MCI é produzir energia mecânica a partir da energia química dos combustíveis e da transformação de energia térmica em trabalho. Estes operam segundo ciclos termodinâmicas que envolvem expansão, compressão e mudanças de temperatura. Além disso, seu desempenho está diretamente relacionado à razão volumétrica de compressão (RC) definida como a razão entre o volume total da câmara de combustão com o pistão em PMI (Ponto Morto Inferior) e o volume da câmara de combustão com o pistão em PMS (Ponto Morto Superior) [28].

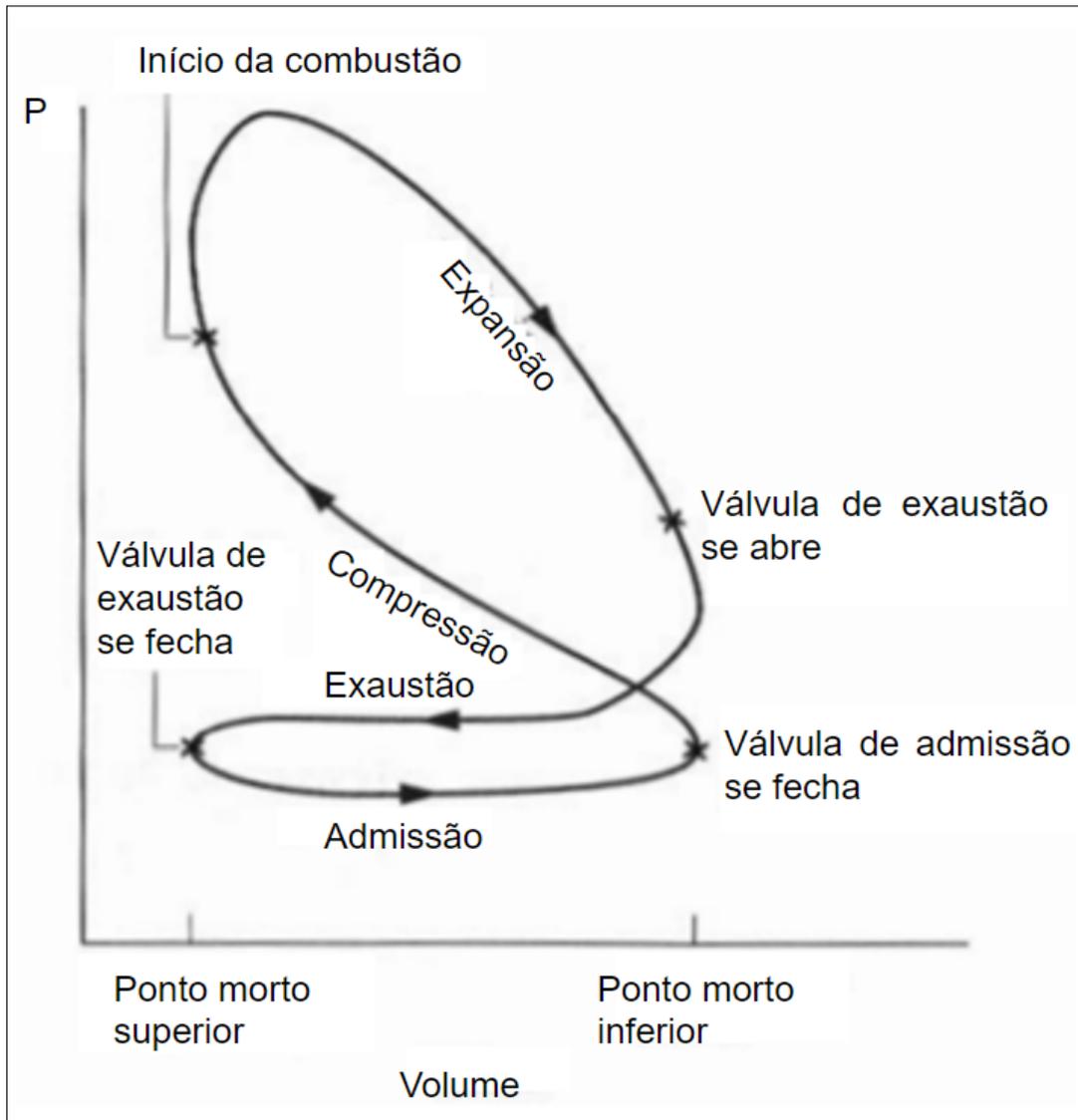
Figura 8 – Motor de combustão interna de ignição por centelha



Fonte: Adaptado de Brunetti [27]

Em um motor de combustão interna de quatro tempos, o pistão executa quatro cursos distintos dentro do cilindro para cada duas rotações do eixo de manivelas [27]. A Figura 9 fornece um diagrama de pressão-deslocamento de um MCI.

Figura 9 – Diagrama Pressão x Volume de um MCI



Fonte: Adaptado de Brunetti [27]

2.1.2 Avanço de Ignição

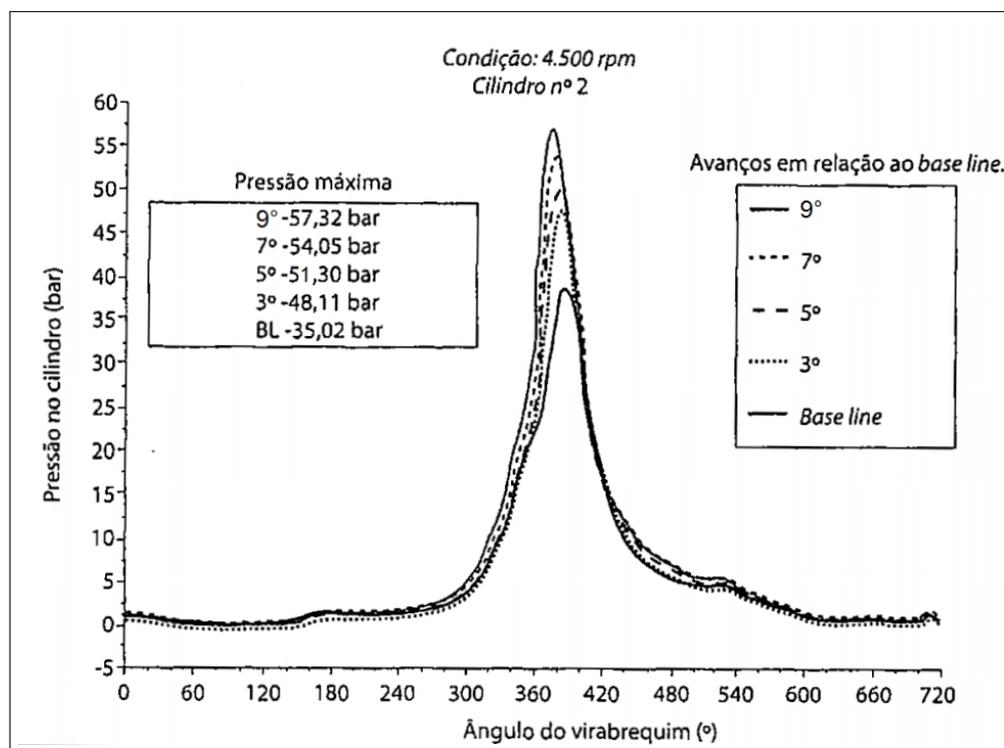
A combustão no cilindro apresenta uma primeira fase, durante a qual não se registra aumento na pressão. Essa fase, necessária ao desenvolvimento de reações preliminares junto à vela, denomina-se “retardamento químico da combustão” ou “atraso de ignição”. O tempo durante o qual acontece o retardamento é um dos responsáveis pela necessidade do avanço da centelha em relação ao PMS [27].

Além disso, nos motores multi-combustíveis comumente denominados *flex* (do inglês: *flexible-fuel*), bastante utilizados no Brasil, o avanço da centelha é de extrema importância, já que, como não há razão de compressão variável, o mesmo é responsável direto pelo aumento de pressão guiado pelo avanço da centelha e conseqüentemente pelo

melhor funcionamento com etanol (que normalmente se utiliza de razões de compressão superiores às da gasolina em função de sua maior resistência à autoignição).

A Figura 10 mostra um diagrama de pressão (P) por ângulo do virabrequim (α) para o ciclo real de um motor de ignição por centelha de 4 tempos à plena carga. Nesse caso, o ângulo de centelha responsável pela ignição da mistura é variado permitindo-se observar a importância deste na pressão desenvolvida no interior do cilindro. Além disso, a variação do avanço de centelha irá influir decisivamente na produção de trabalho líquido do ciclo [27].

Figura 10 – Diagrama P (pressão) - α (ângulo do virabrequim) - ciclo real - Motor de ignição por centelha - 4 tempos e 4 cilindros - a plena carga



Fonte: Adaptado de Brunetti [27]

O gradiente das pressões que representa a taxa da combustão indica a progressividade do aumento da pressão e da liberação de energia. É claro que, para efeito de desempenho do motor, o ideal é um gradiente elevado próximo ao PMS que permitiria liberar quase toda a energia junto ao PMS quando o pistão estivesse no início de seu curso de expansão, sem trabalho negativo devido à combustão. Entretanto, o crescimento muito brusco provoca altas pressões, ocasionando tensões elevadas em componentes e ruídos altos e indesejáveis no funcionamento do motor. O avanço de ignição que traz o melhor compromisso entre trabalho negativo na compressão e trabalho positivo na expansão é denominado “mínimo avanço para máximo torque” (do inglês: *MBT (Maximum Brake*

Torque) spark timing) [27]. Com uma centelha ótima, a máxima pressão no cilindro ocorre entre 13° e 15° após o ponto superior e metade da massa de combustível queimada (*MFB50 - Mass Fraction Burned*) ocorre em 8° após este mesmo ponto [28].

2.2 EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA

É um termo adimensional adotado para o estudo da admissão de ar para o motor, definida como a relação entre a massa de ar realmente admitida no motor e a massa de ar que poderia preencher o mesmo volume com propriedades iguais da atmosfera local onde o motor opera. Para o cálculo da eficiência volumétrica é importante mencionar qual a região de definição de temperatura e pressão: na entrada do filtro de ar ou na entrada da válvula de admissão, produzindo resultados diferentes em função da massa específica do ar. A Equação 2.1 representa a eficiência volumétrica [27].

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a * x_v}{\rho_e * \nabla_d * n} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ae}} \quad (2.1)$$

Onde η_v é a eficiência volumétrica, \dot{m}_a é a vazão mássica de ar, ρ_e é a massa específica do ar atmosférico local, ∇_d é o volume deslocado pelo motor, n é o número de rotações do motor, \dot{m}_{ae} é a vazão mássica de ar que poderia preencher o mesmo volume com propriedades iguais da atmosfera local onde o motor funciona e x_v é o número de voltas para um ciclo completo (1 para motores 2 tempos e 2 para motores 4 tempos).

2.2.1 Coeficiente de descarga das válvulas

O coeficiente de descarga das válvulas afeta a eficiência volumétrica nos motores de combustão interna. Esse coeficiente é definido pela razão entre a quantidade de ar que entra no cilindro (vazão mássica real) e a quantidade de ar que deveria entrar (vazão mássica teórica) e pode ser calculado pela Equação 2.2, considerando um escoamento subsônico [28].

$$\dot{m}_a = \frac{C_d * A_R * P_0}{(R * T_0)^{\frac{1}{2}}} * \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} * \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \right\} \quad (2.2)$$

Onde \dot{m}_a é a vazão mássica de ar, C_d é o coeficiente de descarga, A_R é a área de referência, R é a constante real dos gases, P_0 é a pressão de estagnação (pressão total na entrada), T_0 é a temperatura de estagnação (temperatura total na entrada), P_T é a pressão na restrição (pressão estática na saída) e γ é a razão entre os coeficientes de calor específico.

A área de referência é uma característica do projeto da válvula e normalmente utiliza-se a área da cortina calculada pela Equação 2.3 [28].

$$A_R = \pi * D_{val} * L_{val} \quad (2.3)$$

Onde D_{val} é o diâmetro da válvula e L_{val} é o levante da válvula.

O projeto dos coletores e dutos levam em consideração a velocidade de entupimento para as condições mais críticas de operação. Em altas velocidades do motor, ao menos que o tamanho das válvulas seja o suficiente, pode ocorrer estrangulamento (*choking*) durante parte do processo de indução na admissão (atingindo velocidades supersônicas em uma mínima área de escoamento da válvula). Este estrangulamento reduz substancialmente a eficiência volumétrica. Diversas definições para o número de Mach para admissão foram usados para identificar o início de estrangulamento, sendo uma alternativa definida Equação 2.4 [28].

$$\overline{M}_i = \frac{\overline{v}_i}{c} \quad (2.4)$$

Onde \overline{M}_i é o número médio de Mach na admissão, \overline{v}_i é a velocidade média do escoamento na admissão durante o período de abertura da válvula e c é a velocidade do som.

O número médio de Mach na admissão correlaciona as características da eficiência volumétrica melhor do que o índice de Mach. Para uma série de pequenos e modernos motores de quatro cilindro, quando \overline{M}_i se aproxima de 0,5, a eficiência volumétrica decresce significativamente mais rápida em razão do estrangulamento durante parte do processo de admissão. Esta relação pode ser usada para dimensionar a combinação de válvula/pórtico de admissão para otimizar a eficiência volumétrica na velocidade máxima do motor.

2.3 EFICIÊNCIA DE COMBUSTÃO

É um termo adimensional adotado para o estudo da combustão de um MCI, definida como a razão entre o calor total liberado pela queima de combustível por ciclo e o produto entre a massa de combustível injetada por ciclo e seu poder calorífico inferior (PCI). Ou seja, a eficiência de combustão mensura a transformação da energia química do combustível em energia interna que é a primeira transformação do processo total. A Equação 2.5 representa a eficiência de combustão [28].

$$\eta_c = \frac{Q_c}{m_c * PCI} \quad (2.5)$$

Onde:

Q_c : calor liberado durante a combustão

m_c : massa de combustível injetada por ciclo

PCI: poder calorífico inferior do combustível

2.4 EFICIÊNCIA TÉRMICA

É um termo adimensional adotado para o estudo térmico de um MCI, definida como a razão entre o trabalho produzido sobre o pistão no ciclo e o calor liberado durante a combustão, sendo responsável por quantificar a segunda transformação de calor em trabalho. A Equação 2.5 representa a eficiência térmica [28].

$$\eta_t = \frac{W_c}{Q_c} \quad (2.6)$$

Onde:

W_c : trabalho produzido sobre o pistão no ciclo

Q_c : calor liberado durante a combustão

2.5 EFICIÊNCIA DE CONVERSÃO DE COMBUSTÍVEL

É um termo adimensional definido como a razão entre o trabalho indicado produzido sobre o pistão no ciclo e o produto entre a massa de combustível injetada por ciclo e seu poder calorífico inferior, podendo ser representado também pelo produto entre a eficiência de combustão e a eficiência térmica indicada. A Equação 2.7 representa a eficiência de conversão de combustível [28].

$$\eta_{cc} = \frac{W_i}{m_c * PCI} = \eta_c * \eta_t \quad (2.7)$$

Onde W_i é o trabalho indicado produzido sobre o pistão no ciclo, m_c é a massa de combustível injetada por ciclo, PCI é o poder calorífico inferior do combustível, η_c é a eficiência de combustão e η_t é a eficiência térmica indicada.

2.6 PRESSÃO MÉDIA EFETIVA DE EIXO

Normalmente, utiliza-se torque e potência para mensurar o desempenho de um motor, sendo que ambos os parâmetros dependem do volume deslocado pelo mesmo. Para que o tamanho não seja um fator que influencie na comparação de eficiência entre motores, adota-se a pressão média efetiva de eixo ou *BMEP* em inglês (*Brake Mean Effective Pressure*), obtida dividindo o trabalho exercido pelo pistão e o volume deslocado pelo mesmo durante um ciclo. A Equação 2.8 representa a pressão média efetiva de eixo [27].

$$P_{mee} = \frac{x_v * N_e}{V_d * n} \quad (2.8)$$

Onde P_{mee} é a pressão média efetiva de eixo, V_d é o volume deslocado pelo pistão, x_v é o número de voltas para um ciclo completo (1 para motores 2 tempos e 2 para motores 4 tempos), N_e é a potência efetiva do motor e n é a rotação do motor.

Este parâmetro é bastante difundido e tem seu valor máximo bem estabelecido independentemente do volume deslocado do MCI. Para motores naturalmente aspirados movidos a gasolina, a pressão média efetiva de eixo normalmente se encontra entre 8,5 e 10,5 bar, enquanto as mais altas pressões médias efetivas de eixo são alcançadas por motores operando no ciclo Otto de quatro tempos com sobrealimentação, que podem atingir superiores a 17 bar. Apesar disto, deve-se ficar atento à operação de um MCI em condições de carga elevadas, pois altas pressões têm como consequência uma maior probabilidade de autoignição, o que reforça o uso de combustível de alta octanagem, já que o mesmo oferece maior resistência à autoignição, contribuindo para a operação viável em níveis elevados de pressão média efetiva de eixo [28].

2.7 CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

Para aferição do consumo específico de combustível de um MCI, usualmente é medida a vazão mássica de combustível durante um teste do motor. Porém, essa vazão mássica variará muito de acordo com volume deslocado pelo motor. Assim, o parâmetro de consumo específico de combustível busca normalizar a maneira como aferimos a eficiência que um MCI utiliza o combustível para produzir trabalho [28]. A relação de consumo específico de combustível é apresentada na Equação 2.9 [27].

$$SFC = \frac{\dot{m}_c}{\dot{W}_e} \quad (2.9)$$

Onde SFC é o consumo específico de combustível (*Specific Fuel Consumption*), \dot{m}_c é a vazão mássica de combustível e \dot{W}_e é a potência efetiva do motor.

2.8 COMBUSTÍVEIS

2.8.1 Gasolina

É uma mistura de diversas naftas obtidas do processamento do petróleo. As propriedades dessas misturas devem estar balanceadas de modo a dar um desempenho satisfatório em uma grande variedade de condições operacionais dos motores. Possui hidrocarbonetos de quatro a doze carbonos, sendo sua maioria entre cinco e nove carbonos. No Brasil, as gasolinas são classificadas como [27]:

- Gasolina A: isenta de álcool etílico anidro, sendo sua comercialização restrita somente entre refinador e distribuidor;

- Gasolina C: com adição de 27% de volume de álcool etílico anidro.

2.8.2 Etanol

O uso de oxigenados como combustível automotivo nasceu nos fins do século XIX, principalmente com o etanol (C_2H_5OH) e metanol (CH_3OH), em função de sua fácil obtenção. Já nos primeiros dez anos do século XX, seu uso era tanto puro quanto em misturas, funcionando como aditivo antidetonante para as gasolinas da época [27].

No Brasil, misturas com etanol eram comumente disponíveis em diferentes marcas de gasolina, estimuladas pelo fato de que toda a gasolina no Brasil ainda era importada, e que já havia uma grande oferta (real e potencial) de álcool e de matéria-prima para sua fabricação [27].

Na década de 1920, surgiram no mundo os primeiros usos de éteres como aditivos para aumentar a octanagem, enquanto na década de 1930, quase todos os países industrializados tiveram algum tipo de incentivo fiscal ou programa de mistura obrigatória de etanol. Em muitas nações, este sistema de combustível provou o seu valor durante a II Guerra Mundial, pois substituía boa parte do combustível de petróleo, mas quando a guerra terminou, o petróleo importado barato voltou ao mercado, e quase todos os países abandonaram seus programas de etanol [27].

Em 1973, a 1^a crise do petróleo mudou o rumo da história, elevando consideravelmente o preço do petróleo, situação que piorou em 1979. Muitas pesquisas em energias renováveis surgiram nessas épocas de crise, mas de todos os países com forte dependência energética, o Brasil foi um dos únicos que saiu com um programa permanente de uso do etanol, e com testes de engenharia já em andamento [27].

A criação do Programa Nacional do Álcool, em 14 de novembro de 1975, visava o desenvolvimento das técnicas e aperfeiçoamento dos insumos para a produção de etanol. Na primeira etapa, de 1975 a 1979, os esforços concentraram-se na produção de etanol anidro para ser acrescentado à gasolina, sendo o teor máximo permitido de água de 0,4%v (volume) para este álcool. A partir de 1980, para consolidar o programa, foram concedidos incentivos para a compra e uso de veículos a etanol. Os primeiros carros movidos totalmente a etanol hidratado começaram a circular em 1978, após as modificações nos motores originais a gasolina, sendo o teor máximo permitido de água de 4,9%v (volume) para este álcool [27].

Em 1980, para diminuir ainda mais a necessidade de importação de petróleo, o governo brasileiro instituiu a adição de 20% de etanol anidro na gasolina, que logo chegou ao patamar de 27% em 2015. A consolidação do uso do etanol como combustível se deu em 2002, com a entrada no mercado dos primeiros veículos *flex*, que aceitam qualquer teor da mistura de gasolina e etanol [27].

As principais vantagens do etanol como combustível são [29]:

- Combustível renovável que pode ser obtido de inúmeras fontes, sejam naturais ou sintéticas;
- Possui uma alta octanagem, resultando em uma alta resistência à ocorrência de detonação. Uma maior resistência à detonação possibilita a utilização de razões de compressão superiores, resultando em um motor mais eficiente;
- Apresenta menores teores de enxofre e possui menores índices de emissões de poluentes quando comparado à gasolina;
- Possibilidade de resfriamento do processo de admissão e compressão em virtude de seu alto calor latente de vaporização;

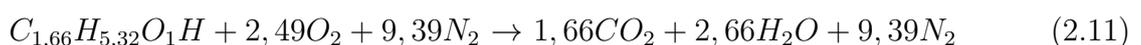
Já as principais desvantagens do etanol são [29]:

- Em virtude de seu baixo conteúdo energético, o etanol precisa de 1,5 vezes mais combustível, em relação à gasolina, para fornecer a mesma quantidade energética ao motor;
- Quantidade expressiva de aldeídos nos gases de escape, o que contribui negativamente para as emissões;
- Apresenta maior potencial corrosivo que a gasolina quando são utilizados materiais como cobre, bronze, alumínio, borracha e plástico, o que restringe os tipos de materiais implementados nos projetos de motores que utilizam esse combustível;
- Dificuldade de partida nos motores em temperaturas mais baixas, devido à baixa pressão de vapor e evaporação do etanol. Para suprir esta dificuldade o veículo deve ser equipado com um sistema de partida a frio que injeta uma pequena quantidade de gasolina para facilitar o início do funcionamento ou ser dotado de sistemas que aquecem o álcool no injetor durante a partida na fase de aquecimento do motor.

A fórmula química baseada na fração molar da mistura que representa o etanol hidratado é [30]:



A reação de combustão do etanol hidratado com o ar atmosférico pode ser descrita como [30]:



E ainda considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é $29 \frac{kg}{kmol}$, e a do etanol hidratado M_{et} , é $41,2 \frac{kg}{kmol}$ [30]:

$$AF_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_a * M_{ar}}{N_{et} * M_{et}} = \frac{11,88 * 29}{1 * 41,2} = 8,36 \frac{kg_{ar}}{kg_{combustível}} \quad (2.12)$$

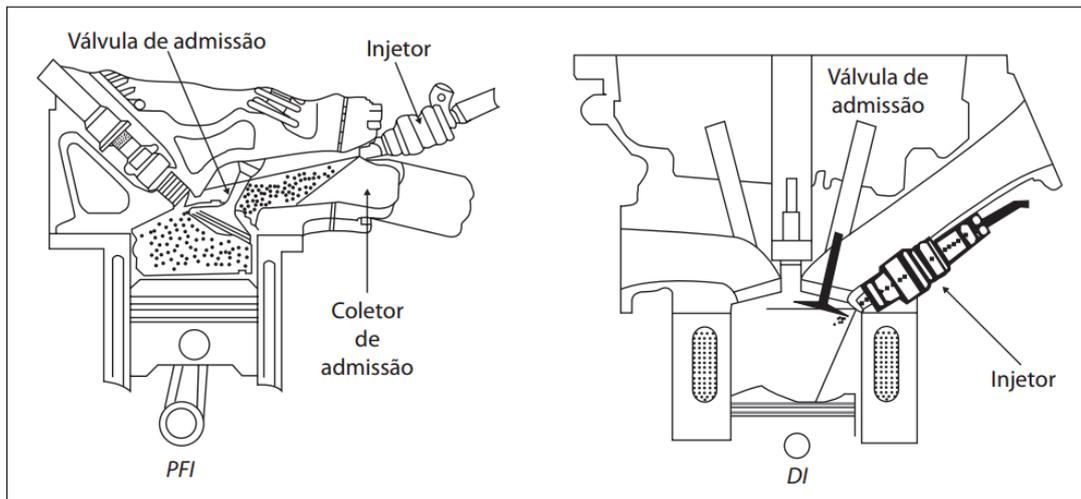
que é a razão ar-combustível estequiométrica do etanol hidratado [30].

O poder calorífico inferior do etanol hidratado é menor do que o da gasolina, mas como a sua razão ar-combustível também é menor, tornando necessária uma menor quantidade de ar para a combustão completa por já possuir oxigênio em sua composição, a mistura ar-combustível do etanol dispõe de uma maior quantidade de energia para uma mesma massa de ar [31].

2.9 INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

A injeção de combustível pode ocorrer tanto no coletor de admissão (denominada injeção indireta de combustível ou *PFI* (*Port Fuel Injection*)) quanto diretamente na câmara de combustão (*DI* - *Direct Injection*) [27]. A Figura 11 ilustra as diferenças entre os sistemas de injeção de combustível *PFI* e *DI*.

Figura 11 – Injeção de combustível - *PFI* e *DI*



Fonte: Adaptado de Brunetti [27]

A elevação da razão volumétrica de compressão no ciclo Otto para maior eficiência térmica impacta na resistência à detonação do combustível. A adoção da injeção direta permite mais de uma injeção de combustível no mesmo ciclo de combustão o que implica menor temperatura no interior da câmara de combustão e conseqüentemente maior resistência à detonação, permitindo-se assim a adoção de razão de compressão mais elevada e eficiente [27].

Além da maior eficiência térmica, a injeção direta de combustível (*DI*) também possibilita outras vantagens, se comparada aos sistemas de injeção indireta de combustível (*PFI*). O controle de mistura ar-combustível é mais preciso pelo fato de não haver deposição de combustível nas paredes do coletor de admissão ou nos dutos do cabeçote. Sabe-se que a formação desse filme de combustível nas paredes do coletor de admissão e cabeçote depende da temperatura de operação do motor, sendo uma variável bastante influente na formação de mistura ar-combustível, demandando assim relativo esforço no desenvolvimento. Em operações de variação abrupta de carga (transiente) tem-se também relativa vantagem da injeção direta de combustível, pois a massa de combustível é calculada para a massa de ar já admitida e presente no interior da câmara de combustão. Este melhor controle da relação ar-combustível, minimizando as variações entre cilindros, traz vantagens em dirigibilidade, controle de emissões de poluentes e, é claro, em consumo específico de combustível [27].

2.10 CONTROLE DAS EMISSÕES EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

A razão de equivalência ar-combustível é a razão entre certa razão ar-combustível ($\frac{m_a}{m_c}$) e a razão estequiométrica ($(\frac{m_a}{m_c})_{est}$) de um dado combustível, conforme a Equação 2.13 [27].

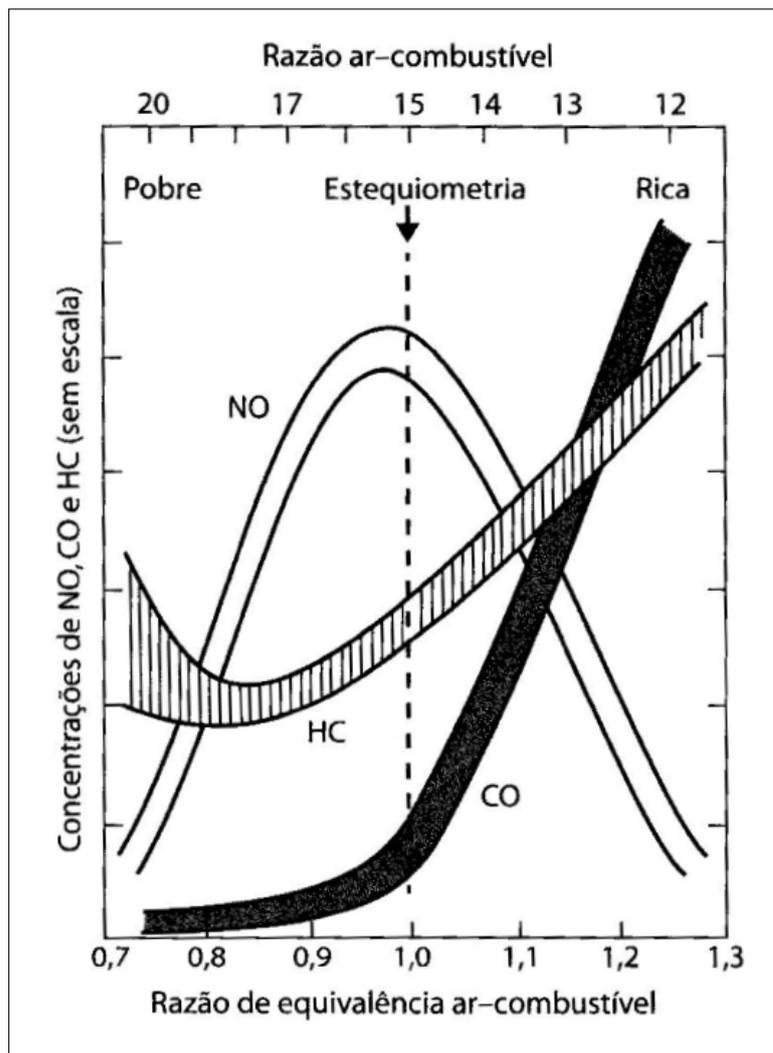
$$\lambda = \frac{\frac{m_a}{m_c}}{(\frac{m_a}{m_c})_{est}} \quad (2.13)$$

Sendo que se:

- $\lambda > 1$ a mistura denomina-se pobre;
- $\lambda < 1$ a mistura denomina-se rica;
- $\lambda = 1$ a mistura denomina-se estequiométrica.

A composição da mistura de ar e combustível impacta diretamente na formação de poluentes, conforme mostra a Figura 12.

Figura 12 – Variação da composição dos gases de escape em função da composição da mistura



Fonte: Adaptado de Brunetti [27]

Misturas ricas aumentam a concentração de monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos (HC). Mesmo com a mistura estequiométrica, a concentração desses poluentes é alta, em razão da falta de homogeneidade da mistura e de sua distribuição para os diversos cilindros [27].

Empobrecendo a mistura, os óxidos de nitrogênio (NO_x) crescem inicialmente em virtude da maior concentração de oxigênio, mas posteriormente diminuem pela redução da temperatura de combustão. A máxima formação de NO_x acontece em uma condição ligeiramente pobre, por volta de $\lambda = 1,05$. Apesar da temperatura adiabática de chama ser menor do que para a relação estequiométrica, a velocidade da formação de monóxido de nitrogênio (NO) é lenta, e na mistura mais pobre, isso é parcialmente compensado pela queda na velocidade de propagação de chama [27].

A maior estabilidade é atingida com $\lambda = 1,25$, que corresponde também à menor

concentração dos HC (combustão mais completa). Entretanto, nessa situação a concentração de CO atinge 4% a 5%. Empobrecendo a mistura, o CO diminui consideravelmente, mas crescem as oscilações do motor e os HC em razão das falhas de combustão [27].

A variação do avanço da centelha em relação ao valor ótimo pouco influi na emissão de CO e HC, mas incrementa a formação dos NO_x , principalmente para $\lambda > 1,0$. Atrasar a centelha reduz NO_x , já que reduz a pressão e, conseqüentemente, a temperatura, mas aumenta-se o consumo específico de combustível [27].

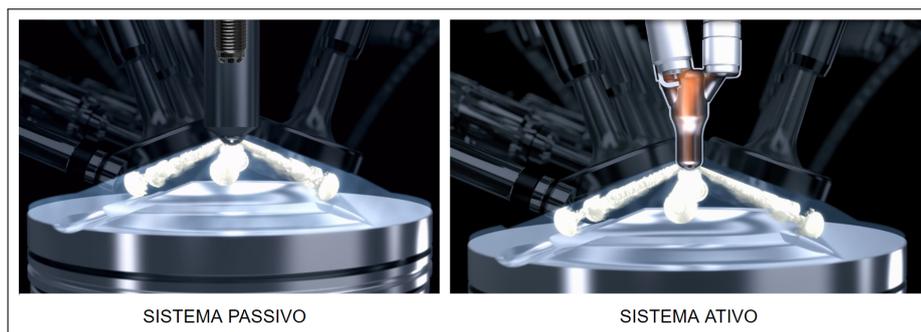
O aumento da razão volumétrica de compressão provoca um aumento da temperatura máxima do ciclo e uma redução da relação volume-superfície da câmara. O primeiro fator tende a aumentar NO_x e o segundo a reduzir HC. O que se nota é que, em geral, os fatores geram efeitos antagônicos em relação à formação dos poluentes [27].

2.11 PRÉ-CÂMARA DE COMBUSTÃO

Sistemas de pré-câmara de combustão são investigados há diversos anos e podem ser divididos em dois conceitos: ativo e passivo, sendo o primeiro com injeção auxiliar de combustível dentro da pré-câmara e com a possibilidade de gerar uma mistura pobre na câmara principal e rica na PC e o segundo sem este auxílio e dependendo exclusivamente da transferência de massa da câmara principal para a PC na compressão.

Além disto, estes sistemas ainda podem ser classificados em *torch* e *jet* (por meio de jatos). No caso da ignição *torch*, a pré-câmara de combustão é conectada à câmara de combustão principal através de orifícios cujo o diâmetro é suficientemente grande para que a chama não se apague ao passar por orifícios. Desta a forma, uma frente de chama entra na câmara principal e a ignição se inicia diretamente na pré-câmara. Já a ignição por jatos normalmente tem como característica pequenos diâmetros de orifícios para que a chama se apague e jatos turbulentos em alta temperatura entrem na câmara principal. Os radicais ativos oriundos da extinção de chama permitem a ignição da carga na câmara principal através de reações químicas e de efeitos tanto térmicos quanto relacionados à turbulência. Além disso, a ignição da carga na câmara principal ocorre em múltiplos pontos distribuídos a uma certa distância da pré-câmara [32]. A Figura 13 ilustra sistemas passivo (sem um segundo injetor) e ativo (com um injetor auxiliar) de pré-câmara de combustão desenvolvidos pela Mahle [33].

Figura 13 – Sistemas passivo e ativo de pré-câmara de combustão - *MAHLE Jet Ignition*



Fonte: Adaptado de Mahle [33]

Historicamente, diversas pesquisas foram conduzidas para avaliar os diferentes sistemas de ignição com pré-câmara. Variações construtivas são normalmente consideradas para melhorar a eficiência destes sistemas, alterando tamanho, geometria, características da movimentação do ar, colocação ou presença de válvula ou velas [34]. Em 1973, Wimmer e Lee [35] apresentaram uma alternativa para a ignição de misturas pobres em motores de ignição por centelha. O estudo reportou o uso de misturas muito ricas em pré-câmaras para promover a ignição de misturas muito pobres na câmara principal. Uma mistura ar-combustível foi induzida através da pré-câmara com cerca de 5 vezes a quantidade estequiométrica de combustível e a taxa de 2% do escoamento de mistura da câmara principal. O processo de ignição foi iniciado através da colocação de uma vela na pré-câmara.

Em 1974, Davis et al. [36] também realizaram estudos de carga estratificadas em motores, usando o conceito da Figura 14a, designando o uso do princípio de ignição por jatos como “*Jet Ignition Stratified Charge Engines*” (*JISCE*), e calculando a razão ar-combustível da pré-câmara durante a compressão bem como outras características da combustão. Um cabeçote especial precisou ser desenvolvido, incorporando duas aberturas, uma para um transdutor de pressão embutido e outro para um termopar especial. Resultados apontaram uma descrição adequada dos processos de escoamento e combustão.

Em 1979, Adams [37], [38] desenvolveu dois estudos para relacionar volume, tamanho dos orifícios e geração e intensidade de turbulência de uma pré-câmara do tipo *torch*. No primeiro estudo, o autor determinou uma teoria para estas relações independentemente da orientação do furo, apontando para efeitos nas emissões na exaustão, potência e consumo específico de combustível. No segundo estudo, o autor avaliou os efeitos da orientação do furo nas emissões na exaustão, potência e economia de combustível, estabelecendo uma função entre o intervalo da combustão e a orientação do furo no motor. Através do mecanismo ilustrado pela Figura 14b, a mistura que foi introduzida no cilindro de qualquer forma era comprimida pelo movimento do pistão e forçada a adentrar para dentro da

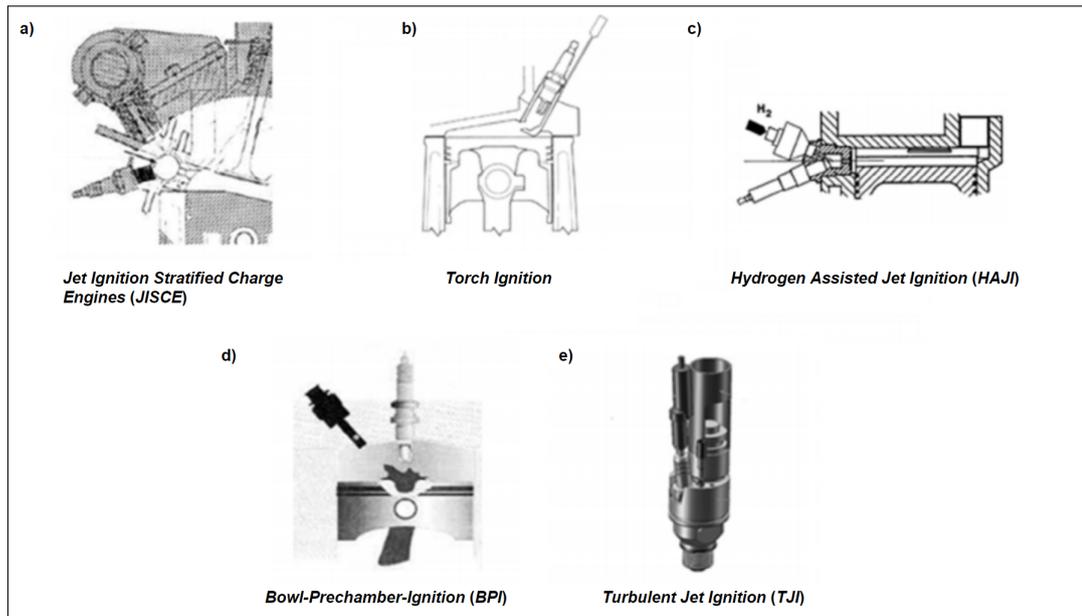
pré-câmara através do orifício, criando uma significativa turbulência em seu interior.

Em 1995, Lumsden et al. [39] apresentaram um conceito de inicialização da combustão usando misturas extremamente pobres ($\lambda = 5$). A ignição de hidrogênio assistida por jatos (*Hydrogen Assisted Jet Ignition - HAJI*) usa o diâmetro do escoamento de um jato turbulento e quimicamente ativo, com a confiabilidade de misturas ricas em hidrogênio com ignição por centelha. Em análises experimentais, eles utilizaram um motor monocilíndrico e gasolina com um sistema suplementar de hidrogênio no plano cilíndrico da pré-câmara, conforme mostrado na Figura 14c. Hidrogênio abastecia entre 1% e 3% da energia de combustível na câmara principal. Para o contexto automotivo, foi simulado um ciclo de condução para medir a performance, alcançando tanto redução de consumo específico de combustível quanto de níveis de emissões de poluentes na exaustão.

Em 2005, o conceito de *Bowl-Prechamber-Ignition (BPI)* [40] foi apresentado como uma alternativa às altas temperaturas da combustão e, conseqüentemente, aos altos níveis de emissão de NO_x . A principal característica desta proposta era a estratégia de dupla injeção. A primeira injeção era realizada na entrada do curso e promovia uma mistura pobre, com razão ar-combustível entre 1,4 e 1,7. Durante a compressão uma segunda injeção com pequena quantidade de combustível era direcionada para a saliência do pistão, conforme mostrado na Figura 14d. A diferença de pressão entre as câmaras e o formato do pistão favorecia um fluxo turbulento de uma mistura que entra na pré-câmara. Após a ignição da mistura enriquecida dentro da pré-câmara, jatos de chama penetravam na câmara principal dando início à ignição da mistura pobre. Essa mistura homogênea empobrecida era uma das principais responsáveis pela diminuição da temperatura e subseqüentemente da redução das emissões de NO_x .

Finalmente, em 2012, Toulson et al. [41] avaliaram um motor monocilíndrico com a utilização de um sensor ótico e operando com um sistema de pré-câmara com ignição por jatos turbulentos. A Figura 14e mostra o desenho da pré-câmara que foi colocada no local onde tradicionalmente se instalava a vela em um motor convencional de ignição por centelha. Os produtos da combustão da pré-câmara eram responsáveis por iniciar a combustão na câmara principal, permitindo uma rápida taxa de queima em múltiplos e largamente distribuídos pontos de ignição. Tanto a condição de operação do motor com mistura ultra-pobre poderia exceder o fator lambda equivalente a 1,8 quanto a curta duração da combustão foram garantidas em detrimento das distâncias relativamente pequenas que a chama atravessa.

Figura 14 – Diferentes configurações de sistemas de pré-câmara de combustão



Fonte: Adaptado de Wimmer [35], Davis [36], Adams [37], Lumsden [39], Kettner [40] e Toulson [41]

Além deste histórico, os estudos mais recentes envolvendo os sistemas de pré-câmara de combustão e os efeitos das variações de seus parâmetros, tais como geometria, combustível e razão de compressão foram abordados detalhadamente na Seção 2.13 (Estado da Arte).

2.12 MODELAGEM COMPUTACIONAL DE MOTORES

A mecânica dos fluidos computacional é descrita como a análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados como reações químicas por meio de uma simulação computacional [42]. Um escoamento de qualquer fluido está regido por três princípios fundamentais: a conservação da massa, a segunda lei de Newton e a conservação da energia, as quais são representadas em modelos matemáticos. O objetivo de *CFD* é resolver essas equações para obter valores do campo de escoamento em pontos discretos no tempo e/ou no espaço [43].

Os códigos *CFD* são estruturados com base em algoritmos numéricos e podem ser divididos em três elementos-chave [42]:

1. Pré-processador: No pré-processador, o problema de escoamento a ser resolvido pelo programa *CFD* é descrito e são inseridas todas as variáveis de entrada necessárias para o funcionamento do código. Nesta etapa, o usuário define a geometria ou domínio computacional, gera a malha, descreve os fenômenos físicos e químicos

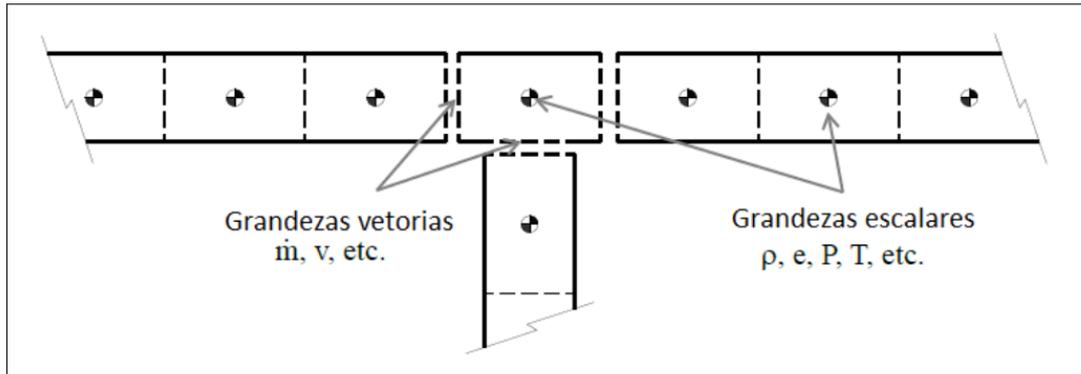
a serem modelados, define as propriedades do fluido e especifica as condições de contorno. Desta forma, todas as variáveis de entrada necessárias são inseridas para o funcionamento do código;

2. *Solver*: É a etapa na qual as equações definidas no domínio computacional são resolvidas a partir de métodos numéricos em ambiente computacional. Três de técnicas de solução numérica podem ser aplicadas: método das diferenças finitas, método dos elementos finitos e método dos volumes finitos. O método dos volumes finitos é uma formulação particular das diferenças finitas e é amplamente utilizado em códigos *CFD*. O *solver* resolve as equações de balanço dos fluidos por meio da integração das equações de escoamento sobre todo o volume de controle para que em seguida seja realizada uma discretização, convertendo as equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas e por último resolvendo estas equações através de um método iterativo amplamente abordado por Patankar [44], Ferziger et al. [45] e Fletcher et al. [46];
3. Pós-processador: No pós-processamento é onde os resultados obtidos do *solver* são manipulados. Nesta etapa são realizadas atividades como visualização de resultados, alteração de cores, gerenciamento de vetores, entre outros. Além disso, o pós-processamento permite visualizações do domínio computacional e da malha, visualização de planos e regiões de interesse, traçamento de gráficos variáveis com intensidade aferida em escala de cor e apresentação de animações dinâmicas.

2.12.1 Modelagem unidimensional de motores

No programa *GT-POWER*, o modelo de escoamento envolve a solução das equações de continuidade, quantidade de movimento e energia. Essas equações são resolvidas em uma dimensão, o que significa que todas as quantidades são médias em toda a direção do escoamento. Os métodos de integração do tempo incluem um integrador explícito e outro implícito. As principais variáveis para solução no método explícito são vazão de massa, densidade e energia interna. As principais variáveis de solução no método implícito são fluxo de massa, pressão e entalpia total [47].

O sistema é inteiramente discretizado em volumes menores, nos quais cada volume e cada tubulação são representados por pelo menos um volume. Esses volumes estão conectados por fronteiras. As variáveis escalares (pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, concentrações de espécies, etc.) são assumidas como uniformes em cada volume. As variáveis vetoriais (fluxo de massa, velocidade, fluxos de fração de massa, etc.) são calculadas para cada limite [47]. A Figura 15 representa o esquema de discretização.

Figura 15 – Esquema de discretização do *GT-POWER*

Fonte: Adaptado de Gamma Technologies [47]

2.12.1.1 Equações de balanço

Além da modelagem do escoamento de fluido e transferência de calor, o código utilizado pelo *GT-POWER* contém diversos outros modelos especializados necessários para a análise dos processos existentes no motor [47].

A Equação 2.14 representa a equação da continuidade ou conservação da massa e é abordada em uma dimensão pela variação da massa dentro do volume de controle igual ao somatório das massas que entram e saem da fronteira [47].

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{fronteira} \dot{m}_{vc} \quad (2.14)$$

Sendo m_{vc} a massa do volume de controle e \dot{m}_{vc} a vazão mássica na fronteira do volume de controle. A conservação da energia pode ser definida pela taxa de variação da energia igual ao somatório das quantidades de energia através da fronteira, sendo eles o trabalho e o calor, como descrito na Equação 2.15.

$$\frac{dm_{vc}e}{dt} = -p\frac{dV}{dt} + \sum_{fronteira} (\dot{m}_{vc}H) - h_c A_s (T_{fluido} - T_{parede}) \quad (2.15)$$

Onde e é a energia interna total, p é a pressão, V é o volume, H é a entalpia específica total, h_c é o coeficiente convectivo de transferência de calor, A_s é a área superficial pelo qual o calor é transferido, T_{fluido} é a temperatura do fluido e T_{parede} é a temperatura da parede.

A equação da conservação da quantidade de movimento que relaciona as pressões líquidas e as forças de cisalhamento na superfície da fronteira e a quantidade de movimento, sendo dada pela Equação 2.16.

$$\frac{dme}{dt} = \frac{dpA_t + \sum_{fronteira} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dx A_t}{D_{eq}} - K_p (\frac{1}{2} \rho u |u|) A_t}{dx} \quad (2.16)$$

Onde A_t é área do fluxo transversal, u é a velocidade do fluido, C_f é o fator de fricção de Fanning, ρ é a massa específica, D_{eq} é o diâmetro equivalente e K_p é o coeficiente de perda por pressão.

No método explícito o cálculo é direto e não requer iteração. Para garantir a estabilidade numérica, o passo de tempo deve ser restrito para satisfazer a condição de Courant, que será discutida a seguir, tornando o método explícito indesejável para simulações relativamente longas na ordem de minutos. Esse método tende a produzir previsões mais precisas das pulsações de pressão que ocorrem nos sistemas de injeção de combustível e no escoamento de ar do motor. A consideração de pulsações de pressão é de grande importância no caso de motores enquanto não é necessária na simulação de sistemas de resfriamento [47].

O cálculo dos valores de vazão mássica, densidade e energia interna são realizados com base nas equações de conservação. No método explícito, o lado direito das equações é calculado usando valores do período anterior, produzindo a derivada da variável primária e permitindo o valor do momento do cálculo. O solucionador explícito utiliza apenas os valores de sub-volume em questão e os seus sub-volumes vizinhos no instante anterior. Os métodos para a realização deste procedimento são relativamente longos (na ordem dos minutos). Para a maioria das simulações do *GT-SUITE*, bem como para simulações de injeção, lubrificação ou sistema hidráulico em pequenas escalas de tempo, o método explícito é recomendado [47].

A pressão e a temperatura são calculadas da seguinte maneira para cada passo de tempo [47]:

1. As equações de continuidade e energia produzem resultados para massa e energia no volume;
2. Conhecendo o volume e a massa, a densidade pode ser calculada, obtendo assim densidade e energia;
3. A densidade e a energia em função da pressão e da temperatura são definidas pelas equações de estado. Até que a densidade e a energia calculadas para um passo de tempo seja satisfeita, o solucionador realiza a iteração na pressão e na temperatura, sendo ainda possível a mudança de espécies como aquelas das reações químicas de combustão. Durante esta interação a transferência entre as espécies é então contabilizada.

Quando o solucionador explícito é usado, o número de Courant determina a relação entre o intervalo de tempo e o comprimento da discretização, sendo que este solucionador permanece estável escolhendo seu passo de tempo de maneira tal que a condição demonstrada na Equação 2.17 seja atendida [47]:

$$\frac{\Delta t}{\Delta x_{min}}(|u| + c) \leq 0,8 * m \quad (2.17)$$

Onde:

Δt : passo de tempo

Δx_{min} : comprimento mínimo do elemento discretizado

u : velocidade do fluido

c : velocidade do som

m_{pt} : multiplicador de passo tempo especificado pelo usuário (menor ou igual a 1,0).

O número de Courant em teoria deve ser inferior a 1,0, mas em decorrência da adição de equações que representam os fenômenos físicos anteriormente ausentes na análise original de Courant, um valor de 0,8 é usado para garantir a estabilidade das soluções para a maioria dos modelos [47].

O passo de tempo em *flowsplit* usa uma metodologia similar à utilizada para derivar a condição de Courant para tubos. O passo de tempo para divisão de escoamento no *GT-SUITE* é dado pela Equação 2.18 [47].

$$\Delta t \propto \frac{\rho \forall}{\rho A_{eff} c} \quad (2.18)$$

Onde:

\forall : volume

A_{eff} : área efetiva do escoamento

c : velocidade do som

ρ : massa específica

Em outras palavras, o passo de tempo deve ser pequeno o bastante para que apenas uma fração de massa possa ser “esvaziada” em um dado passo de tempo quando o fluido está deixando o *flowsplit* viajando na velocidade do som. Para determinar a área de escoamento (A_{eff}), o solucionador irá verificar cada fronteira do *flowsplit*. A área de escoamento de cada fronteira é definida como a menor das áreas baseadas na expansão do diâmetro do *flowsplit* naquela fronteira e no diâmetro de conexão para o *flowsplit* também naquela fronteira. A fronteira de maior área para o escoamento determina o valor de A_{eff}

e em última análise controla o passo de tempo requerido pelo *flowsplit* [47].

2.12.1.2 Correlação de *Woschni*

Este modelo de transferência de calor em cilindro em programas unidimensionais foi desenvolvido por *Woschni* em 1967 e indica que a transferência de calor no cilindro será calculada pela equação que simula a correlação clássica de *Woschni* sem *swirl* (movimento de carga cuja rotação de eixo é paralela ao movimento do pistão). A maior diferença deste modelo está na utilização dos coeficientes de transferência de calor durante o período em que as válvulas estão abertas, onde esta transferência de calor é aumentada pelas velocidades do escoamento através das válvulas de admissão e também pelo escoamento reverso através das válvulas de exaustão. A Equação 2.19 para o coeficiente de transferência de calor por convecção seguindo o modelo *WoschniGT* [47].

$$h_c = \frac{K_1 P_{cil}^{0,8} w_{cil}^{0,8}}{B^{0,2} T_{cil}^{K_2}} \quad (2.19)$$

Na qual h_c é o coeficiente convectivo de transferência de calor, B é o diâmetro do cilindro, K_1 e K_2 são constantes do modelo *WoschniGT*, P_{cil} é a pressão no cilindro, T_{cil} é a temperatura no cilindro e w_{cil} é a velocidade média do gás do cilindro, sendo ela dada pela Equação 2.20. Os expoentes da pressão, da velocidade e do diâmetro do cilindro são aqueles definidos por *Convergent Science* [48].

$$w = C_1 \overline{S}_p + C_2 \frac{\forall_d T_r}{P_r \forall_r} (P_i - P_m) \quad (2.20)$$

Na qual \overline{S}_p é a velocidade média do pistão, T_r é temperatura do fluido de trabalho antes da combustão, P_i é a pressão instantânea do fluido, P_m é a pressão do fluido em *motoring*, P_r é a pressão do fluido de trabalho antes da combustão, \forall_d é o volume deslocado, \forall_r é o volume do fluido de trabalho antes da combustão e C_1 e C_2 são constantes do modelo *WoschniGT* que são definidas para o modelo *Woschni* como 0,26 e $3,24 * 10^{-3}$, respectivamente [48].

2.12.1.3 Combustão em duas zonas

A combustão refere-se à transferência de uma quantidade definida de massa de combustível não-queimada e ar juntamente com a entalpia associada de uma zona não-queimada para uma zona queimada no cilindro, sendo resultado da liberação da energia química da mistura ar-combustível e do cálculo das espécies químicas bem como de suas concentrações. A combustão no *GT-POWER* ocorre da seguinte maneira [47]:

1. No início da combustão o cilindro é dividido em duas zonas: uma não-queimada e outra queimada. Todo o conteúdo do cilindro naquele instante se inicia na zona

não-queimada, incluindo gases residuais provenientes do ciclo anterior e recirculação dos gases de exaustão (*EGR*);

2. A cada passo de tempo, a mistura de combustível e ar é transferida da zona não-queimada para a zona queimada. A quantidade de mistura ar-combustível que é transferida para a zona queimada é definida pela taxa de queima. Essa taxa de queima é prescrita (ou calculada) pelo modelo de combustão;
3. Uma vez que o combustível não-queimado e associado ao ar foi transferido da zona não-queimada para a zona queimada em um determinado passo de tempo, um cálculo de equilíbrio químico é realizado para toda a zona queimada. Esse cálculo leva em conta todos os átomos de cada espécie (C, H, O, N, S, *Ar*) presente na zona queimada naquele instante, e obtém destes uma concentração de equilíbrio de 13 espécies produtos da combustão (N_2 , O_2 , H_2O , CO_2 , CO , H_2 , N, O, H, NO, OH, SO_2 , *Ar*). As concentrações de equilíbrio das espécies dependem fortemente da atual temperatura da zona queimada e, em menor grau, da pressão;
4. Uma vez que a nova composição da zona queimada foi obtida, a energia interna de cada espécie é calculada. Então, a energia de toda a zona queimada é obtida pelo somatório de todas as espécies. Aplicando o princípio de que a energia é conservada, as temperaturas das novas zonas queimada e não-queimada e a pressão do cilindro são obtidas.

No modelo de combustão por zonas, as Equações 2.21 e 2.22 de energia são resolvidas a cada passo de tempo [47].

Zona não-queimada:

$$\frac{d(m_u e_u)}{dt} = -p \frac{dV_u}{dt} - \dot{Q}_u + \left(\frac{dm_{comb_{cil}}}{dt} h_{comb_{cil}} + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) + \frac{dm_{comb}}{dt} h_{comb} \quad (2.21)$$

Zona queimada:

$$\frac{d(m_b e_b)}{dt} = -p \frac{dV_b}{dt} - \dot{Q}_b + \left(\frac{dm_{comb_{cil}}}{dt} h_{comb_{cil}} + \frac{dm_a}{dt} h_a \right) \quad (2.22)$$

Onde m_u é a massa da zona não-queimada, m_b é a massa da zona queimada, $m_{comb_{cil}}$ é a massa de combustível presente no cilindro, m_a é a massa de ar, m_{comb} é a massa de combustível injetado, e_u é a energia da zona não-queimada, e_b é a energia da zona queimada, p é a pressão no cilindro, V_u é o volume da zona não-queimada, V_b é o volume da zona queimada, \dot{Q}_u é a taxa de transferência de calor da zona não-queimada, \dot{Q}_b é a taxa de transferência de calor da zona queimada, $h_{comb_{cil}}$ é a entalpia da massa de combustível presente no cilindro, h_a é a entalpia da massa de ar e h_{comb} é a entalpia da massa de combustível injetado.

2.12.1.4 Modelo prescritivo - Combustão por Wiebe

Um modelo de combustão prescritivo simplesmente impõe a taxa de queima em função do ângulo de virabrequim. Essa taxa de queima prescrita será seguida independentemente das condições no cilindro, assumindo que há combustível suficiente disponível no cilindro para suportar a taxa de queima. Portanto, a taxa de queima não será afetada por fatores como fração residual ou tempo de injeção. Um dos modelos prescritivos disponíveis no *GT-POWER* é a combustão por Wiebe.

Este modelo impõe a taxa de queima para motores por ignição a centelha usando a função Wiebe, fazendo com que se aproxime de uma forma “típica” de uma taxa de queima. Este modelo também fornece um meio conveniente de implementar uma razoável taxa de queima se a pressão do cilindro medida não está disponível. Os dados de entrada necessários estão listados abaixo [47]:

AA: Ângulo de Ancoragem

D_{comb} : Duração da combustão

E: Expoente de Wiebe

CE: Fração de Combustível Queimado

BM: Porcentagem de combustível no Ângulo de Ancoragem (sendo 50% o padrão)

BS: Porcentagem de combustível queimado no início da combustão (sendo 10% o padrão)

BE: Porcentagem de combustível queimado no final da combustão (sendo 90% o padrão)

As Equações 2.23, 2.24, 2.25, 2.26, 2.27 e 2.28 representam respectivamente as constantes de: 50% de queima, início de queima, final de queima, Wiebe, início de combustão e taxa de queima [47].

$$BMC = -\ln(1 - BM) \quad (2.23)$$

$$BSC = -\ln(1 - BS) \quad (2.24)$$

$$BEC = -\ln(1 - BE) \quad (2.25)$$

$$WC = \left[\frac{D_{comb}}{BEC^{\frac{1}{E+1}} - BSC^{\frac{1}{E+1}}} \right]^{(E+1)} \quad (2.26)$$

$$SOC = AA - \frac{(D_{comb})(BMC)^{\frac{1}{E+1}}}{BEC^{\frac{1}{E+1}} - BSC^{\frac{1}{E+1}}} \quad (2.27)$$

$$Combustion(\alpha) = (CE)[1 - \exp^{-(WC)(\alpha - SOC)^{(E+1)}]} \quad (2.28)$$

Na Equação 2.28 o ângulo instantâneo de virabrequim é representado por α , cabendo ressaltar que a taxa de queima acumulada é calculada e normalizada para 1,0. A combustão começa em 0,0 (0% queimado) e termina em 1,0 ou 100% [47].

2.12.1.5 Modelo prescritivo - Taxa de queima pelo TPA

O cálculo da taxa de queima partindo da pressão do cilindro medida é frequentemente citado como “operação reversa”, porque os dados de entrada e saída dos cálculos são os inversos dos cálculos de combustão típicos da simulação de um motor tais como na combustão por Wiebe. Na operação direta, a taxa de queima é dado de entrada e a pressão do cilindro é o resultado. Na operação reversa, a pressão do cilindro é dado de entrada e a taxa de queima é o resultado. Ambas as operações utilizam as mesmas equações descritas anteriormente para a combustão em duas zonas. Não há hipóteses simplificadoras que são aplicadas apenas na operação reversa. No cálculo da operação reversa, a quantidade de combustível que é transferida da zona não-queimada para a zona queimada é iterada a cada passo de tempo até a pressão do cilindro coincidir com esta mesma pressão medida experimentalmente [47].

O método de cálculo taxa de queima a partir da pressão do cilindro utilizado foi o de Análise das Três Pressões (*TPA - Three Pressure Analysis*). Este método, conforme o seu nome diz, requer três pressões medidas: na admissão, na exaustão e no cilindro. Para esta análise, nenhuma estimativa de fração residual dos gases e de taxa de queima são necessárias como dados de entrada. Esta abordagem requer um modelo de motor que inclua pelo menos válvulas e pórticos. A simulação roda por múltiplos ciclos até que o modelo alcance a convergência. Como resultado, a taxa de queima e a fração residual dos gases serão calculadas, daí o motivo pelo qual estes parâmetros não são necessários como dados de entrada [47].

A metodologia da simulação é descrita da seguinte maneira [47]:

1. Para o primeiro ciclo, uma taxa de queima fictícia é usada e nenhuma análise de pressão é realizada;
2. A partir do segundo ciclo, a simulação irá “pausar” no começo de cada ciclo e calcula-se a taxa de queima aparente usando as condições; aprisionadas no cilindro naquele ponto (normalmente no fechamento da válvula de admissão) juntamente

com o perfil de pressão medido. O perfil de injeção (caso o injetor esteja presente) e a taxa de transferência de calor são retirados dos resultados do ciclo anterior;

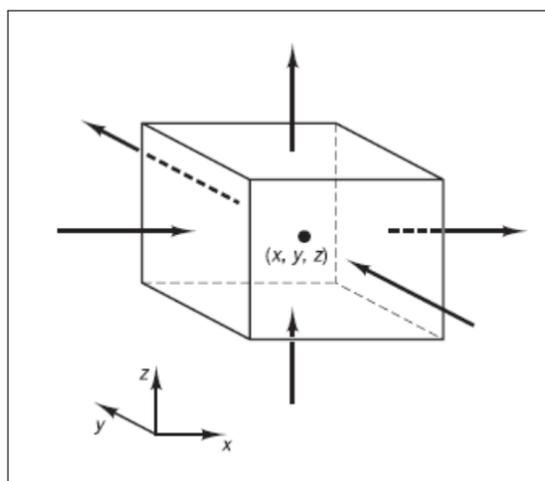
3. A simulação continua e a taxa de queima aparente calculada na etapa anterior é imposta durante o ciclo;
4. Os ciclos repetem até que a convergência do estado estacionário seja alcançada.

O benefício primário desta abordagem é que todas as grandezas no cilindros são previstas pela simulação, incluindo a taxa de queima e a fração residual dos gases. Contudo, para que estas grandezas sejam precisas, as características de fluxo do modelo devem estar devidamente ajustadas [47].

2.12.2 Modelagem tridimensional de motores

No modelo tridimensional, todo o domínio é subdividido em volumes, conforme representado na Figura 16. Todas as grandezas de transporte são colocadas no centro da célula. Porém, esse procedimento pode resultar em um desacoplamento da pressão e da velocidade, podendo produzir flutuações de pressão em células adjacentes em um padrão quadriculado. Usa-se então o algoritmo de Rhie-Chow com o objetivo de prevenir essas flutuações durante a interpolação e de eliminar esse efeito indesejável de “tabuleiro de xadrez” [48].

Figura 16 – Representação do volume finito



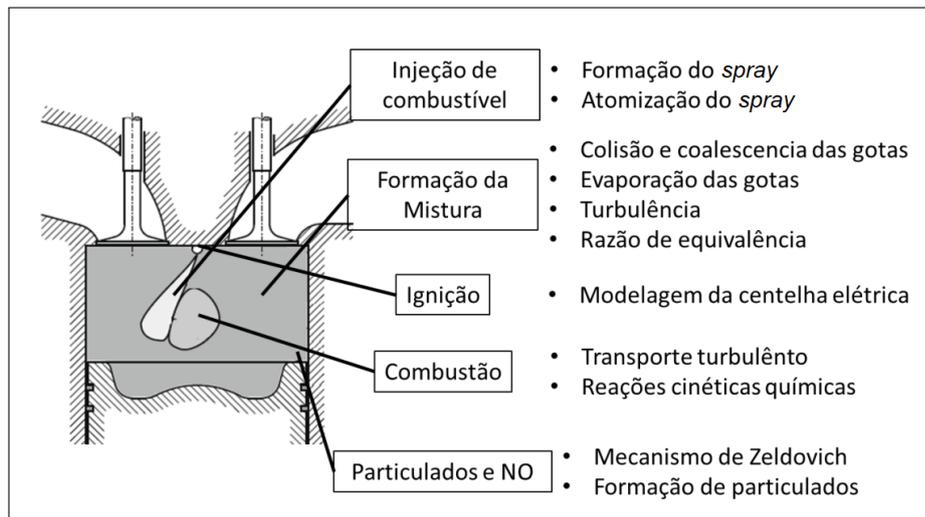
Fonte: Versteeg [42]

CONVERGE oferece um acoplamento de pressão e velocidade usando o método de Pressão Implícita com Separação de Operadores (*PISO - Pressure Implicit with Splitting of Operators*), que se inicia por meio de um valor estimado onde a equação de *momentum* é resolvida. Após esta estimativa, a equação de pressão é derivada e resolvida, resultando

em uma correção, que é aplicada para a equação de *momentum*. Esse processo de correção da equação de *momentum* pode ser repetido quantas vezes forem necessárias para alcançar a precisão desejada. Completada esta primeira etapa de correção, as outras equações de transporte são resolvidas [48].

A simulação tridimensional possui uma complexidade mais elevada quando comparada à simulação unidimensional, já que são necessários modelos específicos para a reprodução de todos os sub-processos ou fenômenos existentes. Por exemplo, para a injeção de combustível e modelagem de *spray*, tem-se modelos para a reprodução da quebra primária das gotas, da quebra secundária, dos fenômenos de arrasto, de colisão e de coalescência dessas gotas formadas. A Figura 17 sintetiza alguns dos principais fenômenos, tais como injeção de combustível, formação de mistura, combustão e seus respectivos parâmetros ou pontos importantes a serem modelados para a sua reprodução.

Figura 17 – Sub-processos para a modelagem tridimensional de motores de ignição por centelha



Fonte: Adaptado de Vaz [49]

2.12.2.1 Equações de balanço em escoamento de fluidos

É realizada uma consideração de que o fluido é contínuo e seu comportamento é escrito em termos de suas propriedades macroscópicas, tais como velocidade, pressão, densidade e temperatura e seus derivados de espaço e tempo. É adotada uma abordagem Euleriana, onde as propriedades relevantes do escoamento são calculadas em função da posição.

A Equação 2.29 representa a forma compactada da equação de conservação da massa (ou equação da continuidade) [42]:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.29)$$

Onde ρ é a massa específica, t é o tempo, x_i é a direção i e u_i é a velocidade na direção i .

A conservação do *momentum* é obtida pela segunda lei de Newton, onde a taxa de mudança do momento de uma partícula fluida é igual à soma das forças na partícula, sendo descrita como a Equação 2.30 [48].

$$\frac{\delta \rho u_i}{\delta t} + \frac{\delta \rho u_i u_j}{\delta x_j} = \frac{P}{\delta x_i} + \frac{\sigma_{ij}}{x_j} + S_i \quad (2.30)$$

Onde P é a pressão, S_i é o termo fonte na direção i e σ_{ij} é o tensor de tensões viscosas.

As tensões viscosas são proporcionais às taxas de deformação (fluido newtoniano), podendo ser definidas como na Equação 2.31 [48].

$$\sigma_{ij} = \mu_t + \frac{u_i}{\delta x_j} + \frac{u_j}{\delta x_i} + (\mu' - \frac{2}{3}\mu_t) + (\frac{u_k}{\delta x_k} \delta_{ij}) \quad (2.31)$$

Onde μ é a viscosidade dinâmica, que relaciona as deformações lineares, μ' é a viscosidade de dilatação, que relaciona as deformações volumétricas e δ_{ij} é a função delta de Kronecker.

Se a abordagem da turbulência é usada por meio de algum modelo, a viscosidade dinâmica, μ , é substituída pela viscosidade turbulenta, μ_t , determinada pela Equação 2.32 [48].

$$\mu_t = \mu + C_\mu \rho + \frac{k}{\epsilon} \quad (2.32)$$

Onde C_μ é a constante do modelo de turbulência, k é a energia cinética turbulenta e ϵ é a dissipação da energia cinética turbulenta.

A Equação 2.33 é referente à conservação da energia, na qual a taxa de mudança de energia interna de uma partícula de fluido é equivalente à taxa de adição de energia interna para a partícula de fluido somada à taxa de trabalho realizada na partícula [48].

$$\frac{\delta \rho e_{esp}}{\delta t} = \frac{\delta(\rho u_j e)}{\delta x_j} = -p \frac{\delta(u_j)}{\delta x_j} + \sigma_{ij} \frac{\delta(u_i)}{\delta x_j} + \frac{\delta}{\delta x_j} (K_t \frac{\delta T}{\delta x_j}) + \frac{\delta}{\delta x_j} (\rho D_t \sum_m h_m \frac{\delta Y_m}{\delta x_j}) + S \quad (2.33)$$

Onde e_{esp} é a energia interna específica, K_t é a condutividade turbulenta, T_o é a temperatura, D_t é o coeficiente de difusão turbulenta de massa, h_m é a entalpia da espécie m , Y_m é a fração mássica da espécie m e S : termo fonte de energia.

A Equação 2.34 descreve o balanço das espécies químicas [48].

$$\frac{\delta \rho_m}{\delta t} + \frac{\delta \rho_m u_j}{\delta x_j} = \frac{\delta}{\delta x_j} \left(\rho D_t \frac{\delta Y_m}{\delta x_j} \right) + S_m \quad (2.34)$$

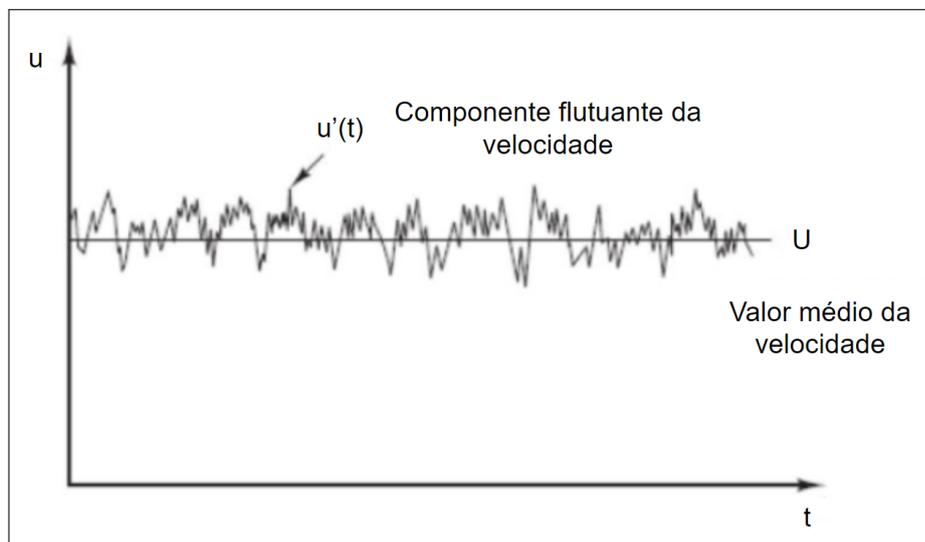
Onde D_t é o coeficiente de difusão mássica, S_m é o termo fonte e ρ_m é a massa específica de cada espécie m dada pela Equação 2.35 [48].

$$\rho_m = Y_m \rho \quad (2.35)$$

2.12.2.2 Modelo de turbulência

Durante a descrição do movimento de um fluido, é possível que ocorram dois regimes de escoamento, sendo o primeiro denominado escoamento laminar e caracterizado pelo movimento em camadas infinitesimais que se movem em trajetórias bem definidas e o segundo denominado escoamento turbulento, no qual o movimento do fluido é irregular e as velocidades são variáveis no tempo, conforme ilustrado na Figura 18. A ocorrência da turbulência se dá quando as forças viscosas no fluido não são capazes de conter flutuações aleatórias no movimento, tornando o escoamento caótico e aumentando expressivamente a taxa de mistura de momento, energia e espécie.

Figura 18 – Valor médio e componente flutuante da velocidade em um escoamento turbulento



Fonte: Adaptado de Versteeg [42]

Dentro os métodos disponíveis para a resolução do cálculo da turbulência estão os denominados *DNS* (*Direct Numerical Simulation*), *LES* (*Large Eddy Simulation*) e *RANS* (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*), em que, de maneira simplificada, se diferenciam entre a proporção calculada diretamente e a proporção modelada para o tratamento de um mesmo problema de escoamento.

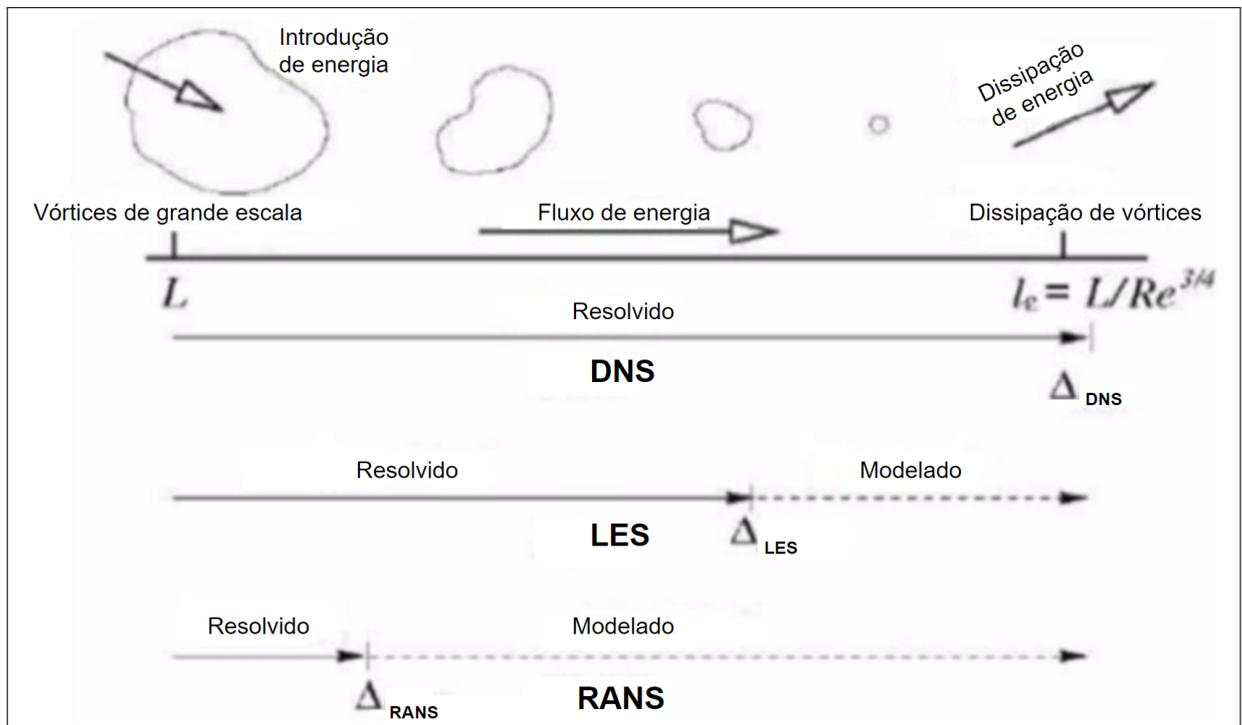
O método *DNS* simula o escoamento e todas as flutuações de velocidade turbulentas. A malha é então suficientemente pequena para resolver os menores vórtices existentes possuindo também um passo de tempo suficientemente pequeno para resolver os períodos de tempo com as mais rápidas flutuações. Esse modelo de simulação possui o maior custo computacional entre os três apresentados [42].

O método *LES* calcula o comportamento dos vórtices maiores, modelando os menores. Os efeitos dos menores vórtices no cálculo do escoamento médio do fluido somados aos efeitos dos maiores vórtices são incluídos pelo chamado modelo de *sub-grid scale*. Esse modelo obriga a resolução de equações para o fluido instável, demandando assim um enorme custo computacional [42].

O método *RANS* volta as atenções ao escoamento médio e os efeitos que a turbulência gera nele. As equações de turbulência são tratadas como médias no tempo e as tensões de Reynolds tratadas com modelos de turbulência, tais como $k-\epsilon$. O custo computacional com esse modelo é moderado [42].

A Figura 19 ilustra uma comparação qualitativa entre as proporções destes métodos.

Figura 19 – Valor médio e componente flutuante da velocidade em um escoamento turbulento



Fonte: Adaptado de Sodja (2007) [50]

Nos modelos *RANS*, as propriedades são separadas em seus valores médios (\bar{u}_i) e em flutuações (u'_i) na forma apresentada pela Equação 2.36.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.36)$$

Tem-se então que as tensões de Reynolds são proporcionais às taxas médias de deformação, como descrito na Equação 2.37 [48].

$$\tau = -\bar{\rho} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t \frac{\delta \tilde{u}_l}{\delta x_i}) \quad (2.37)$$

Sendo que a energia cinética turbulenta (k) é definida como a metade do tensor de tensões (Equação 2.38) e do tensor da taxa de deformação média δ_{ij} descrita pela Equação 2.39 [48].

$$k = \frac{1}{2} \tilde{u}'_i \tilde{u}'_j \quad (2.38)$$

$$\delta_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta \tilde{u}_i}{\delta x_j} + \frac{\delta \tilde{u}_j}{\delta x_i} \right) \quad (2.39)$$

Dentre os modelos de duas equações adicionais da família *RANS*, os modelos de turbulência *RNG* (*Renormalization Group*) k - ϵ foram utilizados neste trabalho para a modelagem tridimensional. Esse modelo representa os efeitos da turbulência de pequena escala por meio de uma função nas equações de Navier-Stokes. O *RNG* k - ϵ , então, remove sistematicamente as pequenas escalas de movimento das equações governantes, expressando seus efeitos em termos de grandes escalas e modificando a viscosidade [42].

Uma das equações de transporte adicionais para o cálculo da viscosidade turbulenta, μ_t (Equação 2.40) é aquela relacionada à energia cinética turbulenta, representada pela Equação 2.40

$$\frac{\delta \rho k}{\delta t} + \frac{\delta \rho u_i k}{\delta x_i} = \tau \frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta}{\delta x_j} \frac{\mu}{Pr_k} \frac{\delta k}{\delta x_j} - \rho \epsilon + \frac{C_s}{1,5} S_s \quad (2.40)$$

Onde “1,5” é o fator empírico da constante, S_s é o termo fonte que representa as interações com a fase discreta e C_s e Pr_k são as constantes do modelo.

A segunda equação é a dissipação da energia cinética turbulenta (ϵ) dada pela Equação 2.41:

$$\frac{\delta \rho \epsilon}{\delta t} + \frac{\delta \rho u_i \epsilon}{\delta x_i} = \frac{\delta}{\delta x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\epsilon} \frac{\delta \epsilon}{\delta x_j} \right) + C_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\delta u_i}{\delta x_i} + (C_{\epsilon 1} \frac{\delta u_i}{\delta x_i} \tau_{ij} - C_{\epsilon 2} + C_s S_s) \frac{\epsilon}{k} + S - \rho R \quad (2.41)$$

Onde S é o termo fonte, Pr_ϵ , $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$ e $C_{\epsilon 3}$ são constantes do modelo e R_{turb} e η são parâmetros calculados pelas Equações 2.42 e 2.43, respectivamente

$$R_{turb} = \frac{C_{\mu}\eta^3(1 - \frac{\eta}{\eta_0})\epsilon^2}{1 + \beta\eta^3} \frac{1}{k} \quad (2.42)$$

$$\eta = \frac{k}{\epsilon}|S_{ij}| = \frac{k}{\epsilon}\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.43)$$

As constantes do *RNG* utilizadas estão sintetizadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores das constantes do modelo *RNG* k- ϵ no *CONVERGE*

C_{μ}	$\frac{1}{Pr_k}$	$\frac{1}{Pr_{\epsilon}}$	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	η_0	β	C_s	C_{ps}
0,0845	1,39	1,39	1,42	1,68	-1,00	-4,38	0,012	0,00	0,03

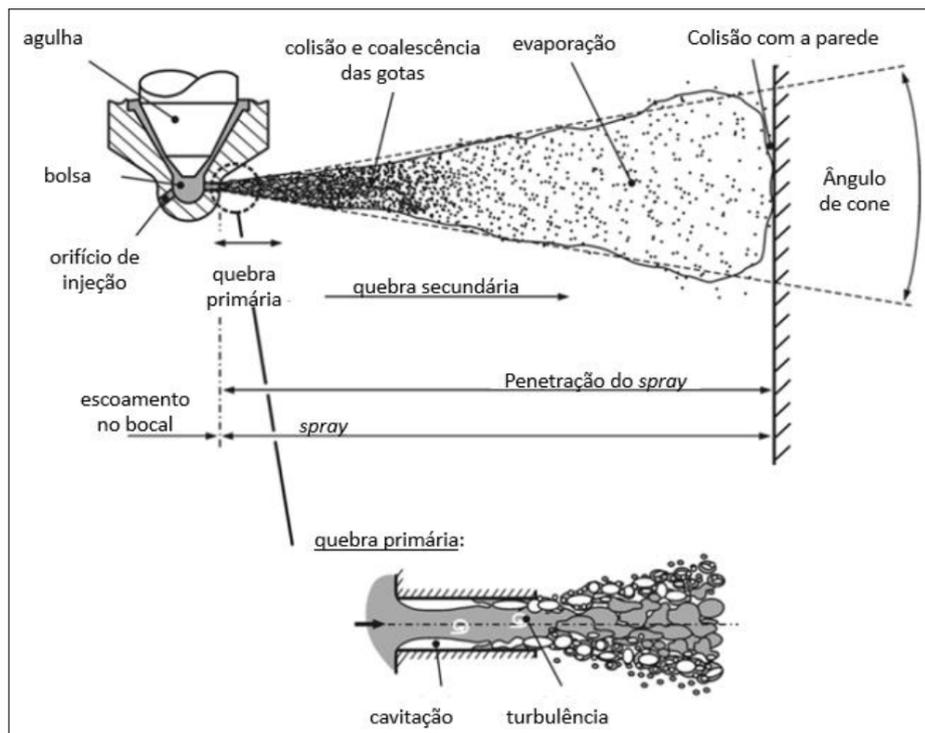
Fonte: Convergent Science [48]

2.12.2.3 Modelo de injeção de combustível

A injeção de combustível em alta velocidade através dos orifícios do injetor resulta na formação do *spray* de combustível, no aumento da velocidade do ar circundante, no aumento da turbulência no *spray* e na sua desintegração em pequenas gotas. Essas gotas são atomizadas à medida que penetram na câmara de combustão. Assim, o modelamento do *spray* é descrito por uma abordagem Lagrangeana, onde a propriedade de cada gota é descrita individualmente. O termo *spray* será utilizado em inglês, já que esta palavra não é comumente traduzida para o português na área de estudo aqui abordada.

Quando o *spray* líquido sai pelos orifícios do injetor, ele sofre a ação da cavitação e turbulência, quebrando-se assim em gotas, caracterizando desta forma a quebra primária do *spray*. Essas gotas iniciais estão sujeitas à ação de forças aerodinâmicas (pressão e arrasto) induzidas pela velocidade relativa entre gotas e gás circundante, o que leva a um aumento de instabilidade na superfície ou da gota inteira. Simultaneamente, a força de tensão superficial tenta sustentar a gota no formato esférico e neutralizar a deformação. Dessa instabilidade, ocorre a quebra secundária das gotas, ou seja, a desintegração das gotas existentes em outras ainda menores [51]. A Figura 20 ilustra os fenômenos existentes no processo de atomização do combustível.

Figura 20 – Fenômenos existentes na atomização do combustível

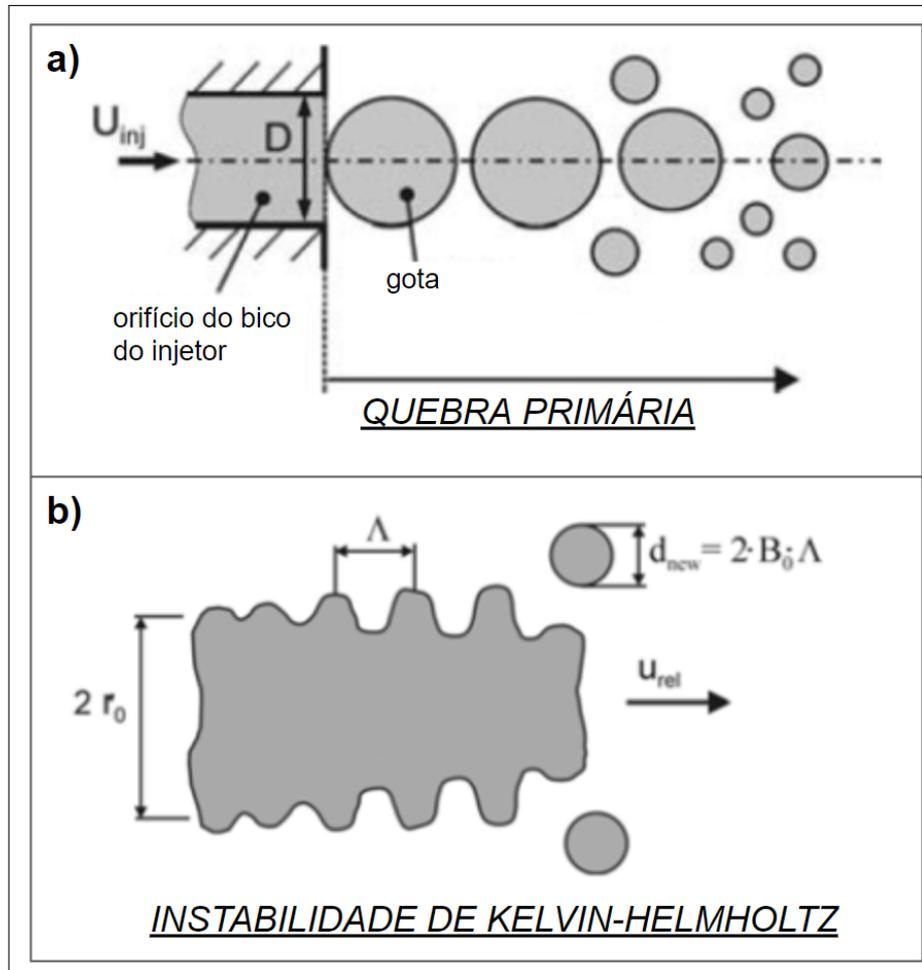


Fonte: Adaptado de Baumgarten [51]

As gotas da borda do *spray* sofrem maior desaceleração por forças aerodinâmicas quando comparadas àquelas localizadas no seu centro, sendo substituídas por novas e aumentando assim a penetração do *spray*. O *spray* pode colidir com a parede se a pressão de injeção for elevada e de longa duração ou o fluido no cilindro estiver com baixa densidade, podendo levar à formação de um filme líquido. Esse filme líquido contribui para o aumento das emissões à medida que ele se evapora lentamente e é parcialmente queimado. Por outro lado, na região densa do *spray*, existe uma alta probabilidade de colisão entre as gotas. A colisão pode resultar em mudança de velocidade, uma vez que essas gotas podem se juntar a uma gota maior (coalescência) ou se dividirem em gotas menores (fragmentação) [51].

A evaporação do combustível ocorre em detrimento desta interação das gotas do *spray* com a fase gasosa, transferindo massa, calor e momento entre as duas fases. Importante para o processo de atomização, essa interação de fases leva à abordagem Euleriana-Lagrangeana [51]. A Figura 21 ilustra dois dos modelos matemáticos utilizados para a reprodução dos fenômenos do *spray*: quebra primária e quebra secundária.

Figura 21 – Representação de: a) modelo de quebra primária de Blob e b) instabilidades de Kelvin-Helmholtz



Fonte: Adaptado de Baumgarten [51]

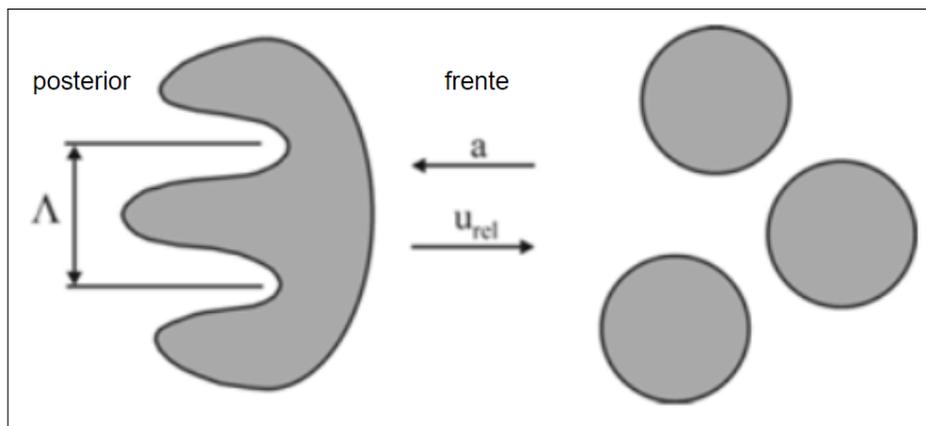
A quebra primária é utilizada para a reprodução dos fenômenos do *spray*, sendo responsável pelo fornecimento de informações referentes às condições iniciais do *spray* injetado. O modo mais simples de se definir estas condições iniciais é através do modelo de Blob [52]. Esse modelo pressupõe que a atomização e quebra das gotas perto dos orifícios do injetor são processos indistinguíveis devido à alta densidade da região, enquanto a injeção inicialmente pode ser caracterizada por gotas esféricas de diâmetro equivalente ao diâmetro do orifício do bico injetor. A partir do instante em que deixam o injetor, estas gotas ficam sujeitas à quebra secundária [51].

A quebra secundária é outro modelo matemático utilizado neste estudo e é representada em partes pelo modelo de Kelvin-Helmholtz (KH), proposto por Reitz [52] e baseado em uma análise linear de primeira ordem da instabilidade de Kelvin-Helmholtz que cresce na superfície cilíndrica de um jato líquido com diâmetro inicial d_0 que está penetrando em um gás incompressível e estacionário com velocidade relativa u_{rel} . Tanto

o líquido quanto o gás são considerados incompressíveis e devido à turbulência gerada no interior do orifício do injetor, é assumido que a superfície do jato é coberta com um espectro de onda sinusoidal com um deslocamento assimétrico infinitesimal. Em razão das forças aerodinâmicas provenientes da velocidade relativa entre líquido e gás (escoamento de cisalhamento), as ondas superficiais crescem. Já a turbulência gerada dentro do orifício do injetor faz com que a superfície do jato seja caracterizado por um espectro de onda sinusoidal com comprimento de onda Λ e uma constante B_0 igual a 0,61, sendo que quanto menor o valor de B_0 menor será o tamanho das gotas resultante da quebra. Já a constante do tempo de quebra B_1 está relacionada com o nível inicial de perturbação no líquido ao sair do injetor (cavitação), variando em relação ao tipo de injetor usado. Na literatura, valores típicos variando de 1,73 a 60 são encontrados para essa constante [51].

Em complemento ao modelo KH, o modelo de Rayleigh-Taylor (RT) é baseado no trabalho teórico de Taylor, que investigou a instabilidade da interface entre dois fluidos de diferentes densidades no caso de uma aceleração (ou desaceleração) normal a esta interface. Caso esses fluidos sejam respectivamente um líquido e um gás, a sua interface é estável quando a aceleração é dirigida para o líquido, e perturbações instáveis podem crescer caso a aceleração seja direcionada para o gás. A gota e o gás se movem com velocidade relativa u_{rel} , a desaceleração da gota é em função das forças de arrasto, podendo ser também tratada como uma aceleração da gota na direção do escoamento de ar [51]. Desta forma, ondas instáveis podem crescer no verso da gota, o que é ilustrado pela Figura 22.

Figura 22 – Instabilidades de Rayleigh-Taylor na gota



Fonte: Adaptado de Baumgarten [51]

Um único modelo de quebra de gotas não é capaz de descrever todos os fenômenos envolvidos no processo de injeção de combustíveis em motores de combustão interna, sendo assim necessária a utilização de um modelo para a quebra secundária que combine KH-RT. Além dos fenômenos de quebra de gota primária e secundária, no processo de injeção de combustível também é importante o entendimento sobre o processo de arrasto das gotas,

evaporação do combustível, interação das gotas com a parede da câmara de combustão, colisão e coalescência.

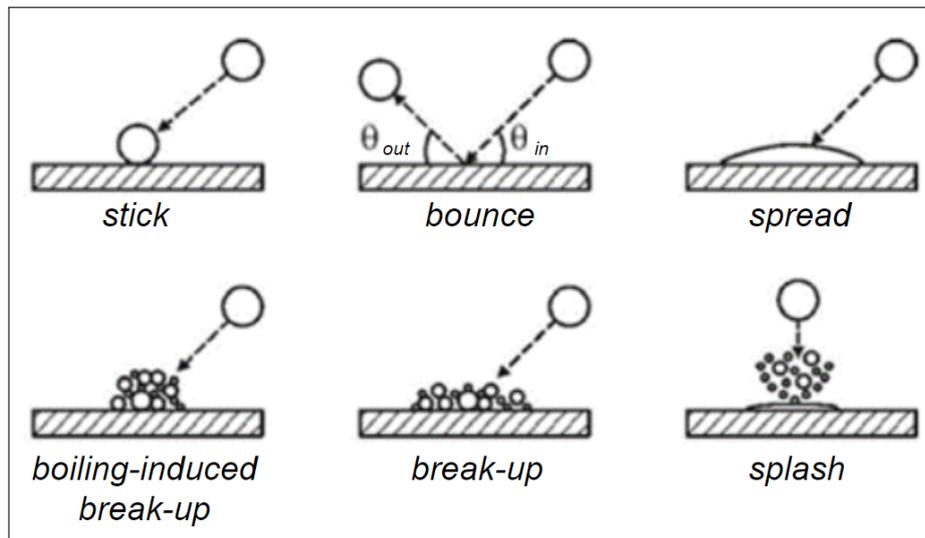
Quando um líquido é injetado em um espaço contendo um gás, as gotas do *spray* injetado são deformadas e perdem o seu formato esférico original à medida que sofrem a ação da força de arrasto imposta pelo gás. Desse modo, o coeficiente de arrasto deve ser uma função do número de Reynolds. Um dos modelos mais empregados para o cálculo da distorção na gota causada pelas forças de arrasto é a analogia de quebra de Taylor (do inglês: *Taylor Analogy Break-up – TAB*) [53]. A Equação 2.44 representa a deformação da gota [51].

$$y(t) = \frac{C_{ff}}{C_k C_b} We_g + e^{-\frac{t}{\tau_d}} \left[y_0 - \frac{C_{ff}}{C_k C_b} We_g \right] \cos(\omega t) + \frac{1}{\omega \tau_d} \left(\dot{y}_0 + y_0 - \frac{C_{ff}}{C_k C_b} We_g \right) \sin(\omega t) \quad (2.44)$$

No qual C_b , C_{ff} e C_k são as constantes do modelo, y_0 e \dot{y}_0 são respectivamente as posição e velocidade iniciais e We_g é o número de Weber do gás.

Na análise de desempenho dos motores de combustão interna, é indispensável considerar a formação de filme de fluido aderido à parede da câmara de combustão e no pórtico de admissão (no caso de injeção indireta) [51]. A Figura 23 apresenta seis regimes possíveis de interação entre a gota de combustível e a parede.

Figura 23 – Interação gota-parede



Fonte: Adaptado de Baumgarten [51]

No caso do regime *stick*, a gota com baixa velocidade adere à parede em um formato quase que esférico e continua a evaporar, enquanto no regime *spread*, a gota impacta com uma velocidade relativamente maior em uma superfície seca ou molhada, espalhando-se.

Caso a gota ricocheteie (do inglês: *bounce*) ao invés de aderir à parede, a gota não se quebra em um filme líquido aderido à parede. O regime *bounce* é observado em uma situação na qual a parede se encontra seca e quente e há um filme de vapor que impede o contato entre a gota e a parede. Já no regime *boiling-induced break-up*, a gota se desintegra devido à sua rápida ebulição ao entrar em contato com a parede quente. No caso do regime *break-up*, a gota se deforma em filme radial e achatado na superfície quente da parede. Por fim, o regime *splash* ocorre em altas energias de impacto e observa-se a formação de uma coroa instável que se desintegra em várias gotas [51].

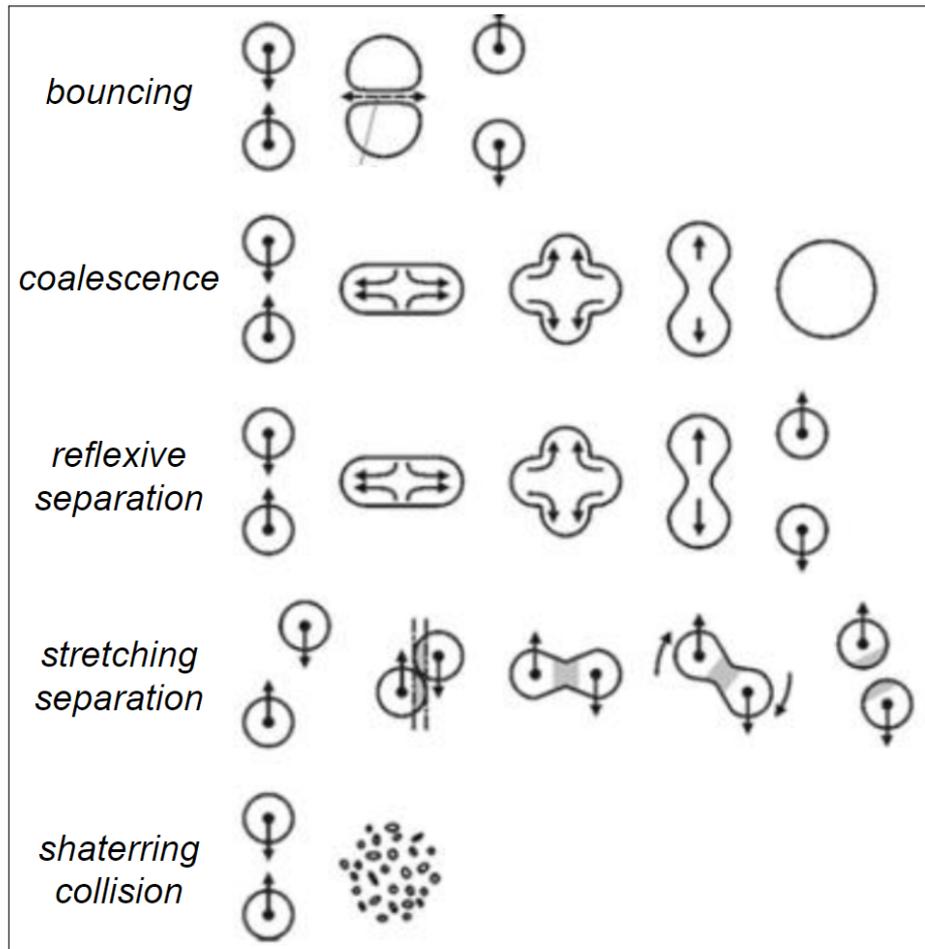
Além dos processos de quebra e deformação de gotas, a evaporação do *spray* líquido também desempenha um papel importante na ignição, na combustão e na formação de poluentes. A formação de vapor de combustível é essencial para não só viabilizar as reações de combustão mas como também para determinar a distribuição espacial da razão de equivalência ar-combustível dentro da câmara de combustão, o que impacta diretamente na local de ignição. Por meio da transferência de calor, a energia da evaporação das gotas de combustível é transferida dos gases no interior da câmara de combustão para as gotas frias do *spray* injetado [51]. O modelo de evaporação de Frossling utiliza uma correlação para determinar a taxa de variação da gota de combustível, em função do tempo, devido à evaporação do combustível. A Equação 2.45 representa a correlação de Frossling [48].

$$\frac{dr_0}{dt} = -\frac{\alpha_s \rho_g D_m}{2r_0 \rho_l} \left(\frac{\Upsilon_1^* - \Upsilon_1}{1 - \Upsilon_1^*} \right) Sh_d \quad (2.45)$$

Onde D_m é a difusividade de massa do líquido no ar, Sh_d é o número de Sherwood, r_0 é o raio da gota, α_s é o fator de escala para o coeficiente de transferência de massa, Υ_1 é a fração de massa do vapor e Υ_1^* é a fração de massa do vapor na superfície da gota.

Como o número de gotas perto do orifício é muito grande, a probabilidade de colisão entre as gotas é muito grande nesta região. A colisão entre as gotas de um *spray* é ocasionada pelas diferentes velocidades e trajetórias das gotas, causadas pelos múltiplos orifícios de injeção do injetor, pela intensidade da turbulência do escoamento, pelas forças de arrasto, dentre outros fatores. O resultado do evento de colisão depende da energia de impacto, do tamanho das gotas, das propriedades do meio e da razão ar-combustível da mistura que cerca as gotas durante o impacto. A colisão pode resultar na combinação das massas das gotas (coalescência), em reflexão ou em quebra das gotas, alterando a transferência de massa, momento e energia durante a formação da mistura. Os cinco diferentes resultados mais relevantes da colisão entre gotas são: *bouncing* (ricochete), *coalescence* (coalescência), *reflexive separation* (separação reflexiva), *stretching separation* (separação de alongamento) e *shattering* (estilhaçamento), conforme ilustrado na Figura 24 [51].

Figura 24 – Resultados da colisão entre gotas



Fonte: Adaptado de Baumgarten [51]

2.12.2.4 Modelos de combustão e de emissões

Nos motores de ignição por centelha, a etapa de combustão é iniciada através do acionamento da centelha elétrica, onde a diferença de potencial elétrica entre a abertura dos eletrodos é aumentada até que haja a propagação de correntes ionizantes entre os eletrodos. A primeira fase da centelha elétrica é denominada fase de ruptura (do inglês: *breakdown phase*) para que então seja seguida de uma segunda denominada fase do arco (do inglês: *arc phase*), na qual o plasma cilíndrico se expande em razão da condução de calor e da difusão iniciando-se assim, com a inflamabilidade da mistura ar-combustível, as reações exotérmicas que levam à propagação da chama. A terceira e última fase, denominada fase de descarga luminosa (do inglês: *glow discharge phase*), é onde, a depender do sistema de ignição, o dispositivo de armazenamento de energia liberará a maior parte de sua energia na descarga do circuito. As escalas de tempo da fase de repartição são significativamente menores que as fases do arco/descarga luminosa e essas duas fontes de energia são especificadas separadamente em *CONVERGE* [48].

O processo de combustão é então iniciado após o acionamento da centelha elétrica e simultaneamente iniciam-se os cálculos do modelo *SAGE* de química detalhada. Este modelo foi desenvolvido por Senecal [55] e utiliza o *solver CVODES*, que pertence ao pacote *SUNDIALS* (do inglês: *SU*ite of *N*onlinear and *D*ifferential/*A*lgebraic equation *S*olvers) para a resolução de sistemas de equações diferenciais ordinárias. O modelo calcula as taxas de reação para cada reação elementar presente no mecanismo cinético químico ao mesmo tempo que o solucionador *CFD* resolve as equações de transporte [48].

Um mecanismo cinético químico é um conjunto de reações químicas que descrevem um processo químico global. A combustão de diferentes combustíveis deve ser modelada por diferentes mecanismos, uma vez que um mecanismo cinético químico que se aplica a um combustível pode não ser adequado a outro. Um mecanismo cinético químico de múltiplas etapas pode ser escrito conforme a Equação 2.46 [54], [55].

$$\sum_{m_i=1}^{M_{total}} v'_{m_i,r_i} X_{m_i} \rightleftharpoons \sum_{m_i=1}^{M_{total}} v''_{m_i,r_i} X_{m_i}, r_i = 1, 2, 3 \dots R_{total} \quad (2.46)$$

Onde $v'_{m,r}$ é o coeficiente estequiométrico dos reagentes, $v''_{m,r}$ é o coeficiente estequiométrico dos produtos, m_i é o índice da espécie, r_i é o índice da reação, R_{total} é o número total de reações, M_{total} é o número total de espécies, X é o símbolo químico para a espécie e X_m é a concentração molar da espécie ‘m’.

A taxa de progresso para a r -ésima reação é dada pela Equação 2.47 [55], sendo k_{fr} e k_{rr} respectivamente os coeficientes de velocidade de reação direta e reversa.

$$q_{r_i} = k_{fr} \prod_{m_i=1}^{M_{total}} [X_{m_i}]^{v'_{m_i,r_i}} - k_{rr} \prod_{m_i=1}^{M_{total}} [X_{m_i}]^{v''_{m_i,r_i}} \quad (2.47)$$

O coeficiente de velocidade de reação direta é expresso pela equação de *Arrhenius*, dado pela Equação 2.48, enquanto o coeficiente de velocidade de reação reversa é dado pela Equação 2.49 [55].

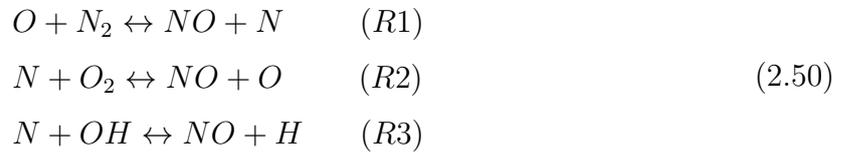
$$k_{fr} = A_f T_0^{n_t} \exp\left(-\frac{E}{RT_0}\right) \quad (2.48)$$

$$k_{rr} = \frac{k_{fr}}{\exp\left[\frac{\Delta S_r^\circ}{R} - \frac{\Delta H_r^\circ}{R}\right] \left(\frac{P_{atm}}{RT_0}\right)^{\sum_{m_i=1}^{M_{total}} v'_{m_i,r_i}}} \quad (2.49)$$

Onde A_f é o fator pré-exponencial, E é a energia de ativação, n_t é o expoente da temperatura, T_0 é a temperatura, R é a constante universal dos gases, ΔH_r° é a variação de entalpia durante a transformação dos reagentes em produtos e ΔS_r° é a variação de entropia durante a transformação dos reagentes em produtos.

Uma vez que o *SAGE* é um solver de cinética química detalhada, é importante escolher um mecanismo cinético químico correto de acordo com o combustível utilizado. Os mecanismos cinético químicos podem ser classificados em reduzidos ou detalhados. Um mecanismo cinético químico reduzido apresenta menor número de espécies químicas e reações elementares envolvidas, resultando em um menor esforço computacional para a solução da equação de conservação da massa, momento e energia para cada espécie química [54]. Dentro os diversos mecanismos cinético químicos desenvolvidos nas últimas décadas para o etanol, pode-se citar o de Andrae [56], composto por 143 espécies e 672 reações químicas; o de Marinov [57], composto por 57 espécies e 383 reações químicas; e o de San Diego [58], composto por 58 espécies e 270 reações químicas. Todos estes mecanismos cinético químicos foram desenvolvidos avaliando-se algum parâmetro específico, tais como o atraso da ignição, velocidade de chama laminar, combustão em chamas pré-misturadas e ignição por compressão em carga homogênea, de tal forma que cada um destes mecanismos tem uma aplicação específica.

Dois modelos específicos podem ser utilizados com o *SAGE* para o complemento do processo de combustão, sendo eles o mecanismo de Zel'dovich para emissões de NO_x e o mecanismo de Hiroyasu-NSC para as emissões de particulado. O mecanismo de Zel'dovich é descrito pelas seguintes reações químicas apresentadas pela Equação 2.50.



Sendo as constantes de velocidade das reações “R1” a “R3” para o sentido direto (índice “f” do inglês: *forward*) e para o sentido reverso (índice “r” do inglês: *reverse*) são dadas pela Equação 2.51 [48].

$$\begin{aligned}
 k_{1_f} &= 7,6 * 10^{13} \exp\left(\frac{-38000}{T_0}\right) \\
 k_{1_r} &= 1,6 * 10^{13} \\
 \\
 k_{2_f} &= 6,4 * 10^9 \exp\left(\frac{-3150}{T_0}\right) \\
 k_{2_r} &= 1,5 * 10^9 \exp\left(\frac{-19500}{T_0}\right) \\
 \\
 k_{3_f} &= 4,1 * 10^{13} \\
 k_{3_r} &= 2,0 * 10^{14} \exp\left(\frac{-23650}{T_0}\right)
 \end{aligned}
 \tag{2.51}$$

Caso haja equilíbrio químico para as espécies “O”, “H” e “OH”, então a taxa de formação de “NO” pode ser calculada através da Equação 2.52. [48]

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2(k_{1,r}[NO]_{eq}[N]_{eq})(1 - (\frac{[NO]}{[NO]_{eq}})^2)}{1 + \frac{[NO]}{[NO]_{eq}}(\frac{k_{1,r}[NO]_{eq}[N]_{eq}}{k_{2,f}[N]_{eq}[O_2]_{eq} + k_{3,f}[N]_{eq}[OH]_{eq}})} \quad (2.52)$$

Já sobre o mecanismo de Hiroyasu-NSC, a produção de massa de particulado pode ser determinada a partir do balanço entre a taxa de formação de massa do particulado e a sua taxa de oxidação, conforme dado pela Equação 2.53.

$$\frac{dM_s}{dt} = A_f P^{0,5} \exp(-\frac{E}{RT}) M_{form} - \dot{M}_{so} \quad (2.53)$$

Em que o termo do lado esquerdo da Equação 2.53 indica a taxa de produção de particulado, o primeiro termo do lado direito é a taxa de formação de particulado e equivalente à equação de Arrhenius dada pela Equação 2.49, com a diferença de que não há o termo de temperatura (T_0^{nt}), mas sim o termo de pressão da célula ($P^{0,5}$), e o segundo termo do lado direito é a taxa de oxidação de particulado.

2.13 ESTADO DA ARTE

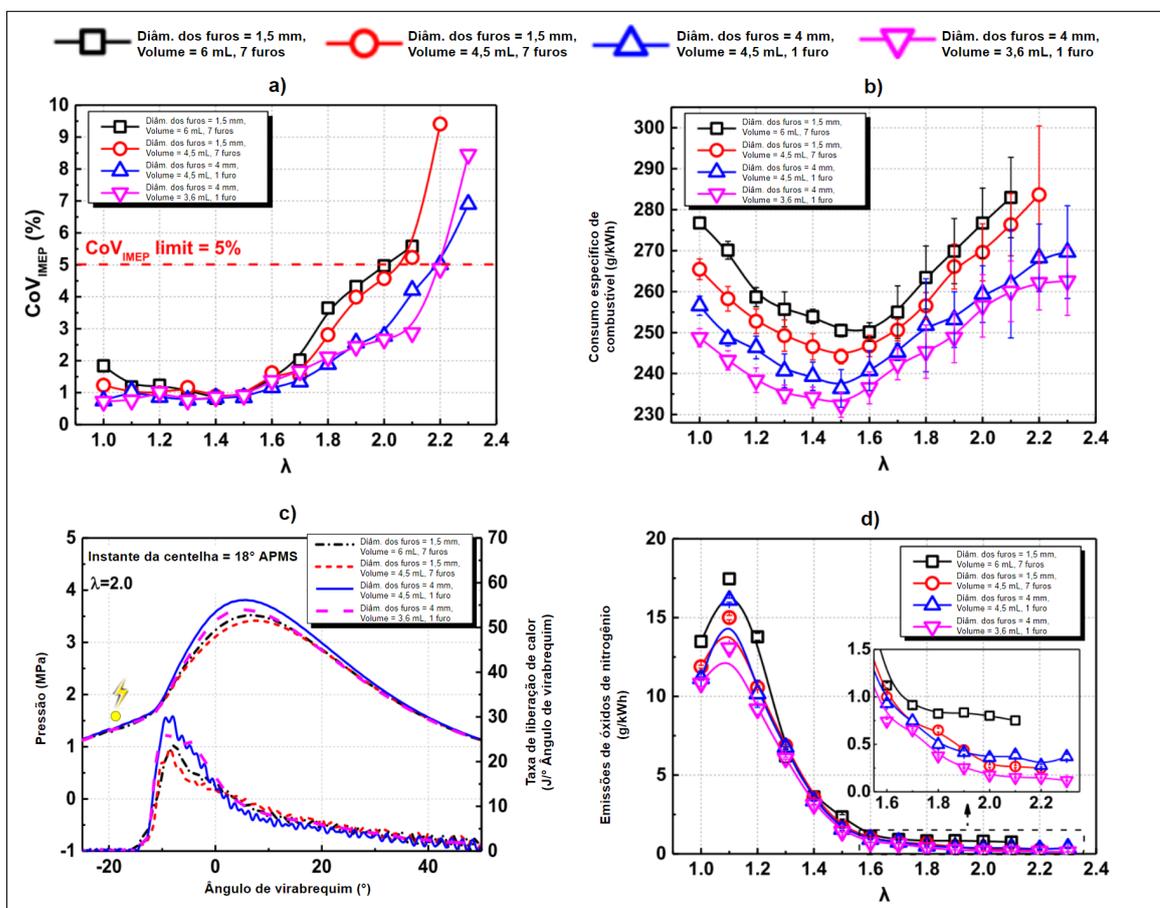
Esta seção tem como objetivo apresentar e discutir os principais estudos que representam o estado da arte na área de sistemas de ignição por pré-câmara. Desta forma, são apresentados os trabalhos recentes que investigam os principais fatores que afetam o desempenho de motores que utilizam esta tecnologia, sendo analisados trabalhos experimentais e numéricos desenvolvidos nos mais importantes centros de pesquisa em todo o mundo.

2.13.1 Influência da geometria da pré-câmara

Uma investigação foi feita por Hua [59] a respeito dos parâmetros de injeção em uma pré-câmara ativa analisando-se as características da combustão em um motor monocilíndrico com injeção direta de combustível e razão de compressão de 10:1, denominado Ricardo E6. Neste estudo, o ponto de operação do motor foi de 1500 RPM e a pressão de injeção tanto na câmara principal quanto na pré-câmara foi de 20 MPa. As condições de teste do trabalho foram divididas em 5 grupos, sendo o primeiro em uma condição de ignição convencional por centelha, o segundo em condições de *TJI* e sem injeção de combustível na pré-câmara, o terceiro focado na otimização de parâmetros na pré-câmara e os quarto e quinto grupos foram voltados para análise das diferentes estruturas de pré-câmara. No caso do quinto grupo, os diâmetros dos orifícios para as estruturas de 1 e 7 furos foram de 4 mm e 1,5 mm, respectivamente, e as pré-câmaras tinham volumes de 3,6 mL, 4,5 mL e 6 mL equivalentes a 0,72%, 0,9% e 1,2% do volume morto. Os

resultados demonstraram que a injeção de combustível na pré-câmara reduziu o CoV_{IMEP} (covariância da pressão média efetiva indicada) de 62,5% para 0,82% quando o fator lambda era igual a 1,4 e que o tempo de injeção na pré-câmara mais adequado ocorreu em -360° . Também foi possível concluir que, utilizando fator lambda igual a 1,6, o consumo específico de combustível era reduzido e as emissões de NO_x eram extremamente baixas. Além disso, as diminuições no volume e no número de orifícios da pré-câmara aumentaram a pressão média efetiva indicada ($IMEP$ - do inglês: *Indicated Mean Effective Pressure*) e reduziram tanto o consumo específico de combustível quanto as emissões de NO_x , HC e CO. Quando o motor operava com $IMEP$ de 6,5 bar e utilizava a pré-câmara de menor volume (3,6 mL) e com apenas um furo, observou-se uma redução de consumo específico de combustível de cerca de 8% e uma diminuição de cerca de 92% nas emissões de NO_x . Como ponto negativo do estudo foi possível constatar que a utilização de pré-câmara teve como consequência um leve decréscimo no $IMEP$ quando comparada à combustão convencional, em decorrência de uma maior dissipação do calor e de perdas por estrangulamento. A Figura 25 ilustra os principais resultados obtidos pelo estudo.

Figura 25 – Efeitos da geometria de uma pré-câmara de combustão em um MCI: a) CoV_{IMEP} , b) consumo específico de combustível, c) taxa de liberação de calor e d) emissões NO_x



Fonte: Adaptando de Hua [59]

Um estudo foi feito por Onofrio et al. [60] a respeito das influências do diâmetro dos orifícios e da composição da mistura ar-combustível (λ) em um motor Scania D13 de seis cilindros e 2,1 L adaptado para funcionar por ignição a centelha e equipado com uma pré-câmara de combustão ativa. Neste estudo, o ponto de operação do motor foi de 1500 RPM, a razão de compressão adotada foi de 12:1 e houve variação de carga para os valores de 10 bar, 15 bar e 20 bar de $IMEP$, sendo assim possível selecionar um diâmetro ótimo dentro de três opções: 1,4 mm, 1,6 mm e 2,0 mm. Foram adotados 6 orifícios radiais e o volume da pré-câmara foi de 4,67 cm³, equivalente a 2,44% da câmara principal de combustão. Já para estudar a combustão, foram utilizadas a pressão no cilindro e a liberação de calor obtida por um modelo de simulação 0D, sendo também definidos CA5, CA10, CA50 e CA90 como o ângulo de virabrequim em que 5%, 10%, 50% e 90% do calor acumulado é liberado, respectivamente. Os resultados demonstraram que o diâmetro intermediário (1,6 mm) e o lambda de aproximadamente 1,7 entregaram melhor equilíbrio em relação à eficiência indicada, ao CoV_{IMEP} , à taxa de combustão e às emissões de NO_x e HC. Como ponto negativo do estudo foi possível constatar que a relação entre emissões de NO_x e HC foi inversa: quando os níveis de NO_x diminuam, os de HC tendiam a aumentar (e vice-versa).

Uma pesquisa foi realizada por Sandoval et al. [61] a respeito da influência do volume da pré-câmara de combustão passiva no motor Ford Sigma 1,6 L bicomustível de quatro cilindros com injeção indireta e dezesseis válvulas. Neste estudo foram adotadas três pré-câmaras com volumes de 0,88 cm³, 1,52 cm³ e 1,82 cm³ que correspondiam a, respectivamente, 2,2%, 3,8% e 4,56% do volume morto da câmara principal. Não houve compensação de volume, o que causou uma leve redução na razão de compressão. As pré-câmaras possuíam um furo central de 2 mm e quatro furos radiais de 1 mm com 45° de angulação. O ponto de operação escolhido para a pesquisa foi de 3,3 bar para o $IMEP$ e de 1500 RPM para a velocidade do motor. A razão de compressão foi de 11:1. Os resultados foram de que há um volume ótimo em que os melhores índices podem ser obtidos tanto no que diz respeito aos parâmetros da combustão quanto à redução de emissões. No estudo em questão, a pré-câmara intermediária de volume correspondente de 3,8% obteve os melhores resultados, sendo capaz de alcançar reduções de 13,2% e 12,6% em emissões de HC e NO_x , respectivamente. O estudo também demonstrou que em todas as configurações a combustão apresentou melhoria se comparada àquela do motor operando com ignição convencional por centelha, ainda que com menores picos de pressão, o que evidencia benefícios de se conservar a razão de compressão. Concluiu-se ainda que o uso do sistema de pré-câmara permitiu um aumento na taxa de queima, reduzindo o período da combustão em 29,1% quando a pré-câmara de menor volume foi comparada ao motor convencional. Além disso, foi observado que o aumento no volume da pré-câmara tendeu a reduzir a duração da combustão e a aumentar a taxa de liberação de calor, a taxa de queima e, portanto, o pico de pressão. Como ponto negativo as emissões de CO

aumentaram em decorrência da redução da razão de compressão e do aumento da distância entre a vela e a parede de conexão entre as duas câmaras, que produziam uma combustão mais incompleta.

Uma avaliação computacional foi realizada por Benajes et al. [62] para estudar a conversão de energia química do combustível e o processo de combustão de misturas pobres em sistemas *TJI* de pré-câmara passiva. Para isso, foram usadas ferramentas numéricas (0D, 1D e modelos *CFD* 3D) previamente validadas de um motor de pesquisa monocilíndrico turboalimentado de quatro tempos, utilizando gasolina e razão de compressão de 13,4:1. O ponto de operação foi de 6,8 bar *IMEP* e 2000 RPM para carga e velocidade do motor, respectivamente. Os experimentos e as simulações foram realizados com λ estequiométrico, nos quais também foram feitas análises da metodologia de estudos para a combustão, bem como a conversão de energia química ao utilizar misturas pobres com λ igual a 2. Assim, foram utilizadas pré-câmaras distintas, com diferentes quantidades de furos (4, 6 e 10), diâmetro de furos (diâmetros normalizados em relação ao diâmetro da primeira pré-câmara, nas razões de 0,6; 1 e 1,6), volumes de pré-câmaras (volumes normalizados em relação ao volume da primeira pré-câmara, nas razões de 0,7; 1 e 1,3) e razão da área da pré-câmara pelo seu volume ($1,2 \frac{1}{m}$; $2,2 \frac{1}{m}$; $3,9 \frac{1}{m}$; $4,1 \frac{1}{m}$ e $4,4 \frac{1}{m}$). É importante ressaltar que o estudo não mencionou os valores do diâmetro dos furos e do volume da pré-câmara. A análise constatou que os gases residuais que permaneciam na pré-câmara após a combustão acarretaram a diminuição da velocidade laminar da chama gerada e reduziram a tolerância do uso de *EGR* externo no sistema. Em seguida, concluiu-se que a limpeza da pré-câmara era controlada pela força que o pistão impunha na mistura no tempo de compressão do motor, sendo que se a relação de área e volume da pré-câmara fosse mantida constante então a quantidade de gás residual nela se mantinha constante. Verificou-se também que grandes volumes da pré-câmara combinados com pequenos furos tornava o processo de limpeza pior.

O efeito da geometria em uma pré câmara passiva foi estudado por Silva et. al. (2020) [63] por meio da utilização do programa de simulação *CONVERGE*. Um motor Volvo D13C500 foi utilizado como base, porém, a simulação contou com apenas um cilindro, resultando num volume total de 2,1 L e razão de compressão de 11,5:1. O combustível adotado foi o metano e o volume total da pré-câmara variou entre 5,03 cm³ e 5,40 cm³ em função da variação do diâmetro da garganta, o que correspondia respectivamente a 2,48% e 2,66% do volume morto da câmara principal. Uma mistura de λ igual a 3 foi estabelecida para ambas as câmaras e a velocidade do motor foi de 1200 RPM em todo o teste. No estudo foram variados o diâmetro da garganta da pré câmara (de 3,3 mm a 5,3 mm), o diâmetro dos furos (de 1,15 mm a 1,56 mm) e o comprimento dos furos (de 1 mm a 2 mm), sendo esta última variação a de menor impacto na diferença de pressão efetiva e no tempo entre a extinção do jato e o seu reacendimento na câmara principal. Em relação ao diâmetro dos furos, o resultado obtido foi de um maior pico de pressão na

câmara principal quando furos de menor diâmetro eram utilizados. Já para o diâmetro da garganta, quanto maior o seu valor, maior a pressão no cilindro. Os testes de comprimento dos furos não foram conclusivos por não apresentarem uma tendência.

2.13.2 Influência do combustível

Uma investigação foi feita por Burkardt et al. [32] a respeito do potencial de combustíveis do grupo funcional dos álcoois (Etanol e Metanol) na aplicação de pré-câmaras ativa e passiva em um motor monocilíndrico de pesquisa de 0,5 L e com injeção direta. Neste estudo, o ponto de operação do motor foi de 2000 RPM (velocidade do motor) e as cargas no motor foram de 6 bar e 15 bar de *IMEP*. A razão de compressão escolhida foi de 16,4:1 para aproveitamento da alta resistência à autoignição dos combustíveis selecionados enquanto o lambda foi variável. A pré-câmara projetada operou nos modos passivo e ativo, possuindo volume equivalente a 3,33% do volume morto da câmara principal e contendo seis furo de diâmetro de 0,85 mm com um *offset* de 1,4 mm. O estudo adotou duas metodologias diferentes: na primeira foi comparada uma pré-câmara ativa com as configurações do motor original e na segunda comparou-se as pré-câmaras ativa e passiva. Os resultados demonstraram que no primeiro caso a aplicação da pré-câmara alcançou uma eficiência indicada máxima de 48% com lambda de 2,0 e utilização de metanol, além de se beneficiar de uma duração mais curta da combustão para alcançar maiores pressões médias e taxa de liberação de calor. Também foi possível constatar que a câmara principal operando com metanol alcançou menores emissões de HC comparada tanto ao motor original quanto com as configurações alimentadas com etanol, sendo que neste último caso estas emissões foram menores em decorrência de uma maior velocidade de queima do primeiro combustível. No que diz respeito às emissões de NO_x , o metanol alcançou níveis menores quando comparado ao etanol em decorrência de sua maior entalpia de vaporização e de sua temperatura adiabática de chama menor. Para o segundo caso estudado, a aplicação da pré-câmara ativa alcançou eficiência indicada maior do que a passiva em decorrência de uma menor perda de calor. No que diz respeito às emissões de HC, a pré-câmara ativa alcançou valores levemente menores quando comparada à passiva em decorrência de uma menor ocorrência de extinção da chama, já que houve um aumento na penetração do jato. Como ponto negativo do estudo foi possível constatar que, no primeiro caso, dependendo do ponto de operação do motor, as perdas de calor pelas paredes originadas pelo acréscimo de área superficial da pré-câmara foram maiores em lambdas inferiores (1,4 a 1,8) e desta forma a configuração da pré-câmara alcançou eficiência térmica indicada menor do que o motor original. Além disso, quando a carga do motor era alta, o *MFB50* (*Mass Fraction Burned*) foi influenciado pela detecção de autoignição causado pelas pressões de flutuações que ocorrem em virtude dos jatos da pré-câmara, o que reduziu a eficiência indicada.

Uma pesquisa foi feita por Roso et al. [64] para validação de um pré-câmara

ativa de mistura estratificada para aplicação em um motor 1,6 L de quatro cilindros com injeção direta. Os combustíveis escolhidos para a condução do estudo foram o etanol (câmara principal) e o hidrogênio (pré-câmara). A pré-câmara tinha volume interno de $0,88 \text{ cm}^3$ (ou 2,2% da câmara principal) e cinco orifícios dos quais quatro possuíam 1 mm de diâmetro e ângulos de 45° em relação ao eixo normal e um possuía 2 mm e era localizado ao centro. Neste estudo a faixa de operação do motor utilizada foi variada de 1500 RPM a 3000 RPM (velocidade do motor) em passos de 250 rpm e cinco diferentes posições do acelerador entre 0 e 100% foram adotadas. A razão de compressão foi de 11:1 e o fator lambda para o motor convencional foi de 1,0 enquanto para o equipado com a pré-câmara foi de 1,4. As extrapolações alcançaram até 3500 RPM e a carga alcançou até 12 bar *IMEP*. Para validar os efeitos do sistema de ignição na performance e nas emissões foi considerado um modelo computacional 2D (bidimensional) desenvolvido com o auxílio do *GT-SUITE*. Este modelo também foi usado para definir a melhor estratégia para a troca de marcha, o que estabeleceu a faixa de operação ótima entre 1500 RPM e 3000 RPM. Os resultados demonstraram que, apesar da injeção de hidrogênio para controle da estabilidade da combustão, a média de consumo específico de combustível reduziu em 7% quando o motor que utilizava a pré-câmara foi comparado ao convencional. Além disso, com a redução deste consumo, as emissões de CO_2 também reduziram. Ainda foi possível observar que a utilização da pré-câmara teve potencial de redução de emissões de CO e NO_x de até 65% e 85%, respectivamente. Como ponto negativo do estudo foi possível constatar um aumento na emissão de HC quando a pré-câmara foi utilizada, o que indica a necessidade de melhorias na mesma ou a adoção de sistemas de pós-tratamento.

Um estudo foi feito por Soltic et al. [18] a respeito da injeção de hidrogênio em um motor 2,0 L de quatro cilindros turboalimentado baseado no Volkswagen EA288, movido a gás natural, equipado com uma pré-câmara de combustão que poderia ser do tipo ativa ou passiva e com 14,5:1 de razão de compressão. Neste estudo os pontos de operação do motor denominados F, E e K foram de: 1200 RPM (velocidade do motor) e 1,9 bar (*BMEP*), 1500 RPM e 6,4 bar, e 2000 RPM e 14 bar, respectivamente. A pré-câmara possuía 7 furos radiais de 1,5 mm e volume de $1,8 \text{ cm}^3$, equivalente a 4,94% do volume morto da câmara principal. Em adição a isso, o ponto de operação F foi medido também no modo passivo para a pré-câmara e com lambda igual a 1,0 (1,7 nos demais). Os resultados demonstraram que, nos diversos pontos de operação, o hidrogênio foi capaz de estender o limite de empobrecimento da combustão nos dois modos da pré-câmara. Ainda foi possível observar reduções nas emissões de NO_x , HC (30 a 40% segundo a metodologia) e CO (20%). Também houve um aumento na aceleração da combustão, melhoria na estabilidade (redução da covariância) e menores emissões de HC e CO que permitiram um incremento na eficiência térmica. Além disso, a energia de combustível salva foi de uma magnitude que variou de 1,3% a 3,3% e a redução de CO_2 na saída de escapamento foi de 9,2% a 11%. Por fim, a pré-câmara no modo passivo foi capaz de entregar melhores resultados

nos parâmetros anteriores quando comparada ao modo ativo. Como ponto negativo do estudo foi possível constatar que as emissões de metano continuam sendo um problema, especialmente em decorrência das menores temperaturas com a mistura pobre.

Benajes et al. [65] analisaram o uso de gasolina misturada ou não a hidrogênio em um motor de combustão interna equipado com pré-câmara passiva e *TJI*. Os experimentos foram efetuados em um motor monocilíndrico de pesquisa com elevada razão de compressão (13,4:1) e injeção *PFI* na câmara principal, operando com 12,8 bar de *IMEP* e em rotação de 4500 RPM. A pré-câmara passiva estudada possuía 6 furos, sendo a razão área-volume de $3,9 \frac{1}{m}$ (detalhes como diâmetros dos furos e volume da pré-câmara não foram informados). Além dos testes experimentais, análises numéricas foram feitas através do programa *CONVERGE*, sendo o modelo de turbulência *RANS RNG k- ϵ* , o modelo de combustão *ECFM (Extended Coherent Flamelet Model)* e o modelo de ignição *ISSIM (Imposed Stretch Spark Ignition Model)* utilizados nas simulações. Primeiramente, as análises compararam o sistema *TJI* passivo e o sistema convencional de ignição por centelha *SI (Spark Ignition)*, ambos com gasolina. Os resultados mostraram um ganho de aproximadamente 3% na eficiência indicada ao se comparar o sistema *SI* (40,3%) com o *TJI* passivo com gasolina (43,4%), ambos na condição estequiométrica. Além disso, usando gasolina observou-se que a velocidade de combustão foi significativamente maior para o *TJI* passivo em comparação ao *SI* (CA50 de 10,0° e 24,2° para os sistemas *TJI* e *SI*, respectivamente). A seguir foi feita uma análise da mistura de diferentes percentuais de hidrogênio (2,5%, 4% e 5%) na gasolina injetada indiretamente na câmara principal, sendo comparadas as misturas de lambdas igual a 1; 1,6 e 1,9. Foi observado que o aumento de pressão na pré-câmara causado pela inserção de hidrogênio na gasolina causou um aumento da energia cinética turbulenta na câmara principal. O aumento de pressão causado por um lambda maior (1,9) e por um maior percentual de hidrogênio (5%) causou um aumento da eficiência indicada de 3,7% quando comparado à condição de 0% de hidrogênio e lambda igual a 1. Contudo, o aumento do percentual de hidrogênio na mistura também aumentou a temperatura na câmara de combustão e conseqüentemente elevou a emissões de NO_x . Por fim, os autores concluíram que um percentual de hidrogênio menor (2,5%) ainda produzia um ganho significativo de eficiência indicada e, ao mesmo tempo, mantinha os níveis de emissões de NO_x abaixo do valor tolerado pelas normas europeias da época.

Tolou e Schock (2020) [66] estudaram a injeção auxiliar de ar na pré-câmara ativa (*Dual-mode TJI*) e analisaram a sua viabilidade. Os experimentos foram realizados utilizando-se um motor monocilíndrico de acesso ótico de 0,552 L e com razão de compressão de 12:1. A injeção de combustível na pré-câmara de 2,532 cm³ de volume (5% do volume morto da câmara principal) foi feita por um injetor de injeção direta da Bosch, ao passo que a injeção de ar na pré-câmara foi controlada por uma válvula reguladora de pressão. A pré-câmara continha seis orifícios, mas os diâmetros dos furos e as suas orientações não foram informados. As análises numéricas foram feitas utilizando o *GT-POWER* e

aplicando o método de combustão de duas zonas e o modelo de transferência de calor de Woschni. Os resultados obtidos indicaram uma eficiência térmica de 38,6% a 2000 RPM e com a válvula da borboleta totalmente aberta. Além disso, foi observada estabilidade de combustão em todas as condições de operação (válvula borboleta parcial e totalmente aberta, nas rotações de 1500 RPM e 2000 RPM), com CoV_{IMEP} menor do que 2,5% para toda a faixa de operação. A potência requerida para a injeção de ar na pré-câmara também foi obtida, sendo de 25 W para fornecer $0,004 \frac{m^3}{min}$ de ar a 1 bar, sendo que esta potência se tornou maior com o aumento da carga e da velocidade do motor.

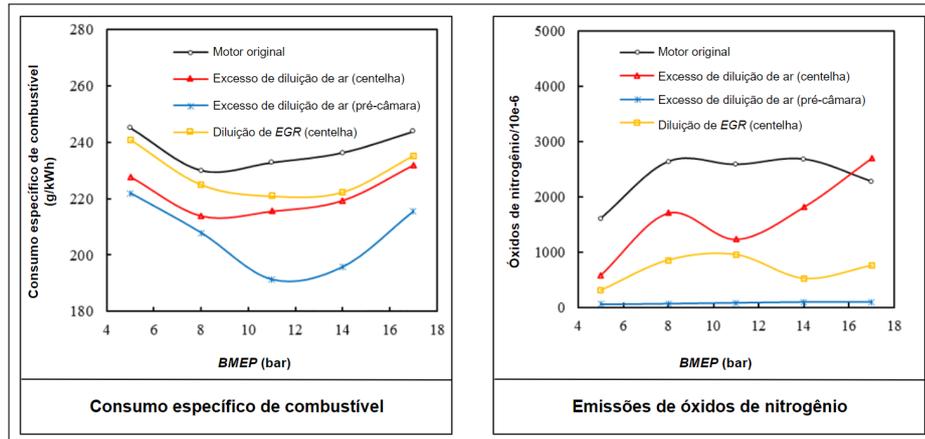
2.13.3 Influência da abertura das válvulas, dos gases residuais e do movimento da carga

Um estudo foi feito por Novella et al. (2021) [7] a respeito de simulações numéricas unidimensionais para ganho de conhecimento sobre o funcionamento de parâmetros e como melhorar o desenho da geometria de uma pré-câmara passiva quando o motor opera em condições restritivas como em baixas cargas e com diluição de ar. Foi utilizado um motor monocilíndrico turboalimentado com injeção indireta operando sob Ciclo Miller para reduzir as perdas por bombeamento e com 15,4:1 de razão de compressão. As velocidades do motor foram de 1350 RPM e 4500 RPM enquanto as cargas foram de 2,8 bar e 12,8 bar de *IMEP*. No primeiro modelo de simulação o volume da pré-câmara foi aumentado de 50 mm³ em 50 mm³ no intervalo de 400 mm³ para 1000 mm³ enquanto os diâmetros dos seis furos foram aumentados de 0,1 mm em 0,1 mm no intervalo de 0,4 mm a 1,6 mm mantendo os demais parâmetros constantes. No segundo modelo de simulação o início da combustão foi variado entre -20° e -10° (ângulo de virabrequim) em passos de 1° enquanto a duração da combustão foi variada entre de 8° para 20° também em passos de 1° conservando o volume (600 mm³) e os diâmetros dos furos (0,7 mm). Os resultados mostraram que volumes maiores de pré-câmara aumentaram o momento linear máximo dos jatos e que a ignição da pré-câmara próxima ao PMS auxiliou no aumento da disponibilidade de energia para a ignição na câmara principal. De um modo geral, a rápida combustão dentro da pré-câmara favoreceu a performance como um todo. Soma-se a isso que momentos de jatos maiores tornaram a penetração destes jatos mais profundas dentro da câmara de combustão, reduzindo o tempo para alcançar as paredes do cilindro enquanto aumentava a área reativa para ignição. Tem-se ainda que maiores volumes de pré-câmara aumentaram a faixa de operação em condições de baixas cargas e velocidades do motor e também aumentaram o nível máximo de diluição de *EGR* (que também depende de melhor estabilidade da combustão). Além disso, o ângulo tangencial dos furos teve papel importante na estabilidade da combustão, já que o seu aumento tendeu a reduzir instabilidades. Como ponto negativo do estudo foi possível constatar que apesar de um aumento no nível de *swirl* ajudar na estabilidade da combustão, este também afeta negativamente a limpeza da pré-câmara, resultando em uma menor tolerância de

EGR.

Uma investigação foi feita por Wang et al. (2021) [67] a respeito das diluições de *EGR* e de excesso de ar em motor 1,5 L de quatro cilindros turboalimentado e com injeção direta equipado com uma pré-câmara de combustão ativa. Neste estudo, a razão de compressão foi de 12,5:1, o ponto de operação do motor foi de 2400 RPM (velocidade do motor) e 12 bar de *IMEP* (carga do motor), sendo assim possível selecionar uma razão ótima de diluição para três diferentes técnicas: excesso de ar para quando se utilizava um motor com pré-câmara, excesso de ar para quando se utilizava um motor convencional (*SI*) e *EGR* em um motor convencional. Já para estudar a mudança da performance do motor utilizando uma razão ótima de diluição foram definidas as cargas características de 5 bar, 8 bar, 11 bar, 14 bar e 17 bar (carga total) a 2000 RPM. A pré-câmara continha seis orifícios radiais de tal forma que os jatos formassem um ângulo de 90° e seu volume era de 1,2 mL ou 3,6% da câmara principal. Os resultados demonstraram que em um mesmo ponto de operação, tanto *EGR* quanto excesso de ar entregaram melhor economia de combustível ao utilizar uma razão ótima de diluição, reduzindo o consumo específico de combustível em 4% (no caso de 20,5% de diluição de *EGR* em *SI*), 6,7% (no caso de 33,1% de excesso de ar em *SI*) e 15,9% (no caso de 80% de diluição de excesso de ar em motor com pré-câmara). Também foi possível concluir que o expoente politrópico foi decisivo para a economia de combustível e a pré-câmara poderia manter a estabilidade da combustão para até 110% de razão de diluição, proporcionando maior economia de combustível. Além disso, houve uma redução, em geral, nas emissões de NO_x para as técnicas apresentadas. Como ponto negativo do estudo foi possível constatar um aumento na emissão de HC tanto para *EGR* quanto para excesso de ar (*SI* e pré-câmara), sendo no último caso este acréscimo presente em baixas e médias cargas. A Figura 26 ilustra o consumo específico de combustível e as emissões de óxido de nitrogênio para diferentes configurações do motor.

Figura 26 – Consumo específico de combustível e emissões de óxido de nitrogênio para diferentes configurações do motor estudado



Fonte: Adaptado de Wang [67]

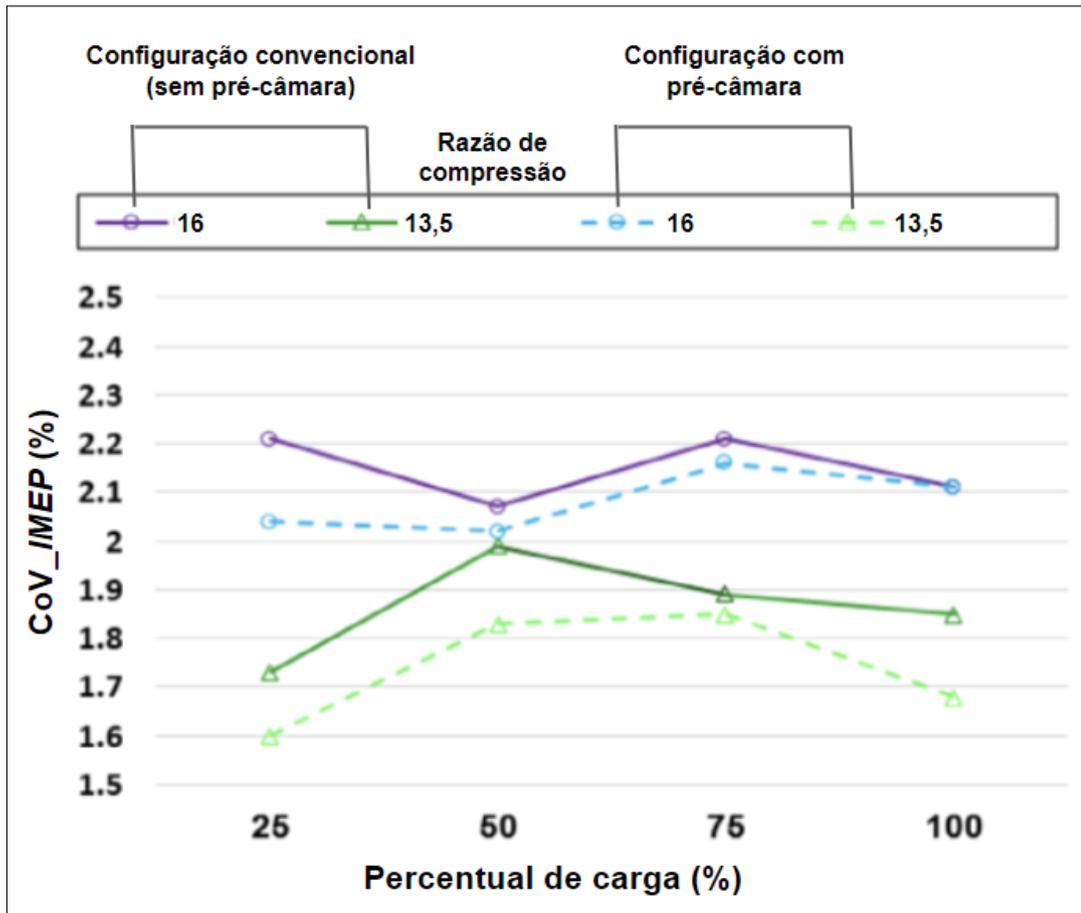
Simulações numéricas foram realizadas por Distaso et al. (2020) [68] em uma pré-câmara ativa de *TJI*, operando com o gás metano como combustível e com fator lambda de 1,3. A pré-câmara desenvolvida possuía 4 furos radiais e volume de 6% do volume morto da câmara principal. Os estudos foram feitos utilizando o programa *CONVERGE* e empregando-se o método *RANS* e o modelo de turbulência *RNG k- ϵ* . Os resultados numéricos foram validados por testes experimentais realizados em um motor de pesquisa monocilíndrico com acesso ótico. Os resultados de energia cinética turbulenta (*TKE - Turbulent Kinect Energy*) do estudo de *CFD* apontaram para as distintas fases do *TJI* de pré-câmara ativa, sendo elas: enchimento e limpeza, mistura, propagação dos jatos, ejeção, requeima e expulsão. Durante a fase inicial de enchimento e limpeza (-150° a -134° de ângulo de virabrequim), a injeção de metano produzia um escoamento que deixava a pré-câmara, extraíndo parte dos gases residuais remanescentes do ciclo anterior. Embora fosse registrado alto valor de *TKE* (600 $\frac{m^2}{s^2}$) na região de entrada do injetor, a breve duração da injeção de combustível não aumentava significativamente a turbulência na pré-câmara. Na fase de mistura (-134° a -22°), a mistura rica presente na pré-câmara foi diluída pela mistura pobre oriunda do processo de compressão na câmara principal. Já na fase de propagação dos jatos (-22° a -7°), a mistura foi ignitada e os jatos ejetados (-14,4° a -4°) criaram vórtices de recirculação na pré-câmara. Os jatos de alta energia e alta turbulência passam pelos orifícios da pré-câmara criando múltiplas frentes de chama. Com o início da combustão na câmara principal, o escoamento é novamente invertido na fase de requeima (-4° a 16°). Nesta fase, o escoamento em direção a pré-câmara provocava uma nova queima nela e o alto nível de turbulência promove a aceleração da oxidação dos produtos incompletos da combustão. Com o aumento da pressão na pré-câmara devido ao aumento da taxa de liberação de calor, houve a expulsão (16° a 172°) dos produtos da

segunda combustão da pré-câmara. O fator lambda utilizado não foi variado, não sendo investigada, portanto, o limite de empobrecimento da mistura da câmara principal.

2.13.4 Influência da razão de compressão e da sobrealimentação

Uma pesquisa foi feita por Kheyrollahi et al. (2021) [69] a respeito da influência da razão de compressão em um motor 0,662 L de quatro cilindros equipado com uma pré-câmara de combustão passiva. Neste estudo o ponto de operação do motor foi de 1500 RPM (velocidade do motor) e três razões de compressão foram utilizadas: 11,5:1, 13,5:1 e 16:1. A carga do motor variou entre os valores de 25%, 50%, 75%, 94% e 100% e o autor identificou que a potência máxima do motor foi alcançada com um avanço de ignição de 35° onde as pressões médias efetivas indicadas foram de: 888 kPa, 928 kPa e 970 kPa (da menor para a maior razão de compressão). Detalhes como diâmetros dos furos e volume da pré-câmara não foram informados. Os resultados demonstraram que o limite de pobreza do lambda aumentou em todas as cargas do motor quando a pré-câmara foi utilizada. Ainda foi possível constatar que a temperatura dos gases de exaustão diminuiu com o aumento da razão de compressão em decorrência dos menores atrasos de ignição e duração da combustão e da mistura significativamente mais pobre, o que resultava em uma melhor eficiência térmica, já que as perdas de calor diminuíram. Além disso, o CoV_{IMEP} reduziu em até 1% com a utilização da pré-câmara, enquanto a eficiência térmica e o consumo específico de combustível melhoraram em até 9% e 11%, respectivamente, com o auxílio também do aumento da razão de compressão. Neste mesmo cenário, no que diz respeito às emissões de poluentes, foi possível constatar que houve uma redução nos níveis de CO em todas as cargas do motor, enquanto os níveis de NO_x reduziram especialmente em baixas cargas. Como ponto negativo do estudo foi possível observar que as emissões de HC aumentaram na maioria das cargas quando misturas muito pobres foram utilizadas e que as emissões de NO_x aumentaram à medida que a carga também aumenta já que a temperatura da combustão cresceu nessa situação. A Figura 27 ilustra o CoV_{IMEP} para diferentes configurações do motor e diferentes razões de compressão.

Figura 27 – COV_{IMEP} para diferentes configurações do motor e diferentes razões de compressão



Fonte: Adaptado de Wang et al. (2021) [67]

O uso do gás liquefeito de petróleo em motores diesel de aplicação marinha equipados com o sistema *TJI* de pré-câmara passiva foi analisado por Li et al. (2019) [70]. A pré-câmara estudada possuía volume de 15 cm³, contendo seis furos radiais com 2,9 mm de diâmetro cada. Os experimentos foram realizados em uma câmara de combustão de 300 mm de diâmetro e volume constante, equipada com acesso ótico, sendo também realizadas simulações em *CFD* empregando-se o pacote computacional *CONVERGE* com o uso do modelo de turbulência *LES* para o cálculo da combustão inicial e o modelo *RANS* aplicado para o restante da combustão. O fator lambda empregado variou de 0,8 a 1,2 ao passo que a faixa de pressão inicial utilizada foi de 0,6 MPa a 1,5 MPa. Os resultados mostraram que a velocidade de propagação dos jatos diminuía com o aumento do excesso de ar, havendo um atraso de 0,04 segundo no início da formação dos jatos turbulentos para lambda igual a 1,2, representando assim um tempo três vezes maior do que para a mistura estequiométrica. Maiores pressões iniciais também diminuía a velocidade de propagação dos jatos, uma vez que uma maior pressão inicial na câmara de volume constante impunha uma maior resistência à propagação do jato. Além disso, verificou-se através das análises

de *CFD* que a formação do núcleo da chama na pré-câmara foi assimétrica quando a vela de ignição não estava instalada no centro da pré-câmara, formando assim uma distribuição não homogênea da combustão na câmara de volume constante.

2.14 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A revisão bibliográfica aqui descrita permitiu observar a aplicação do sistema de ignição por pré-câmara em amplas faixas de carga e de velocidade ainda é restrita para motores de combustão interna de ciclo Otto, já que a maioria dos estudos analisados contemplava apenas algumas poucas faixas de operação em função da restrição da tecnologia tanto em baixa quanto em alta carga. Também foi possível observar que há uma carência de estudos que analisam esta tecnologia com a utilização tanto de alta razão volumétrica de compressão quanto de combustíveis renováveis como o etanol.

Estudos como os de Burkardt et al. (2021) [32] e Roso et al. (2019) [64] até mostram o potencial do etanol combustível, empregado em motores equipados com o sistema de ignição com pré-câmara, em reduzir as variabilidades cíclicas, aumentar a eficiência de conversão de combustível e diminuir as emissões de NOx e hidrocarbonetos, quando comparado a outros combustíveis, mas ainda há uma grande capacidade de exploração sobre o tema envolvendo sistemas de ignição com pré-câmara.

Quando se analisa a utilização de ferramentas numéricas para análise do desempenho e do processo de combustão dos MCIs com ignição por pré-câmara, observou-se novamente uma carência de estudos envolvendo este tema, sendo alguns destaques aqueles propostos por Tolou e Shock (2020) [66] para modelos unidimensionais e por Benajes et al. (2021) [65] e Distaso et al. (2020) [68] para modelos tridimensionais.

Com base na revisão bibliográfica, este trabalho propõe a substituição do sistema de ignição por centelha por um sistema *TJI* desenvolvido e projetado para operar em ampla faixa de rotação e carga, com alta razão volumétrica de compressão e operando com etanol hidratado, levando-se em consideração fatores como os diversos parâmetros geométricos que caracterizam a pré-câmara. Acredita-se que esse desenvolvimento tecnológico possa promover o aumento da eficiência de conversão de combustível e a redução dos índices de emissões de poluentes dos motores de combustão interna.

3 METODOLOGIA

A primeira etapa foi a definição do etanol hidratado (composto por 94% etílico e 6% de água) e a aquisição de dados experimentais do motor monocilíndrico de pesquisa presente no CTM que foram utilizados como parâmetros de entrada na simulação unidimensional, além da construção da geometria do motor com a pré-câmara por meio do auxílio de *CAD* (*Computer-Aided Design*), mais precisamente através do programa *SolidWorks*.

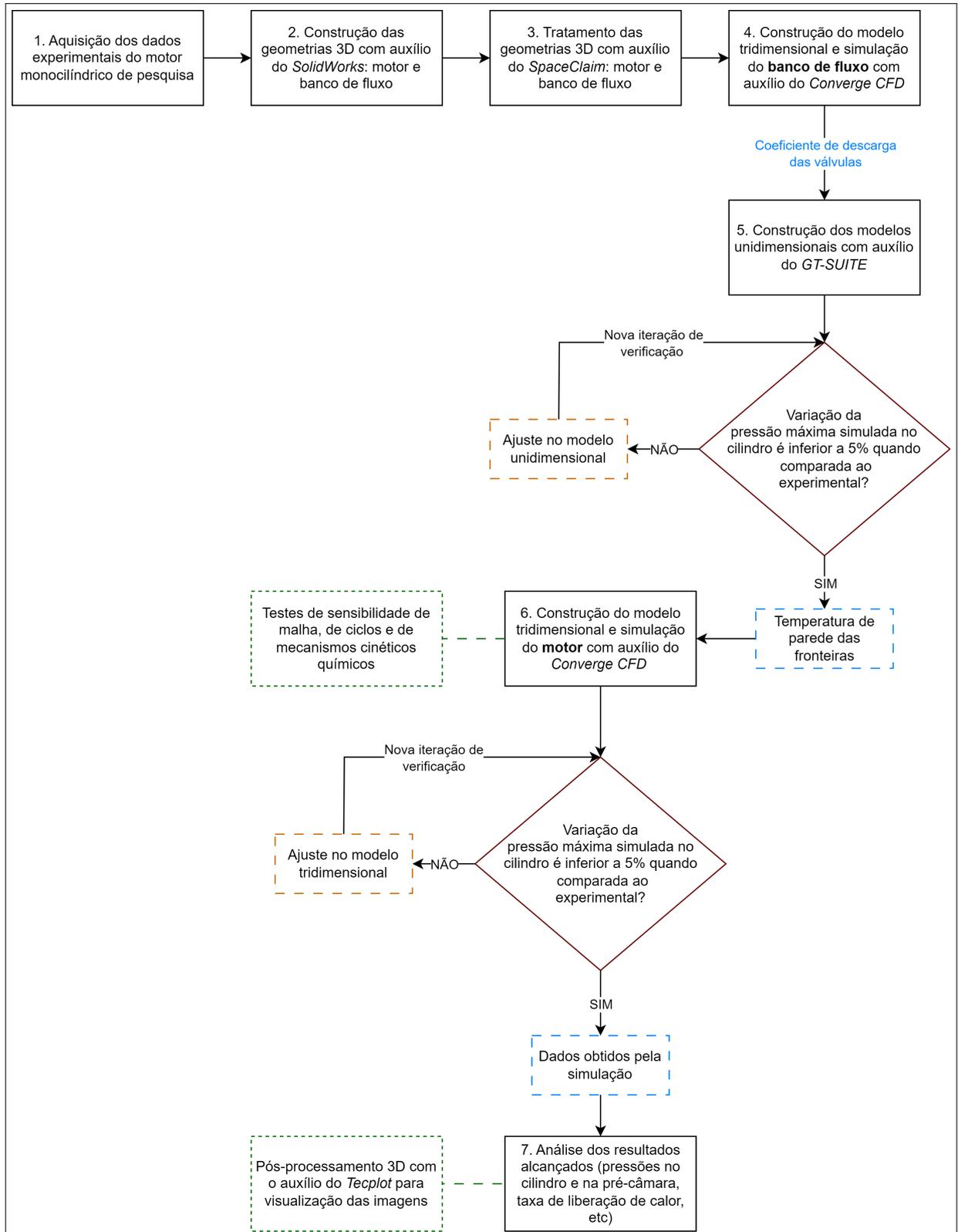
Após a aquisição de dados experimentais, foi realizada a segunda etapa na qual foi feito o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas utilizado como parâmetro de entrada na simulação unidimensional. Como não havia um banco de fluxo na estrutura fornecida pelo CTM, uma simulação numérica foi utilizada para esta tarefa, na qual um modelo *CAD* foi construído no *SolidWorks* para posteriormente receber tratamento da malha superficial através do programa *SpaceClaim* e a partir daí ser importado para o *CFD* 3D, ter as suas condições de contorno impostas e finalmente ser simulado dentro do *cluster* (conjunto de servidores) do CTM.

A terceira etapa foi a criação do modelo de simulação unidimensional. Para isso foi usada a gama de programas incluída no *GT-SUITE*: a geometria do *CAD* tratada no *SpaceClaim* foi subdividida no *GEM3D* e os objetos relacionados aos sistemas de admissão e exaustão foram criados no *GT-POWER*, adicionando posteriormente aqueles já presentes na biblioteca do programa (cilindro e válvulas, por exemplo). O coeficiente de descarga calculado na etapa anterior serviu como parâmetro de entrada para o *GT-POWER* e dois modelos de sua biblioteca foram utilizados: o de Análise das Três Pressões (*TPA*), mais simples e que trabalha com três pressões instantâneas como dados de entrada (admissão, exaustão e cilindro), e o Combustão por Wiebe, mais completo e que se restringe até os sensores rápidos de admissão e exaustão. Desta forma, no primeiro modelo foi possível calcular o expoente de Wiebe para que então fosse possível no segundo extrair as temperaturas de parede das fronteiras do motor.

Os dados de saída da etapa anterior (modelo unidimensional), bem como dados experimentais da segunda etapa, foram usados como dados de entrada no programa *CONVERGE* para que então pudesse ser realizada a quarta e última etapa: neste programa ocorreu tanto a configuração da injeção de combustível através do modelamento do processo de atomização do combustível com o estudo, por exemplo, das quebras primárias e secundárias do *spray* e do modelamento da interação de filme líquido com as paredes dos cilindros e válvulas quanto a geração de malha em que testes de sensibilidade de malha foram realizados. O pós-processamento 3D foi realizado com o auxílio do programa *Tecplot*. Por fim, foram necessários o teste de ciclos para avaliar a variabilidade cíclica do motor e a adoção de um modelo cinético químico robusto para que as simulações tridimensionais pudessem ser realizadas, sendo necessário, portanto, testes para que o

modelo mais adequado fosse utilizado. A Figura 28 demonstra o esquema geral do trabalho.

Figura 28 – Esquema geral do trabalho

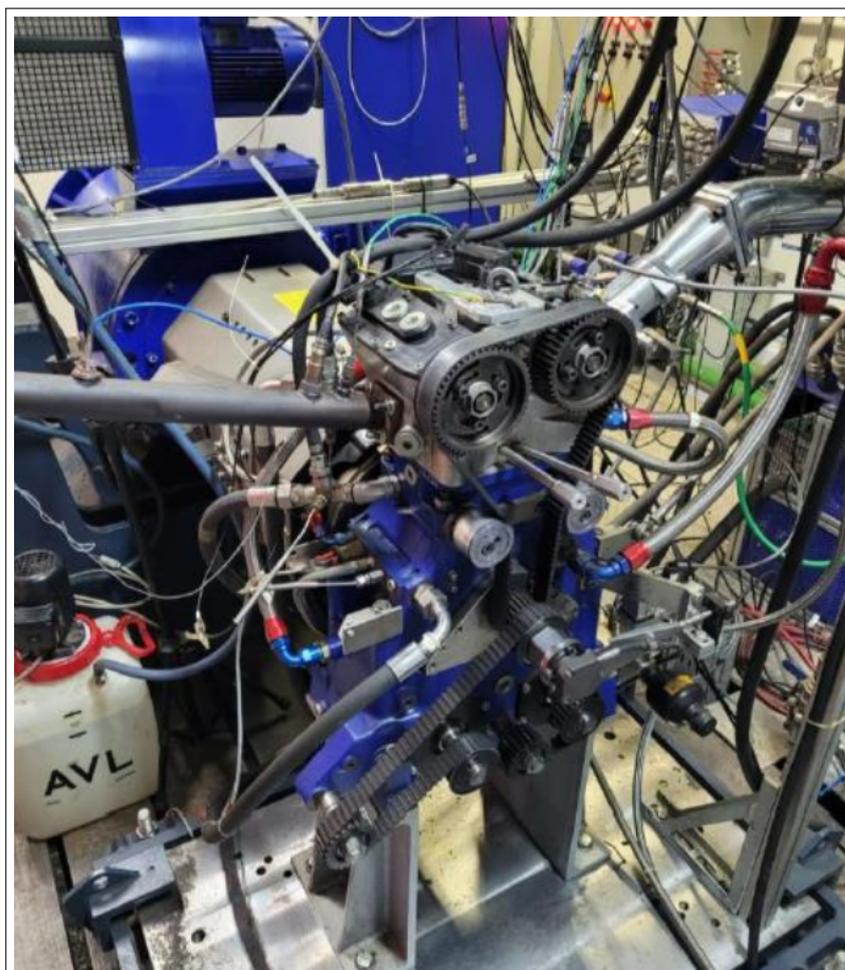


Fonte: Do próprio autor

3.1 OBJETO DE ESTUDO

O motor utilizado para os ensaios experimentais foi o motor monocilíndrico de pesquisa (*SCRE - Single Cylinder Research Engine*) modelo AVL 5496, portando 4 válvulas. A Figura 29 ilustra este motor.

Figura 29 – Motor monocilíndrico de pesquisa



Fonte: Do próprio autor

O motor apresentava duas válvulas de admissão e duas de exaustão, sendo possível ajustar a razão de compressão para a desejada no estudo. Neste trabalho foi sempre utilizada a razão de compressão de 14,14:1 e as especificações do motor encontram-se descritas na Tabela 2.

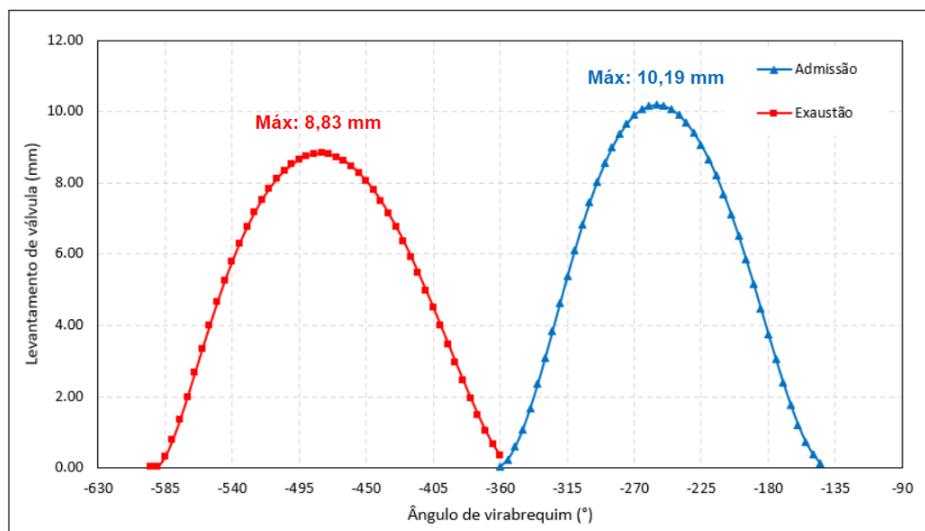
Tabela 2 – Especificações do motor monocilíndrico de pesquisa

Parâmetro	Especificação
Motor	AVL 5496 (Monocilíndrico)
Volume deslocado (cm^3)	454,16
Curso (mm)	86
Diâmetro (mm)	82
Comprimento da biela (mm)	144
<i>Offset</i> no pistão (mm)	0,5
Número de válvulas	4
Cruzamento de válvulas ($^\circ$)	10
Diâmetro da válvula de admissão (mm)	33,9
Máximo levantamento da válvula de admissão (mm)	10,19
Duração da admissão ($^\circ$)	225
Abertura das válvulas de admissão ($^\circ$)	-365
Fechamento das válvula de admissão ($^\circ$)	140
Diâmetro da válvula de exaustão (mm)	28
Máximo levantamento da válvula de exaustão (mm)	8,83
Duração da exaustão ($^\circ$)	240
Abertura das válvulas de exaustão ($^\circ$)	125
Fechamento das válvula de exaustão ($^\circ$)	365
Lubrificação	Óleo mantido constante a $90^\circ C$
Arrefecimento	Água mantida constante a $90^\circ C$

Fonte: Do próprio autor

A Figura 30 ilustra o diagrama de válvulas do motor, em que o cruzamento de válvulas foi de 10° (com a abertura das válvulas de admissão ocorrendo 5° antes do PMS e o fechamento das válvulas de exaustão ocorrendo 5° após o PMS).

Figura 30 – Diagrama de válvulas do motor



Fonte: Do próprio autor

3.2 COMPONENTES COMPUTACIONAIS FÍSICOS

Os componentes computacionais físicos (*hardwares*) utilizados para as execuções tanto simulações unidimensionais quanto das tridimensionais estão listados na Tabela 3. Os termos *RAM* e *HDD* significam Memória de Acesso Aleatório (*Random Access Memory*) e Disco Rígido de Armazenamento (*Hard Disk Drive*), respectivamente.

É importante ressaltar que o conjunto de servidores *Dell Poweredge R730* utilizado para as simulações tridimensionais era composto por 3 *nodes* onde cada *node* possuía 2 soquetes de processadores e sendo somente possível executar uma mesma simulação em apenas 1 *node*.

Além disso, cada processador continha 18 núcleos físicos (*cores*), termo de *hardware* que descreve o número de unidades de processamento central independentes em um único componente de computação (matriz ou *chip*), e 36 núcleos lógicos (*threads*), termo de *software* para a sequência básica ordenada de instruções que pode ser passada ou processada por um único núcleo da unidade central de processamento (*CPU - Central Processing Unit*) [71]. O número *threads* era superior ao de núcleos pelo fato do processador conter a tecnologia *Hyper-Threading* que usa os recursos do processador com mais eficiência, permitindo que múltiplos *threads* sejam executados em cada núcleo e que, por ser um recurso de desempenho, também aumenta a produtividade do processador, melhorando o desempenho geral do *software* encadeado [71].

Portanto, como um *node* possuía 2 processadores, as simulações tridimensionais executadas nesta dissertação foram limitadas a um total de 36 núcleos e 72 *threads*, sendo este último número o que será abordado ao longo deste estudo.

Tabela 3 – Especificações de componentes computacionais utilizados

<i>Componentes computacionais</i>	Especificação	
	Unidimensional	Tridimensional
Simulação →	Unidimensional	Tridimensional
Processador	Intel Core i5-4440	Intel Xeon E5-2697 v4
Soquetes de processador	1	2
Núcleos físicos	4	18 (cada processador) 36 (total)
Núcleos lógicos	4	36 (cada processador) 72 (total)
Frequência baseada em processador	3,1 GHz	2,3 GHz
<i>Cache</i>	6 MB	45 MB
Memória <i>RAM</i>	4 módulos de 8 GB <i>DDR3</i> 1600 MHz	8 módulos de 32 GB <i>DDR4</i> 2133 MHz
Armazenamento	1 TB <i>HDD</i>	2 unidades de 300 GB <i>HDD</i> 10 000 RPM, 12 Gbps
Placa de vídeo dedicada	NVIDIA <i>GeForce</i> GTX 750 Ti	Não disponível
Sistema operacional	<i>Windows 10 Professional</i>	<i>Linux (CentOS 7)</i>

Fonte: Do próprio autor

3.3 COEFICIENTE DE DESCARGA DAS VÁLVULAS

Como mencionado no início da metodologia, foi necessária a realização do cálculo do coeficiente de descarga das válvulas com auxílio de uma simulação tridimensional, já que o programa unidimensional utilizado (*GT-POWER*) exigia este parâmetro no objeto que corresponde à válvula.

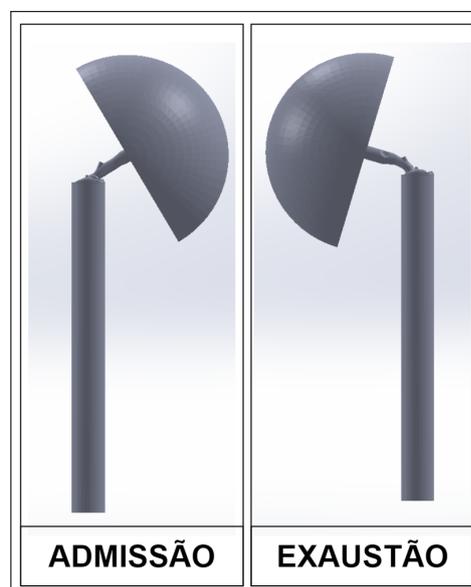
3.3.1 Construção da geometria

O primeiro passo foi a construção de uma geometria que pudesse ser utilizada como domínio computacional das simulações que correspondiam a um banco de fluxo experimental. Para que o cálculo da perda de carga relativa às válvulas de admissão pudesse ser realizado, o duto de admissão foi removido para que então fosse adicionada na extremidade do pórtico de admissão uma semiesfera de raio de 250 mm. Além disso, foi feita a remoção do pistão para a entrada/saída de ar e as paredes do cilindro foram alongadas a um valor de dez vezes em relação à medida do diâmetro do cilindro com o objetivo de que o fluido pudesse se desenvolver completamente. Também foi feita a remoção do duto e do pórtico de exaustão e a região referente às válvulas de exaustão foi fechada.

Para que o cálculo da perda de carga relativa às válvulas de exaustão pudesse ser realizado, as mesmas modificações foram realizadas, removendo o duto de exaustão e adicionando uma semiesfera de raio 250 mm no pórtico de exaustão. Também foram removidos o pistão, o duto de admissão e o pórtico de admissão e as paredes do cilindro

foram alongadas a um valor de dez vezes em relação à medida do diâmetro do cilindro. A Figura 31 demonstra as geometrias utilizadas.

Figura 31 – Geometria utilizada para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas



Fonte: Do próprio autor

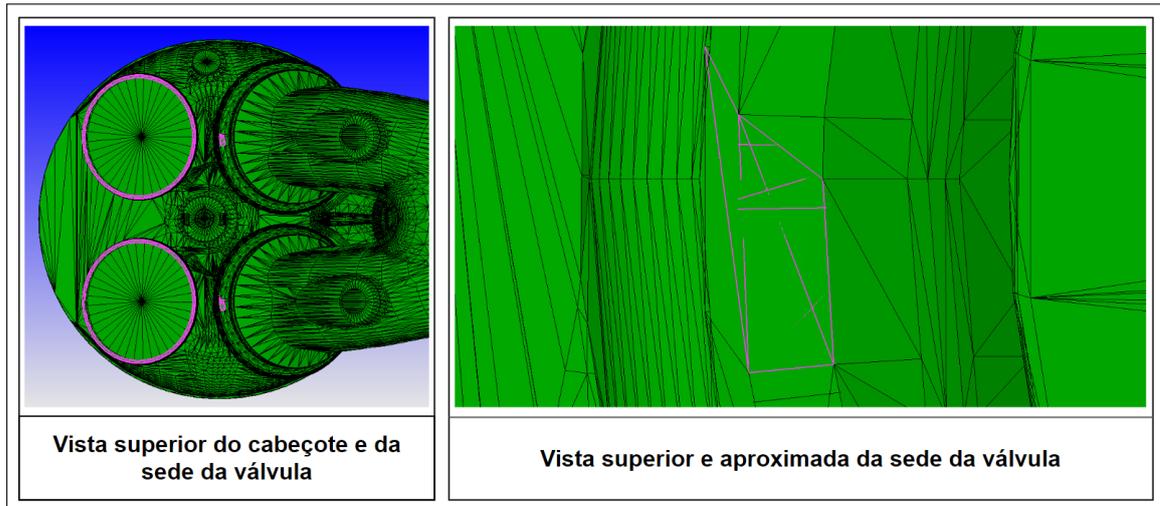
As geometrias inicialmente foram exportadas no formato *STL* (*Standard Triangle Language*), mas observou-se a necessidade de seu tratamento via *SpaceClaim*, o que levou à modificação do formato de exportação para *Parasolid*. Esse tópico foi devidamente abordado a seguir.

3.3.2 Tratamento da geometria

Devido às suas características, tanto o processo de construção da geometria quanto o seu formato de exportação geram falhas que comprometem a sua importação em um programa *CFD* (neste caso, *CONVERGE*).

A geometria construída no *SolidWorks* para o cálculo do coeficiente de descarga das válvula de admissão foi exportada inicialmente no formato *STL* com a resolução mais fina possível por meio de baixos índices de tolerância tanto de ângulo ($0,5^\circ$) quanto de desvio (0,065 m). Ainda assim, ao importar a geometria para o *CONVERGE*, observou-se a presença de 454 defeitos de interseção sendo que estes defeitos violam o conceito de uma orientação interna/externa consistente da superfície e que por isso uma geometria com estes defeitos não pode ser usada [48]. A Figura 32 demonstra estes defeitos.

Figura 32 – Defeitos de interseção no cabeçote e na sede da válvula

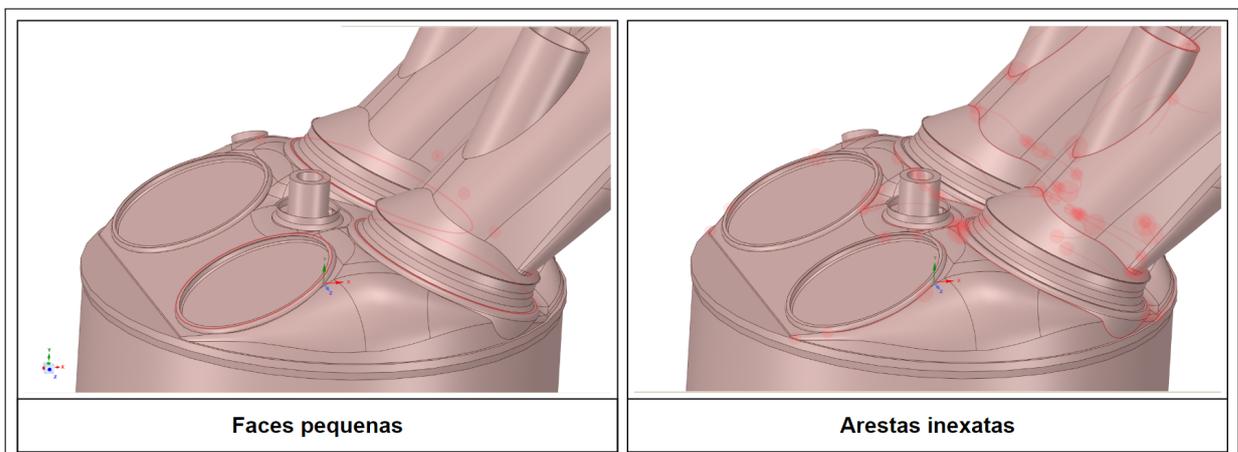


Fonte: Do próprio autor

Apesar do *CONVERGE* permitir a correção manual desses defeitos, um número tão expressivo quanto o mencionado anteriormente inviabiliza esta possibilidade. Desta forma, optou-se pela mudança do formato de exportação para *Parasolid* para que fosse possível um melhor tratamento da geometria com o auxílio do *SpaceClaim*.

O primeiro passo no *SpaceClaim* foi a utilização do recurso denominado “faces pequenas” que detecta e repara faces pequenas da geometria, o que é útil no modelamento da geometria, enquanto o passo seguinte foi a utilização do recurso denominado “arestas inexatas” que detecta e repara arestas que não se conectam perfeitamente à interseção das faces. A Figura 33 ilustra estes passos.

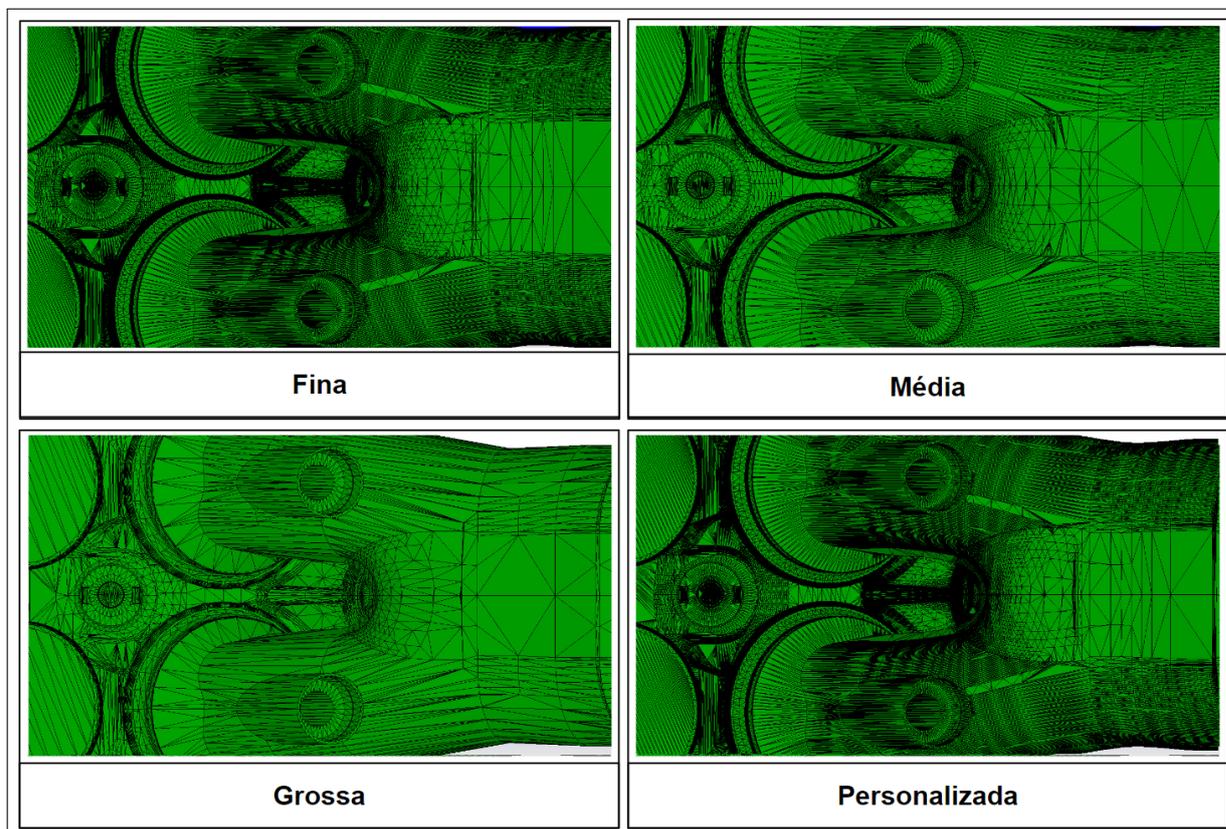
Figura 33 – Detecção de faces pequenas e arestas inexatas via *SpaceClaim*



Fonte: Do próprio autor

O último passo foi a exportação em formato *STL* no qual é possível realizar configurações que melhor se ajustam ao que é desejado. Estas configurações estão representadas na Figura 34 e na Tabela 4.

Figura 34 – Configuração com diferentes resoluções de malha superficial



Fonte: Do próprio autor

Tabela 4 – Configurações de exportação de geometria

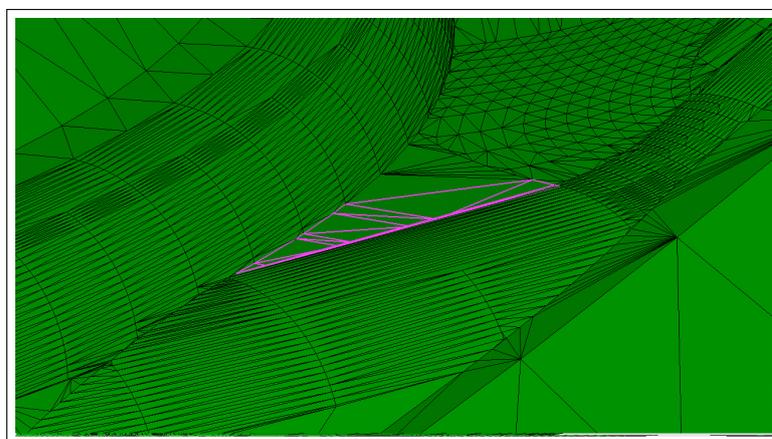
Parâmetro	Especificação			
	Fina	Média	Grossa	Personalizada
Resolução →				
Desvio padrão (mm)	0,5	0,75	2	0,5
Ângulo (°)	4	8	16	4
Relação de aspecto	2	2	2	2
Número de faces	258 504	76 384	23 852	247 834
Defeitos de interseção	27	8	205	12
Defeitos de triângulos sobrepostos	11	8	14	11

Fonte: Do próprio autor

Com o tratamento da geometria foi possível observar o surgimento de um defeito denominado triângulos sobrepostos ilustrado na Figura 35 e definido como triângulos que encontram outros triângulos em um ângulo menor do que a tolerância especificada

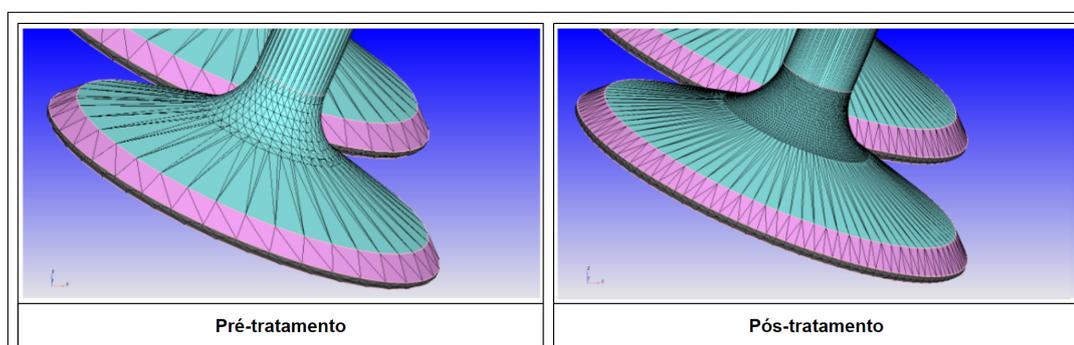
pelo usuário [48]. Apesar disso, o número de defeitos de interseção caiu em até 98,2%, permitindo suas correções por meio do *CONVERGE* junto com os defeitos de triângulos sobrepostos. A geometria tratada escolhida foi a de configuração personalizada por entregar tanto um número de faces menor do que a fina, reduzindo o esforço computacional, quanto um número menor de defeitos de interseção. Além disso, esta geometria entregou um nível de detalhamento superior àquelas encontradas nas configurações média e grossa, reforçando a sua escolha. O número final de faces foi de 248 174 após o reparo de todos os defeitos apresentados no *CONVERGE*. O resultado do tratamento na válvula pode ser observado na Figura 36.

Figura 35 – Defeitos de triângulos sobrepostos no cabeçote depois de executado o tratamento da configuração personalizada



Fonte: Do próprio autor

Figura 36 – Válvula de admissão antes e depois de executado o tratamento da configuração personalizada



Fonte: Do próprio autor

3.3.3 Geração de malha volumétrica e construção do caso no *CONVERGE*

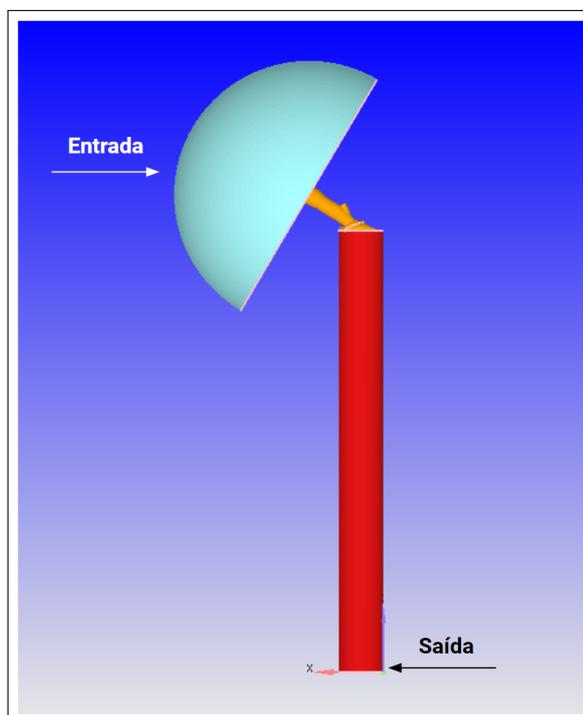
A geometria escolhida na Seção 3.3.2 foi importada para o *CONVERGE* como uma malha superficial de volumes triangulares que serve de referência para a malha volumétrica. Em sua grande maioria, os programas de *CFD* criam malhas volumétricas ajustadas através da transformação de vértices e células no interior do domínio de maneira tal que permita uma adequação à geometria. O nível de complexidade é maior quando o ajuste de malha apresenta uma geometria móvel, o que demanda um tempo extra do usuário, sendo a modelagem de motores de combustão interna um exemplo dessa situação. *CONVERGE*, ao contrário da maioria dos programas similares, não possui uma malha volumétrica fixa. Partindo de uma malha superficial, ele gera a malha volumétrica a cada intervalo de tempo por meio de duas ferramentas: refinamento fixo e refinamento adaptativo de malha (*AMR - Adaptive Mesh Refinement*), permitindo que uma nova malha seja gerada a cada passo de tempo. Assim, o *CONVERGE* demonstra capacidade de redução do tempo computacional de uma simulação ao utilizar uma malha mais grosseira em regiões com menor nível de criticidade e posteriormente refina essa mesma região nos instantes necessários para capturar melhor os fenômenos que ali ocorrem. A Equação 3.1 demonstra o tamanho da malha na região em que um refinamento fixo é aplicado:

$$T_{MRF} = \frac{dx_{base}}{2^{n_{rf}}} \quad (3.1)$$

Onde T_{MRF} é o tamanho da malha na região em que um refinamento fixo é aplicado, dx_{base} é o comprimento do volume no eixo x e n_{rf} é a escala de refinamento.

A malha superficial foi então importada para o *CONVERGE* teve suas oito fronteiras definidas: entrada, saída, haste da válvula, ângulo da válvula, parte inferior da válvula, sede da válvula, cilindro e cabeçote. A Figura 37 ilustra o domínio computacional.

Figura 37 – Domínio computacional utilizado para simulação do coeficiente de descarga direto das válvulas de admissão



Fonte: Do próprio autor

A partir daí foi possível definir a temperatura de 300 K tanto para o escoamento de ar quanto para as paredes do domínio. A semiesfera foi considerada a entrada do escoamento a uma pressão de 101 325 Pa e para o direcionamento do escoamento foi imposta na saída uma redução de 10% da pressão relativa ao valor de entrada, ou seja, na extremidade do cilindro a pressão se equivalia à 91 192,5 Pa. O levantamento inicial das válvulas de admissão era de 1 mm e a duração da simulação era de 10 000 ciclos em escoamento permanente.

Após a conclusão dos 10 000 ciclos, a válvula era deslocada em 1 mm e uma nova simulação era iniciada com as mesmas condições descritas no parágrafo anterior. Esse procedimento foi realizado até que a válvula de admissão atingisse seu levantamento máximo de 10,19 mm, o que totalizou 11 simulações. As vazões mássicas médias foram extraídas por meio dos últimos 1000 ciclos.

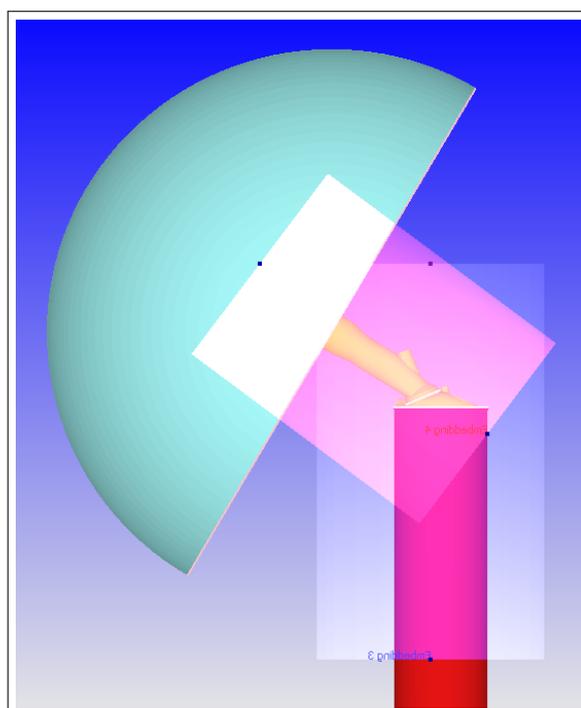
As condições mencionadas acima são as mesmas para o cálculo do coeficiente de descarga reverso da válvula de admissão, com a diferença de que a entrada do domínio era a extremidade do cilindro com pressão de 101 325 Pa e a saída do domínio era a semiesfera com pressão de 91 192,5 Pa. O mesmo procedimento de deslocamento de válvula foi realizado totalizando novamente 11 simulações.

Para o cálculo do coeficiente de descarga das válvulas de exaustão direto e reverso

foi adotado procedimento similar àquele das válvulas de admissão com a diferença de que a extremidade do cilindro era a entrada do domínio e a semiesfera era a saída para o coeficiente direto das válvulas de exaustão, sendo o coeficiente reverso caracterizado pelo sentido inverso. Desta forma, a válvula de exaustão foi deslocada até o seu levantamento máximo de 8,83 mm, o que totalizou 9 simulações para o escoamento direto e 9 simulações para o escoamento reverso, que, somadas às 22 simulações das válvulas de admissão, totalizaram 40 simulações para o cálculo do coeficiente de descarga.

Para todos os testes foi mantido um refinamento fixo no assento das válvulas (fronteiras “ângulo da válvula” e “sede da válvula”) com 4 escalas de refinamento e dois refinamentos fixos cilíndricos com 2 escalas de refinamento, conforme ilustrado na Figura 38. Para a descrição da turbulência, foi utilizado o modelo *RNG k- ϵ* .

Figura 38 – Refinamentos fixos utilizados para simulação do coeficiente de descarga direto das válvulas de admissão



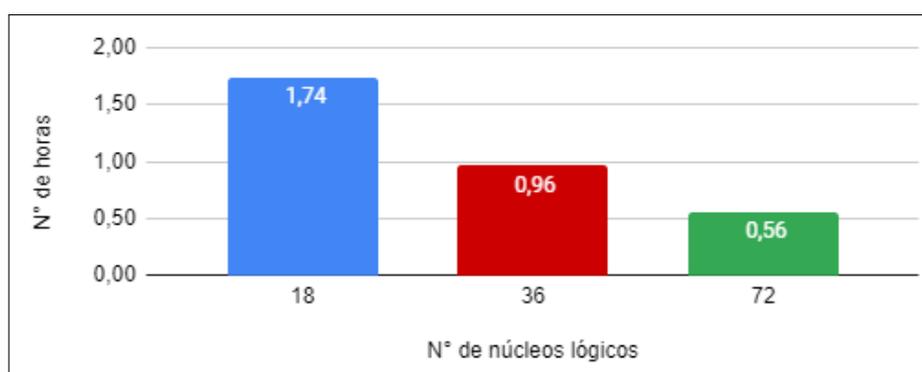
Fonte: Do próprio autor

3.3.4 Teste de influência do número de núcleos na simulação

A estrutura utilizada para as simulações *CFD* 3D contava com múltiplas licenças do *CONVERGE*, o que permitia executar diferentes simulações simultaneamente dentro do limite de 72 núcleos lógicos e poderia gerar tempos de execução incomparáveis entre si em decorrência da utilização de diferentes quantidades de núcleos lógicos. Desta forma, foram realizadas 3 simulações com diferentes números de núcleos lógicos (18, 36 e 72) com a finalidade de padronizar por meio de uma equação o tempo gasto em horas para a condição

da simulação rodando em 72 núcleos lógicos. Como os parâmetros físicos do escoamento não eram determinantes para este teste, foi utilizado um tamanho de malha de 16 mm x 16 mm x 16 mm, refinamento adaptativo de malha de 3 níveis de velocidade com o subcritério de $1 \frac{m}{s}$ de variação e as condições de refinamento fixo e turbulência mencionadas na Seção 3.3.3. Além disso, os testes foram realizados considerando a geometria com a presença das válvulas de admissão, escoamento direto e levante de 1 mm. A Figura 39 apresenta estes resultados.

Figura 39 – Tempo gasto em função do número de núcleos lógicos utilizados



Fonte: Do próprio autor

Assim foi possível traçar a Equação 3.2 que representa uma aproximação do número de horas gastas por uma simulação utilizando 72 núcleos lógicos independentemente da quantidade real de núcleos utilizada.

$$t_{(72nl)} = \frac{N_{nl}}{72} * t_{exec} \quad (3.2)$$

Onde $t_{(72nl)}$ é o tempo gasto em horas com a utilização de 72 núcleos lógicos, N_{nl} é o número de núcleos lógicos utilizados e t_{exec} é o tempo em horas que a simulação levou para ser executada.

3.3.5 Teste de sensibilidade de malha

O custo computacional é um fator importante especialmente quando se trata de simulações *CFD* 3D (tridimensional), já que estas requerem uma quantidade expressiva de tempo [26]. Com isso, o objetivo é reduzir o tempo gasto para que uma simulação seja executada de tal forma que os resultados oscilem dentro de uma margem de erro estipulada, tornando-os confiáveis. No *CONVERGE* o tamanho de malha e o refinamento adaptativo de malha impactam diretamente no tempo gasto para a execução das simulações, sendo assim necessário que sejam ajustados até que se encontre as condições de trabalho mais próximas do ideal. O parâmetro físico do escoamento utilizado para os testes foi a vazão

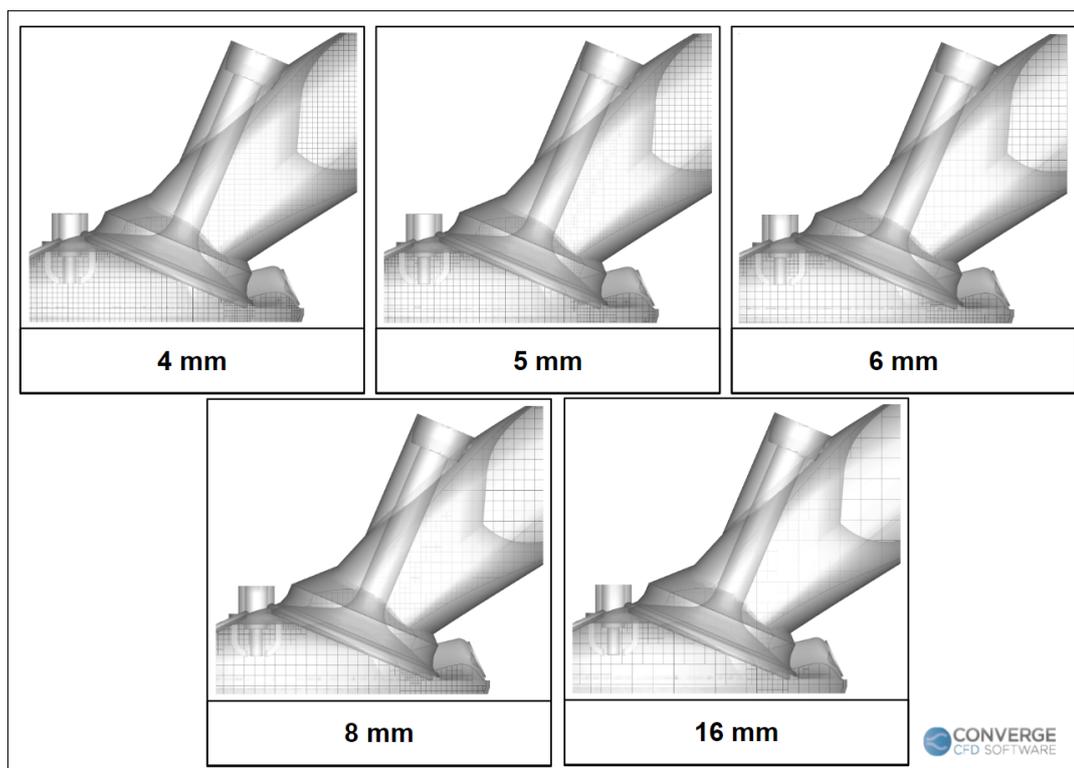
mássica, já que esta influencia diretamente no cálculo do coeficiente descarga descrito pela Equação 2.2, e foi estabelecida uma tolerância de variação de 5% para este parâmetro. Os testes foram realizados considerando a geometria com a presença das válvulas de admissão.

3.3.5.1 *Tamanho base de malha*

CONVERGE sugere através de seus exemplos o mínimo tamanho base de malha de 4 mm para um motor de combustão interna, sendo assim escolhido como o ideal a ser trabalhado nesta etapa.

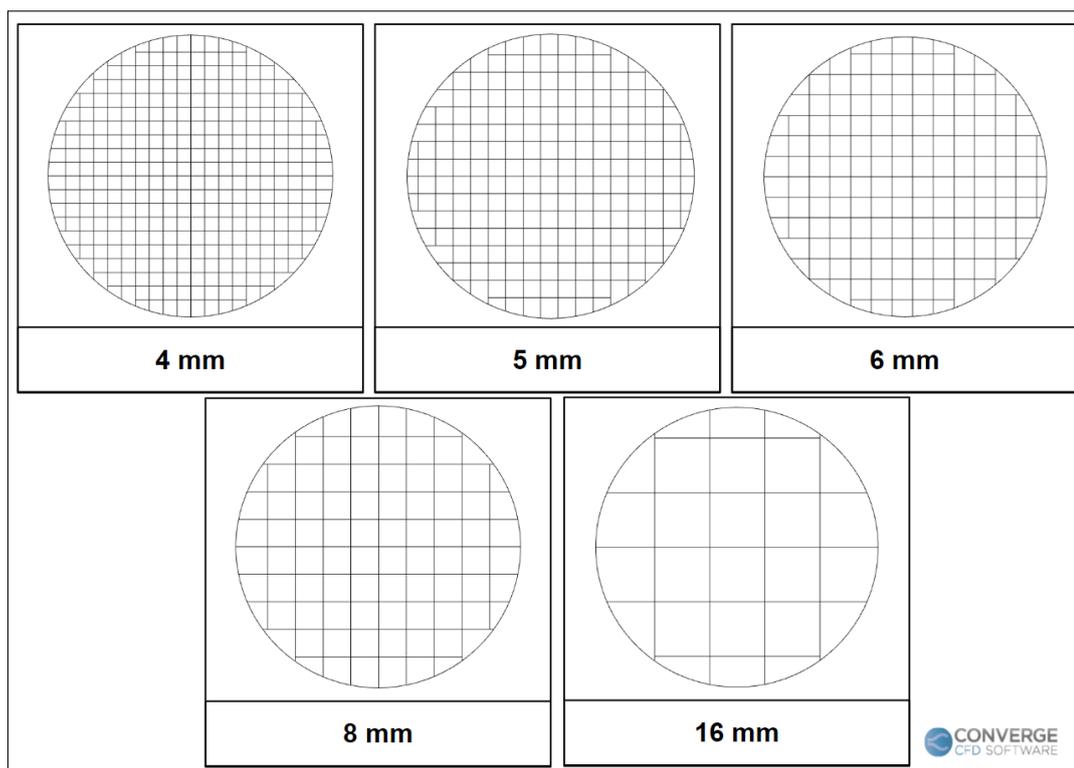
Para o primeiro teste foi adotado o escoamento direto da admissão e foram selecionados para comparação quatro tamanhos bases de malha mais grosseira do que o ideal: 5 mm, 6 mm, 8 mm e 16 mm. Além disso, foram utilizados o refinamento adaptativo de malha de 3 níveis de velocidade com o subcritério de $1 \frac{m}{s}$ de variação e as condições de refinamento fixo e turbulência mencionadas na Seção 3.3.3. As Figuras 40 e 41 exibem esses diferentes tamanhos de malha na válvula e na fronteira inferior do cilindro (onde a vazão mássica é aferida), respectivamente.

Figura 40 – Malhas na válvula de admissão



Fonte: Do próprio autor

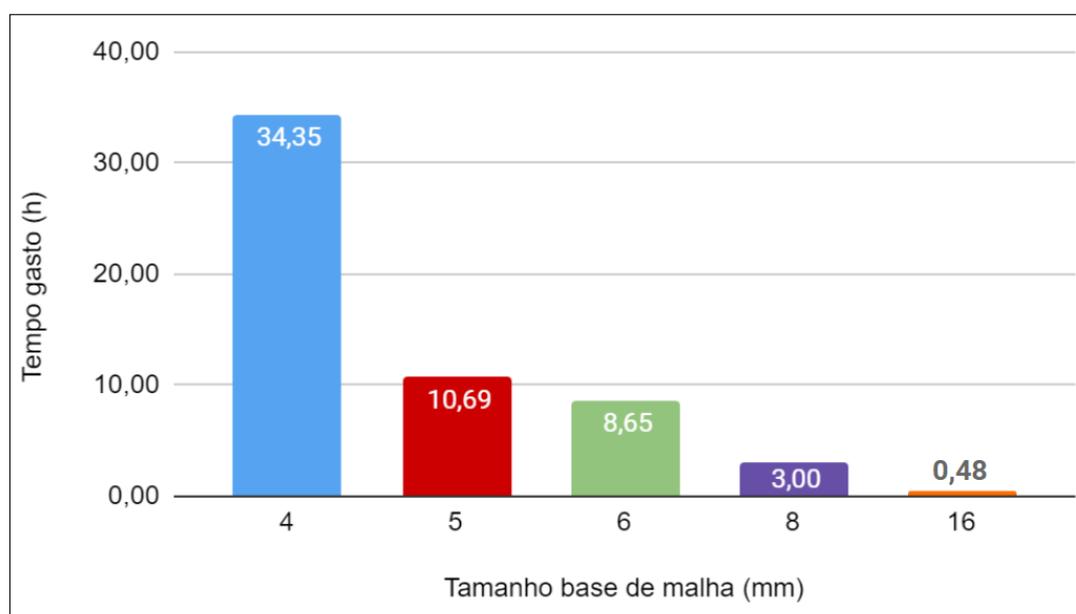
Figura 41 – Malhas na fronteira inferior do cilindro



Fonte: Do próprio autor

Os resultados analisados foram o tempo de execução da simulação (Figura 42) e a vazão mássica média, ambos parâmetros em função do tamanho base de malha.

Figura 42 – Tempo gasto em função do tamanho de malha



Fonte: Do próprio autor

Com os resultados foi possível construir na Tabela 5 uma matriz que representasse a variação percentual tanto do tempo gasto pela simulação quanto das vazões mássicas médias para diferentes tamanhos de malha.

Tabela 5 – Matriz da variação percentual do tempo gasto e da vazão mássica média para os diferentes tamanhos bases de malha (mm)

Malha (mm)	Variação do tempo (%)					Variação da vazão mássica média (%)				
	4	5	6	8	16	4	5	6	8	16
4	0,00	221,45	297,06	1046,49	7046,63	0,00	1,67	2,52	2,81	3,50
5	-68,90	0,00	23,52	256,67	2123,27	1,67	0,00	0,86	1,16	1,86
6	-297,06	-19,04	0,00	188,75	1699,90	2,52	0,86	0,00	0,30	1,00
8	-1046,49	-71,96	-65,37	0,00	523,35	2,81	1,16	0,30	0,00	0,70
16	-7046,63	-95,50	-94,44	-83,96	0,00	3,50	1,86	1,00	0,70	0,00

Fonte: Do próprio autor

A Tabela 5 indica que uma variação da vazão mássica média menor do que 5% quando os quatro maiores tamanhos de malha foram comparados ao tamanho de malha de 4 mm, o que significa que as malhas atendiam à tolerância estabelecida. Além disso, a Tabela 5 demonstra uma redução do tempo gasto de até 7046,63% ou cerca de 71 vezes. Ou seja, considerando o que foi mencionado anteriormente de que 40 simulações deveriam ser executadas para o cálculo de coeficiente de descarga, o tempo total poderia ser reduzido de 1374 horas (ou cerca de 58 dias) para até aproximadamente 20 horas.

Desta forma, as malhas de 8 mm e 16 mm, mais econômicas em tempo, foram escolhidas para dois novos testes: o primeiro deles mantendo o levante de 1 mm, mas considerando o escoamento reverso e o segundo mantendo o escoamento direto, mas com o levante de 10 mm, próximo do máximo de 10,19 mm da válvula de admissão. Em ambos o objetivo era analisar a variação da vazão mássica média. Os resultados desta variação estão demonstrados na Tabela 6.

Tabela 6 – Matriz da variação percentual do tempo gasto e da vazão mássica média para os diferentes tamanhos bases de malha

Malha (mm)	Variação para o escoamento reverso (%)		Variação considerando o levante de 10 mm (%)	
	8	16	8	16
8	0,00	2,83	0,00	4,25
16	2,76	0,00	4,07	0,00

Fonte: Do próprio autor

A partir da análise dos resultados constatou-se que a malha de 8 mm foi capaz de entregar valores de vazão mássica satisfatórios, já que a variação de 2,81% quando comparados à malha de 4 mm é inferior aos 5% estabelecidos como tolerância, conforme

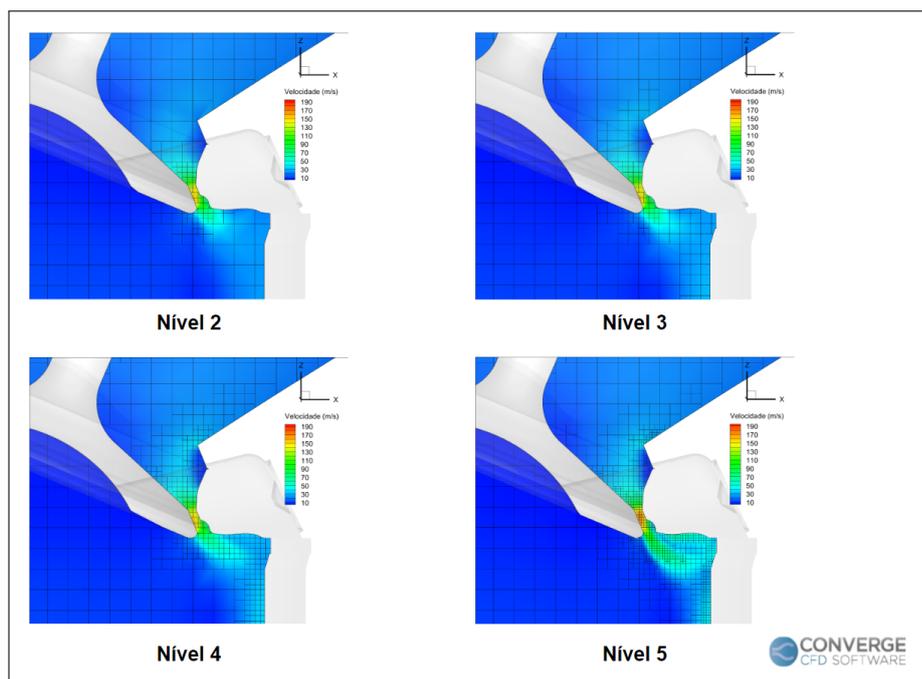
apresentado na Tabela 5. Além disso, a Tabela 5 mostra que a simulação utilizando a malha de 8 mm foi cerca de 11 vezes mais rápida quando também comparada à malha de 4 mm, o que se tornou um fator determinante para que seja escolhida para o cálculo do coeficiente de descarga. Os dois testes considerando a mudança de escoamento e a mudança de levante (Tabela 6) mostraram que a malha de 16 mm também cumpriu a tolerância estabelecida com ambas as modificações, sendo importante ressaltar que, apesar da malha de 16 mm ter levado um número de horas menor do que aquele encontrado na malha de 8 mm, esta malha foi descartada por ser considerada excessivamente grosseira para os testes, já que 16 mm equivalia à cerca de 47,20% dos 33,9 mm da válvula de admissão, sendo portanto adotado 8 mm como o tamanho base de malha,

3.3.5.2 Refinamento adaptativo de malha

CONVERGE sugere através de seus exemplos refinamento adaptativo de malha de 3 níveis de velocidade com o subcritério de $1 \frac{m}{s}$ de variação para um motor de combustão interna, sendo assim escolhido como o padrão a ser trabalhado.

Para este teste foram adotados o escoamento direto e o levante de válvula de 1 mm e também foram selecionados para comparação quatro níveis de refinamento adaptativo de malha: 2 (menor refinamento), 3 (padrão), 4 e 5 (maior refinamento). Além disso, foram utilizados o subcritério de $1 \frac{m}{s}$ de variação, o tamanho base de malha de 8 mm definido na Seção 3.3.5.1 e as condições de refinamento fixo e turbulência mencionadas na Seção 3.3.3. A Figura 43 exibe esses diferentes níveis de refinamento na válvula.

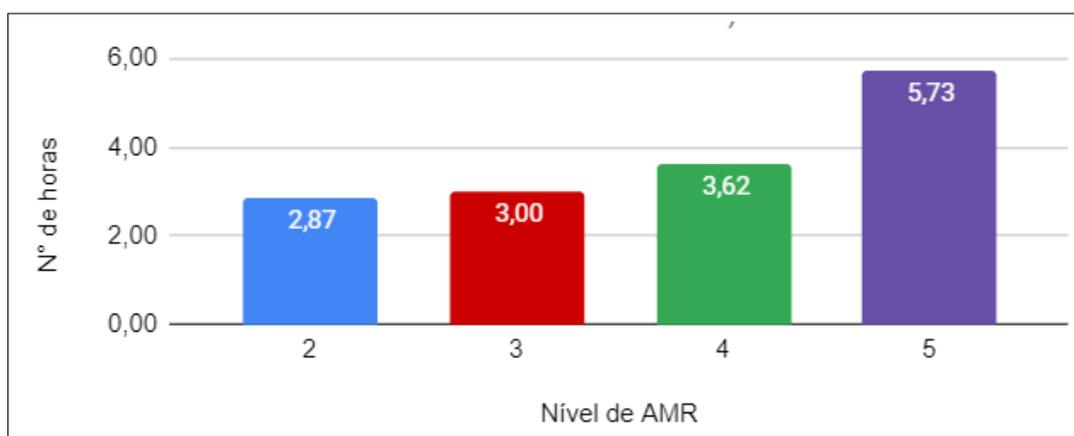
Figura 43 – Refinamento adaptativo de malha nas válvulas de admissão



Fonte: Do próprio autor

Os resultados analisados foram o tempo de execução da simulação (Figura 44) e a vazão mássica média, ambos parâmetros em função do nível de refinamento.

Figura 44 – Tempo gasto em função do nível de refinamento adaptativo de malha



Fonte: Do próprio autor

Com os resultados foi possível construir na Tabela 7 uma matriz que representasse a variação percentual do tempo gasto em horas para diferentes níveis de refinamento adaptativo de malha.

Tabela 7 – Matriz da variação percentual do tempo gasto e da vazão mássica média para os diferentes níveis de refinamento adaptativo de malha

Nível de <i>AMR</i>	Variação do tempo (%)				Variação da vazão mássica média (%)			
	2	3	4	5	2	3	4	5
2	0,00	-4,14	-20,61	-49,87	0,00	0,22	0,55	2,81
3	4,32	0,00	-17,18	-47,71	0,22	0,00	0,33	2,59
4	25,95	20,74	0,00	-36,86	0,55	0,33	0,00	2,24
5	99,48	91,22	58,37	0,00	2,81	2,59	2,24	0,00

Fonte: Do próprio autor

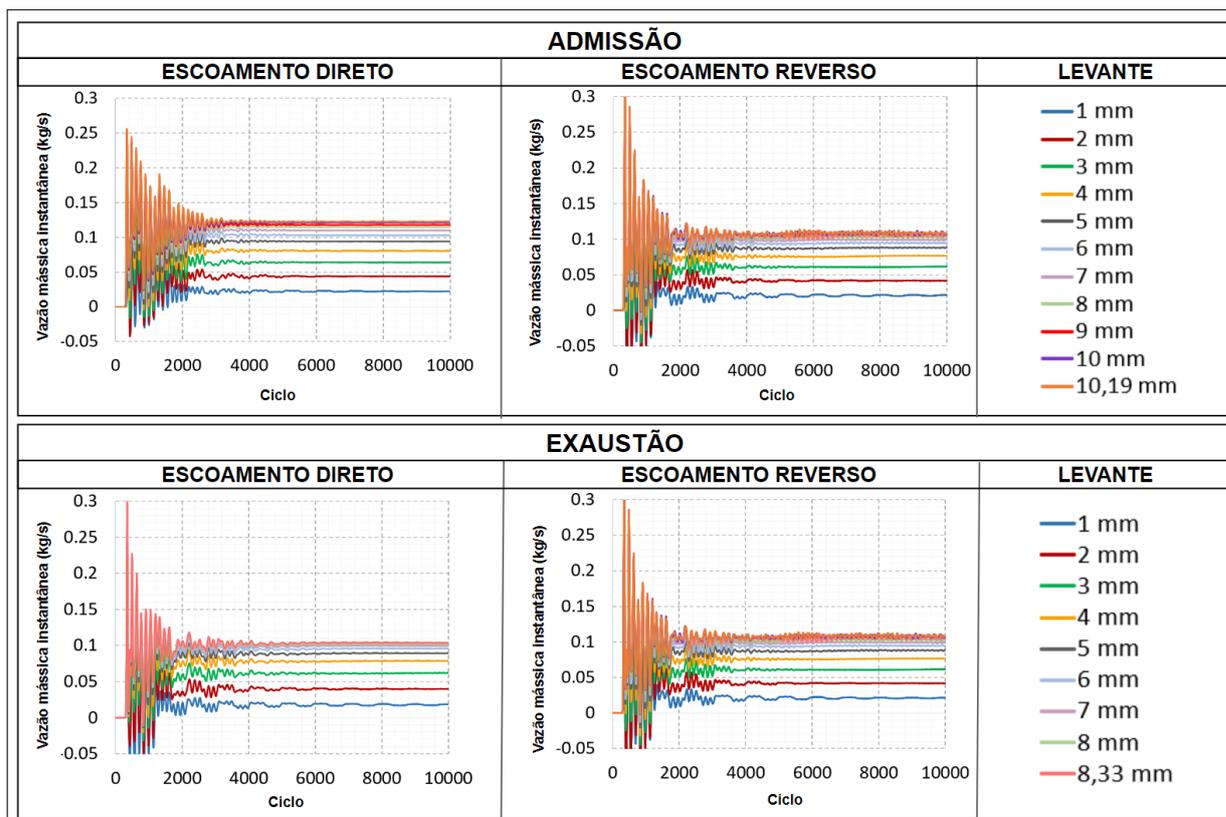
A Tabela 7 indica uma variação menor do que 5% para a vazão mássica média quando os níveis 2, 3 e 4 de refinamento de malha são comparados ao nível 5 (máximo), o que significa que estes níveis atendiam à tolerância estabelecida. Além disso, a Tabela 7 demonstra uma redução do tempo gasto de até 49,87% ou cerca de 2 vezes. Ou seja, considerando o que foi mencionado anteriormente de que 40 simulações deveriam ser executadas para o cálculo de coeficiente de descarga, o tempo total poderia ser reduzido de 229,2 horas (ou cerca de 10 dias) para até aproximadamente 114,8 horas (ou cerca de 5 dias).

A partir da análise dos resultados constatou-se que o nível 3 de refinamento adaptativo de malha foi capaz de entregar valores de vazão mássica satisfatórios, já que a variação de 2,59% quando comparados ao nível 5 deste refinamento é inferior aos 5% estabelecidos como tolerância, conforme apresentado na Tabela 7. Além disso, a Tabela 7 mostra que a simulação utilizando nível 3 de refinamento adaptativo de malha foi cerca de 2 vezes mais rápida quando também comparada ao nível 5 de refinamento adaptativo de malha, o que se tornou um fator determinante para que fosse escolhida para o cálculo do coeficiente de descarga. O menor nível de refinamento adaptativo de malha também foi capaz de cumprir a tolerância estabelecida, mas sua baixa economia de tempo (4,14%) não foi relevante o bastante para que fosse considerado no lugar do nível 3 de refinamento adaptativo de malha sugerido pelo *CONVERGE*, sendo este último o que foi adotado para o cálculo desejado.

3.3.6 Cálculo do coeficiente de descarga

Com as definições do tamanho base de malha de 8 mm e do nível 3 de refinamento de malha demonstradas na Seção 3.3.5, foi possível obter os resultados relacionados às vazões mássicas instantâneas conforme ilustrado na Figura 45. Vale ressaltar que esses resultados são para o escoamento através de duas válvulas presentes no motor (admissão ou exaustão).

Figura 45 – Vazão mássica instantânea nas válvulas



Fonte: Do próprio autor

O *GT-POWER* requer o escoamento através de apenas uma válvula (admissão ou exaustão), já que o mesmo duplicava os valores para o outro objeto referente à válvula. Portanto, os valores de vazão mássica de ar eram metade daqueles encontrados na Figura 45. Além disso, este programa permite duas abordagens distintas para o cálculo de coeficiente de descarga através da Equação 2.2, cabendo ao usuário escolher a forma a ser trabalhada: a primeira abordagem utiliza como referência a área de cortina da válvula, que varia de acordo com o levante, enquanto a segunda utiliza a área sede da válvula, que é constante ao longo da variação do levante e foi adotada neste estudo. Estes resultados estão representados nas Tabelas 8 (admissão) e 9 (exaustão). Com o cálculo do coeficiente realizado foi possível iniciar a construção do modelo unidimensional.

Tabela 8 – Cálculo do coeficiente de descarga para a admissão

Levante (mm)	Admissão			
	Escoamento Direto		Escoamento Reverso	
	Vazão mássica média ($\frac{kg}{s}$)	Coefficiente de descarga	Vazão mássica média ($\frac{kg}{s}$)	Coefficiente de descarga
1,00	0,011	0,084	0,011	0,080
2,00	0,022	0,166	0,021	0,159
3,00	0,032	0,241	0,031	0,232
4,00	0,040	0,305	0,038	0,291
5,00	0,047	0,356	0,044	0,334
6,00	0,051	0,390	0,047	0,359
7,00	0,055	0,417	0,049	0,376
8,00	0,057	0,435	0,051	0,390
9,00	0,059	0,447	0,053	0,402
10,00	0,060	0,459	0,054	0,409
10,19	0,061	0,466	0,054	0,412

Fonte: Do próprio autor

Tabela 9 – Cálculo do coeficiente de descarga para a exaustão

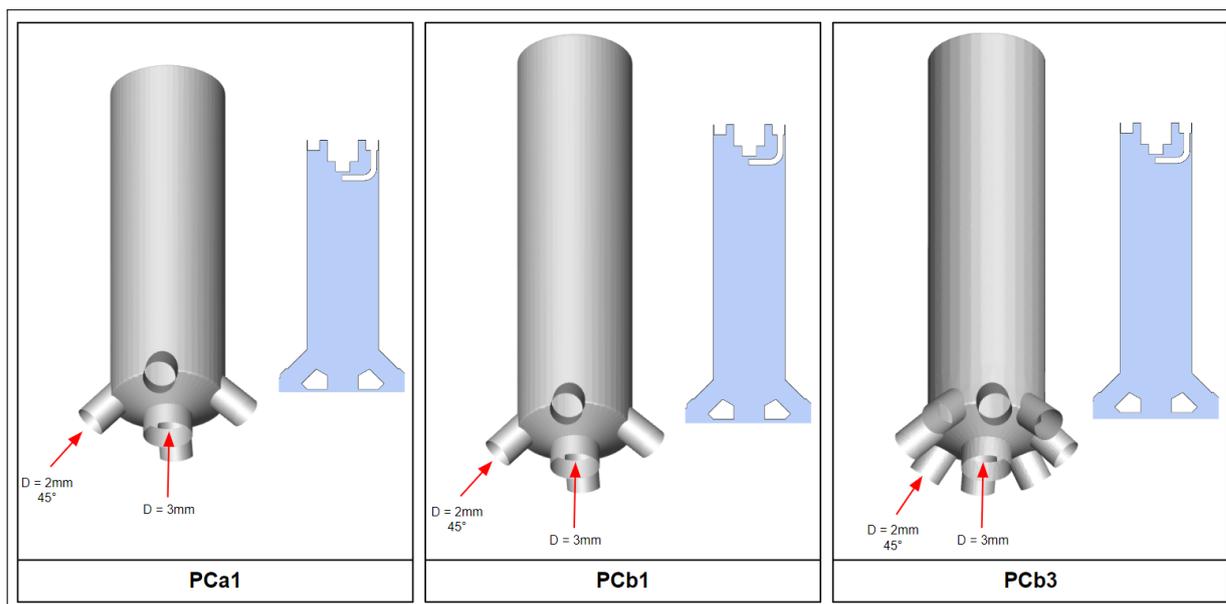
Levante (mm)	Exaustão			
	Escoamento Direto		Escoamento Reverso	
	Vazão mássica média ($\frac{kg}{s}$)	Coefficiente de descarga	Vazão mássica média ($\frac{kg}{s}$)	Coefficiente de descarga
1,00	0,010	0,107	0,009	0,099
2,00	0,020	0,224	0,020	0,221
3,00	0,029	0,328	0,031	0,344
4,00	0,037	0,409	0,039	0,438
5,00	0,042	0,471	0,045	0,497
6,00	0,046	0,510	0,048	0,532
7,00	0,048	0,535	0,050	0,554
8,00	0,050	0,554	0,051	0,568
8,33	0,050	0,562	0,052	0,577

Fonte: Do próprio autor

3.4 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO MOTOR

As configurações de pré-câmara utilizadas experimentalmente podem ser vistas na Figura 46 e os detalhes destas configurações estão especificados na Tabela 10. As condições de operação utilizadas para estas configurações e também para a configuração do motor de ignição por centelha se encontram sintetizadas na Tabela 11. Em todos os casos, o motor operou com a razão de compressão de 14,14:1 e o combustível utilizado foi o etanol hidratado, além da adoção de mistura próxima à estequiométrica ($\lambda = 1$). Com relação ao material da pré-câmara, foi utilizada a liga CuCrZr (cobre, cromo e zircônio).

Figura 46 – Configurações de pré-câmara utilizadas experimentalmente



Fonte: Do próprio autor

Tabela 10 – Especificações das pré-câmara utilizadas experimentalmente

Parâmetro	Condição de operação		
	PCa1	PCb1	PCb3
Volume da PC em relação à câmara principal	2,5%	3,0%	3,0%
Número de furos	4 laterais 1 central	4 laterais 1 central	8 laterais 1 central
Diâmetro dos furos	2 mm (laterais) 3 mm (central)		
Ângulo dos furos laterais em relação ao eixo de movimento do pistão	45°		
Razão entre a área dos furos e o volume da pré-câmara ($\frac{A_{furos}}{\nabla_{PC}}$)	2,26 ($\frac{10^{-2}}{m}$)	1,89 ($\frac{10^{-2}}{m}$)	3,08 ($\frac{10^{-2}}{m}$)

Fonte: Do próprio autor

Tabela 11 – Condições de operação do motor monocilíndrico de pesquisa

Parâmetro	Condição de operação							
	Ignição por centelha		PCa1		PCb1		PCb3	
	1	2	1	2	1	2	1	2
Rotação (rpm)	1500	4000	1500	4000	1500	4000	1500	4000
<i>IMEP</i> (bar)	10,76	18,09	10,64	18,05	10,79	17,86	10,37	17,07
Avanço de ignição (°)	12,9	16,9	15,4	20,3	17,5	28,4	23,5	38,4
Vazão mássica de ar ($\frac{kg}{h}$)	18,94	85,54	19,90	79,9	19,8	75,2	19,3	85,4
Temperatura na admissão (K)	304,7	300,3	305,4	306,2	301,3	299,6	300,4	302,1
Massa de combustível por ciclo (mg)	50,2	83,2	52,2	80,7	52,3	80,7	50,7	83,5
λ (lambda)	0,99	1,01	1,00	1,00	1,00	0,99	1,00	1,01
Duração da injeção (°)	50,0	190,0	39,0	155,0	38,0	160,0	37,0	170
Início da injeção (°)	-300	-360	-280	-360	-280	-360	-350	-360
Combustível	Etanol hidratado							
Razão de compressão	14,14:1							

Fonte: Do próprio autor

Para todos os casos foi feita a média de 200 ciclos do motor e esses ensaios experimentais foram conduzidos pela equipe de experimentação do CTM.

3.5 MODELAGEM NUMÉRICA UNIDIMENSIONAL

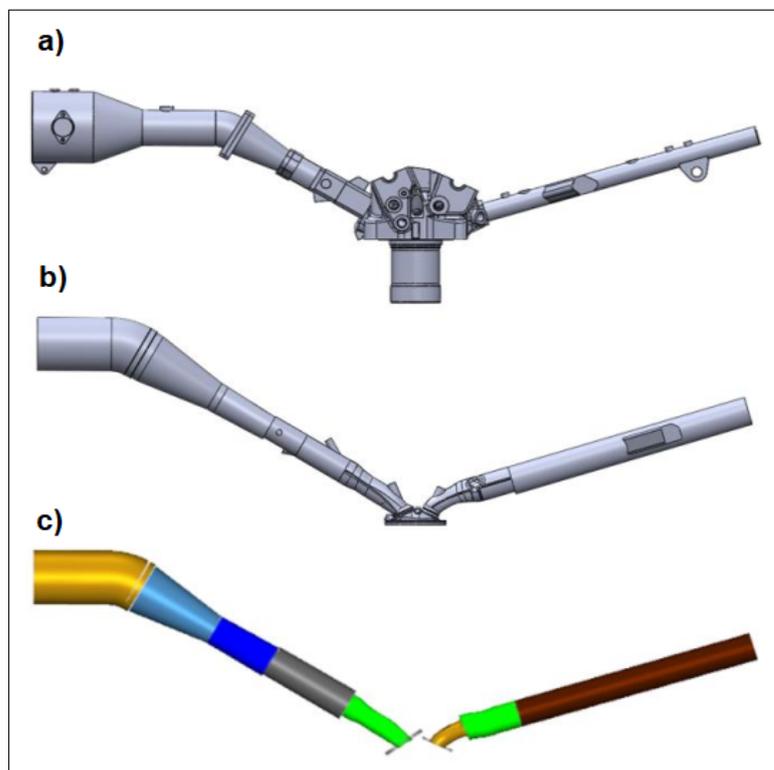
3.5.1 Modelo *TPA* - Análise das Três Pressões

Os dados extraídos pela equipe de experimentação e através da etapa do cálculo do coeficiente de descarga foram utilizados como dado de entrada para o modelo numérico unidimensional de Análise das Três Pressões (*TPA*). No modelo *TPA*, a taxa de combustão é calculada através da análise da pressão no cilindro, da pressão na admissão e da pressão na exaustão (daí o nome “Análise das Três Pressões”). Para que esses dados fossem inseridos no modelo, primeiro era necessária a discretização da geometria 3D do motor a fim de se criar um domínio unidimensional do motor. Para esta discretização, foi utilizado o programa *GEM3D*.

A Figura 47 ilustra o processo de importação da geometria do *CAD* para o *GEM3D*. Inicialmente, foi necessária a extração do volume interno da geometria 3D no próprio programa de *CAD*, neste caso o *SolidWorks*. Esta etapa foi importante para a criação do domínio computacional, uma vez que o fluido escoava internamente na geometria do motor, sendo então necessária a discretização desta região e não das paredes do motor. Uma vez que o volume interno do motor foi obtido (com o pistão na posição de ponto morto superior), esta geometria foi importada para o *GEM3D*. Conforme pode ser observado na Figura 47c, o *GEM3D* foi utilizado para se obter a discretização somente dos sistemas

de admissão e exaustão, sendo que os demais componentes (válvulas, pistão, câmara de combustão) foram adicionados posteriormente.

Figura 47 – Geometria 3D do motor: a) Completa (*SolidWorks*), b) Volume interno (*SolidWorks*) e c) Importada no *GEM3D*

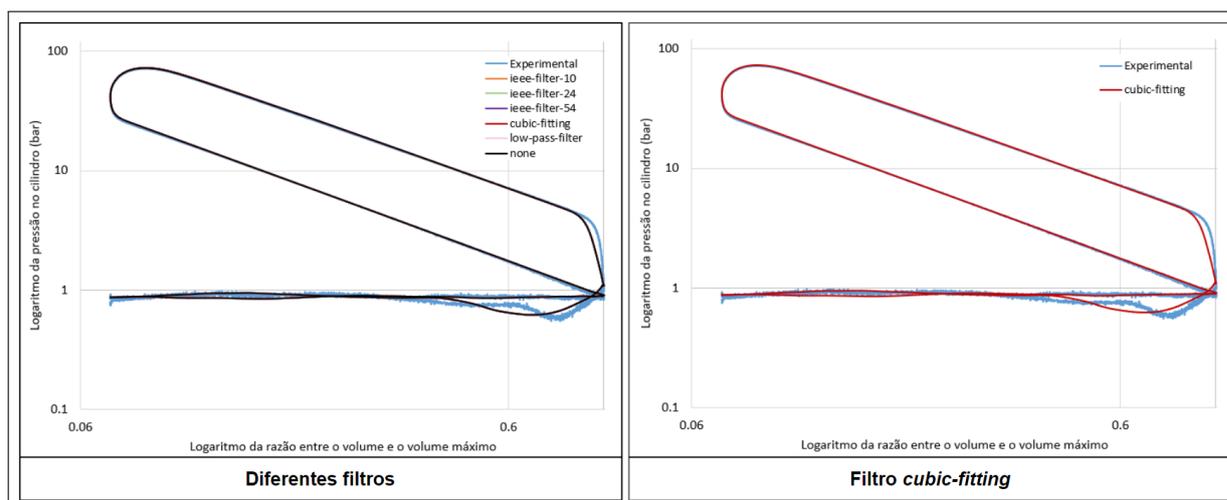


Fonte: Do próprio autor

Uma vez que a discretização da geometria 3D no *GEM3D* só era possível para os sistemas de admissão e exaustão, os demais componentes do motor deveriam ser inseridos manualmente. Conforme ilustrado na Figura 48, para a obtenção do modelo *TPA* final, foram inseridos no modelo unidimensional gerado pelo *GEM3D* os seguintes componentes: válvulas de admissão e exaustão (“*ValveCamConn*”), cilindro (“*EngCylinder-1*”), trem de força (“*EngineCrankTrain-1*”), injetor *DI* (“*InjPulseConn-1*”), condição atmosférica de entrada (“*EndEnvironmentTPA_Inflow-1*”) e saída (“*EndEnvironmentTPA_Exh-1*”), geradores de sinal para a entrada das curvas dos transdutores de pressão da admissão (“*SignalGenerator-1*”) e da exaustão (“*SignalGenerator-1-1*”) com seus respectivos monitores (“*MonitorSignal-1*” e “*MonitorSignal-1-1*”) para o monitoramento das curvas de pressões simulada e experimental. Uma vez que todos estes objetos foram inseridos no modelo, deveria-se então preenchê-los com os dados necessários para a execução da simulação, sendo estes dados obtidos através dos testes experimentais e dos manuais (manual do monocilíndrico, do injetor, da vela, etc).

resultados, além de ter sido utilizado por *GT-POWER* em seu exemplo para o modelo *TPA*, o que reforçou sua adoção neste estudo.

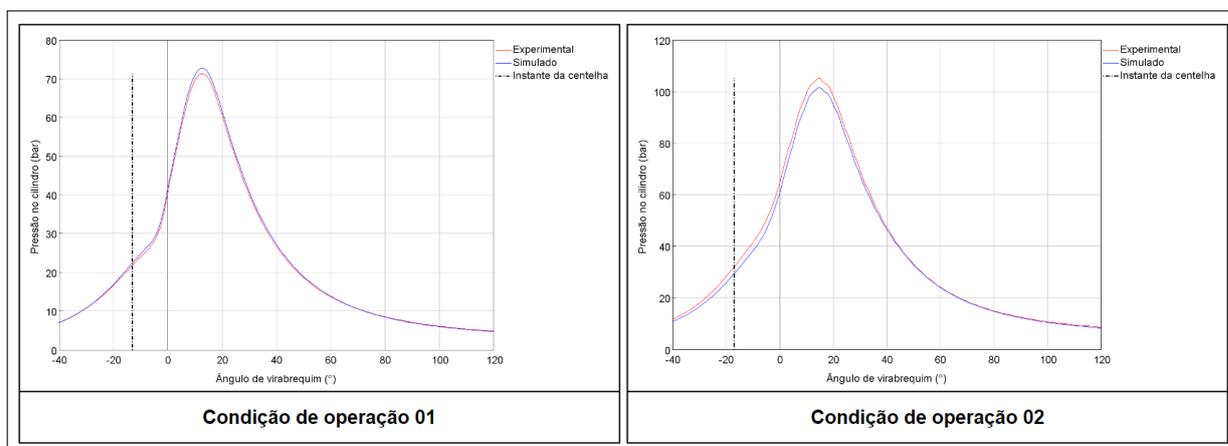
Figura 49 – Curvas do logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro traçadas por meio de dados coletados experimentalmente e do *GT-POWER* para a condição de operação 01 com diferentes filtros e com o filtro de melhor resultado (*cubic-fitting*) para o caso simulado



Fonte: Do próprio autor

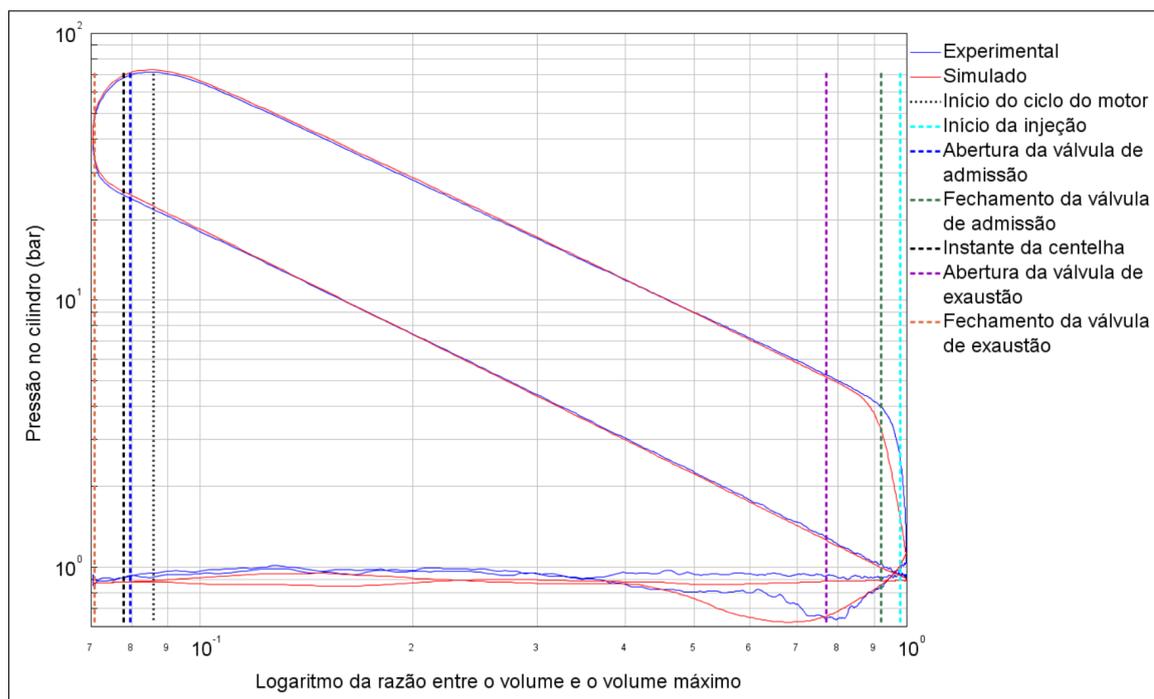
Após a finalização dos ajustes necessários do modelo *TPA* no *GT-POWER*, executaram-se então as simulações para a validação dos resultados experimentais. Para diferentes condições de operação, a Figura 50 mostra o gráfico de pressão no cilindro (simulado e experimental) em função do ângulo de virabrequim e as Figuras 51 e 52 mostram os gráficos da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão entre o volume e o volume máximo.

Figura 50 – Pressões no cilindro experimental e simulada em função do ângulo de virabrequim para diferentes condições de operação



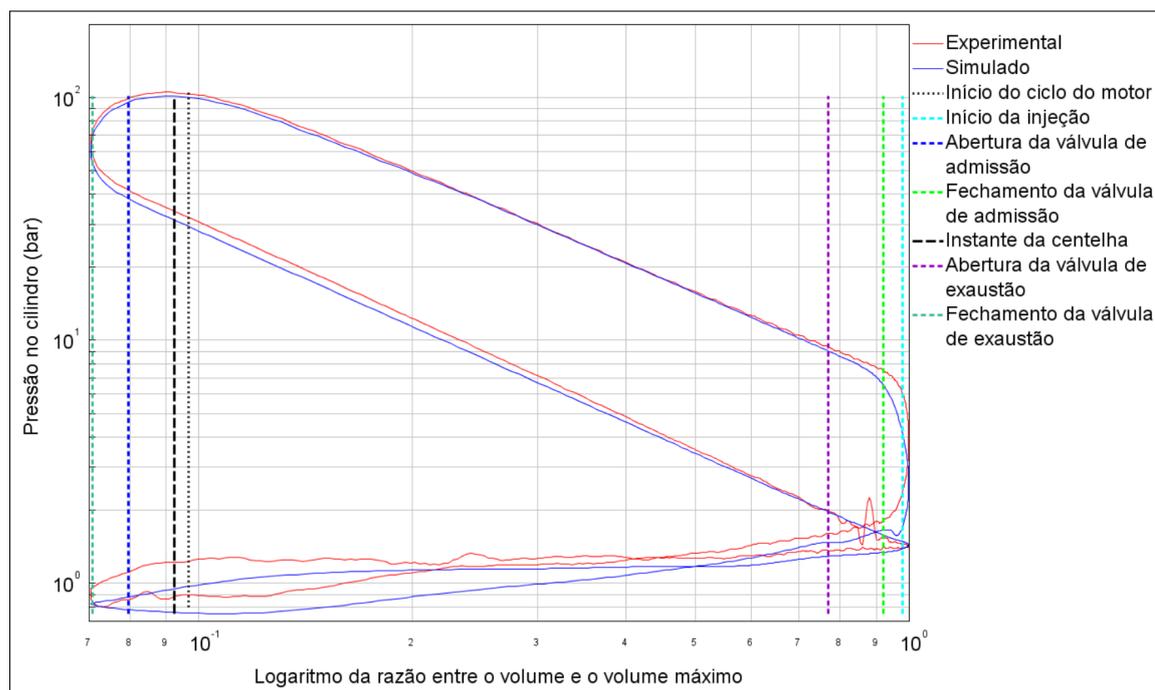
Fonte: Do próprio autor

Figura 51 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 01



Fonte: Do próprio autor

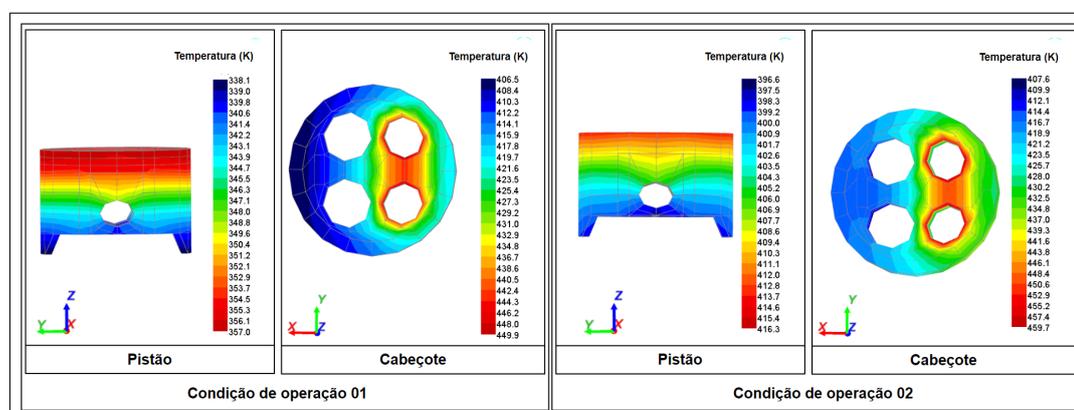
Figura 52 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 02



Fonte: Do próprio autor

Apesar do fato do modelo *TPA* do *GT-POWER* ser unidimensional, ele também fornece como resultado a distribuição de temperaturas devido ao seu modelo de transferência de calor de calor *WoschniGT*. A distribuição de temperatura no pistão e na parte superior da câmara de combustão para as condições de operação 01 e 02 é mostrada na Figura 53, onde o sentido para o qual o eixo x aponta contém o sistema de admissão.

Figura 53 – Distribuições de temperatura no pistão e na parte superior da câmara de combustão (parte interna do cabeçote) para as condições de operação 01 e 02



Fonte: Do próprio autor

A Tabela 12 apresenta o resultado da validação numérica do modelo *TPA* do *GT-POWER* para os principais parâmetros da simulação do motor de ignição por centelha. Observou-se uma boa concordância com os resultados experimentais, sendo que todos os resultados numéricos ficaram dentro de uma variação máxima de 5% em relação aos experimentais.

Tabela 12 – Resultados do *TPA* para a configuração do motor de ignição por centelha

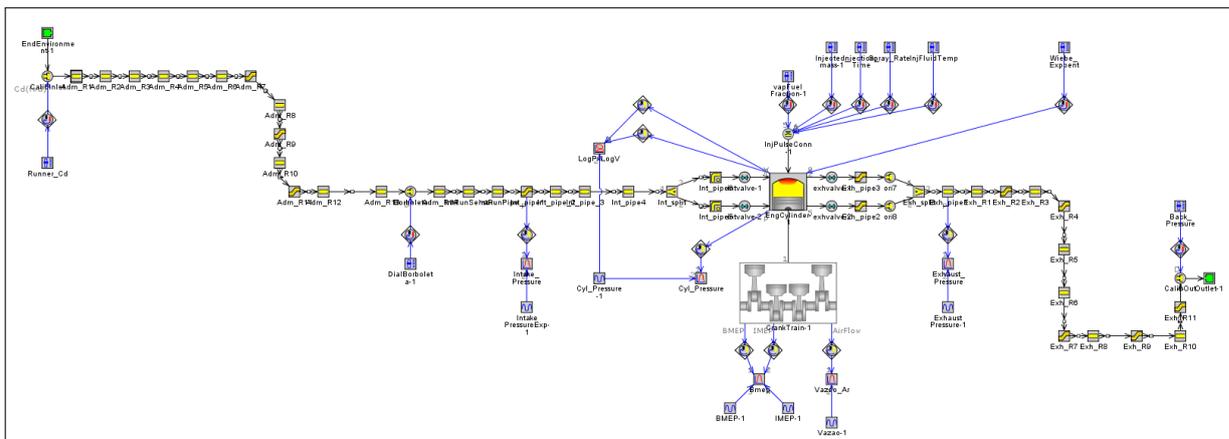
Parâmetro	Condição de operação	
	1	2
Rotação (rpm)	1500	4000
<i>IMEP</i> Exp. (bar)	10,76	18,09
<i>IMEP</i> Num. (bar)	10,58	18,25
Diferença <i>IMEP</i> (%)	-1,63	-0,88
Pressão Máxima Experimental (bar)	71,26	104,68
Pressão Máxima Numérica (bar)	72,15	101,60
Diferença da Pressão Máxima (%)	1,24	-2,94
Ângulo de Pressão Máxima Exp. (°)	12,50	14,70
Ângulo de Pressão Máxima Num. (°)	12,47	14,96
Diferença do Ângulo (%)	-0,22	1,80

Fonte: Do próprio autor

3.5.2 Modelo Completo: Combustão por Wiebe

Para a construção do modelo unidimensional de combustão por Wiebe, utilizou-se a mesma discretização do sistema de admissão e exaustão obtida para o modelo *TPA* e mostrada na Figura 48. Entretanto, no modelo de combustão por Wiebe a discretização dos sistemas de admissão e exaustão deve se estender até a entrada ou saída para a atmosfera (no modelo *TPA* a admissão e exaustão terminam na posição de instalação dos seus respectivos sensores). O expoente de Wiebe obtido pelo modelo *TPA* foi utilizado nesta etapa. A Figura 54 mostra o domínio computacional unidimensional de combustão por Wiebe para o motor original.

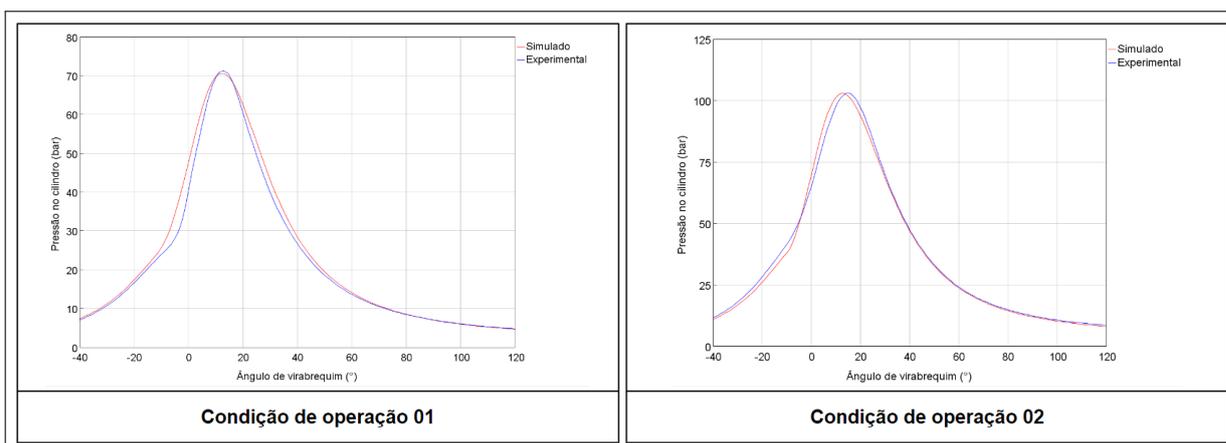
Figura 54 – Domínio computacional unidimensional de combustão por Wiebe



Fonte: Do próprio autor

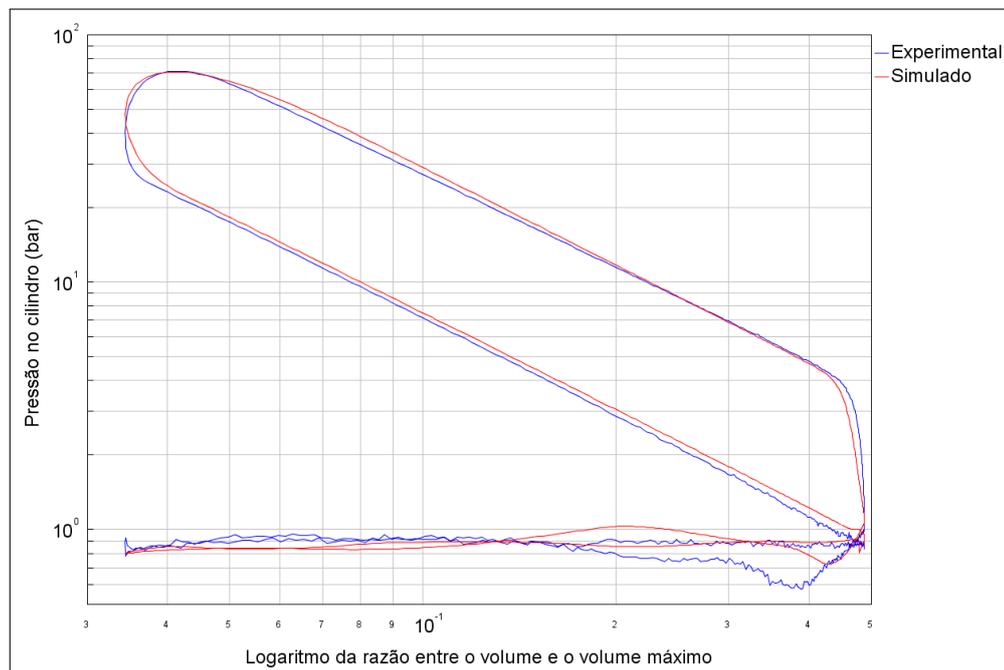
Para diferentes condições de operação, a Figura 55 mostra o gráfico de pressão no cilindro (simulado e experimental) em função do ângulo de virabrequim e as Figuras 56 e 57 mostram os gráficos da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão entre o volume e o volume máximo.

Figura 55 – Pressões no cilindro experimental e simulada em função do ângulo de virabrequim para diferentes condições de operação



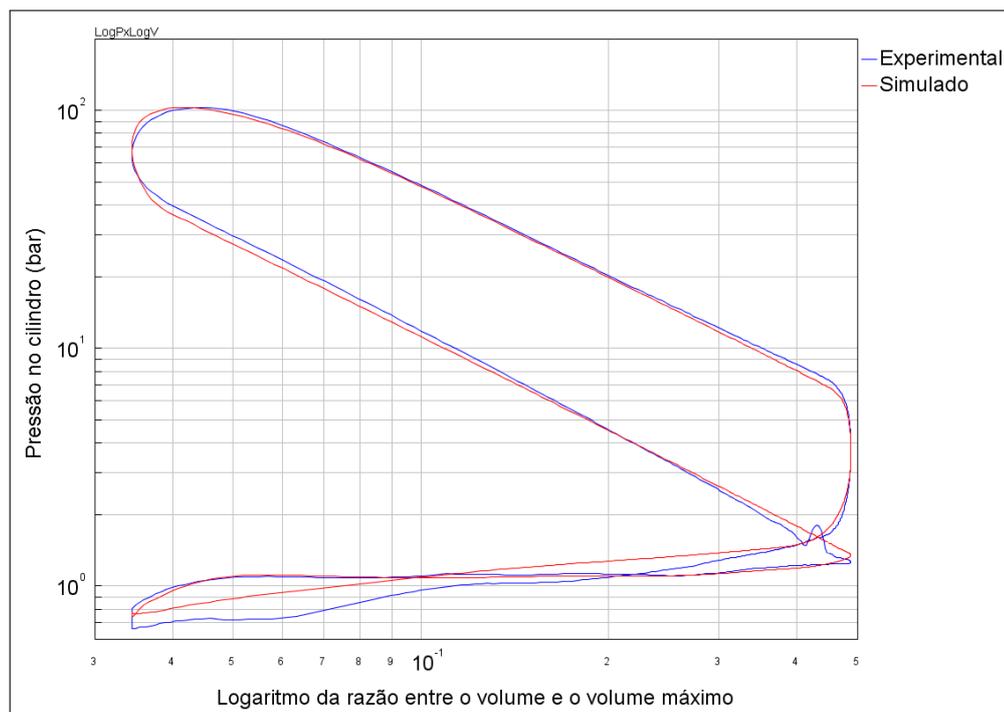
Fonte: Do próprio autor

Figura 56 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 01



Fonte: Do próprio autor

Figura 57 – Logaritmo da pressão no cilindro em função do logaritmo da razão do volume do cilindro e o volume máximo do cilindro para a condição de operação 02

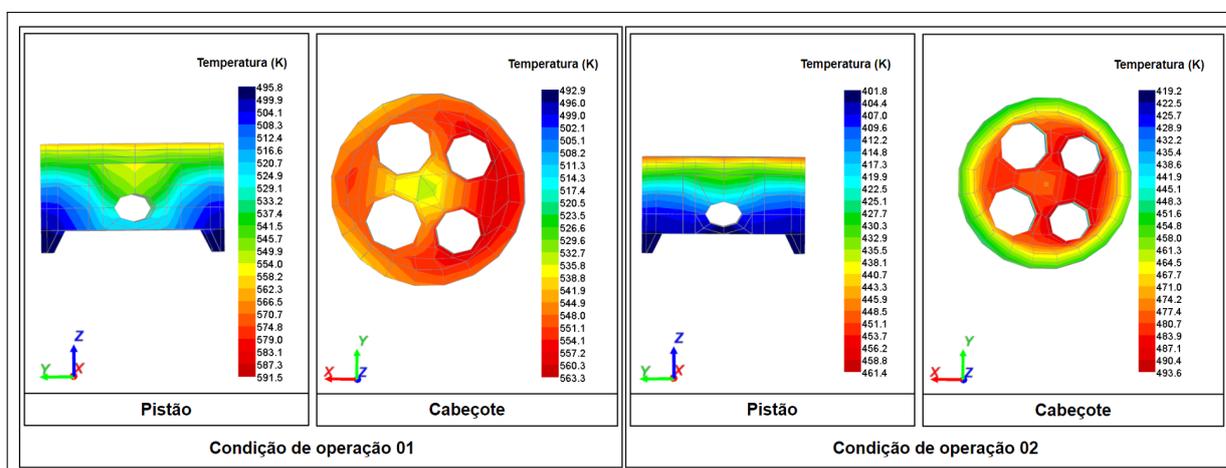


Fonte: Do próprio autor

A distribuição de temperatura no pistão e na parte superior da câmara de combustão para as condições de operação 01 e 02 é mostrada na Figura 58, onde o sentido para o qual o eixo x aponta contém o sistema de admissão.

A Tabela 13 apresenta o resultado da validação numérica do modelo Wiebe do *GT-POWER* para os principais parâmetros da simulação do motor de ignição por centelha. Observou-se uma boa concordância com os resultados experimentais, sendo que todos os resultados numéricos ficaram dentro de uma variação máxima de 5% em relação aos experimentais, exceto o ângulo de pressão máxima da condição de operação 02, sem que isso causasse grandes interferências.

Figura 58 – Distribuições de temperatura no pistão e na parte superior da câmara de combustão (parte interna do cabeçote) para as condições de operação 01 e 02



Fonte: Do próprio autor

Tabela 13 – Resultados do Wiebe para a configuração do motor de ignição por centelha

Parâmetro	Condição de operação	
	1	2
Rotação (rpm)	1500	4000
<i>IMEP</i> Exp. (bar)	10,76	18,09
<i>IMEP</i> Num. (bar)	10,79	18,01
Diferença <i>IMEP</i> (%)	0,31	-0,46
Pressão Máxima Experimental (bar)	71,26	104,68
Pressão Máxima Numérica (bar)	70,60	102,81
Diferença da Pressão Máxima (%)	-0,93	-1,78
Ângulo de Pressão Máxima Exp. (°)	12,50	14,70
Ângulo de Pressão Máxima Num. (°)	12,30	12,66
Diferença do Ângulo (%)	-1,64	-13,77

Fonte: Do próprio autor

3.6 MODELAGEM NUMÉRICA TRIDIMENSIONAL

Duas configurações de motores foram utilizadas neste estudo: a configuração *SI*, com o motor operando convencionalmente com ignição por centelha, e a configuração com a pré-câmara, na qual esta geometria foi adicionada ao modelo e as devidas modificações foram realizadas. A configuração *SI* foi primordial para que diversos testes e ajustes pudessem ser feitos visando a melhor otimização possível da metodologia de simulação adotada, sendo a configuração com a pré-câmara uma extensão ao conhecimento adquirido através do *SI*.

3.6.1 Configuração *SI*

3.6.1.1 *Construção e tratamento da geometria*

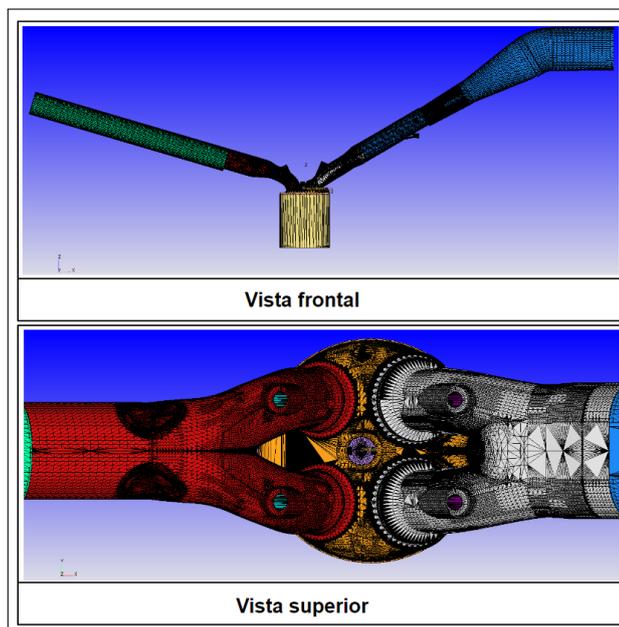
De maneira análoga àquela realizada na Seção 3.3.1, o domínio computacional foi construído com o auxílio do *CAD* fornecido pelo fabricante para o modelo de cabeçote AVL 5496. Já os arquivos referentes aos dutos de admissão e exaustão, foram fornecidos pela equipe de alunos que executou os testes experimentais no CTM. O tratamento da geometria foi realizado com o auxílio do *SpaceClaim* também de maneira análoga à Seção 3.3.1

3.6.1.2 *Geração de malha e construção do caso no CONVERGE*

A geometria escolhida na Seção 3.6.1.1 foi importada para o *CONVERGE* como uma malha superficial de volumes triangulares que serve de referência para a malha volumétrica, cuja criação foi detalhada na Seção 3.3.3

A malha superficial importada para o *CONVERGE* teve suas doze fronteiras definidas: entrada, saída, haste da válvula, ângulo da válvula, parte inferior da válvula, vela, eletrodo, pórtico superior, pórtico inferior, cilindro, cabeçote e pistão. A Figura 59 ilustra o domínio computacional.

Figura 59 – Domínio computacional e malha superficial da simulação tridimensional com a configuração do motor de ignição por centelha: vistas frontal e superior



Fonte: Do próprio autor

A partir daí foi possível definir as temperaturas para as paredes do domínio com o auxílio do modelo Wiebe (Seção 3.5.2), as pressões de admissão e exaustão e os perfis de levantamento de válvulas, ambos com o auxílio dos dados experimentais. A velocidade do motor utilizada foi aquela referente à condição de operação 01 da Tabela 11 e a simulação se iniciava em 125° , seguindo exemplos de *CONVERGE* onde a simulação se iniciava na abertura da válvula de exaustão. As frações mássicas das espécies foram especificadas para cada uma das três regiões (admissão, exaustão e cilindro), baseadas em outras simulações numéricas realizadas durante este trabalho. A admissão foi inicializada com uma mistura de oxigênio e nitrogênio molecular, numa fração mássica de 0,23 e 0,77, respectivamente. O cilindro e a exaustão foram inicializados com uma mistura de moléculas de oxigênio, nitrogênio, hidrogênio e água, além de dióxido de carbono e átomo de hidrogênio. A rugosidade absoluta bem como o material definido para cada uma das fronteiras estão sintetizados na Tabela 14, sendo os valores retirados do manual de Gamma Technologies [47]. A constante de rugosidade foi definida como padrão do *CONVERGE* (0,5), constante essa que, quando combinada aos modelos de turbulência $k-\epsilon$, reproduz resistências relacionados à Nikuradse para tubos uniformes e compactos [48].

Tabela 14 – Rugosidade absoluta e material considerados nas fronteiras

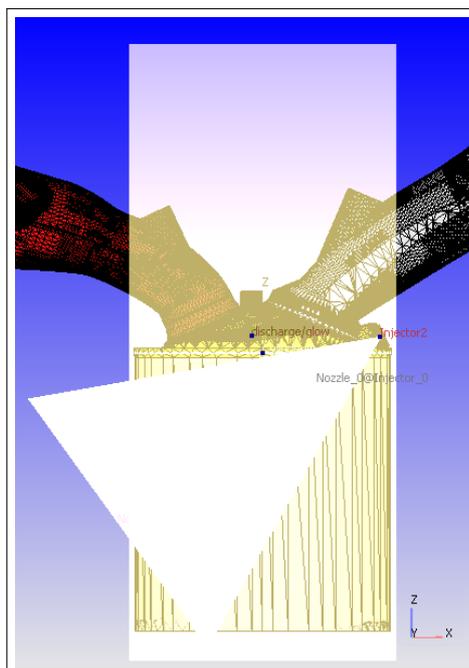
Fronteira	Material	Rugosidade (m)
Pórticos	Alumínio	$3,0 * 10^{-6}$
Pistão, Cilindro, Válvulas, Vela	Aço	$4,6 * 10^{-5}$
Duto de admissão	Alumínio	$3,0 * 10^{-6}$
m Duto de exaustão	Aço	$4,6 * 10^{-5}$

Fonte: Do próprio autor

Para o modelamento da turbulência foi utilizado o modelo *RNG* $k-\epsilon$. A centelha foi dividida em duas fases: *breakdown phase*, onde no intervalo de $0,5^\circ$ seriam liberados 32 mJ de energia. No *glow discharge phase*, também seriam liberados 32 mJ de energia à uma duração de 1 ms, o que corresponde a 9° para a condição de operação 01 da Tabela 11. Para o modelamento da combustão foi utilizado o *solver SAGE*, sendo utilizado inicialmente o mecanismo cinético químico de 75 espécies proposto por Cota [72] e validado por Vaz [49] utilizando o motor monocilíndrico de pesquisa também estudado neste trabalho. Posteriormente foi feito um comparativo deste mecanismo com outros observados na literatura.

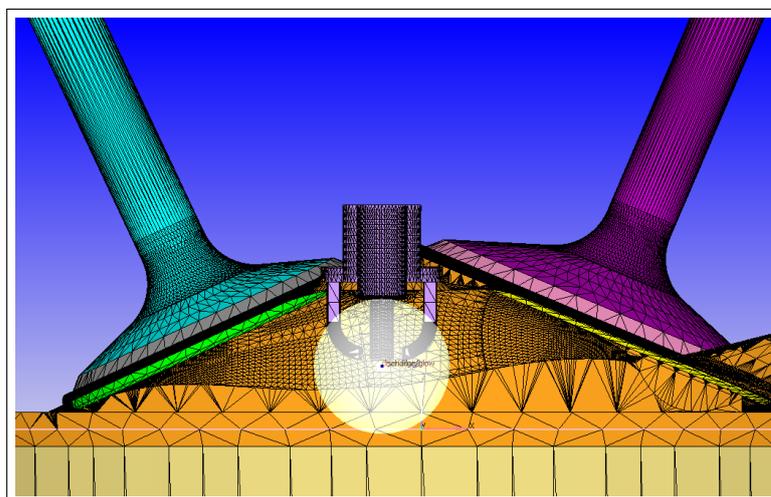
Inicialmente o tamanho base de malha estabelecido foi de 7 mm, baseado nos exemplos do *CONVERGE* que utilizam malhas de 4 mm e 8 mm, e o refinamento adaptativo de malha foi de nível 3 para velocidade e temperatura, sendo os subcritérios de $1 \frac{m}{s}$ e 2,5 K, respectivamente. Nas seções seguintes foram realizados testes relacionados tanto ao tamanho base de malha quanto ao nível do refinamento mencionado. O refinamento fixo foi implementado na região do cilindro e da injeção de combustível, como mostra a Figura 60, na região da centelha elétrica, como mostra a Figura 61 e nas fronteiras das válvulas de admissão e exaustão. A Tabela 15 sintetiza os refinamentos fixos utilizados.

Figura 60 – Refinamentos fixos do cilindro (região no formato de caixa) e da injeção de combustível (região cônica)



Fonte: Do próprio autor

Figura 61 – Destaque para a região esférica próxima da centelha elétrica que delimita o refinamento fixo



Fonte: Do próprio autor

Tabela 15 – Refinamento fixo para criação da malha volumétrica

Região	Forma	Período	Escala	Tamanho da malha (mm)
Cilindro	Caixa	Permanente	2	1,75
Vela de ignição	Esférico	Cíclico	4	0,4375
	Esférico	Cíclico	5	0,21875
Ângulo das válvulas de admissão	Fronteira	Permanente	4	0,4375
Injetor de combustível	Esférico	Cíclico	2	1,75
	Injetor	Cíclico	2	1,75
Ângulo das válvulas de exaustão	Fronteira	Permanente	4	0,4375

Fonte: Do próprio autor

3.6.1.3 Injeção de combustível

A injeção direta de combustível foi realizada com o injetor modelo Bosch HDEV 1.1, caracterizado por um furo de 0,525 mm e ângulo de cone externo de 51°. A medida do posicionamento do furo e a direção de seu jato foram obtidas com a ajuda do *SolidWorks* e podem ser visualizados na Tabela 16.

Tabela 16 – Posicionamento e direção do furo do injetor Bosch HDEV 1.1

Eixo	Posição do injetor (m)	Direção do jato (m)
x	0,03783	-0,81
y	0	0,0
z	0,00498	-0,58

Fonte: Do próprio autor

O modelo de *Blob* foi utilizado para o processo de atomização do combustível e para a quebra secundária foram utilizadas as constantes para o modelo combinado de *KH-RT* sugeridas por exemplos de *CONVERGE*, sendo B_1 equivalente a 7,0 e C_{RT} equivalente a 0,5. A massa de combustível injetada bem como a duração da injeção foram obtidas experimentalmente.

A correlação de *Frossling* foi utilizada para o modelamento da evaporação, já que esta correlação calcula a taxa de evaporação do raio da gota no tempo baseado na difusividade mássica do vapor do combustível. Os valores utilizados para os coeficientes de difusividade mássica foram aqueles disponibilizados pela biblioteca do *CONVERGE* para Etanol (C_2H_5OH), sendo D_0 equivalente a $1,05 * 10^{-5}$ e n_0 equivalente a 1,77.

A interação de filme líquido com as paredes dos cilindros e válvulas foi baseada no modelo *O'Rourke* enquanto o modelo *NTC* foi utilizado para modelar o fenômeno de colisão e a coalescência das gotas. O arrasto das gotas foi baseado no modelo *TAB*.

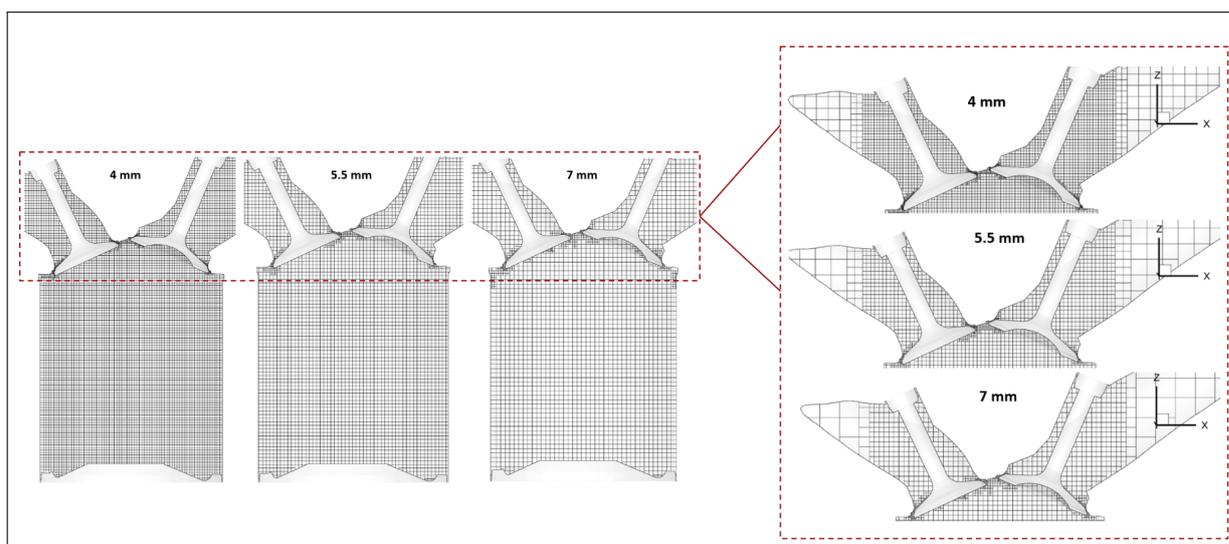
3.6.1.4 Teste de sensibilidade de malha

De maneira similar àquela realizada na Seção 3.3.5, diferentes valores para tamanhos de malha e para níveis de refinamento adaptativo de malha de temperatura foram testados. O refinamento adaptativo de malha de velocidade foi de nível 3 com sub-critério de $1 \frac{m}{s}$ conforme testado na Seção 3.3.5.2. O intervalo analisado foi de -20° (início do refinamento adaptativo de malha de temperatura e 7° antes do avanço de ignição) até 50° para a primeira condição de operação da configuração base (1500 RPM, 10,8 bar *IMEP*). O parâmetro físico utilizado para os testes foi o pico de pressão no cilindro e o objetivo foi buscar menores tempos computacionais para a execução da simulação com o menor comprometimento possível deste pico de pressão.

3.6.1.4.1 Tamanho base de malha

CONVERGE sugere através de seus exemplos os tamanhos bases de malha de 4 mm e 8 mm para um MCI, sendo portanto escolhidos três tamanhos distintos no intervalo de 4 mm a 8 mm, sendo eles: 4 mm, 5,5 mm e 7 mm. Em todos os testes foi utilizado o nível 3 de *AMR* para temperatura com subcritério de 2,5 K de variação. A Figura 62 ilustra a malha volumétrica para todo o domínio computacional e para uma área próxima às válvulas.

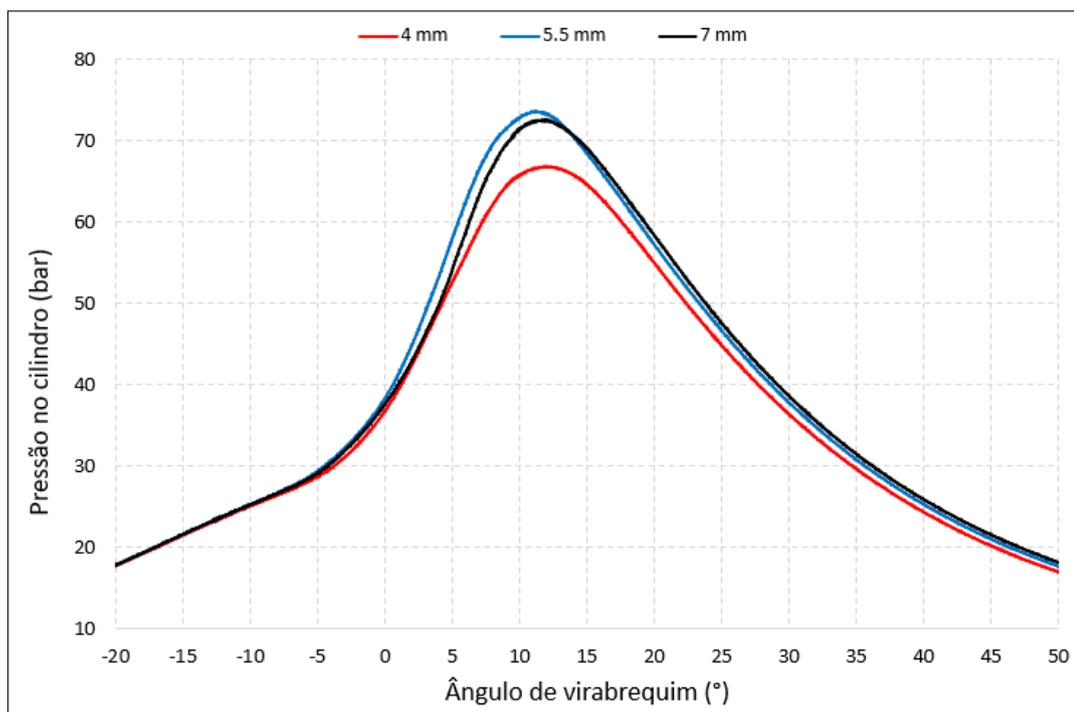
Figura 62 – Malha volumétrica ao longo do domínio computacional para diferentes tamanhos bases de malha



Fonte: Do próprio autor

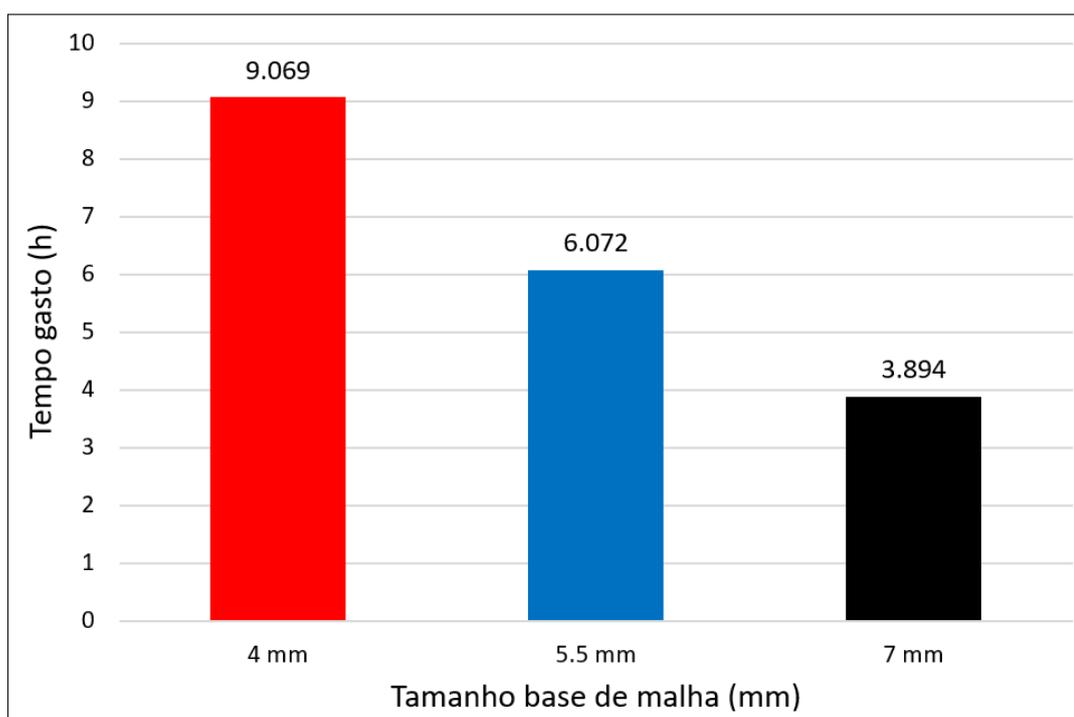
Já as Figuras 63 e 64 ilustram respectivamente os picos de pressão no cilindro e o tempo gasto para a execução de uma simulação para diferentes tamanhos bases de malha.

Figura 63 – Comparativo da pressão no cilindro em função do tamanho base da malha



Fonte: Do próprio autor

Figura 64 – Comparativo do tempo gasto para execução de uma simulação em função do tamanho base da malha



Fonte: Do próprio autor

Com os resultados foi possível construir na Tabela 17 uma matriz que representasse a variação percentual tanto do tempo gasto pela simulação quanto do pico de pressão no cilindro para diferentes tamanhos bases de malha.

Tabela 17 – Matriz da variação percentual do tempo gasto para executar uma simulação para os diferentes tamanhos bases de malha

Malha (mm)	Variação do tempo gasto (%)			Variação do pico de pressão no cilindro(%)		
	4	5,5	7	4	5,5	7
4	0,00	49,35	132,90	0,00	-9,22	-7,91
5,5	-33,04	0,00	55,94	10,16	0,00	1,45
7	-57,06	-35,87	0,00	8,59	1,43	0,00

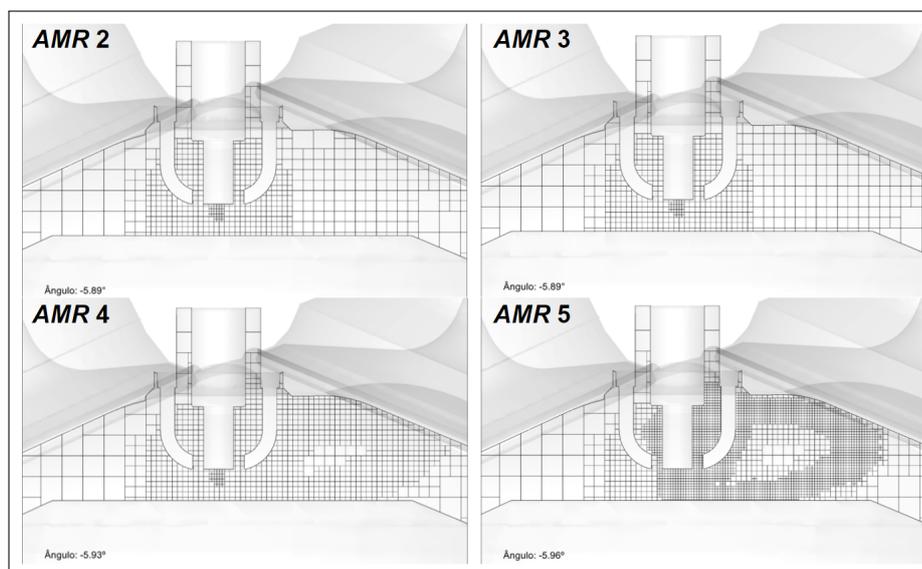
Fonte: Do próprio autor

Os resultados demonstraram que a malha base de 4 mm entregou menores picos de pressão quando comparada às malhas de tamanhos maiores (e conseqüentemente mais grossas), com variações de 7,91% e 9,22%. Apesar de não serem desprezíveis, estas variações acabam não sendo suficientes para adoção da malha mais fina dentro das que foram testadas, já que os resultados também demonstraram que as malhas de 5,5 mm e 7 mm tiveram reduções expressivas de respectivamente 33,04% e 57,06% no tempo gasto para uma simulação quando comparadas à malha de 4 mm. Ainda, na comparação entre as malhas de 5,5 mm e 7 mm, observou-se uma variação do pico de pressão no cilindro inferior a 2%, enquanto a malha de 7 mm foi 35,87% mais econômica em tempo, sendo assim adotada neste estudo.

3.6.1.4.2 Refinamento adaptativo de malha

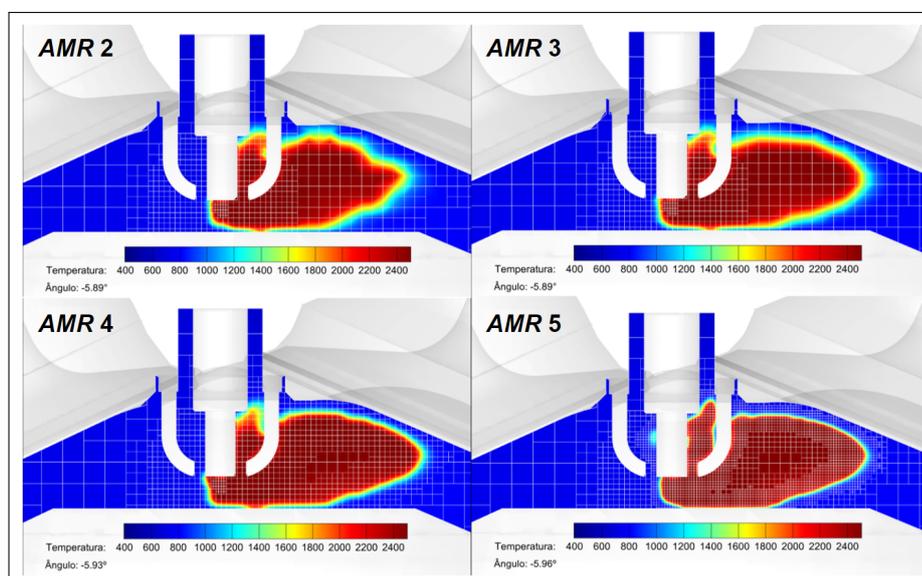
CONVERGE sugere através de seus exemplos o refinamento adaptativo de malha de 3 níveis de temperatura com o subcritério de 2,5 K de variação para um MCI, sendo portanto escolhidos quatro níveis distintos: 2 (menor refinamento), 3 (padrão), 4 e 5 (maior refinamento). Este refinamento adaptativo de malha se iniciava em -20° ou cerca de 7° antes da centelha e se estendia até 125° quando a válvula de exaustão se abria. Em todos os testes foi utilizado o tamanho base de malha de 7 mm. A Figura 65 e a Figura 66 ilustram respectivamente a malha volumétrica nas proximidades da vela em aproximadamente $-5,90^\circ$ com a combustão em andamento e a temperatura para diferentes níveis de *AMR*.

Figura 65 – Malha volumétrica nas proximidades da vela em aproximadamente $-5,90^\circ$ com a combustão em andamento para diferentes níveis de *AMR*



Fonte: Do próprio autor

Figura 66 – Temperatura nas proximidades da vela em aproximadamente $-5,90^\circ$ com a combustão em andamento para diferentes níveis de *AMR*

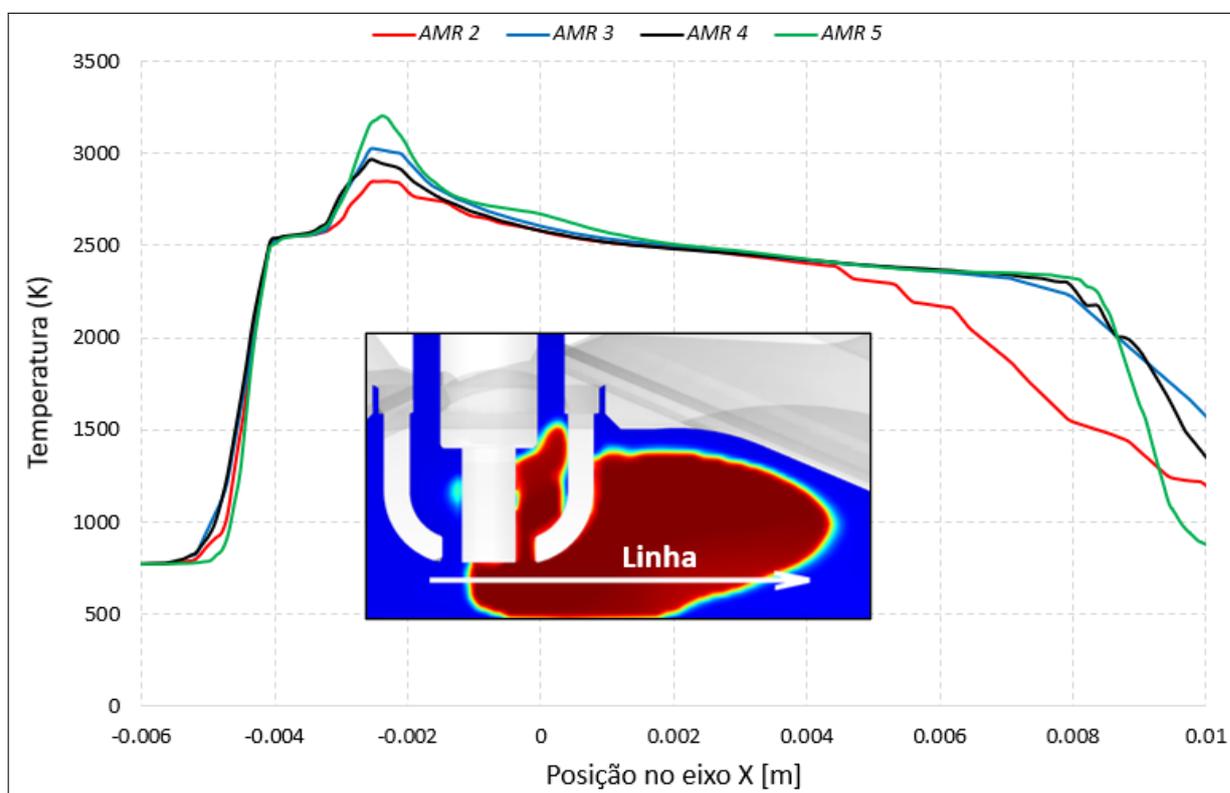


Fonte: Do próprio autor

A análise da Figura 66 permite concluir que os níveis 3, 4 e 5 de *AMR* foram capazes de entregar contornos satisfatórios para a temperatura (utilizada como um parâmetro para análise da frente de chama), enquanto o nível 2 foi insatisfatório conforme pode ser visto pela má definição de seu contorno.

A Figura 67 ilustra a temperatura em função da posição a partir de uma linha que corta a “frente de chama”.

Figura 67 – Temperatura ao longo da “frente de chama” para os quatro níveis de *AMR* avaliados

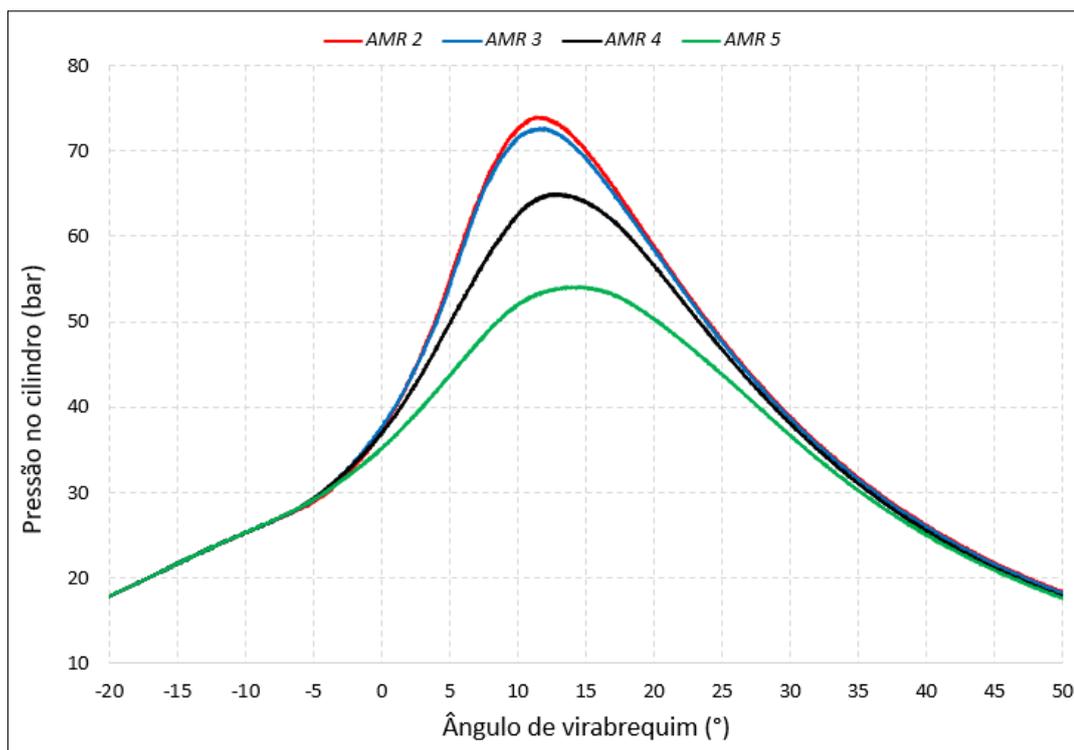


Fonte: Do próprio autor

A análise da Figura 67 permite concluir que os níveis 3, 4 e 5 de *AMR* foram relativamente próximos entre si na maioria das posições como por exemplo em 0,006 m em que as temperaturas foram de 2354,85 K, 2367,79 K e 2357,78 K para os níveis 3, 4 e 5, respectivamente, enquanto a temperatura no nível 2 nesta mesma posição foi de 2172,18 K. A média de temperatura foi similar para todos os níveis, sendo do menor para o maior nível equivalentes a: 2091,58 K, 2125,79 K, 2096,57 K e 2118,67 K. Os picos de temperatura dos níveis intermediários (3 e 4) são próximos entre si, enquanto os níveis 2 (menor) e 5 (maior) apresentam variações mais expressivas, sendo do menor para o maior nível equivalente a: 2852,54 K, 3021,33 K, 2968,18 K e 3199,64 K.

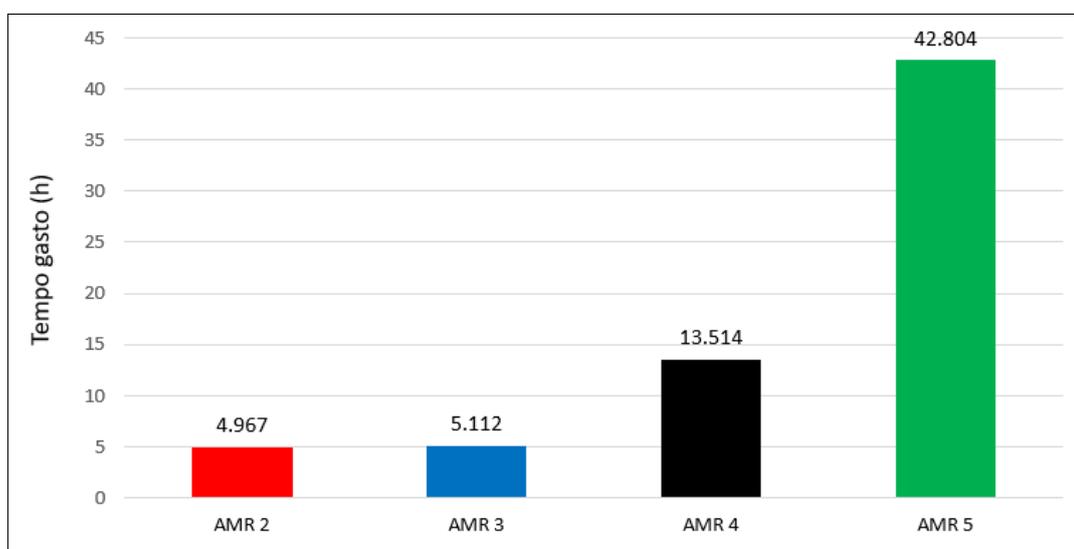
As Figuras 68 e 69 ilustram respectivamente os picos de pressão no cilindro e o tempo gasto para diferentes níveis de *AMR*.

Figura 68 – Comparativo da pressão no cilindro em função nível de *AMR*



Fonte: Do próprio autor

Figura 69 – Comparativo do tempo gasto para executar uma simulação em função nível de *AMR*



Fonte: Do próprio autor

Com os resultados foi possível construir na Tabela 18 uma matriz que representasse a variação percentual do tempo gasto para a execução de uma simulação para diferentes níveis de *AMR*.

Tabela 18 – Matriz da variação percentual do tempo gasto para executar uma simulação para os diferentes níveis de *AMR*

Nível	Variação do tempo gasto (%)			
	2	3	4	5
2	0,00	-2,84	-63,24	-88,40
3	2,92	0,00	-62,17	-88,06
4	172,06	164,34	0,00	-68,43
5	761,75	737,29	216,75	0,00

Fonte: Do próprio autor

Também foi possível construir na Tabela 19 uma matriz que representasse as variações entre os picos de pressão no cilindro para diferentes níveis de *AMR*.

Tabela 19 – Matriz da variação do pico de pressão no cilindro para os diferentes níveis de *AMR*

Nível	Variação do pico de pressão no cilindro (%)			
	2	3	4	5
2	0,00	1,81	13,87	36,80
3	-1,78	0,00	11,85	34,37
4	-12,18	10,59	0,00	20,14
5	-26,90	-25,58	-16,76	0,00

Fonte: Do próprio autor

Os resultados permitiram concluir que os níveis menores (2 e 3) entregaram picos de pressão no cilindro próximos entre si, com a variação entre 1,78% e 1,80%, enquanto os níveis mais altos (4 e 5) reduziam este pico de pressão, o que indica concordância com o apresentado na Seção 3.6.1.4.1, na qual demonstrava-se que um maior refinamento de malha reduzia o pico de pressão no cilindro para o modelo aqui descrito. Além disso, estes resultados demonstraram que os níveis menores (2 e 3) foram mais econômicos em tempo, enquanto o nível 4 levou 172,06% e 164,33% mais tempo do que os níveis 2 e 3, respectivamente. Além disso, o nível 5 levou 761,75%, 737,29% e 216,75% mais tempo do que os níveis 2, 3 e 4, respectivamente.

As conclusões deste teste de refinamento adaptativo de malha foram de que os níveis 4 e 5 (especialmente) são praticamente inviáveis com os recursos computacionais disponíveis, ainda que entreguem melhores contornos da frente de chama. Os níveis 2 e 3 são perfeitamente viáveis, com destaque para o nível 3, capaz de entregar boa definição do contorno da frente de chama e muitas vezes resultados similares ao nível 4, sendo portanto escolhido para este estudo.

3.6.2 Teste de mecanismos cinéticos químicos

O mecanismo cinético químico é responsável pela descrição das fases gasosas dos elementos e espécies utilizados na simulação. Para este estudo, o solucionador adotado

para a combustão foi aquele denominado *SAGE*. A partir daí quatro mecanismos cinéticos químicos foram testados: Andrae [56], Marinov [57], Cota [72] e San Diego [58], sendo o primeiro utilizado por *CONVERGE* para um MCI que opera com E85 (85% Etanol e 15% Gasolina) e o último baseado em outros modelos cinéticos químicos: Gimenez-Lopez [73] e Curran [74]. A Tabela 20 demonstra os números de espécies e reações para cada um desses modelos.

Tabela 20 – Características dos mecanismos cinéticos químicos

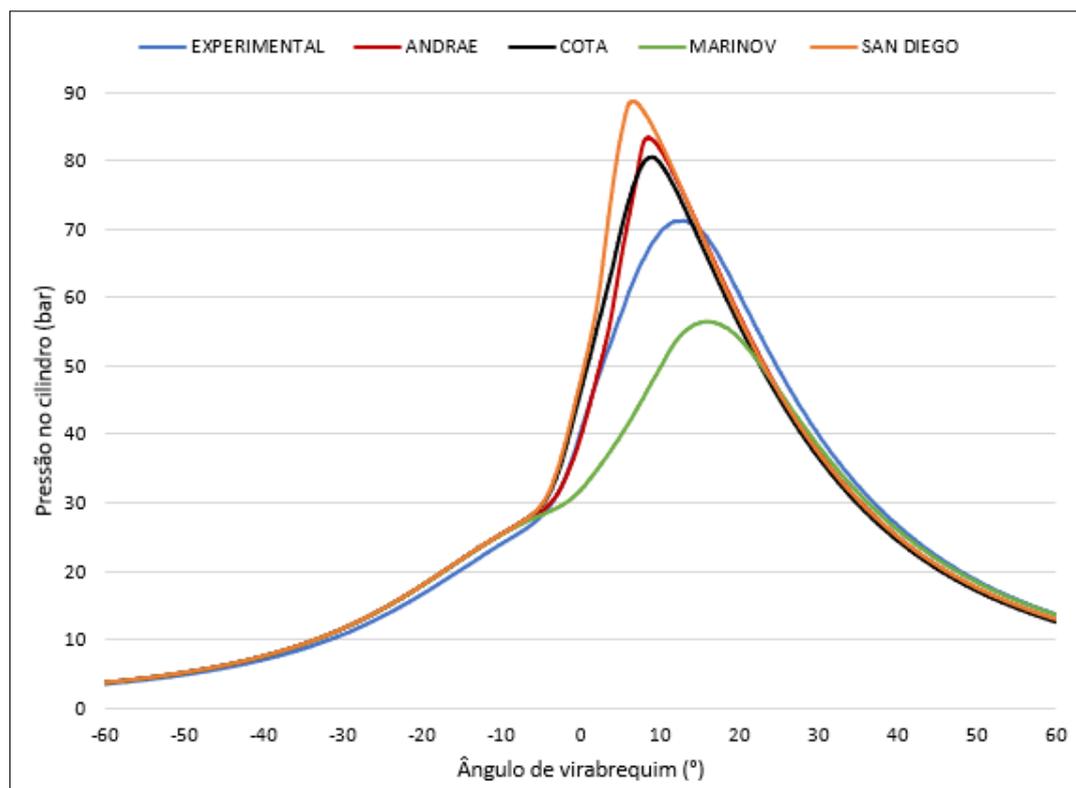
Mecanismo cinético químico	Nº de espécies	Nº de reações
Andrae [56]	143	672
Marinov [57]	57	383
Cota [72]	75	343
San Diego [58]	58	270

Fonte: Do próprio autor

Os testes foram executados com multiplicador de reações ajustado na configuração padrão e equivalente a 1 e foi considerado o intervalo entre o início da simulação até o final do primeiro ciclo (-595° até 360°) da primeira condição de operação da configuração do motor operando com ignição por centelha. Também foram utilizadas as conclusões referentes à Seção 3.6.1.4 e o objetivo foi buscar um mecanismo cinético químico que tanto se aproximasse do comportamento experimental através da análise do pico de pressão no cilindro quanto obtivesse um tempo de simulação que tornasse viável sua utilização, além de se aproximar de uma mistura estequiométrica no instante da centelha.

A primeira análise feita foi aquela relacionada ao pico de pressão, conforme ilustrado pela Figura 70 e demonstrado pela Tabela 21, sendo o intervalo de ângulo de virabrequim definido para as maiores diferenças entre os mecanismos cinéticos químicos.

Figura 70 – Comparativo do pico de pressão no cilindro em função do ângulo de virabrequim para diferentes mecanismos cinéticos químicos



Fonte: Do próprio autor

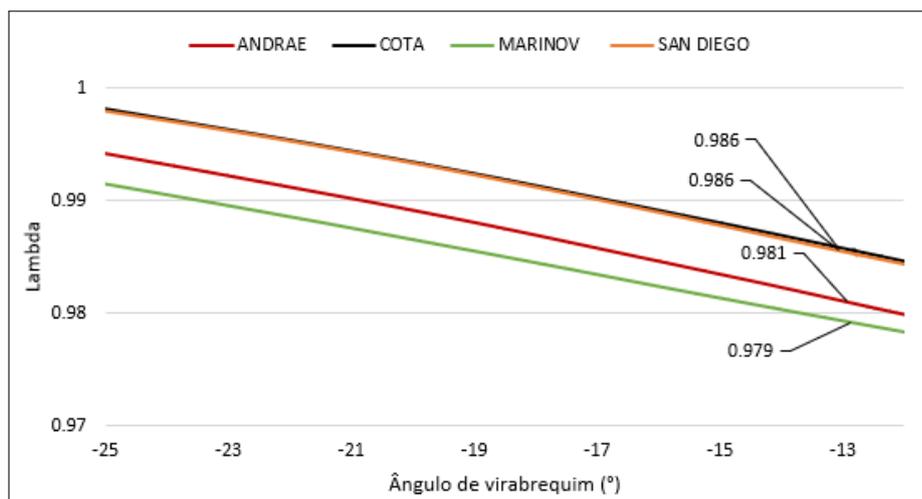
Tabela 21 – Comparativo do pico de pressão no cilindro para diferentes mecanismos cinéticos químicos

Mecanismo cinético químico	Varição do pico de pressão no cilindro em relação experimental (%)
Andrae [56]	16,99
Cota [72]	13,02
Marinov [57]	-20,76
San Diego [58]	24,46

Fonte: Do próprio autor

Conforme Figura 71, a segunda análise feita foi para observar o comportamento do fator lambda, sendo mais representativo quanto mais próximo de 1 (mistura estequiométrica) e o intervalo definido como -25° (próximo do início do *AMR* de temperatura) e -13° (avanço de ignição).

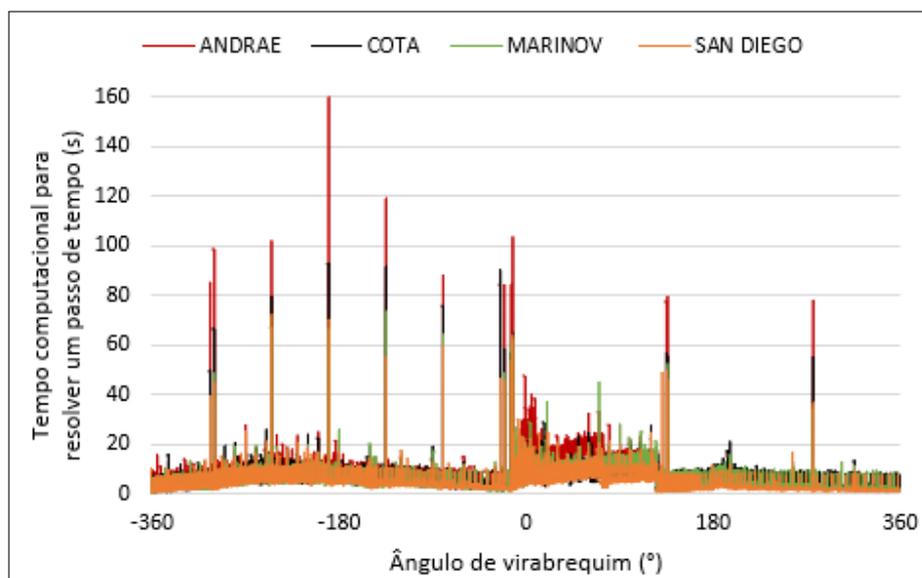
Figura 71 – Comparativo do fator lambda no interior do cilindro em função do ângulo de virabrequim para diferentes mecanismos cinéticos químicos



Fonte: Do próprio autor

A terceira e última análise feita diz respeito ao tempo de simulação, conforme ilustrado pela Figura 72 e demonstrado pela Tabela 22, sendo o intervalo de análise definido como o primeiro ciclo (-360° até 360°).

Figura 72 – Comparativo do tempo computacional para resolver um passo de tempo em função do ângulo de virabrequim para diferentes mecanismos cinéticos químicos



Fonte: Do próprio autor

Tabela 22 – Matriz da variação percentual do tempo gasto para os diferentes mecanismos cinéticos químicos

Mecanismo de reação	Variação do tempo gasto (%)			
	Andrae [56]	Cota [72]	Marinov [57]	San Diego [58]
Andrae [56]	0,00	31,07	39,71	-27,76
Cota [72]	-23,70	0,00	6,60	-44,88
Marinov [57]	-28,43	-6,19	0,00	-48,30
San Diego [58]	38,40	81,44	93,41	0,00

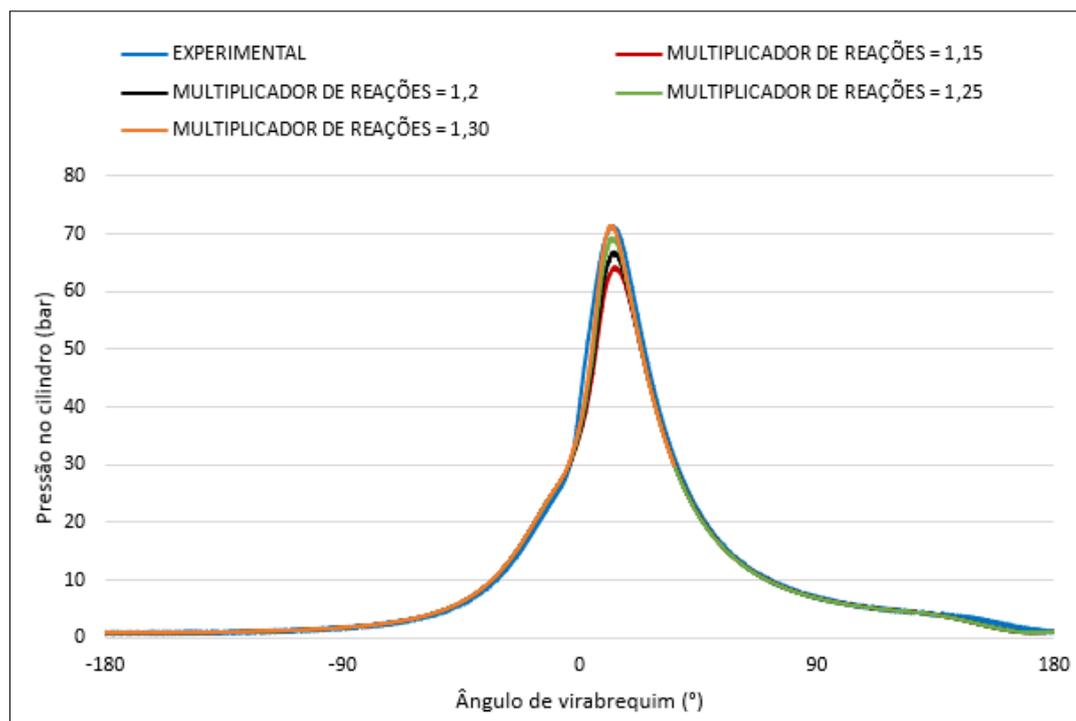
Fonte: Do próprio autor

Os resultados demonstraram que os mecanismos cinéticos químicos propostos por San Diego [58], Cota [72] e Andrae [56] entregaram picos de pressão significativamente maiores do que aquele obtido experimentalmente, comportamento este invertido quando se utilizado o mecanismo de Marinov [57]. No tópico seguinte foi abordada uma solução para a grande variação entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles obtidos com os mecanismos cinéticos químicos. No que diz respeito ao fator lambda, o mecanismo de Marinov [57] foi aquele que mais se distanciou do ideal, enquanto os mecanismos San Diego [58] e Cota [72] foram aqueles que mais se aproximaram. Por fim, os mecanismos Marinov [57] e Cota [72] foram os mais econômicos em termos de tempo, sendo o primeiro escolhido por sua maior consolidação internacional como modelo de mecanismo cinético químico.

3.6.3 Teste de multiplicadores de reação

O multiplicador de reações é um parâmetro útil para aumentar ou reduzir a velocidade das reações presentes em um modelo que utilize o solucionador *SAGE* para combustão. Conforme visto na Seção 3.6.2, o mecanismo cinético químico escolhido tende a entregar um pico de pressão no cilindro significativamente menor do que aquele obtido experimentalmente e nem sempre os ajustes por meio de dados experimentais são capazes de tornar preciso o modelo simulado. Desta forma, uma das técnicas que podem ser utilizadas é por meio da variação deste multiplicador e para isso um teste foi realizado utilizando o mecanismo escolhido, sendo o objetivo aumentar a velocidade das reações e consequentemente utilizar multiplicadores com valores superiores a 1. Para o modelo aqui descrito, *CONVERGE* menciona que a mudança do multiplicador é válida para todas as espécies, exceto aquelas envolvendo nitrogênio. A Figura 73 ilustra a comparação da pressão no cilindro para diferentes multiplicadores de reação.

Figura 73 – Comparativo da pressão no cilindro no 1º ciclo em função do ângulo de virabrequim para diferentes multiplicadores de reação



Fonte: Do próprio autor

A Tabela 23 demonstra a variação percentual do pico de pressão no cilindro para diferentes multiplicadores de reação em relação ao experimental.

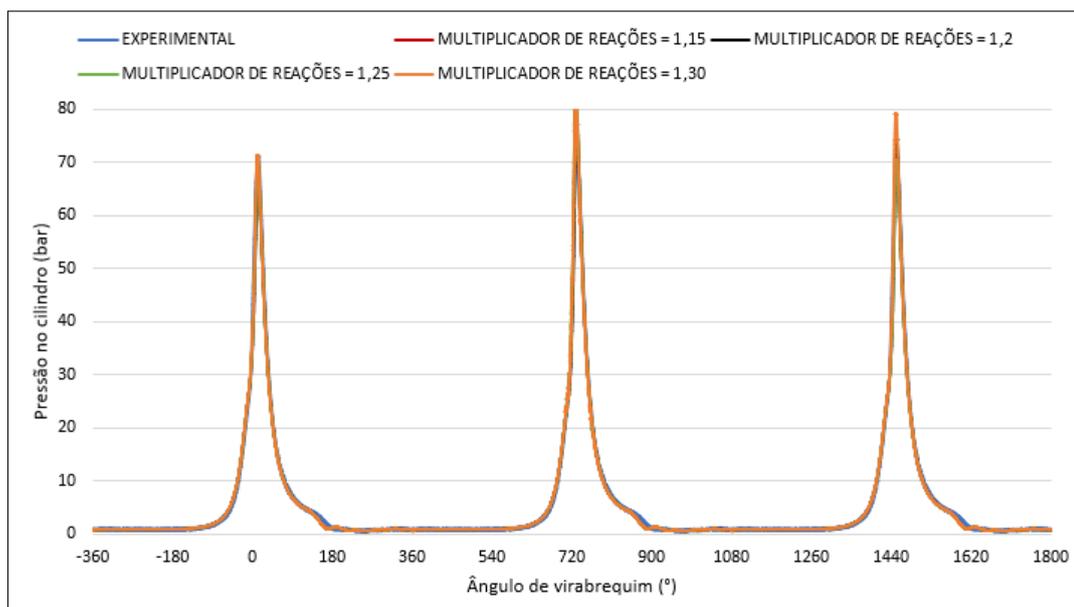
Tabela 23 – Comparativo da pressão no cilindro no 1º ciclo para diferentes multiplicadores de reação

Multiplicador de reação	Varição do pico de pressão no cilindro em relação experimental (%)
1,15	-10,10
1,2	-26,43
1,25	-3,04
1,3	-0,04

Fonte: Do próprio autor

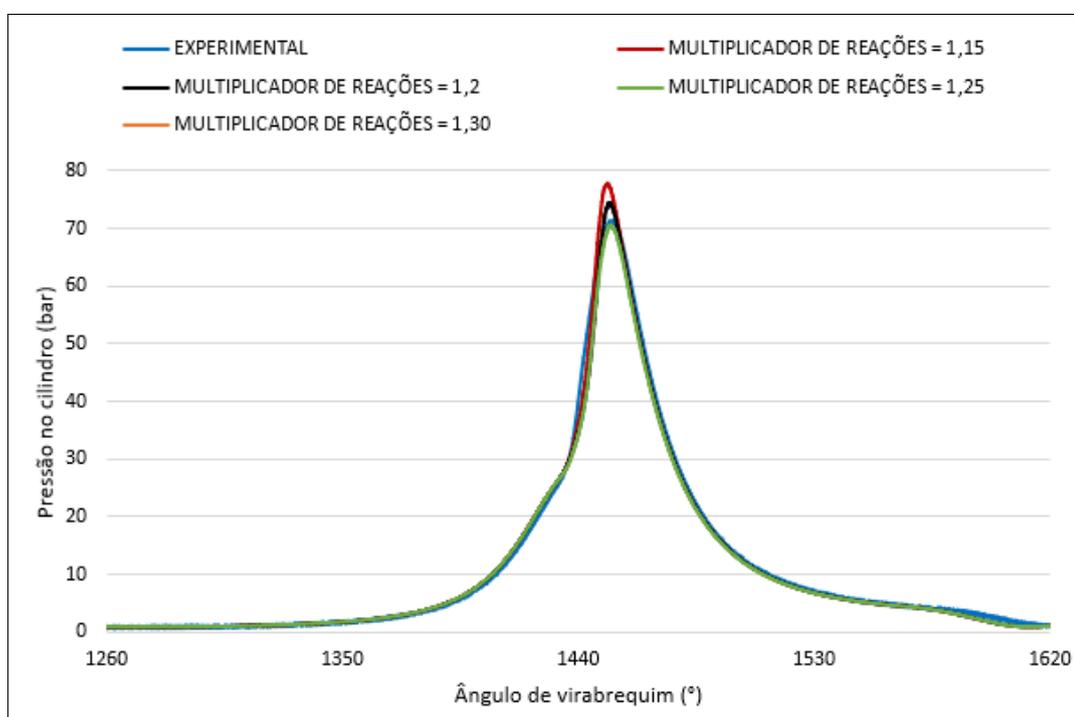
Os resultados permitiram concluir que o aumento do multiplicador de reações aumentou a velocidade das reações e, conseqüentemente, a pressão no cilindro, aproximando-se do resultado experimental já no primeiro ciclo. A Figura 74, a Figura 75 e a Tabela 24 ilustram que ao longo de outros dois ciclos, porém, este comportamento sofre alterações em que, à medida que ajusta os multiplicadores, não só a simulação aproxima-se do pico de pressão experimental no cilindro como também reduz sua variabilidade cíclica (detalhada posteriormente).

Figura 74 – Comparativo da pressão no cilindro durante os 3 ciclos em função do ângulo de virabrequim para diferentes multiplicadores de reação



Fonte: Do próprio autor

Figura 75 – Comparativo da pressão no cilindro no 3º ciclo em função do ângulo de virabrequim para diferentes multiplicadores de reação



Fonte: Do próprio autor

Tabela 24 – Comparativo do pico de pressão no cilindro no 3º ciclo para diferentes multiplicadores de reação

Multiplicador de reação	Variação do pico de pressão no cilindro em relação experimental (%)
1,15	9,06
1,2	4,27
1,25	-1,14
1,3	11,11

Fonte: Do próprio autor

A Tabela 25 demonstra a variação do pico de pressão no cilindro nos 2º e 3º ciclos em relação ao ciclo anterior. Os multiplicadores equivalentes a 1,15 e 1,25 foram capazes de reduzir essa variação no 3º ciclo para valores menores do que os 5% tolerados.

Tabela 25 – Comparativo do pico de pressão no cilindro para diferentes multiplicadores em diferentes ciclos

Multiplicador de reação	Variação do pico de pressão no cilindro em relação ao ciclo anterior (%)	
	Ciclo 2	Ciclo 3
1,15	15,36	-3,78
1,20	21,16	-18,83
1,25	15,79	-3,91
1,30	6,73	12,03

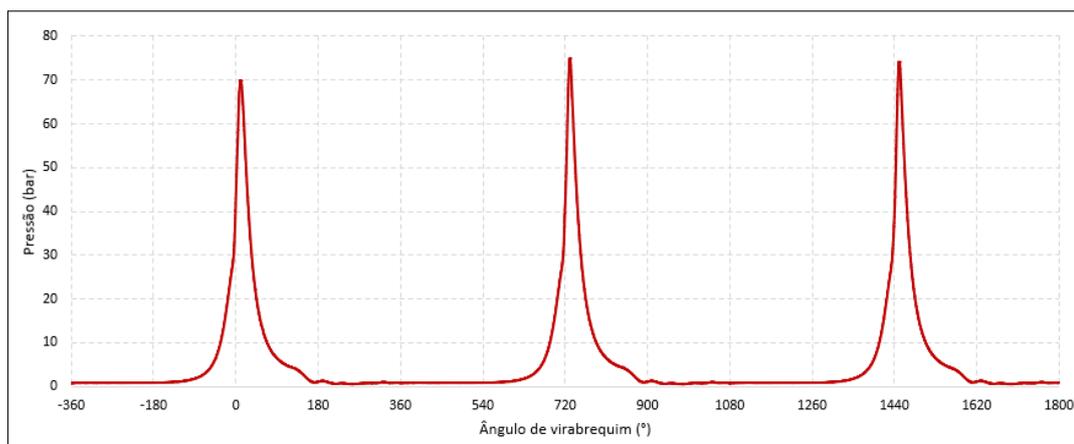
Fonte: Do próprio autor

A conclusão foi de que esses multiplicadores de reação poderiam ser ajustados de acordo com o modelo estudado e com os objetivos desejados, ajuste este adotado no presente estudo.

3.6.4 Teste de variabilidade cíclica numérica

Uma simulação com início em -595° foi realizada com três ciclos, conforme sugerido por Convergent Science [48] como o mínimo adequado, cujo objetivo foi analisar a influência das condições iniciais e a variabilidade cíclica com base na análise da variação do pico de pressão no cilindro. A Figura 76 ilustra este teste de variabilidade cíclica e a Tabela 26 demonstra a variação do pico de pressão entre estes ciclos.

Figura 76 – Teste de variabilidade cíclica numérica



Fonte: Do próprio autor

Tabela 26 – Comparativo do pico de pressão no cilindro para três diferentes ciclos

Ciclo	Pressão no cilindro (bar)	Variação do pico de pressão no cilindro em ao ciclo anterior (%)
1	69,82	-
2	74,82	7,17
3	74,14	-0,91

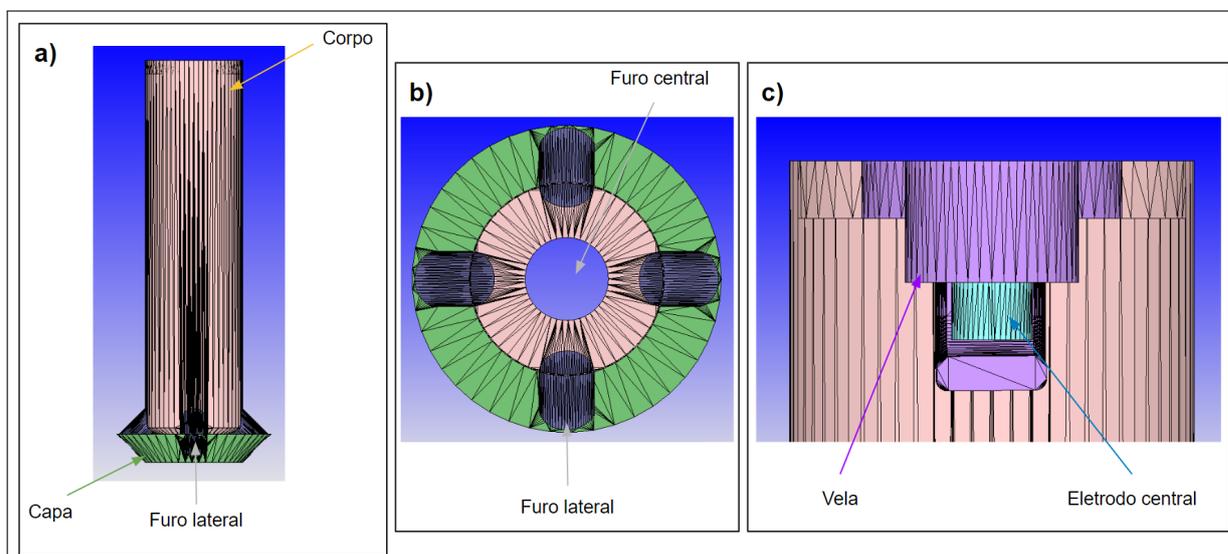
Fonte: Do próprio autor

Como a variação do pico de pressão era inferior a 5% já no 3º ciclo, as demais simulações foram executadas por 3 ciclos.

3.6.5 Configuração com a pré-câmara

Essa configuração segue a maior parte do que foi abordado na configuração base (Seção 3.6.1), sendo assim abordadas nesta Seção as principais modificações realizadas. A primeira delas diz respeito à geometria, na qual há a inserção da pré-câmara de combustão onde originalmente continha a vela, que por sua vez agora se encontra no interior da pré-câmara. Desta forma, três novas fronteiras precisaram ser definidas além daquelas previamente estabelecidas na configuração base: corpo, furos e capa da pré-câmara, que assumem condições iniciais semelhantes à vela. A Figura 77 ilustra essa nova configuração com a pré-câmara PCb1 de volume equivalente a 3% do cilindro e com 4 furos laterais de 2 mm de diâmetro e com 1 furo central de 3 mm de diâmetro.

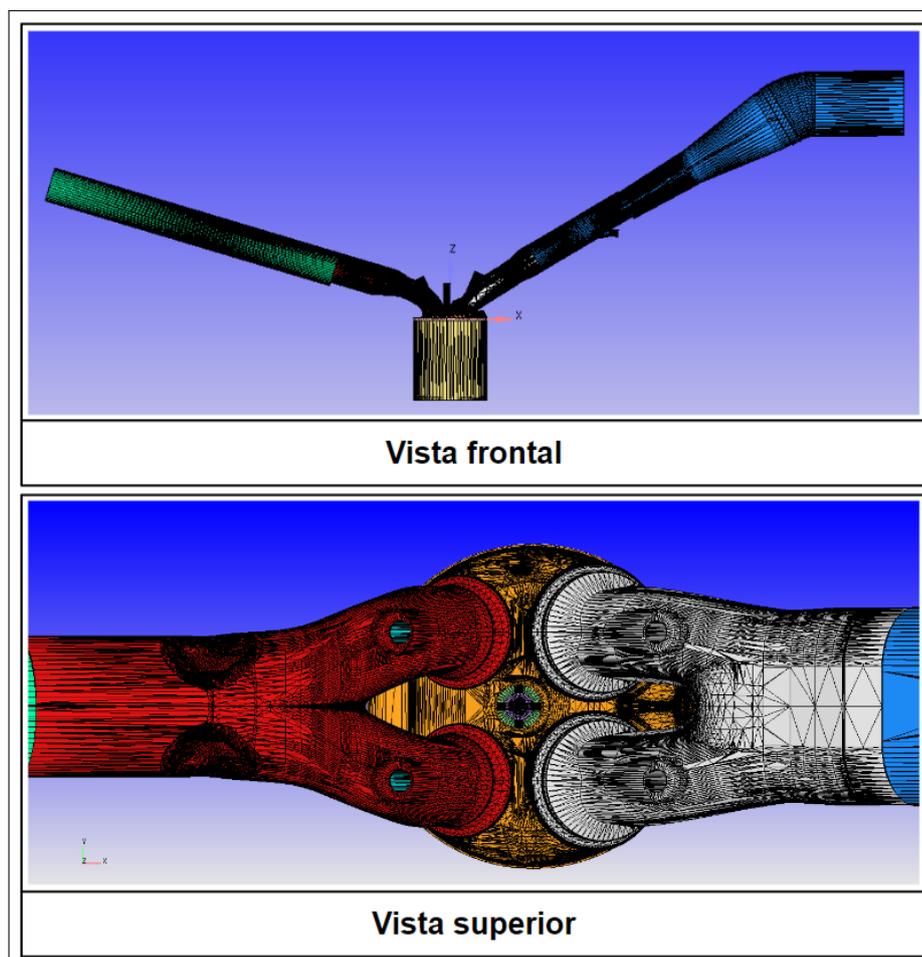
Figura 77 – Nova configuração com a pré-câmara PCb1: a) vista frontal e detalhamento das fronteiras, b) vista inferior e detalhamento da configuração de furos e c) vista lateral/interna da vela e dos eletrodos encaixados na parte superior da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

A segunda delas diz respeito ao tratamento aplicado na geometria por meio do *SpaceClaim*. Como na configuração base foi vista a necessidade de simplificação da malha superficial do pistão, um tratamento ainda mais rigoroso se tornou necessário. Desta forma, além dos recursos que detectam e eliminam problemas relacionados às arestas inexatas e às faces pequenas, também foram utilizados os seguintes recursos: folgas curvas, curvas duplicadas, curvas pequenas, arestas extras, arestas curtas e faces com defeitos. A partir daí a geometria foi reparada com o auxílio da ferramenta *Polygonica* e suas fronteiras foram definidas, tendo a malha superficial 126 460 faces ao final do processo. A Figura 78 ilustra a geometria utilizada para a configuração de pré-câmara PCb1.

Figura 78 – Domínio computacional e malha superficial da simulação tridimensional com a pré-câmara PCb1: a) vista frontal e b) vista detalhada



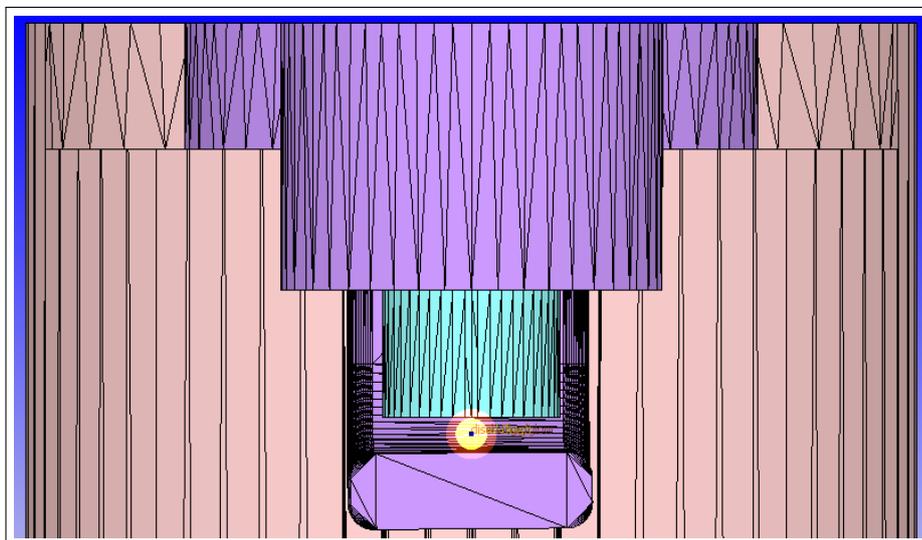
Fonte: Do próprio autor

A terceira modificação foi relacionada às definições das regiões e dos eventos. No que diz respeito às regiões, foram adicionadas duas novas: pré-câmara e furos da pré-câmara, sendo ambas com condições iniciais semelhantes àquela encontrada no cilindro, seguindo os exemplos de *CONVERGE*. Quanto aos eventos, além daqueles cíclicos relacionados às válvulas, tem-se dois novos: 1) entre a região do cilindro e a região da pré-câmara e 2) entre a região dos furos da pré-câmara e a região da pré-câmara (que engloba o seu corpo), ambos configurados como “aberto” e do tipo “permanente” para permitir o escoamento de fluido em todo o ciclo do motor.

A quarta modificação foi relacionada às regiões de combustão e configuração da centelha. A região da pré-câmara e a região de seus furos assim como a região do cilindro foram definidas como regiões de combustão, tendo ambas configurações semelhantes, com início em $7,5^\circ$ antes da centelha na vela. Testes foram realizados para analisar a influência do diâmetro da centelha no pico de pressão no cilindro e os resultados demonstraram que

não havia interferência deste diâmetro no parâmetro estabelecido, sendo assim a centelha teve seu diâmetro reduzido e também foi deslocada para uma localização entre os eletrodos central e lateral, conforme a Figura 79 ilustra.

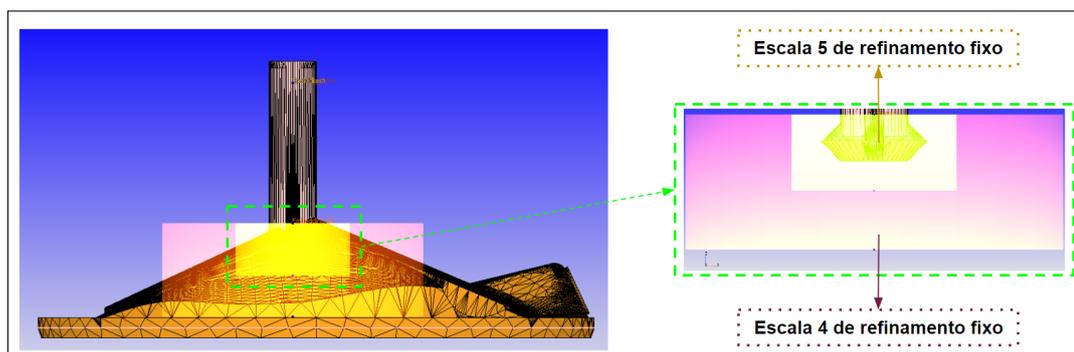
Figura 79 – Vista lateral da vela e dos eletrodos com a centelha e os seus refinamentos fixos



Fonte: Do próprio autor

A quinta e última modificação foi relacionada ao refinamentos fixo e ao *AMR*. No que diz respeito ao *AMR*, houve o acréscimo tanto da região do corpo da pré-câmara quanto da região dos furos para os critérios de velocidade e temperatura, com a ressalva de que para esta última região seus sub-critérios foram reduzidos para $0,5 \frac{m}{s}$ e 1 K, respectivamente. Já no que diz respeito ao refinamento fixo, houve o acréscimo de quatro novos: o primeiro com escala 4 de refinamento e relacionado ao corpo da pré-câmara, o segundo deles com escala 5 de refinamento e relacionado aos furos da pré-câmara, o terceiro com escala 5 de refinamento e o quarto com escala 4 de refinamento, sendo estes dois últimos relacionados às proximidades da entrada e da saída dos furos, atuando do início da compressão até 40° de ângulo de virabrequim, visando uma malha mais fina que permita uma melhor análise da combustão e eventualmente a visualização do apagamento de chama. A Figura 80 ilustra os dois últimos refinamentos fixos mencionados e a Tabela 27 sintetiza os refinamentos fixos adicionados às simulações com pré-câmara para criação da malha volumétrica. É importante ressaltar que os refinamentos fixos não se sobrepõem, prevalecendo sempre o de maior escala.

Figura 80 – Refinamento fixo na região próxima aos furos



Fonte: Do próprio autor

Tabela 27 – Refinamentos fixos adicionados às simulações com pré-câmara para criação da malha volumétrica

Região	Formato	Período	Escala	Tamanho da malha (mm)
Corpo da pré-câmara	Região	Permanente	4	0,4375
Furos da pré-câmara	Região	Permanente	5	0,21875
Proximidades da entrada e da saída dos furos	Cilíndrico	Cíclico	4	0,4375
	Cilíndrico	Cíclico	5	0,21875

Fonte: Do próprio autor

3.7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A Tabela 28 sintetiza os principais parâmetros da simulação 3D após a execução dos testes de malha, de mecanismo cinético químico e de variabilidade cíclica, bem como a definição dos refinamentos fixos a serem utilizados.

Tabela 28 – Principais parâmetros e configurações da simulação 3D

Parâmetro	Definição
Material das fronteiras (rugosidade absoluta)	Alumínio ($3,0 * 10^{-6}$ m) ou Aço ($4,6 * 10^{-6}$ m)
Modelo de turbulência	<i>RANS - RNG k-ε</i>
Modelo de combustão	<i>SAGE</i>
Tamanho base de malha	7 mm
Variação do tamanho de malha com o refinamento fixo	0,21875 mm (mínimo) 1,75 mm (máximo)
Nível de <i>AMR</i>	3 (velocidade e temperatura)
Mecanismo cinético químico	Marinov [57]
Número de ciclos executados	3

Fonte: Do próprio autor

4 RESULTADOS E ANÁLISES

As análises de diferentes configurações de pré-câmara (PC) foram realizadas inicialmente para a primeira condição de operação, sendo divididas em duas etapas: a primeira envolvendo as três configurações validadas de pré-câmara (PCa1, PCb1 e PCb3) e a segunda envolvendo a melhor configuração obtida da etapa anterior bem como cinco diferentes extrapolações oriundas deste modelo. Em ambas as etapas esteve presente a configuração validada com ignição convencional por centelha (*SI - Spark Ignition*). As análises ainda foram realizadas em duas etapas: a primeira delas por meio das imagens do motor geradas pelo pós-processamento no *Tecplot* e a segunda por meio de gráficos traçados no *Excel*. Foi utilizado o conceito de calor liberado acumulado (CA) para permitir a comparação entre diferentes configurações de pré-câmaras, já que estas contavam com diversos parâmetros distintos (como avanço de ignição) e que poderiam interferir na análise comparativa se apenas o conceito de ângulo de virabrequim fosse adotado.

Para a análise por meio de imagens do motor os principais tópicos foram:

- Energia cinética turbulenta, limpeza e fator lambda no interior da PC antes do acionamento da centelha;
- Energia cinética turbulenta após o acionamento da centelha;
- Fator lambda e frente de chama no ângulo de virabrequim em que 10% do calor acumulado era liberado na pré-câmara ($CA_{10_{PC}}$);
- Energia cinética turbulenta, frente de chama e fração mássica de OH (hidroxila) no ângulo de virabrequim em que 50% do calor acumulado era liberado na pré-câmara ($CA_{50_{PC}}$);
- Frente de chama e energia cinética turbulenta no ângulo de virabrequim em que 10% do calor acumulado era liberado no cilindro ($CA_{10_{Cil}}$);
- Temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no ângulo de virabrequim em que 90% do calor acumulado era liberado no cilindro ($CA_{90_{Cil}}$).

Já para a análise por meio de gráficos os principais tópicos foram:

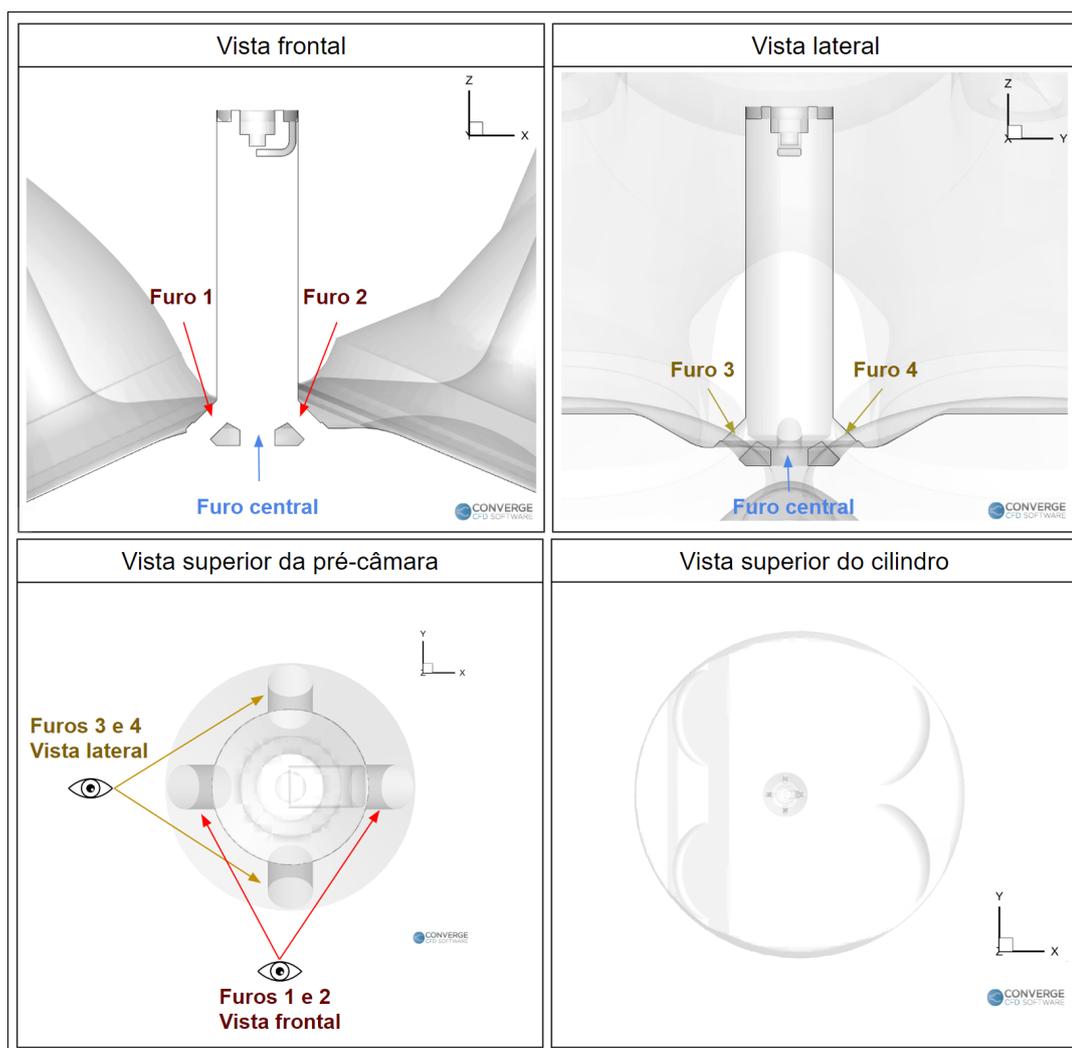
- Pressão e taxa de liberação de calor (*HRR - Heat Release Rate*) no cilindro (câmara principal) e na pré-câmara (quando houver);
- Calor liberado acumulado em diferentes intervalos de ângulos de virabrequim no cilindro e na pré-câmara (quando houver);
- Temperatura no cilindro;

- Energia cinética turbulenta e velocidade da ejeção dos jatos;
- Emissões de fuligem, óxidos de nitrogênio, hidrocarbonetos, monóxido de carbono e dióxido de carbono.

A organização destas duas análises se deu partindo inicialmente dos resultados obtidos por meio das imagens do motor, uma vez que estas exigem múltiplas análises, que isoladas podem ser tornar subjetivas, ao passo que os gráficos traçados são muito mais objetivos e sintetizam o que foi visualizado na etapa relacionada ao pós-processamento das imagens do motor. Ainda nesta seção foram demonstradas as vistas e as malhas utilizadas para a análise bem como o resultado do desenvolvimento do *spray*.

A Figura 81 detalha as vistas utilizadas e o posicionamento dos furos para a configuração PCb1 da pré-câmara.

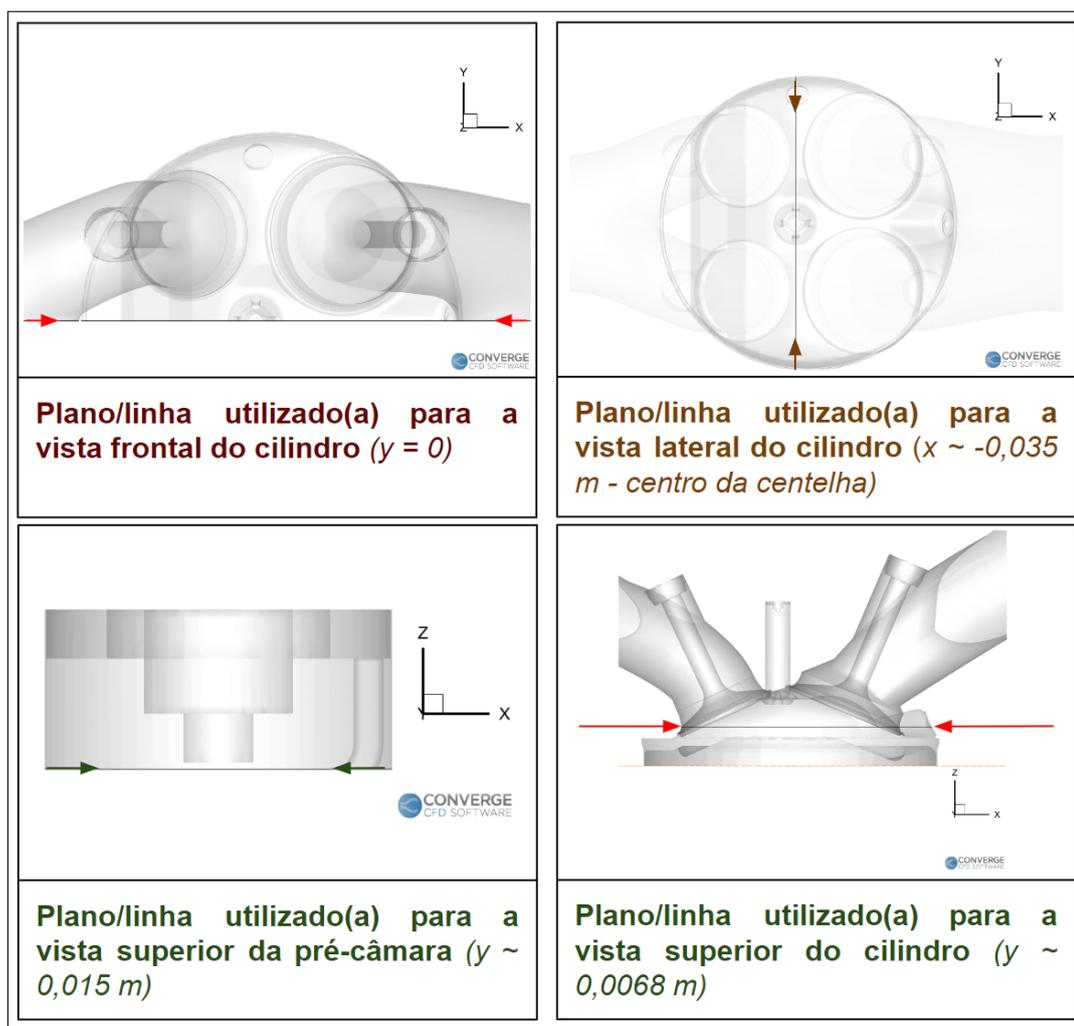
Figura 81 – Vistas utilizadas e posicionamento dos furos para a configuração PCb1 da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

A Figura 82 detalha os planos ou as linhas utilizados(as) na definição das vistas para a configuração PCb1 da pré-câmara.

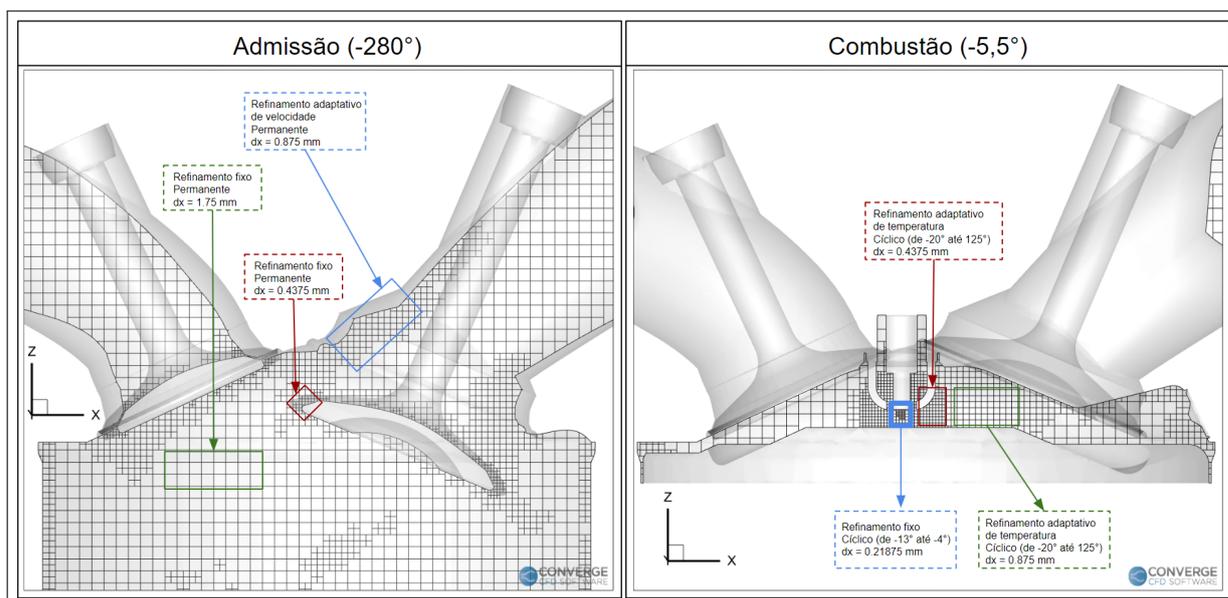
Figura 82 – Planos/linhas utilizados(as) na definição das vistas para a configuração PCb1 da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

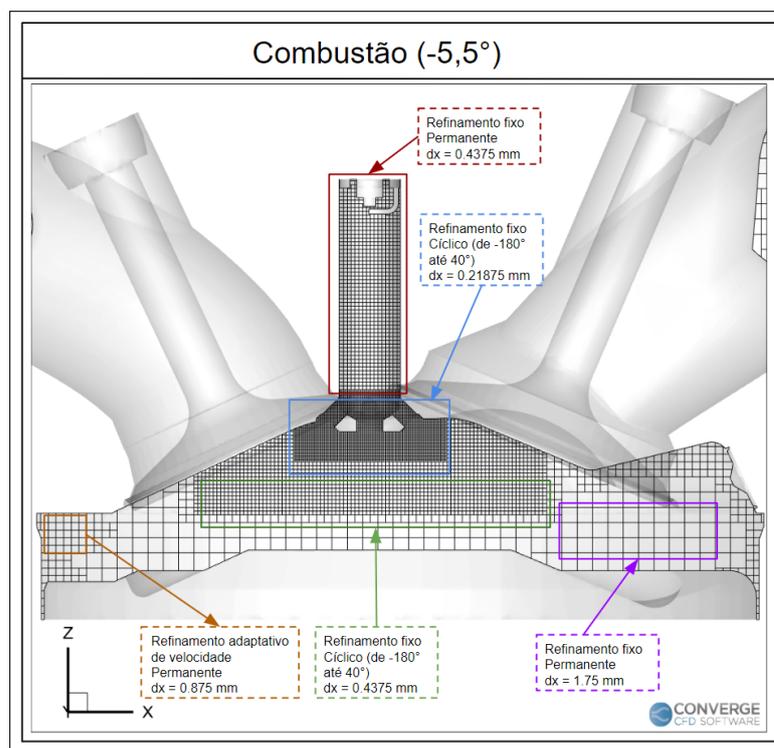
A Figura 83 demonstra as malhas volumétricas geradas pelo *CONVERGE* para dois instantes de ângulo de virabrequim na admissão e na combustão para a configuração de ignição convencional por centelha e a Figura 84 demonstra as malhas volumétricas geradas pelo *CONVERGE* para um ângulo de virabrequim durante a combustão para a configuração PCb1 da pré-câmara. Durante a admissão o resultado na câmara de combustão principal da configuração com pré-câmara era semelhante ao observado na configuração de ignição convencional.

Figura 83 – Malhas volumétricas geradas pelo *CONVERGE* para dois instantes de ângulo de virabrequim durante a admissão e a combustão para a configuração de ignição convencional por centelha



Fonte: Do próprio autor

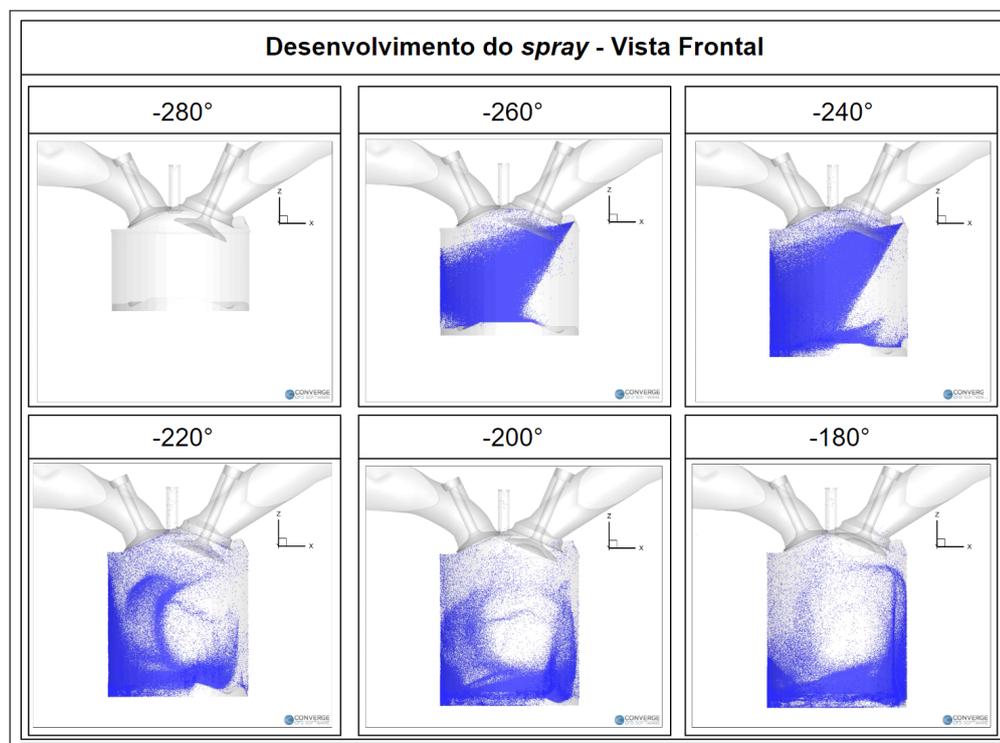
Figura 84 – Malhas volumétricas geradas pelo *CONVERGE* para um ângulo de virabrequim durante a combustão para a configuração PCb1 da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

A Figura 85 detalha o desenvolvimento do *spray* em diferentes ângulos de virabrequim para a configuração PCb1 da pré-câmara.

Figura 85 – Desenvolvimento do *spray* em diferentes ângulos de virabrequim para a configuração PCb1 da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

4.1 COMPARATIVO ENTRE AS CONFIGURAÇÕES VALIDADAS

A Tabela 29 demonstra os resultados de pressão máxima no cilindro e *IMEP* para as quatro configurações utilizadas para validação, alcançada quando a variação entre experimental e numérico do primeiro parâmetro fosse inferior a 5%. Ainda que esta meta de variação não fosse objetivada para o *IMEP*, todas as configurações tiveram uma variação inferior a 5%.

Tabela 29 – Resultados das configurações validadas do motor

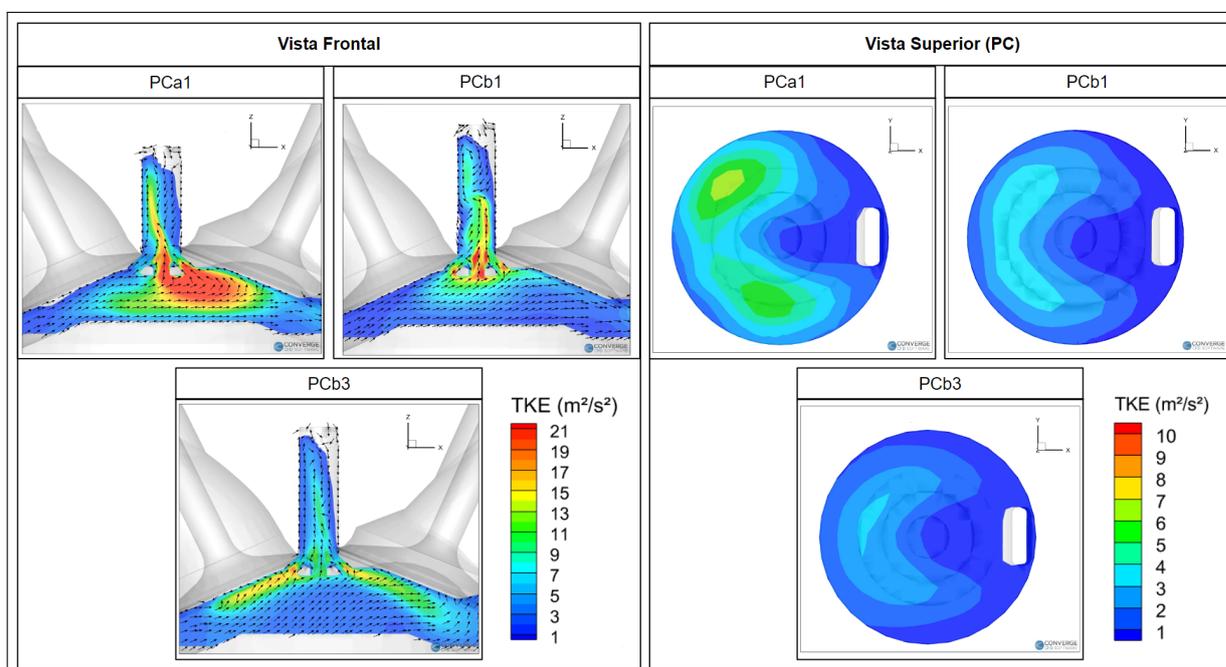
Parâmetro	Configuração do motor			
	SI	PCa1	PCb1	PCb3
<i>IMEP</i> Exp. (bar)	10,76	10,64	10,79	10,37
<i>IMEP</i> Num. (bar)	10,72	10,54	10,73	10,71
Diferença <i>IMEP</i> (%)	-0,312	-0,89	-0,53	3,28
Pressão Máxima Experimental (bar)	71,24	66,12	68,18	64,02
Pressão Máxima Numérica (bar)	71,23	66,08	65,99	61,30
Diferença da Pressão Máxima (%)	-0,017	-0,064	-3,21	-4,26

Fonte: Do próprio autor

4.1.1 Análise por meio de imagens geradas pelo pós-processamento no Tecplot

A energia cinética turbulenta (TKE) presente no interior da pré-câmara tem pelo menos quatro grandes influências: 1) velocidade da queima; 2) transferência de calor do fluido para a parede; 3) limpeza dos gases residuais oriundos da combustão do ciclo anterior; e 4) homogeneização da mistura ar-combustível. A Figura 86 ilustra, para as três configurações com PC analisadas, a energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha.

Figura 86 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as três configurações com PC analisadas através das vistas frontais e superior da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

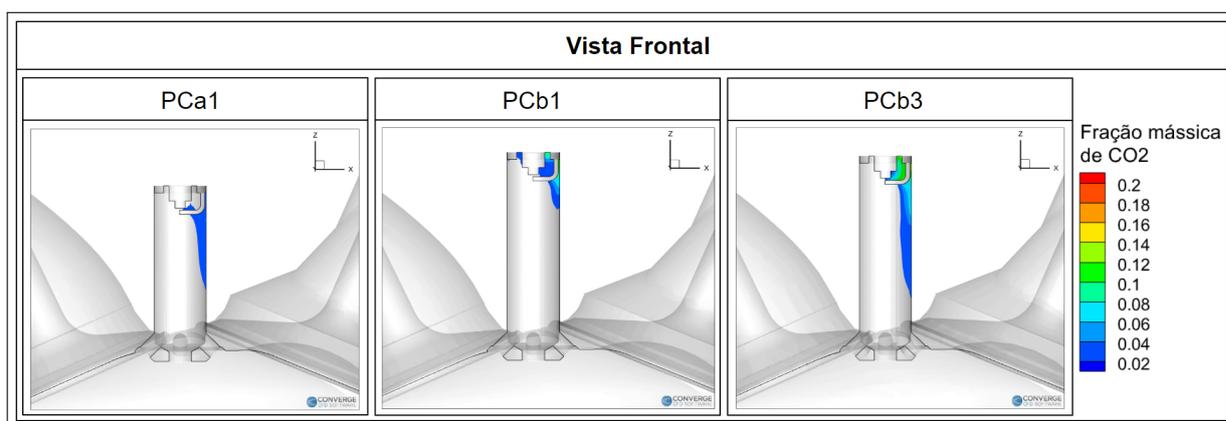
A primeira destas influências depende da intensidade da turbulência, especialmente nas proximidades dos eletrodos, e também de eventuais movimentos de carga que possam estar presentes. Conforme pode ser visto na Figura 86, o TKE é maior na PCa1 e menor na PCb3, o que gera uma tendência de aceleração da queima. Ainda é possível observar nas PCa1 e PCb1 um certo grau de movimento de carga à esquerda no interior do corpo da PC, o que favorece a velocidade de queima, movimento de carga este que não é observado na PCb3.

A segunda destas influências também depende da intensidade da turbulência, porém especialmente nas proximidades das paredes do corpo da pré-câmara. Assim, na Figura 86, a vista superior permite observar uma turbulência mais elevada nas proximidades

da fronteira da PCa1 e que se estende até acima do eletrodo, o que tende a elevar a transferência de calor nesta região e consequentemente a reduzir a eficiência térmica do motor.

A terceira destas influências depende tanto da intensidade da turbulência quanto dos espaços em que o fluxo de massa atravessa. Assim, conforme a Figura 87, foi possível analisar a limpeza das pré-câmaras com base na presença de CO_2 (gás residual) em seu interior no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha, permitindo concluir assim que a maior energia cinética turbulenta influencia positivamente na etapa de limpeza da pré-câmara, melhor na PCa1 e pior na PCb3. Percebe-se ainda que o movimento de carga observado na PCb1 através da Figura 86 de certa forma dificultou a limpeza acima do eletrodo lateral, que funciona como uma barreira contra o fluxo, enquanto a concentração deste gás residual foi à direita nas demais configurações, consequência da menor intensidade do TKE naquela região.

Figura 87 – Fração mássica de CO_2 no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as três configurações com PC analisadas através da vista frontal

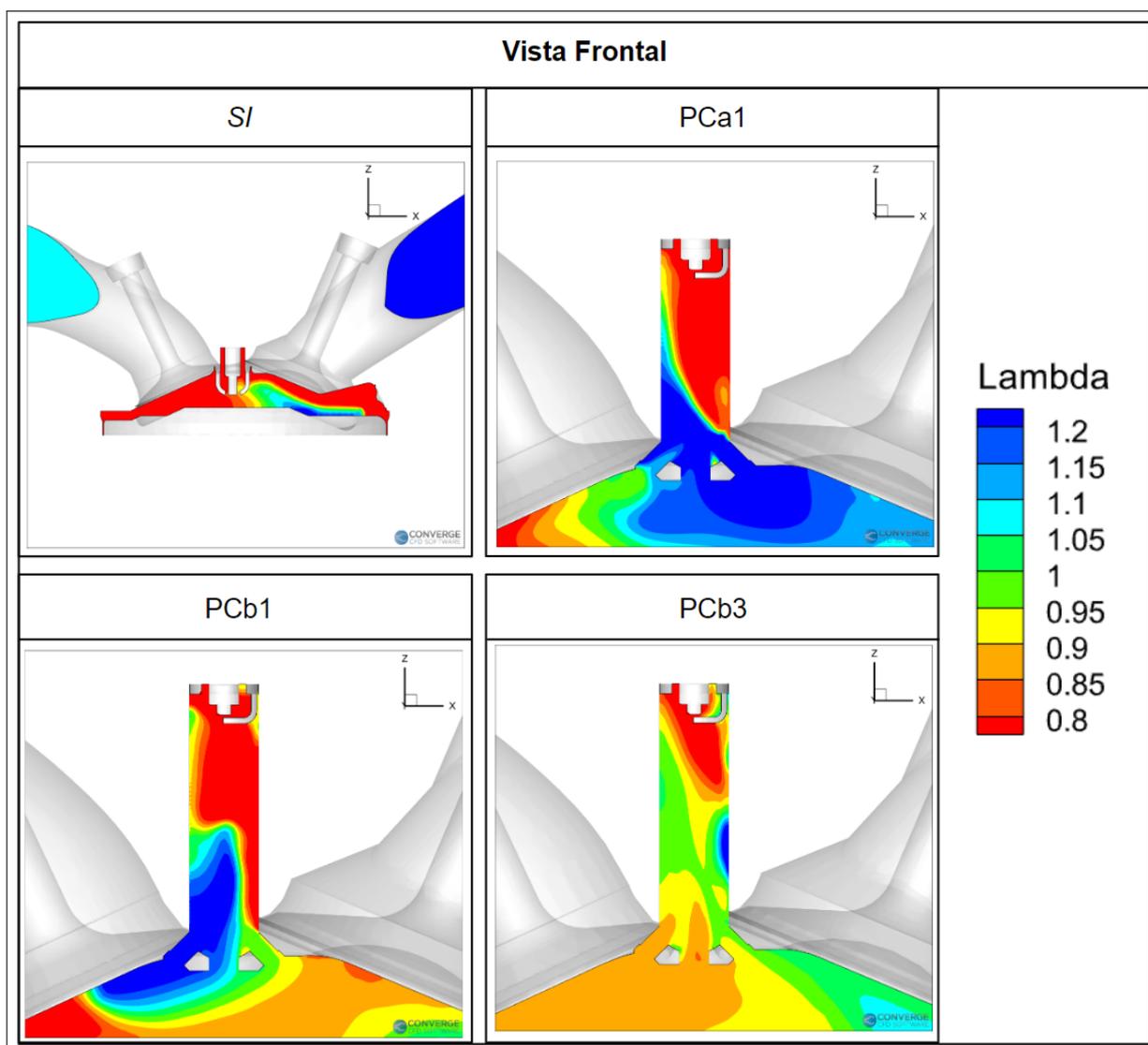


Fonte: Do próprio autor

A quarta e última das influências mencionadas depende da intensidade da turbulência e do sentido do fluxo de massa, sendo preferível para uma maior aceleração da queima que o fator λ se torne mais rico nas proximidades do eletrodo e que sua estratificação seja longitudinal. É possível visualizar na Figura 88 que em todas as configurações uma mistura sensivelmente rica nas proximidades do eletrodo ($\lambda \leq 0,8$) no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha. Na configuração *SI* foi possível visualizar uma região de mistura mais pobre próxima à válvula de admissão, já que a concentração de ar tende a ser maior próxima à esta válvula. Nas configurações com PC é nítido que as maiores turbulências geradas pela menor quantidade de furos de PCa1 e de PCb1 contribuem para uma mistura mais rica na metade superior da PC, o que tende a acelerar especialmente a queima na primeira metade da combustão, enquanto a PCb3

com sua menor turbulência tem uma concentração de mistura rica bem menor nesta região e conseqüentemente uma distribuição maior do fator lambda, que oscila entre 0,95 e 1,0 em diversas faixas nesta região, o que tende a desacelerar tal queima. A estratificação da mistura é predominantemente transversal em todas as configurações com pré-câmara.

Figura 88 – Fator lambda no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as quatro configurações analisadas através da vista frontal

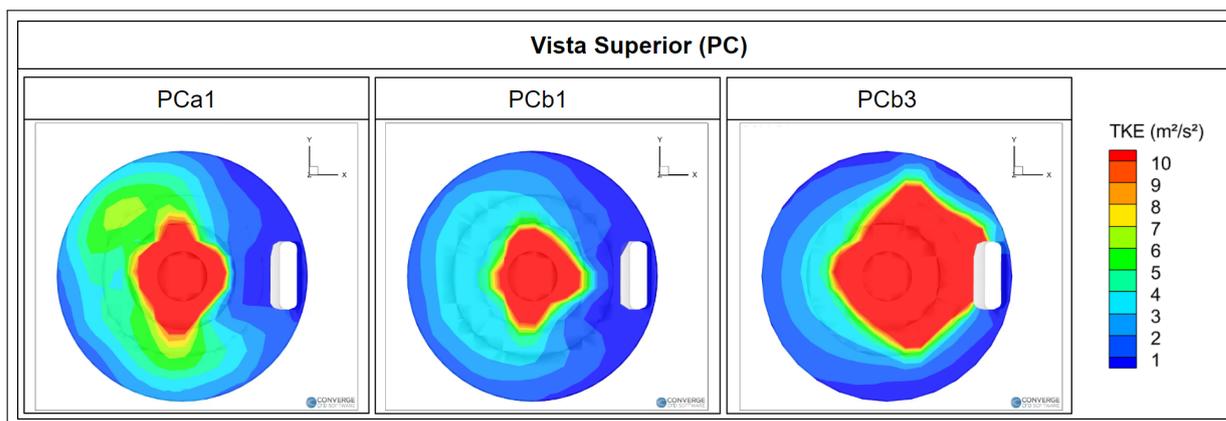


Fonte: Do próprio autor

A seguir, conforme demonstrado pela Figura 89, a energia cinética turbulenta foi analisada imediatamente após $0,5^\circ$ do acionamento da centelha e constatou-se que as configurações PCa1 e PCb1 tendiam a gerar um movimento de carga mais à esquerda da PC, resultando em uma energia cinética turbulenta mais centralizada e que posteriormente segue para as fronteiras do topo destas PCs. Como a PCb3 não foi capaz de gerar tal

movimento de carga, sua tendência acabou sendo à direita, em direção aos eletrodos, em função do sentido do escoamento, que tende à válvula de admissão.

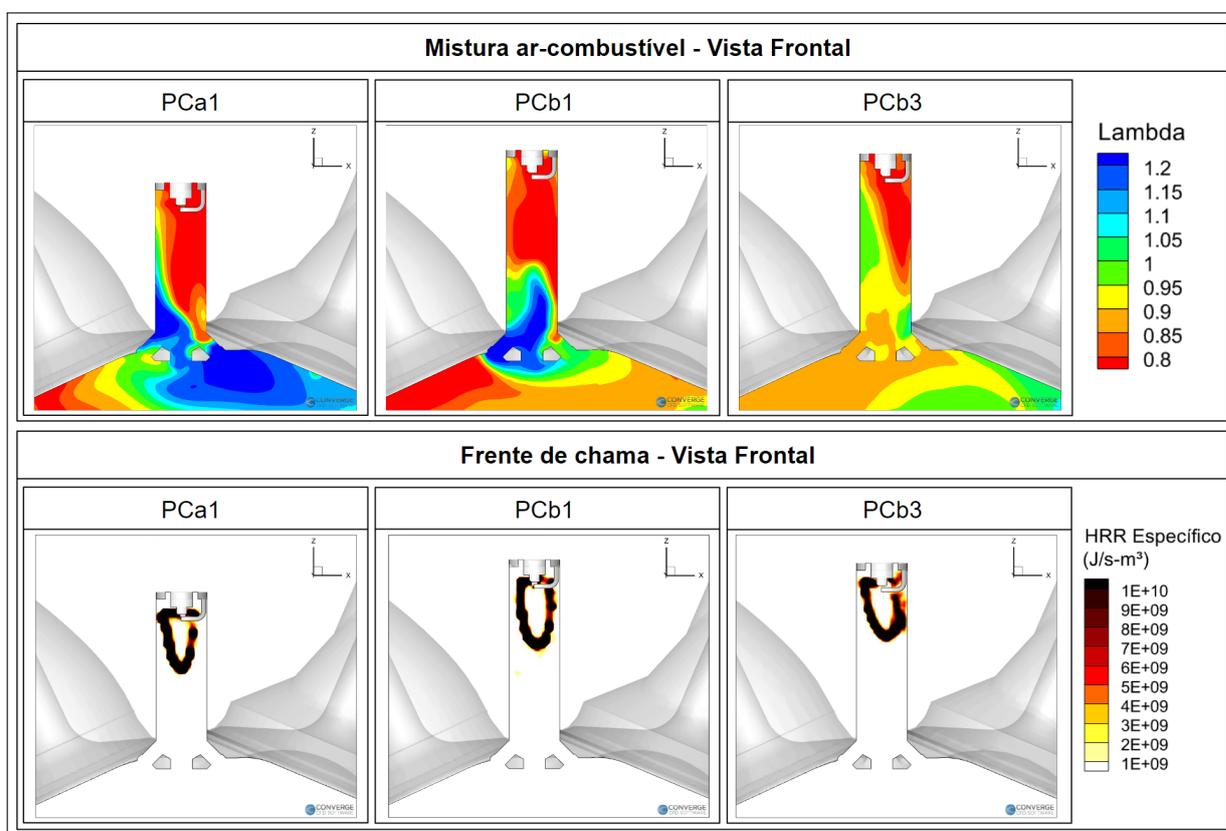
Figura 89 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente após o acionamento da centelha para as três configurações com PC analisadas através da vista superior da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

Em seguida foram analisados dois parâmetros no ângulo de virabrequim em que 10% do calor liberado é acumulado na pré-câmara ($CA_{10_{PC}}$): fator lambda e frente de chama. Ambos podem ser vistos na Figura 90. O primeiro indica que a pressão gerada pelo acionamento da centelha e o início da queima tendem a “empurrar” a mistura de cada uma das PCs para uma direção normal àquela vista na etapa anterior, o que novamente desfavorece a PCb3, já que a mistura mais rica acaba se concentrando mais à direita da PC, desacelerando sua queima. A frente de chama, representada pela taxa específica de liberação de calor, reflete muito daquilo que foi visto na energia cinética turbulenta pouco antes do acionamento da centelha: a maior turbulência da PCa1 gera uma frente de chama com maior área de contato com a mistura não-queimada enquanto a menor turbulência da PCb3 e a ausência de um movimento de carga antes deste acionamento provocam uma tendência da frente de chama para uma região de turbulência ainda menor e com a presença de gases queimados do ciclo anterior, o que nitidamente compromete o desenvolvimento da chama, sendo possível visualizar certo grau de enfraquecimento da mesma.

Figura 90 – Fator lambda e frente de chama no instante $CA10_{PC}$ para as três configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

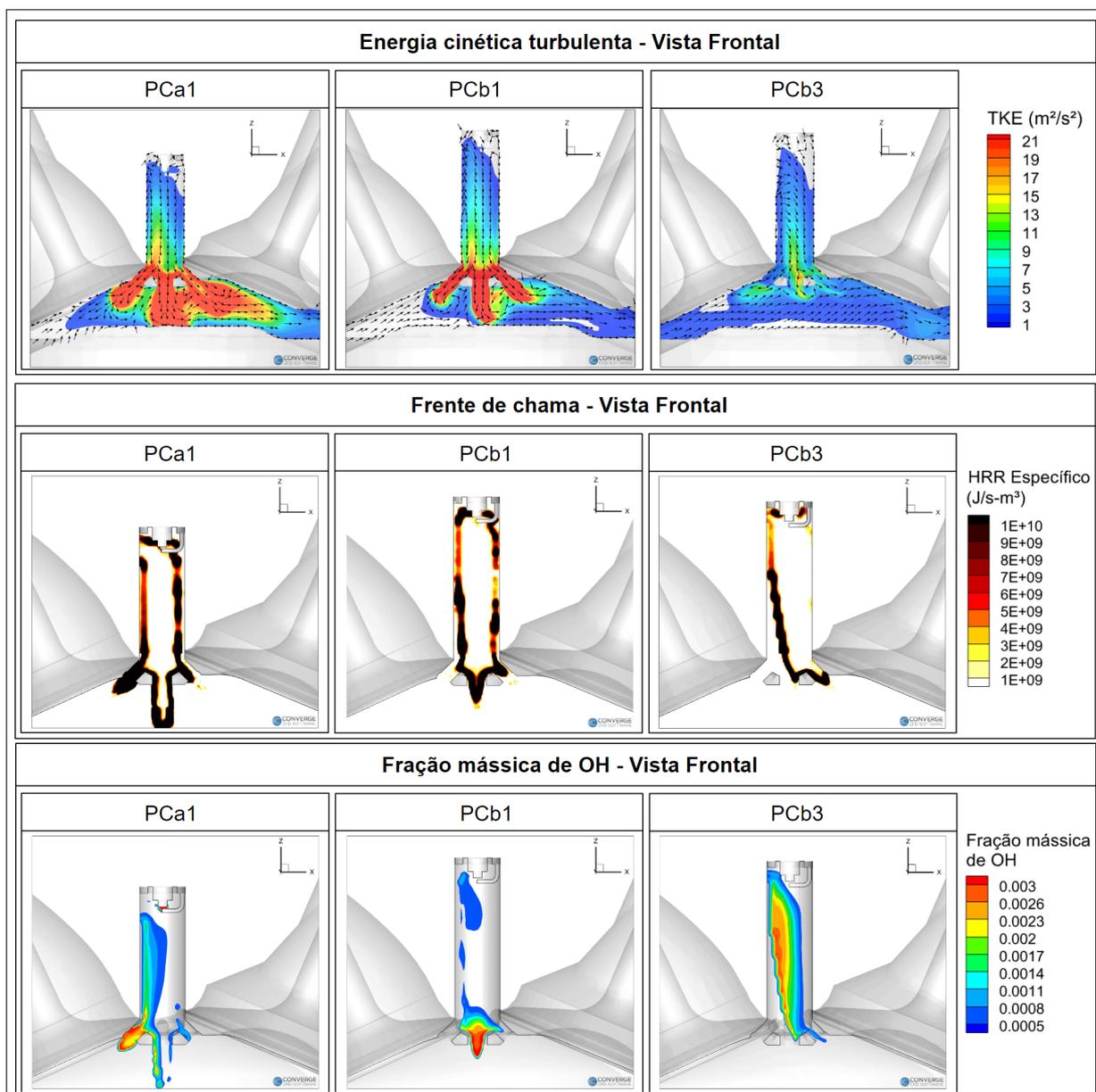
Posteriormente, foram analisados três parâmetros no ângulo de virabrequim em que 50% do calor liberado é acumulado na pré-câmara ($CA50_{PC}$): energia cinética turbulenta, frente de chama e fração mássica de OH (radicais de hidroxila produzidos pela combustão). Ambos podem ser vistos na Figura 91. É nítido que os jatos que saem dos três furos da PCb3 visíveis neste plano tendiam fortemente à válvula de admissão, comportamento distinto da PCa1 em que os jatos são mais intensos e por isso tendem a seguir a direção de saída do furo em boa parte de sua trajetória, indicando uma penetração mais profunda. Uma tendência à válvula de admissão é natural e decorrente do grande nível de turbulência ocasionado durante o processo de admissão. Uma parte dessa turbulência é dissipada durante o processo de compressão, porém outra parte é preservada, daí a existência de maiores níveis de TKE nesta região. Esse maior nível de energia cinética turbulenta favorecia o desenvolvimento da chama nesta região. Com menor intensidade dos jatos e maior turbulência gerada pela válvula de admissão, a frente de chama na PCb3 tinha forte tendência ao furo mais próximo desta válvula. Além disso, a baixa energia cinética turbulenta à direita da PCb3 não favorecia a formação da frente de chama, que só ocorre à esquerda desta PC, resultando em uma menor área de contato da frente de chama com

a mistura não-queimada e conseqüentemente uma queima mais lenta. A fração mássica de OH é reflexo do que foi visto na frente de chama e na energia cinética turbulenta: 1) o movimento de carga gerado à esquerda e mais evidente na PCa1 promove uma queima mais concentrada nesta região e conseqüentemente uma saída mais rápida da chama pelo furo à esquerda (mais próximo da válvula de exaustão) do que pelo furo à direita; 2) com menor intensidade, este movimento de carga na PCb1 se dissipa ao longo da metade inferior da PC, fazendo com que a saída da chama tenda ao furo da direita (mais próximo da válvula de admissão, maior turbulência); e 3) com um movimento de carga inexistente, a queima na PCb3 tende a atravessar primeiro o furo mais próximo da válvula de admissão, ao contrário das demais que primeiramente atingem o furo central, tendência esta natural em função da menor restrição ao escoamento proporcionada por este furo.

Subseqüentemente foram analisados dois parâmetros no ângulo de virabrequim em que 10% do calor liberado é acumulado no cilindro ($CA_{10_{Cil}}$): frente de chama e energia cinética turbulenta. Ambos podem ser vistos na Figura 92. No universo das PCs, a queima na primeira metade da combustão (efeito desejado) tendia a ser mais rápida na PCa1 e mais lenta na PCb3. Isso tendia a ocorrer porque na PCa1 havia uma maior área de contato da frente de chama com a mistura não-queimada quando comparada à PCb3. Ainda nesta análise, a PCb1 se aproximava mais da PCa1, mas não era capaz de superá-la. Porém, no *SI* a frente de chama tinha múltiplos núcleos, o que aumentava significativamente a área de contato da frente de chama com a mistura não-queimada, acelerando consideravelmente a primeira metade da combustão quando comparada às configurações com pré-câmara. Esta maior área de contato era diretamente influenciada pela maior energia cinética turbulenta gerada pela PCa1 na saída dos furos, o que foi possível graças a uma redução de seu volume por meio da diminuição de sua altura. A PCb3, porém, se mostrou a com menor energia cinética turbulenta em função de seu maior número de furos, o que provocou uma redução da velocidade de ejeção dos jatos.

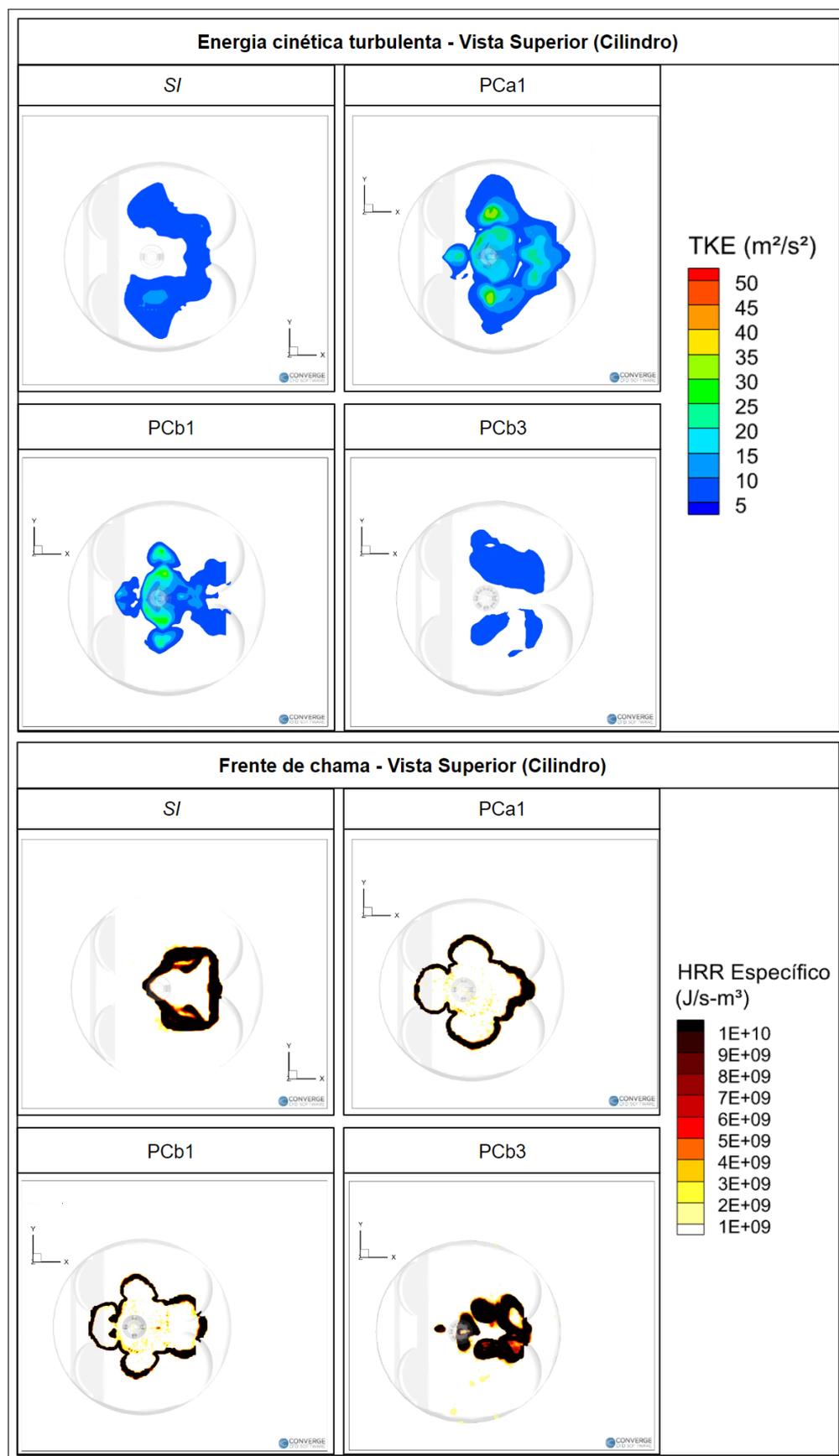
Por fim foram analisados dois parâmetros no ângulo de virabrequim em que 90% do calor liberado é acumulado no cilindro ($CA_{90_{Cil}}$): temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio. Ambos podem ser vistos na Figura 93.

Figura 91 – Energia cinética turbulenta, frente de chama e fração mássica de OH no instante $CA50_{PC}$ para as três configurações com PC analisadas através da vista frontal



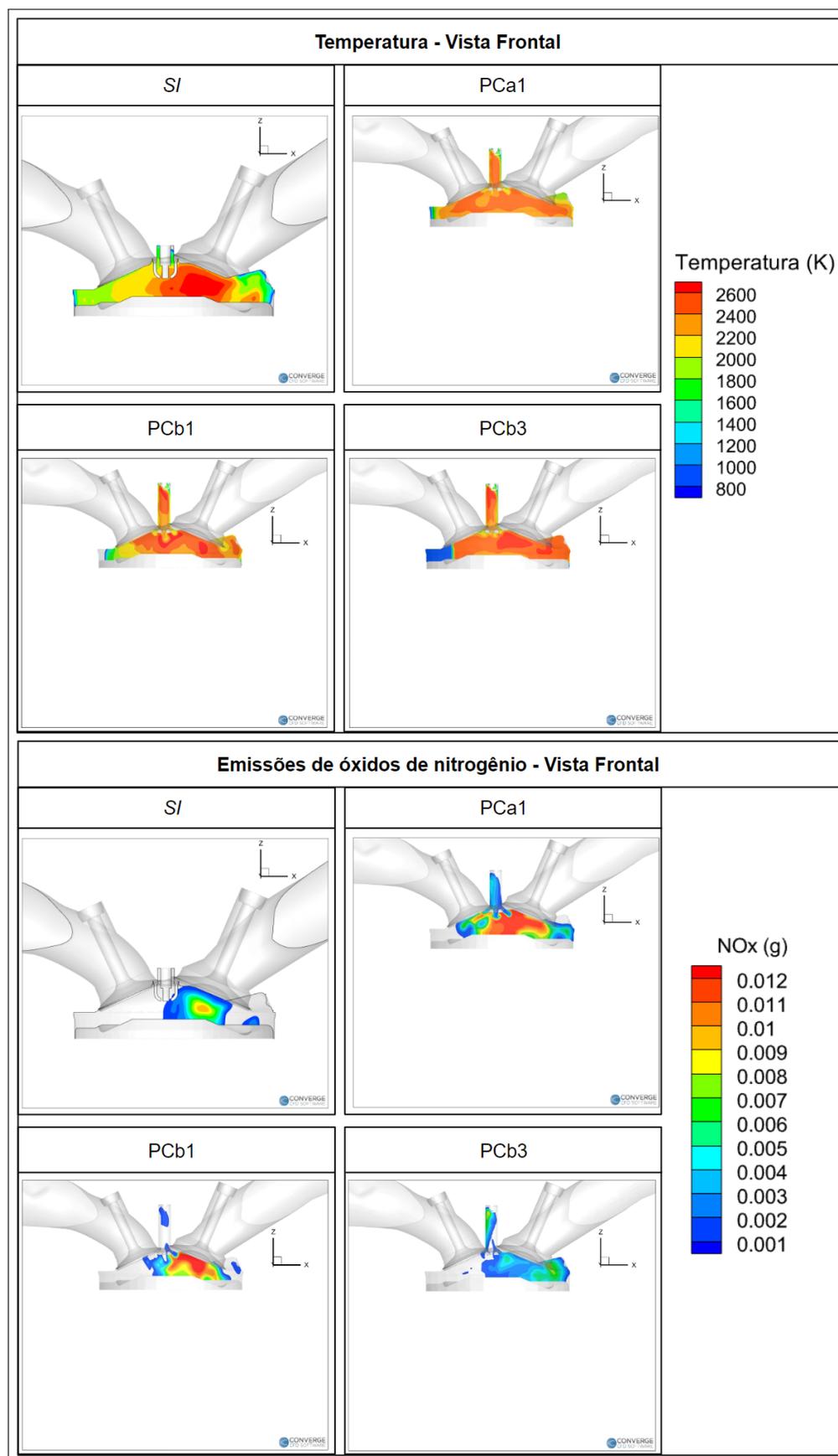
Fonte: Do próprio autor

Figura 92 – Frente de chama e energia cinética turbulenta no instante $CA10_{Cil}$ para as quatro configurações analisadas através da vista superior do cilindro



Fonte: Do próprio autor

Figura 93 – Temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no instante $CA90_{Cil}$ para as quatro configurações analisadas através da vista frontal



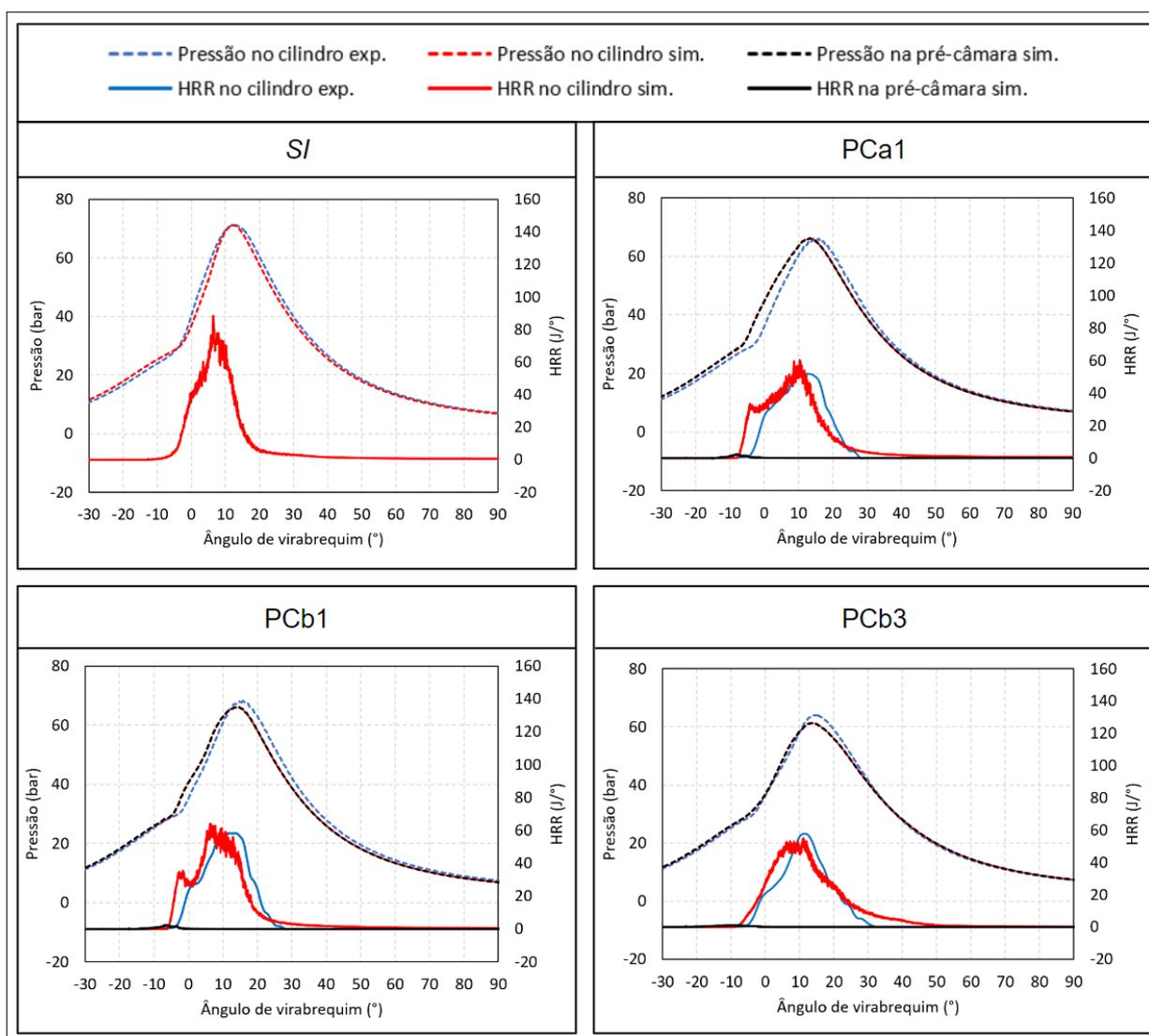
Fonte: Do próprio autor

O reflexo das tendências de direção e sentido dos jatos impacta na distribuição da temperatura média no cilindro, em que na PCb3 os focos de temperatura máxima (2600 K ou mais) estão concentrados próximos à válvula de admissão, enquanto na PCa1 estes focos de temperatura estão distribuídos ao longo do cilindro. A combinação da pressão gerada pela queima e a turbulência gerada pela válvula de admissão no *SI* resultou em uma temperatura elevada em uma área considerável próxima à esta válvula. A distribuição de óxidos de nitrogênio segue aquela observada para a temperatura: certo grau de uniformidade no caso da PCa1 e forte tendência à válvula de admissão no *SI* e na PCb3. A massa de óxidos de nitrogênio, porém, demonstra que a PCb3 emite menor quantidade máxima em relação às demais, uma consequência que aparenta ser muito mais pela sua incapacidade de promover uma queima rápida e uniforme no cilindro, em razão de sua grande quantidade de furos radiais, do que por sua eficiência na redução dessas emissões por meio de apagamento de chama ou *quenching*, por exemplo. Esta massa de óxidos de nitrogênio também foi menor para o *SI*, concentrando-se na área próxima à válvula de admissão.

4.1.2 Análise por meio de gráficos

A Figura 94 demonstra que as três PCs apresentaram um rápido aumento de taxa de liberação de calor seguida de uma queda, mais acentuada e de maior duração no caso da PCb1, indicando a primeira metade da combustão no cilindro ($CA_{10-50_{Cil}}$) mais rápida para a PCa1 dentre as pré-câmaras testadas. Após esta queda, que indicava o término da contribuição do calor proveniente da ejeção dos jatos da PC, um novo aumento na taxa de liberação de calor foi observado até que se atingisse o valor máximo deste parâmetro. A PCa1 se diferenciava da PCb1 ao obter um vale na curva bem menor e sua nova ascensão ser mais gradativa, enquanto a PCb1 apresentava esta ascensão bem mais rapidamente, com a curva se aproximando da vertical (paralela ao eixo y), o que contribuía para a aceleração da segunda metade da combustão no cilindro ($CA_{50-90_{Cil}}$). Por sua vez, o *SI* tinha um crescimento moderado, porém estável ao não se observar nenhuma queda expressiva na taxa de liberação de calor antes que seu máximo pudesse ser atingido, o que tinha impacto direto especialmente na primeira metade da combustão, conforme visto posteriormente. A quantidade expressiva de furos e a baixa turbulência observada na ejeção dos jatos da PCb3 fizeram com que a curva de taxa de liberação de calor tivesse comportamento que aproxima-se mais do *SI* do que das pré-câmaras, especialmente pela ausência de um vale. É importante ressaltar que houve um erro na aferição experimental da taxa de liberação de calor para a configuração *SI* e por isso seu valor não está disponível. Além disso, o calor liberado experimental é calculado em função da curva de pressão, e não medido. Por esse motivo, o calor liberado experimental não considerava as perdas de calor pelas trocas térmicas.

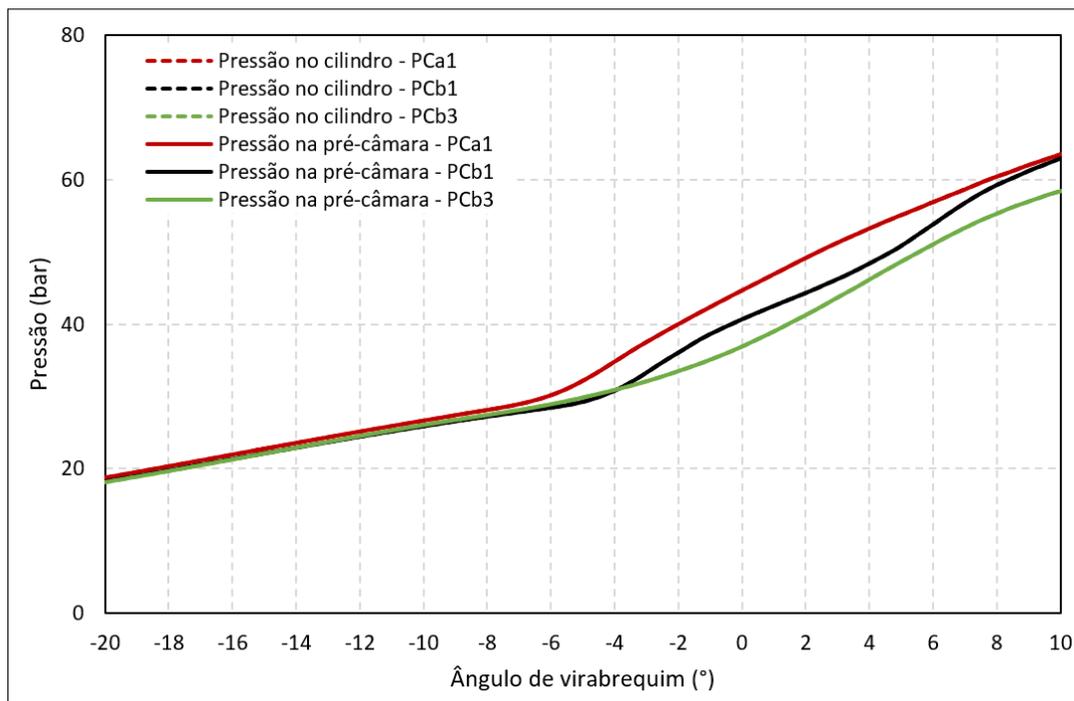
Figura 94 – Pressões e taxa de liberação de calor no cilindro e na pré-câmara (quando houver) para as quatro configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

A pressurização da pré-câmara é um aspecto fundamental para a obtenção de qualidade nos jatos de reação [65]. A Figura 95 demonstra que as pressões na câmara principal e na pré-câmara foram praticamente idênticas, com as curvas se sobrepondo, o que era reflexo da combinação de furos radiais e furo central, ambos de diâmetros expressivos, que gerava uma combustão lenta. Desta forma, percebeu-se uma baixa contribuição dos jatos para a obtenção de energia na câmara principal, com as pré-câmaras operando mais próximo do conceito de *torch* do que de *TJI*.

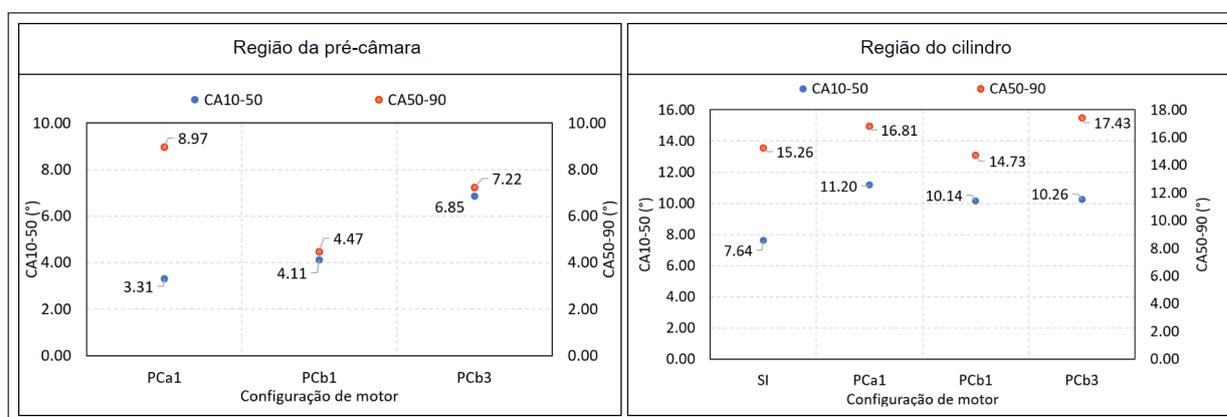
Figura 95 – Pressões no cilindro e na pré-câmara para as três configurações com PC analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 96 demonstra que, para a região da pré-câmara, a primeira metade da queima na PCa1 foi a mais rápida enquanto a queima na PCb3 foi a mais lenta. Em termos estatísticos, a primeira metade da combustão na PCa1 foi 19,41% e 51,64% mais rápida do que a PCb1 e a PCb3, respectivamente. A PCb1 era 39,99% mais rápida do que a PCb3 nesta mesma metade. Já para a região do cilindro foi possível visualizar que, quando se analisava o $CA_{10-50_{Cil}}$, dentre as pré-câmaras, a PCb1 tinha a queima mais rápida (efeito desejado) enquanto a PCa1 tinha a queima mais lenta. Em termos estatísticos, a PCb1 é 9,46% e 1,10% mais rápida do que as PCa1 e PCb3, respectivamente. Já a PCb3 foi 8,45% mais rápida do que a PCa1. As pré-câmaras, por sua vez, não foram capazes de alcançar um $CA_{10-50_{Cil}}$ mais rápido do que a configuração de ignição por centelha (*SI*), ainda que PCa1 e PCb1 tenham conseguido reduzir o $CA_{50-90_{Cil}}$ em relação à esta configuração. Em termos estatísticos, quando comparadas ao *SI*, as queimas das PCa1, PCb1 e PCb3 na primeira metade da combustão foram 46,66%, 32,72% e 34,26% mais lentas, respectivamente. Já as queimas analisadas no intervalo de $CA_{10-90_{Cil}}$ para as PCa1, PCb1 e PCb3 foram respectivamente 22,33%, 8,62% e 20,90% mais lentas do que o *SI*.

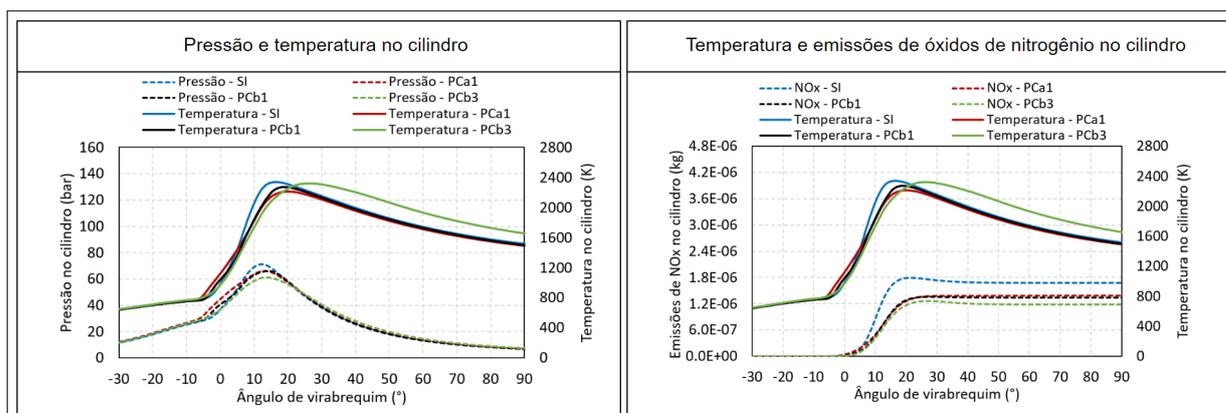
Figura 96 – Calor liberado acumulado nas regiões do cilindro e da pré-câmara (quando houver) para as quatro configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 97 demonstra que o maior pico de pressão no cilindro observado na configuração *SI* coincidiu com a maior temperatura média no cilindro dentre as configurações, o que era coerente, e que as configurações *PCa1* e *PCb1* apresentaram temperaturas e picos de pressão no cilindro relativamente próximas entre si. Já a *PCb3* apresentou o menor pico de pressão no cilindro enquanto obteve a segunda maior temperatura nesta região. A razão para este fato pode estar nos jatos de pouca intensidade e que permitiam uma grande concentração da frente de chama nas proximidades da saída do furo no instante de $CA10_{Cil}$ ao invés de uma penetração profunda, conforme observado anteriormente. Além disso, a maior emissão de óxidos de nitrogênio no cilindro observada na configuração *SI* coincidia com a maior pressão e com a maior temperatura média no cilindro e as configurações *PCa1* e *PCb1* apresentaram temperaturas e emissões de nitrogênio no cilindro relativamente próximas entre si. Já a configuração *PCb3* apresentou a menor emissão de óxido de nitrogênio no cilindro enquanto obteve a segunda maior temperatura nesta região. A grande concentração de frente de chama mencionada anteriormente pode ser a responsável por essa relação entre os dois parâmetros, já que apesar de ter aumentado sensivelmente a temperatura média no cilindro, esta configuração obteve uma frente de chama distribuída de maneira não-uniforme, o que pode significar a formação de óxidos de nitrogênio concentrada nessa região de maior temperatura, mas não necessariamente um aumento das emissões de óxidos de nitrogênio na região como um todo. O comportamento da curva de pressão no cilindro acabou determinando as emissões de óxidos de nitrogênio: quanto maior o pico de pressão, maior estas emissões.

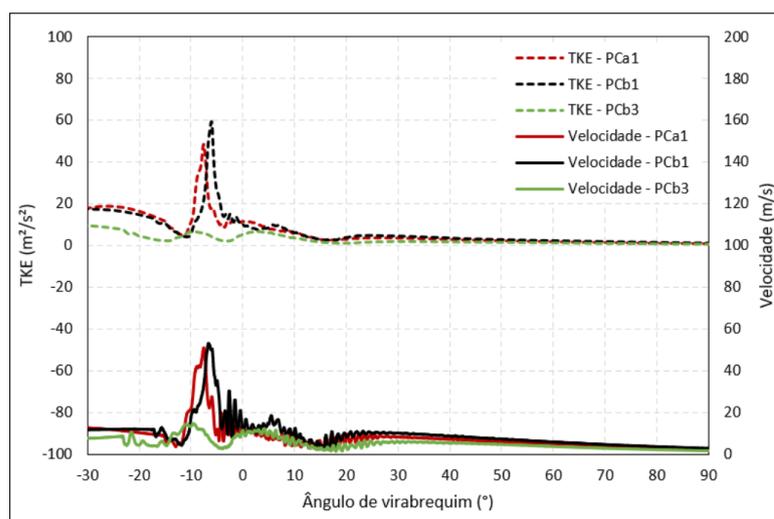
Figura 97 – Pressão, temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no cilindro para as quatro configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 98 demonstra que os quatro furos radiais de PCa1 e PCb1 tiveram um desempenho substancialmente maior quando se tratava de velocidade e energia cinética turbulenta na região nos furos, enquanto os oito furos radiais de PCb3 penalizaram seu desempenho, já que a maior área total de ejeção dos furos reduziu significativamente a velocidade dos jatos.

Figura 98 – Energia cinética turbulenta e velocidade na região dos furos para as três configurações com PC analisadas

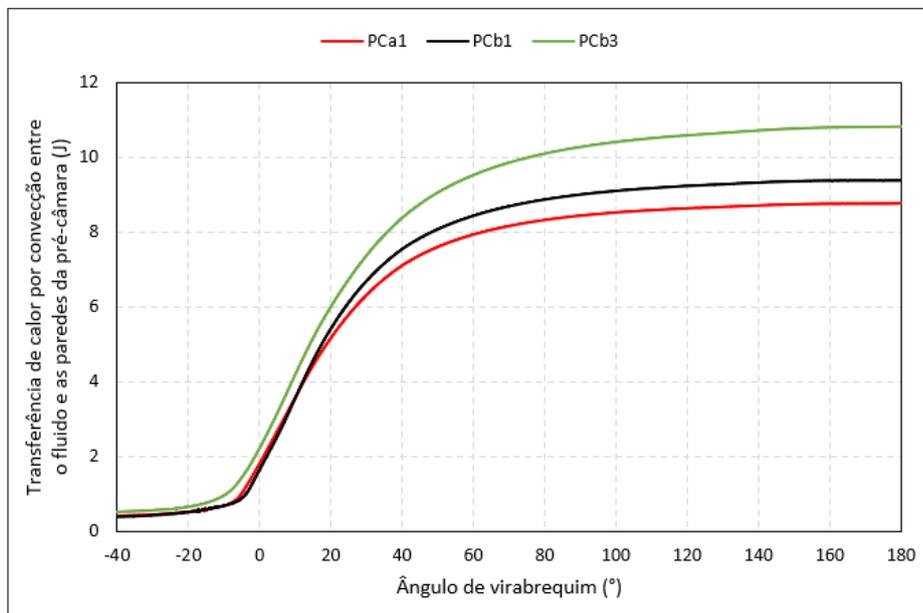


Fonte: Do próprio autor

A Figura 99 demonstra que o menor volume da PCa1 reduziu a transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes da PC, enquanto a maior quantidade de furos da PCb3 em relação à PCb1 aumentou esta transferência. Como a energia cinética

turbulenta foi relativamente baixa nas fronteiras do corpo de ambas das pré-câmaras, não houve uma grande alteração como consequência deste parâmetro.

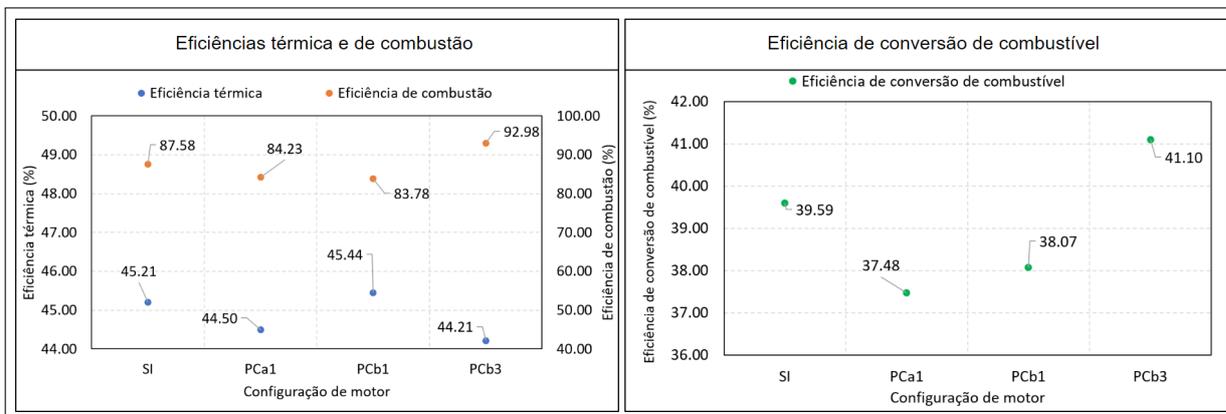
Figura 99 – Transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes para as três configurações com PC analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 100 demonstra que a maior quantidade de furos da PCb3 foi responsável pela melhor capacidade de queima da mistura no interior do cilindro, resultando em uma eficiência de combustão sensivelmente maior até mesmo do que a configuração *SI*. As demais configurações de PC tiveram uma menor eficiência de combustão em razão de uma baixa energia cinética turbulenta de ejeção aliada a um número inferior de furos. Porém, esta energia cinética turbulenta, como já observado, foi superior na configuração PCb1, o que resultava em uma maior penetração do jato no interior do cilindro e conseqüentemente um afastamento das fronteiras desta região, o que resultou em uma extração superior de trabalho com menores perdas por transferência de calor na câmara principal, tendo assim uma eficiência térmica próxima à configuração *SI* e pouco maior do que as configurações PCa1 e PCb3. Como a eficiência de conversão de combustível (η_{cc}) é o produto da eficiência térmica e da eficiência de combustão, esta última acabou sendo determinante para a obtenção de um melhor resultado de eficiência de conversão combustível para a PCb3, superior a todas as configurações.

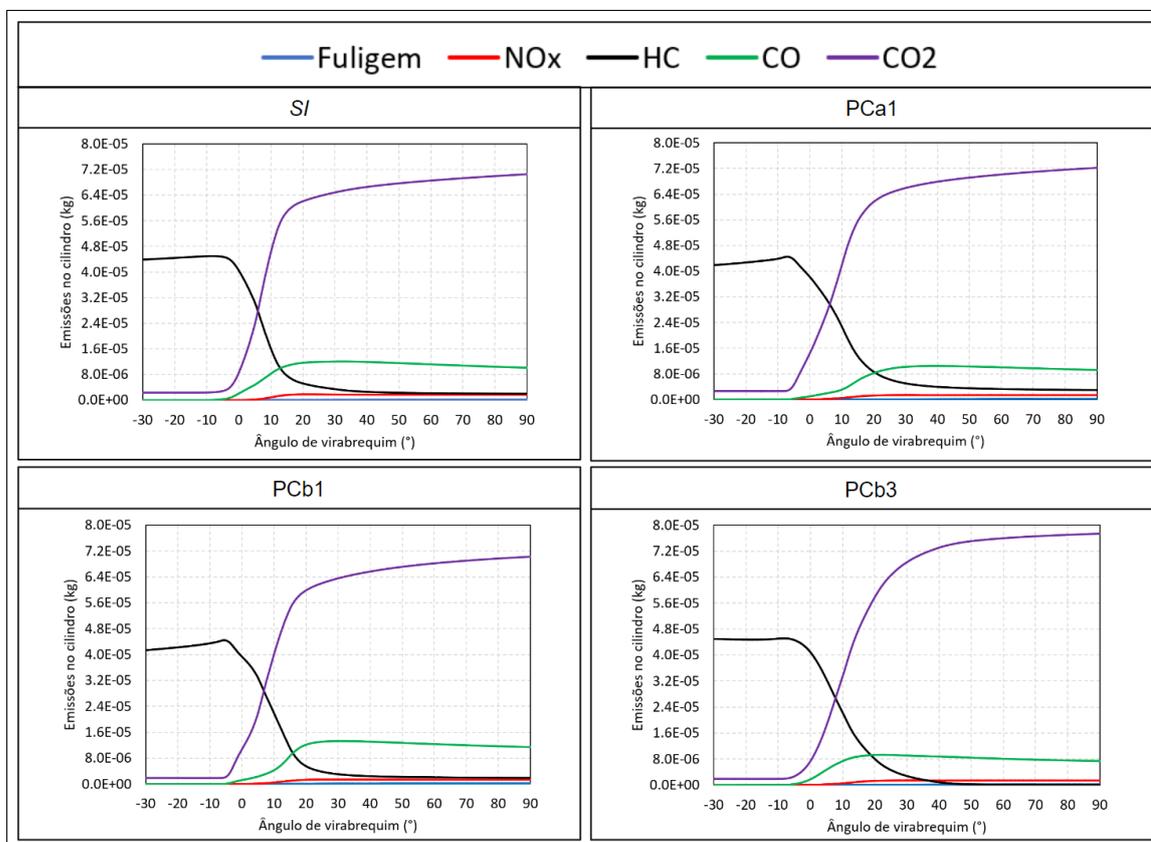
Figura 100 – Eficiências térmica, de combustão e de conversão de combustível para as quatro configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 101 demonstra as emissões de fuligem, hidrocarbonetos, monóxido de carbono e dióxido de carbono.

Figura 101 – Emissões de poluentes no cilindro para as quatro configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

As emissões de fuligem e hidrocarbonetos foram semelhantes para ambas as configurações *SI* e *PC* quando estes parâmetros foram analisados após mais de 90% da queima da mistura no cilindro. Já as emissões de monóxido e dióxido de carbono apresentaram diferenças entre as configurações: as *PCa1* e *PCb3* foram aquelas que mais se aproximaram da configuração *SI* para os dois poluentes, enquanto a *PCb1* apresentou uma maior emissão de monóxido de carbono (originado da queima incompleta do combustível), sendo que a *PCb3* aumentou consideravelmente a emissão de dióxido de carbono (produto final da queima de etanol), indicando superioridade da combustão da *PCb3* em relação às demais configurações.

4.1.3 Resumo do estudo

A Figura 102 sintetiza pelo menos dez dos principais parâmetros analisados anteriormente. Muitos deles foram antagônicos e as configurações podem apresentar simultaneamente efeitos desejados e indesejados a depender do parâmetro fixado.

Figura 102 – Resumo do estudo das quatro configurações analisadas

Configuração	CA10-50 na PC	CA10-90 na PC	CA10-50 no cilindro	CA10-90 no cilindro	TKE no interior da PC	Limpeza da PC	Área de contato da frente de chama	Velocidade de ejeção	Emissões de CO	Emissões de NOx
<i>SI</i>	-	-	Mais rápida	Mais rápida	-	-	Maior	-	Tende à maior	Maior
<i>PCa1</i>	Mais rápida	Tende à mais lenta	Mais lenta	Mais lenta	Mais intensa	Mais eficiente	Tende à maior	Intermediária	Tende à menor	Tende à menor
<i>PCb1</i>	Tende à mais rápida	Mais rápida	Tende à mais lenta	Intermediária	Moderada	Intermediária	Tende à maior	Maior	Maior	Tende à menor
<i>PCb3</i>	Mais lenta	Mais lenta	Tende à mais lenta	Tende à mais lenta	Menos intensa	Menos eficiente	Menor	Menor	Menor	Menor

Fonte: Do próprio autor

A energia cinética turbulenta mais intensa e a limpeza mais eficiente do interior da *PC* favoreceram a velocidade da primeira metade da queima da *PCa1* na região da *PC*, exatamente o inverso do que foi observado na *PCb3*, em que os dois primeiros parâmetros citados foram piores.

A velocidade de ejeção nos furos e a direção dos jatos têm uma contribuição importante para a queima na região do cilindro. Como foi visto, apesar de uma velocidade de ejeção intermediária da *PCa1*, seus jatos tendiam ao furo central e ao furo próximo às válvulas de exaustão, onde uma menor turbulência foi encontrada, tornando a queima desta *PC* mais lenta. Já a *PCb1*, além da maior velocidade de ejeção, foi favorecida pelas saídas de seus jatos que tendem mais à válvula de admissão do que à de exaustão,

aproveitando-se assim da maior turbulência gerada pela admissão de ar e entregando o melhor resultado quando a queima foi analisada em CA10-90_{Cil}. Apesar dos jatos da PCb3 demonstrarem tendência ainda mais forte em direção às válvulas de admissão, a velocidade de ejeção consideravelmente menor desta PC em relação às demais a impediram de alcançar uma queima mais rápida.

Em complemento à velocidade de ejeção e à direção dos jatos, deve-se mencionar a área de contato de frente de chama com a mistura não-queimada analisada em CA10_{Cil}, maior na configuração *SI* e com resultados mais próximos desta configuração obtidos pelas PCa1 e PCb1, sendo a PCb3 mais crítica neste sentido. Tanto a configuração *SI* quanto a PCb1 foram favorecidas por esta maior área que, complementada pelos dois parâmetros anteriores, entregaram uma queima mais rápida.

Apesar dos três últimos parâmetros analisados demonstrarem que a PCb1 alcançou um tempo de queima mais próximo ao observado na configuração *SI*, é importante ressaltar que nem mesmo ela foi capaz de entregar uma primeira metade da queima no cilindro melhor do que o *SI*. Isto demonstra que há espaço para uma otimização da geometria, no qual a retirada do furo central e até mesmo a diminuição do diâmetro dos furos radiais podem favorecer o aumento da energia de ejeção e acelerar a queima neste intervalo, favorecendo posteriormente a obtenção de ganho na razão de compressão sem a ocorrência de autoignição.

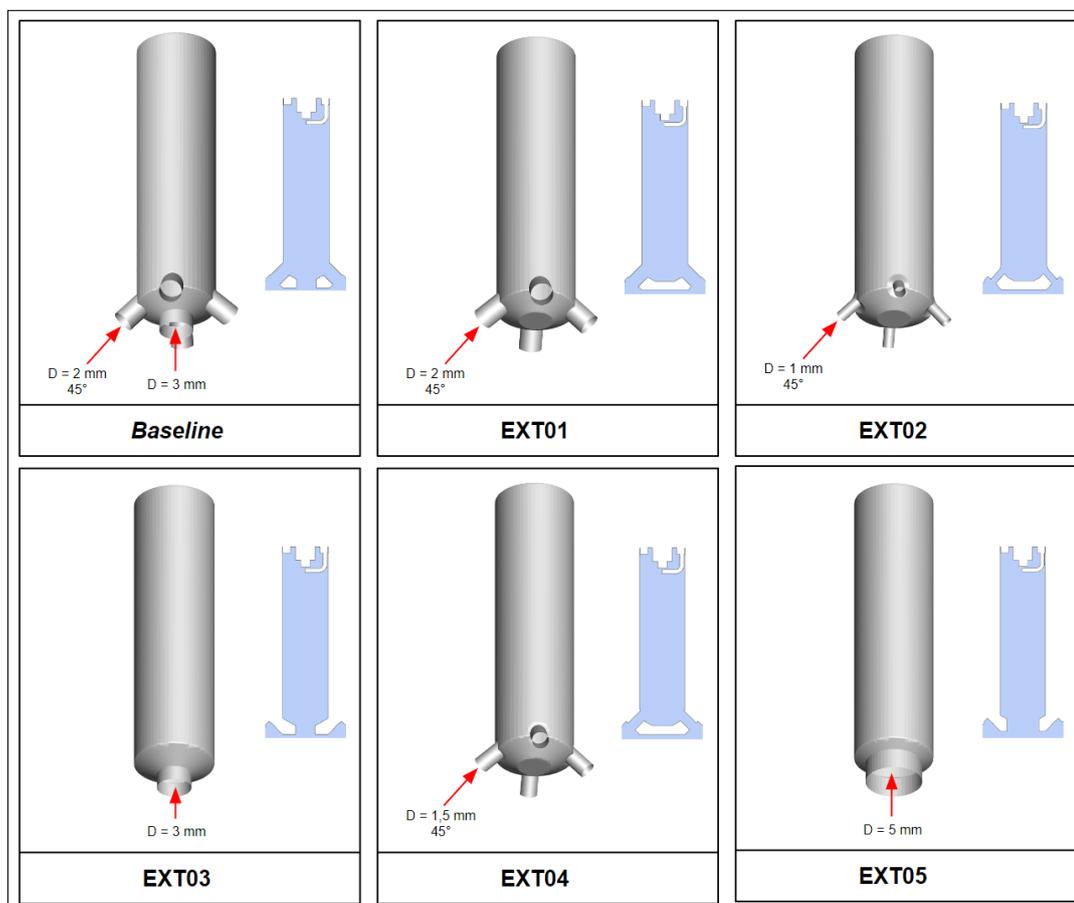
Ainda que a configuração PCa1 tenha o menor volume e a menor transferência de calor do fluido para as paredes da pré-câmara, o melhor resultado de eficiência térmica dentre as pré-câmaras foi obtido na configuração de maior velocidade de ejeção nos furos (PCb1). Já a eficiência de combustão dentre as pré-câmaras foi largamente superior na configuração com maior quantidade de furos (PCb3), sendo determinante para que esta configuração tivesse uma eficiência de conversão de combustível maior do que àquela observada no *SI*.

Por fim, as emissões de fuligem e hidrocarbonetos foram próximas em todas as configurações, enquanto as emissões de óxidos de nitrogênio foram sensivelmente menores em todas as configurações com PC. Apesar de não indicarem a presença de apagamento de chama, as menores pressões no cilindro geradas pelas PCs favoreceram os seus melhores desempenhos quanto às emissões de óxidos de nitrogênio. Já no que diz respeito às emissões de monóxido de carbono, a configuração PCb3 se sobressaiu em relação às demais, sendo importante ressaltar que a maior emissão de dióxido de carbono observada na PCb3 reflete a sua maior eficiência de combustão.

4.2 COMPARATIVO ENTRE UMA CONFIGURAÇÃO DE PC VALIDADA E AS SUAS EXTRAPOLAÇÕES

Como base nos resultados da etapa anterior, a configuração PCb1 dentre as pré-câmaras analisadas foi escolhida para que fossem realizadas cinco modificações em sua geometria envolvendo os seguintes cenários: 1) retirada de furos laterais ou do furo central; e/ou 2) redução do diâmetro dos furos laterais ou aumento do furo central. As configurações de pré-câmara utilizadas nesta etapa podem ser vistas na Figura 103. A Tabela 30 descreve as especificações e as nomenclaturas das diferentes configurações adotadas para este comparativo. As pré-câmaras com modificações foram identificadas como “EXT” (extrapolação) enquanto a pré-câmara original foi identificada como *Baseline*. As alterações foram feitas diretamente no *CONVERGE*, o que permitiu uma agilidade no processo. A Tabela 31 demonstra os resultados de pressão máxima no cilindro, *IMEP* e ângulo desta pressão máxima para as seis configurações com pré-câmara utilizadas nesta etapa.

Figura 103 – Configurações de pré-câmara utilizadas no comparativo entre a melhor validação e as suas extrapolações



Fonte: Do próprio autor

Tabela 30 – Especificações das pré-câmaras utilizadas para o comparativo entre a melhor validação e as suas extrapolações

Parâmetro	Configuração de pré-câmara					
	<i>Baseline</i>	EXT01	EXT02	EXT03	EXT04	EXT05
Volume da PC em relação à câmara principal	3%					
Número de furos centrais	1	0	0	1	0	1
Número de furos laterais	0	4	4	0	4	0
Diâmetro do furo central	3 mm	-	-	3 mm	-	5 mm
Diâmetro dos furos laterais	2 mm	2 mm	1 mm	-	1,5 mm	-
Ângulo dos furos lat. em relação ao eixo de movimento do pistão	45°	45°	45°	-	45°	-
Razão entre a área dos furos e o volume da pré-câmara ($\frac{A_{furos}}{V_{PC}} \rightarrow \frac{10^{-2}}{m}$)	1,89	1,21	0,302	0,681	0,681	1,89

Fonte: Do próprio autor

Tabela 31 – Resultados das configurações validada e extrapoladas do motor

Parâmetro	Configuração do motor					
	<i>Baseline</i>	EXT01	EXT02	EXT03	EXT04	EXT05
<i>IMEP</i> (bar)	10,73	10,81	10,47	10,78	10,70	10,56
Diferença <i>IMEP</i> em relação ao <i>Baseline</i> (%)	-	0,70	-2,42	0,41	-0,28	1,24
Pressão Máxima (bar)	65,99	74,46	70,08	79,38	89,02	69,73
Diferença da Pressão Máxima em relação ao <i>Baseline</i> (%)	-	12,84	6,19	20,29	34,90	5,67
Ângulo de Pressão Máxima (bar)	14,41	11,22	14,12	10,44	6,57	13,57
Diferença do Ângulo de Pressão Máx. em relação ao <i>Baseline</i> (%)	-	-22,09	-1,94	-27,52	-54,42	-5,795

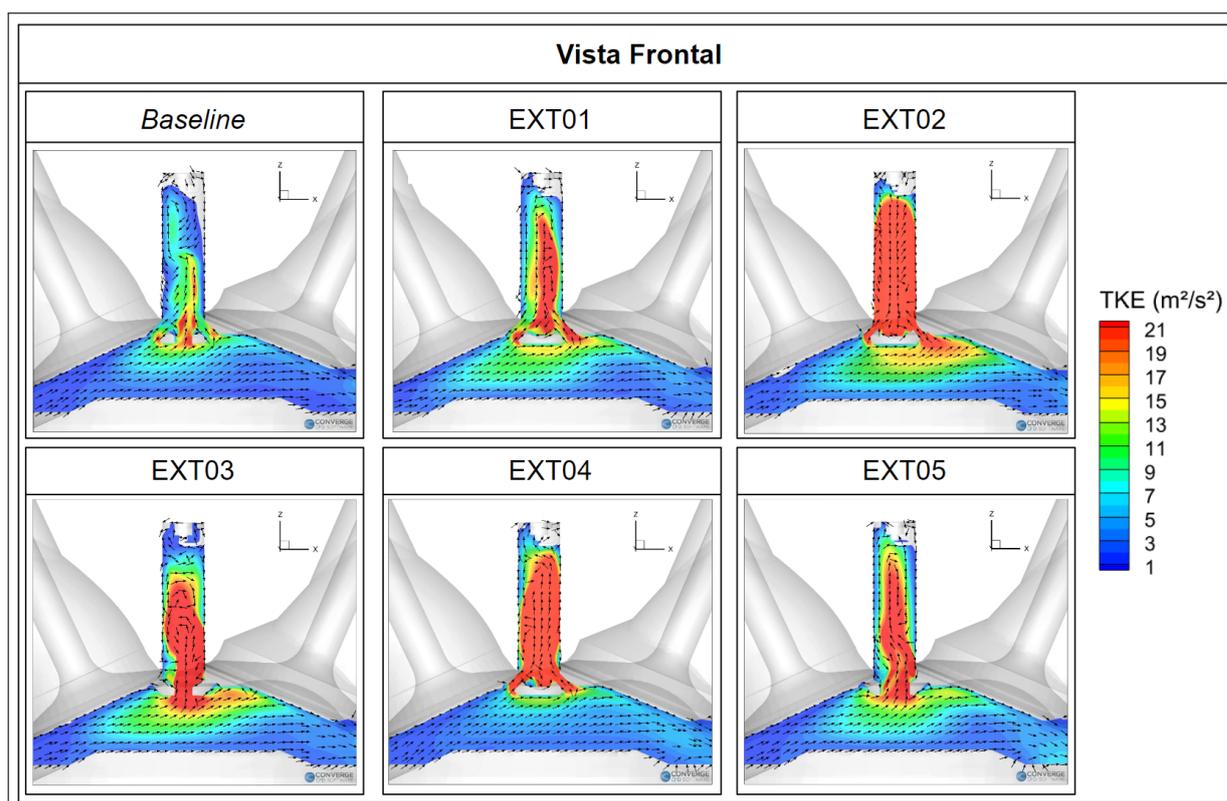
Fonte: Do próprio autor

4.2.1 Análise por meio de imagens geradas pelo pós-processamento no *Tecplot*

A Figura 104 demonstra que todas as extrapolações apresentaram uma energia cinética turbulenta maior do que a configuração base (*Baseline*). No caso das extrapolações apenas com furo central, como todo o escoamento se concentra em um único furo, a energia cinética turbulenta é maior tanto na entrada do furo quanto nas proximidades dos eletrodos. Como o furo central maior (5 mm) tinha menor restrição de escoamento, observou-se maior energia cinética turbulenta nas proximidades dos eletrodos. No caso das extrapolações apenas com furos laterais, percebeu-se que quanto menor o diâmetro dos furos, mais intensa é a energia cinética turbulenta no interior da pré-câmara. Como a velocidade da queima é diretamente influenciada pela energia cinética turbulenta presente na região da pré-câmara, especialmente nas proximidades dos eletrodos, era esperado que as pré-câmaras de queima mais rápida fossem aquelas apenas com os furos laterais reduzidos, seguidas pela pré-

câmara de furo central de 5 mm. Além disso, para a configuração EXT02, o escoamento era para cima em todo o corpo da pré-câmara, exceto em suas extremidades onde tem sentido invertido. Já a configuração EXT04 apresentava um movimento verticalmente circular (movimento de carga), no sentido anti-horário. Nesse caso, a mistura nova que entrava na pré-câmara tendia a subir pelo seu lado direito, enquanto a mistura mais antiga que já se encontrava na pré-câmara, tende a descer pelo seu lado esquerdo. Esse movimento circular refletia a assimetria na entrada dos furos, uma vez que as válvulas de admissão tinham uma geometria diferente das válvulas de exaustão. A contribuição dessa assimetria para o escoamento na pré-câmara era tanto menor quanto maior for a aceleração da mistura ar-combustível ao passar pelo furo. A aceleração era maior quanto menor for o diâmetro do furo, no caso, a configuração EXT02, que consegue praticamente eliminar o efeito da assimetria, o que não era o caso das demais configurações, especialmente da EXT04.

Figura 104 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal

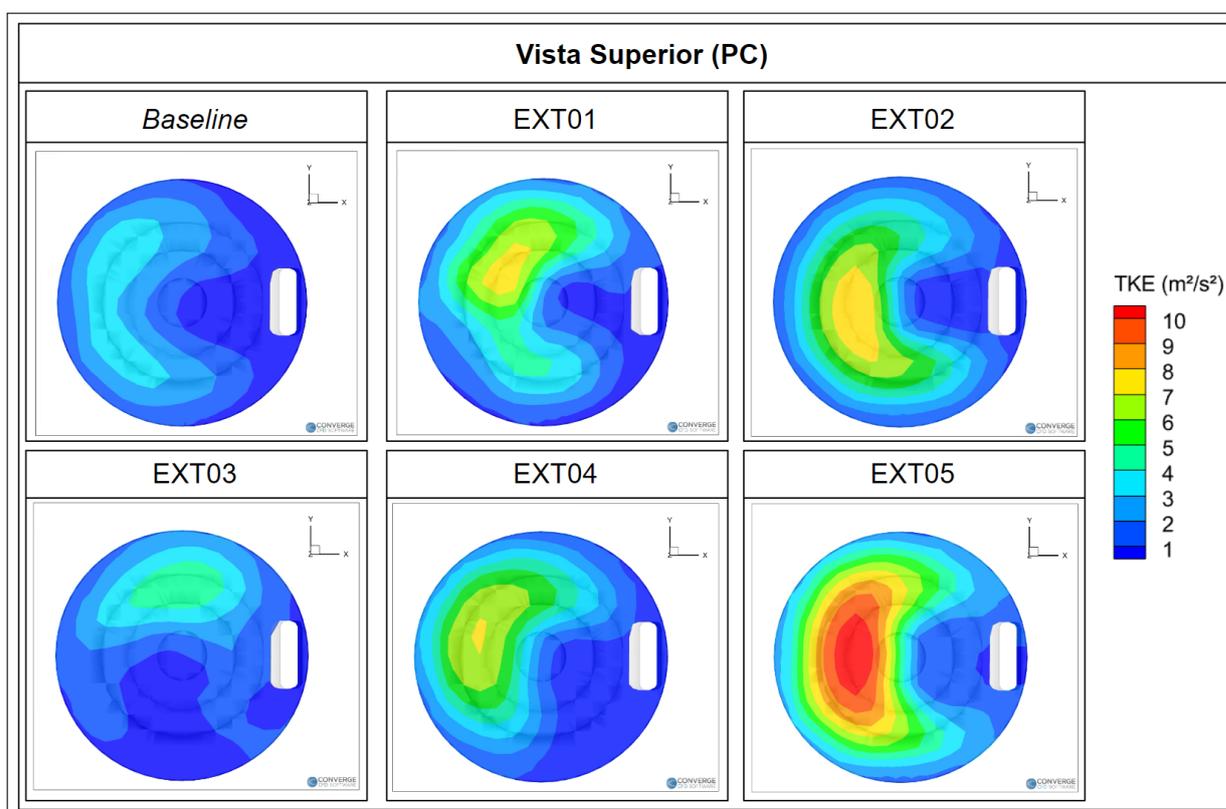


Fonte: Do próprio autor

A vista superior demonstrada na Figura 105 permite observar uma turbulência mais elevada nas proximidades da fronteira da EXT05 e que se estendia até acima do eletrodo. É importante ressaltar que a turbulência em tais proximidades também aumenta a transferência de calor. Esta vista ainda permite constatar uma maior energia cinética

turbulência na região do eletrodo das pré-câmaras EXT02, EXT04 e especialmente EXT05, sendo esta última favorecida pelo maior diâmetro do furo que proporciona menor restrição do escoamento. A configuração base apresentou nitidamente a menor energia cinética turbulenta por causa da combinação de furo central e furos laterais, em que o primeiro tipo de furo não favorece a velocidade e o segundo restringe o escoamento, gerando dois efeitos negativos que tinham como consequência esta menor energia.

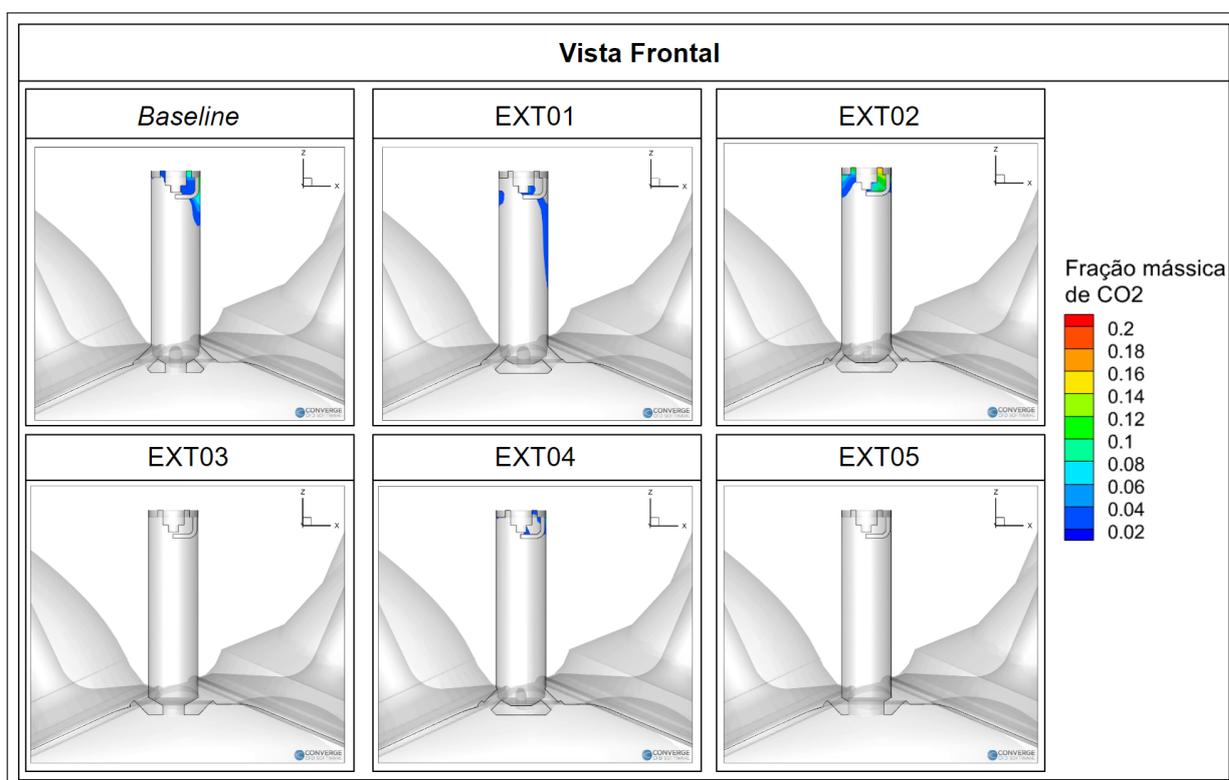
Figura 105 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

A Figura 106 demonstra que as duas pré-câmaras apenas com furo central (EXT03 e EXT05) apresentaram melhor limpeza por causa da combinação do maior diâmetro do furo e do sentido que o escoamento entra na pré-câmara. As duas pré-câmaras com um movimento de carga nas proximidades do eletrodo (EXT01 e EXT04) apresentaram melhor limpeza em função deste movimento. A pré-câmara de menor diâmetro de furo (EXT02) não apresentou movimento de carga nas proximidades do eletrodo, sendo assim por maior que fosse a energia cinética turbulenta na maior parte do corpo da pré-câmara, o escoamento ainda assim não foi capaz de atravessar o eletrodo lateral e consequentemente a limpeza foi comprometida.

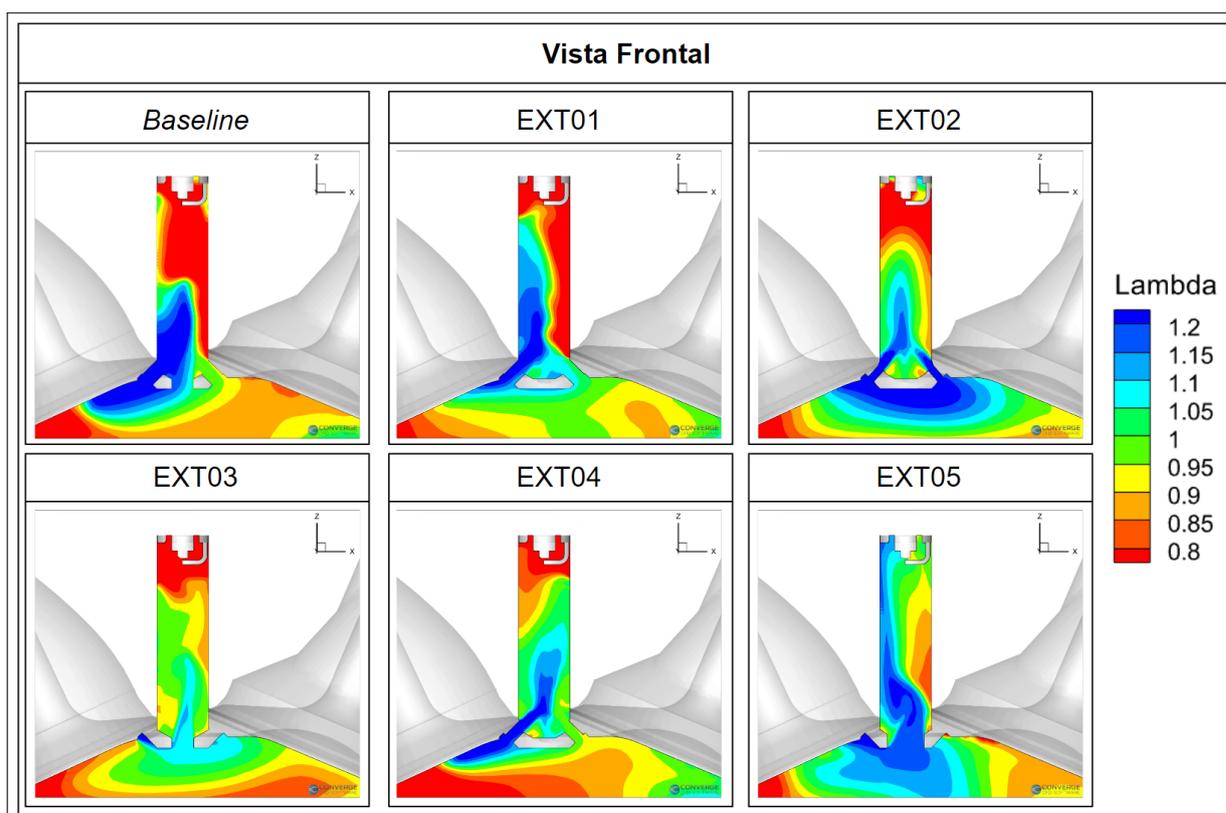
Figura 106 – Fração mássica de CO_2 no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

As pré-câmaras *Baseline*, EXT02, EXT03 e EXT04 apresentaram uma mistura rica nas proximidades do eletrodo, enquanto a EXT01 foi um pouco menos rica e a EXT05 apresentou uma mistura pobre. As maiores zonas ricas foram observadas no *Baseline* (especialmente) e na EXT01, enquanto a maior homogeneização da mistura foi observada na EXT05. A estratificação da mistura foi predominantemente vertical nas pré-câmaras com os menores furos (EXT02 e EXT04), enquanto observou-se uma estratificação tanto horizontal quanto vertical nas pré-câmaras EXT01 e EXT03. Já a pré-câmara EXT05 foi a única a apresentar uma estratificação predominantemente horizontal. A Figura 107 ilustra essas diferentes estratificações que refletem os diferentes escoamentos em cada uma das pré-câmaras e seu detalhamento será feito na análise do instante $CA10_{PC}$.

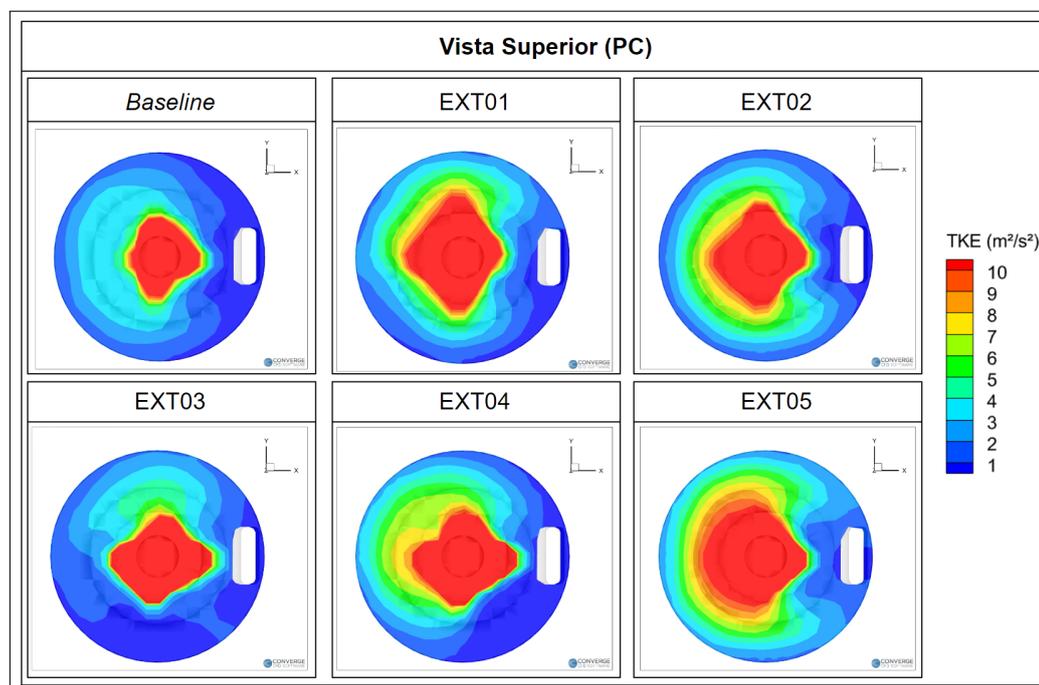
Figura 107 – Fator lambda no instante $0,5^\circ$ imediatamente antes do acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

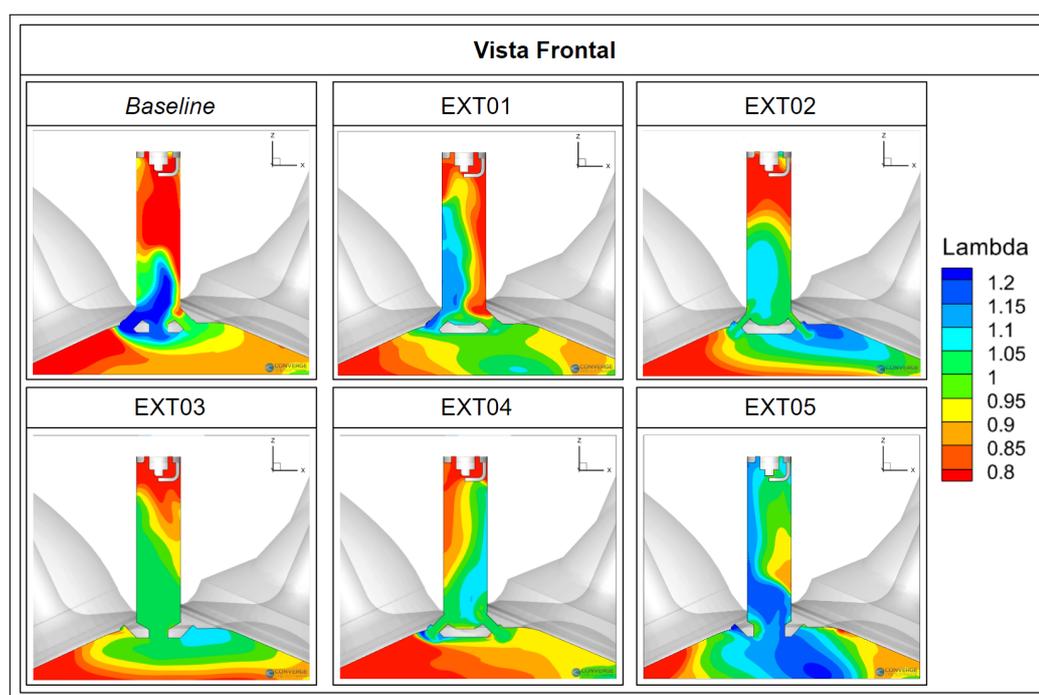
A Figura 108 ilustra que o comportamento da energia cinética turbulenta após a centelha era semelhante àquele observado antes de seu acionamento: uma maior concentração de energia para a EXT05, uma concentração intermediária para as EXT01, EXT02 e EXT04 e uma menor concentração para o *Baseline* e a EXT03. Este comportamento tinha ligação direta com a propagação da frente de chama. Já a Figura 109 demonstra que a estratificação da mistura observada no $CA_{10_{PC}}$ é semelhante àquela observada pouco antes do acionamento da centelha e, como mencionado, as diferentes estratificações refletem os diferentes fluxos em cada uma das pré-câmaras.

Figura 108 – Energia cinética turbulenta no instante $0,5^\circ$ imediatamente após o acionamento da centelha para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior da pré-câmara



Fonte: Do próprio autor

Figura 109 – Fator lambda no instante CA_{10PC} para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

Na configuração *Baseline*, há uma tendência do escoamento subir à direita, sofrendo um desvio à esquerda na metade superior da pré-câmara e rotacionando no sentido horário com uma energia cinética turbulenta relativamente baixa. Essa tendência faz com que, na extremidade esquerda da metade superior da pré-câmara, tenha sido observado um discreto adentramento da mistura fresca que, por causa do movimento de carga (rotação), empurrava a mistura que entrava mais cedo para a direita, em uma região de turbulência extremamente baixa, gerando uma zona de mistura rica na metade superior e à direita desta pré-câmara.

Na configuração EXT01 havia uma tendência do escoamento subir à esquerda até alcançar a porção superior da pré-câmara e começar a ter seu sentido alterado para baixo. Como a turbulência enfraquecia quanto mais se aproximava do eletrodo, a mudança de sentido é mais intensa antes de alcançá-lo e isso fazia com que a mistura que entrava mais cedo fosse empurrada para a direita, gerando nesta região uma zona de mistura rica.

Na configuração EXT02 a mistura que entrava mais cedo e tenderia a ficar próxima aos furos foi deslocada para cima pela mistura que entra logo após e assim sucessivamente. A tendência foi que a mistura que entrou mais cedo posicione-se mais acima gerando a estratificação vertical do fator λ .

Na configuração EXT03 havia uma tendência do escoamento subir à direita, sofrendo um desvio à esquerda na metade superior da pré-câmara para então começar a ter seu sentido alterado para baixo. Assim como na configuração EXT01, a turbulência enfraquecia quanto mais se aproximava do eletrodo, logo a mudança de sentido é mais intensa antes de alcançá-lo e isso fazia com que a mistura que entra mais cedo fosse empurrada para a direita, gerando nesta região uma zona de mistura rica, neste caso apenas na parte superior da pré-câmara por causa da tendência de subida do escoamento à direita.

Na configuração EXT04 a mistura que entrava na pré-câmara desviava para a sua direita, o que reduzia a área do escoamento em relação à EXT02. Como para ambas as configurações a vazão era aproximadamente a mesma, a velocidade e a penetração na EXT04 tendiam a ser maiores. A mistura que penetrava mais posteriormente se aproximava do topo da pré-câmara de lá deslocando a mistura mais antiga. A mistura mais antiga foi obrigada a se deslocar, primeiramente, para a esquerda e, posteriormente, para baixo na pré-câmara. Esse movimento para baixo somou-se à propagação da chama, reduzindo o intervalo de tempo necessário para a frente de chama atingir o furo.

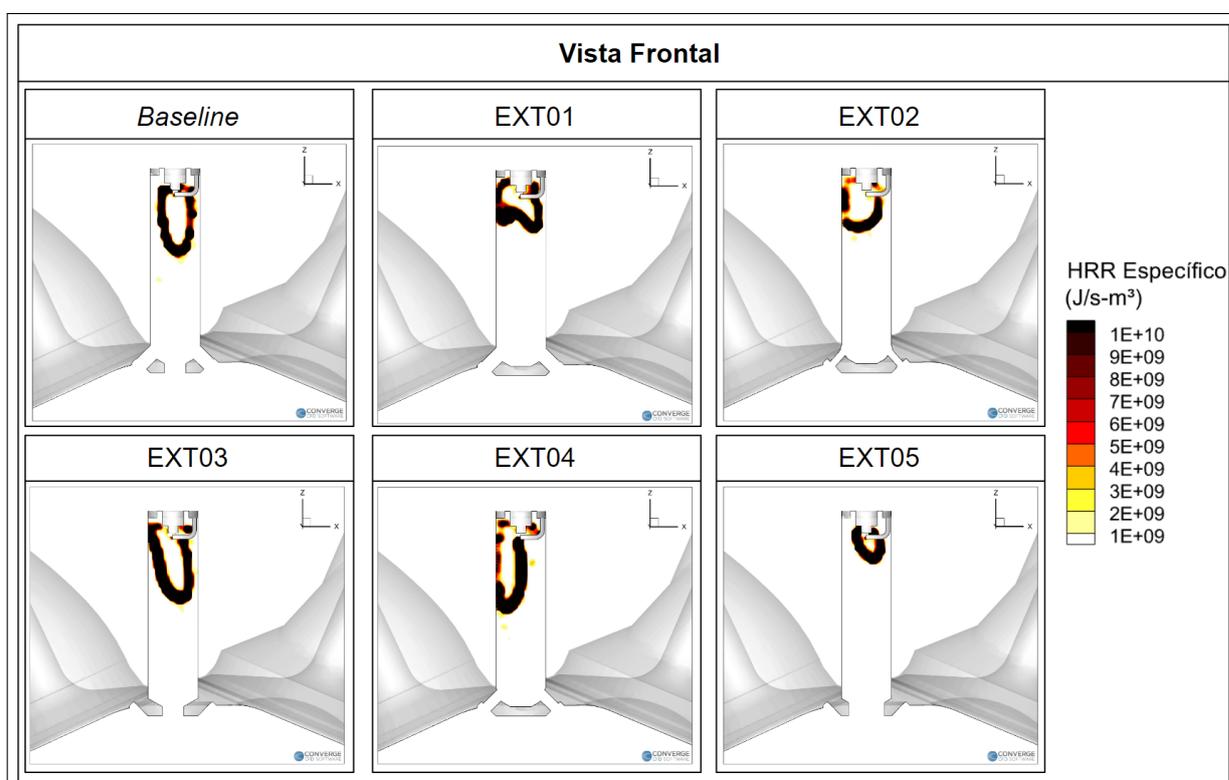
Na configuração EXT05, havia uma tendência do escoamento subir à direita, sofrendo um desvio à esquerda ainda na parte inferior da pré-câmara, fazendo com que a energia cinética turbulenta se concentrasse no centro da pré-câmara com o escoamento de subida também ocorrendo à esquerda. Assim como nas configurações EXT01 e EXT03, houve alteração no sentido do fluxo pouco antes de se alcançar o eletrodo, sendo que este escoamento descia pela direita, conseqüentemente gerando as zonas de misturas mais ricas

nesta região.

Um efeito do espalhamento da chama na direção longitudinal da pré-câmara é que este aumenta a área de contato entre as misturas queimadas e não-queimadas, isto é, a superfície da chama, o que também aumenta a taxa da combustão.

A Figura 110 demonstra que a frente de chama analisada nos instantes de $CA10_{PC}$ refletia muito daquilo que foi visto na energia cinética turbulenta pouco antes do acionamento da centelha: os movimentos de cargas observados nas pré-câmaras *Baseline*, EXT03 e EXT04 tendiam a gerar uma maior área de contato da frente de chama com a mistura não-queimada, sendo o sentido da queima definido pela forma do respectivo movimento. Na EXT01 observou-se uma tardia mudança de sentido do escoamento (de cima para baixo), o que levou a uma tendência de desaceleração da queima, enquanto na EXT02 a falta de um movimento de carga desfavoreceu a aceleração da queima conforme pode ser observada através da área de contato de sua frente de chama. A mistura mais homogênea e conseqüentemente menos rica observada na EXT05 a penalizou no início da queima, gerando uma das menores áreas de contato da frente de chama.

Figura 110 – Frente de chama no instante $CA10_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas

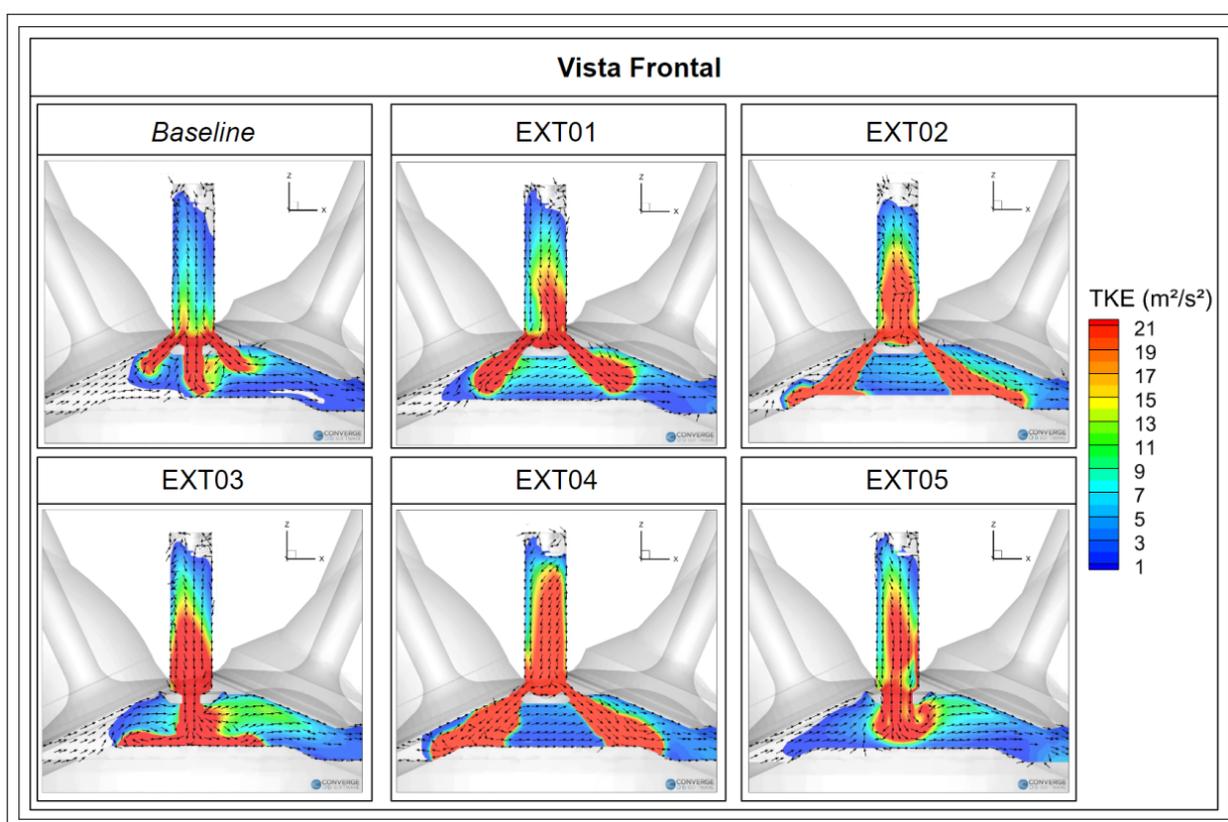


Fonte: Do próprio autor

É possível observar na Figura 111 que em todas as configurações há um maior

nível de TKE próximo às válvulas de admissão, conforme detalhado na Seção 4.1.1. É nítido que o jato que sai do furo visível neste plano da EXT05 tendia fortemente à válvula de admissão, tendência seguida de maneira menos intensa na EXT03 e comportamento distinto das demais em que os jatos eram mais intensos e por isso tendiam a seguir a direção de saída do furo em boa parte de sua trajetória, indicando uma penetração mais profunda, especialmente nas duas configurações de diâmetros dos furos reduzidos, como de se esperar pela conservação de massa.

Figura 111 – Energia cinética turbulenta no instante $CA50_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



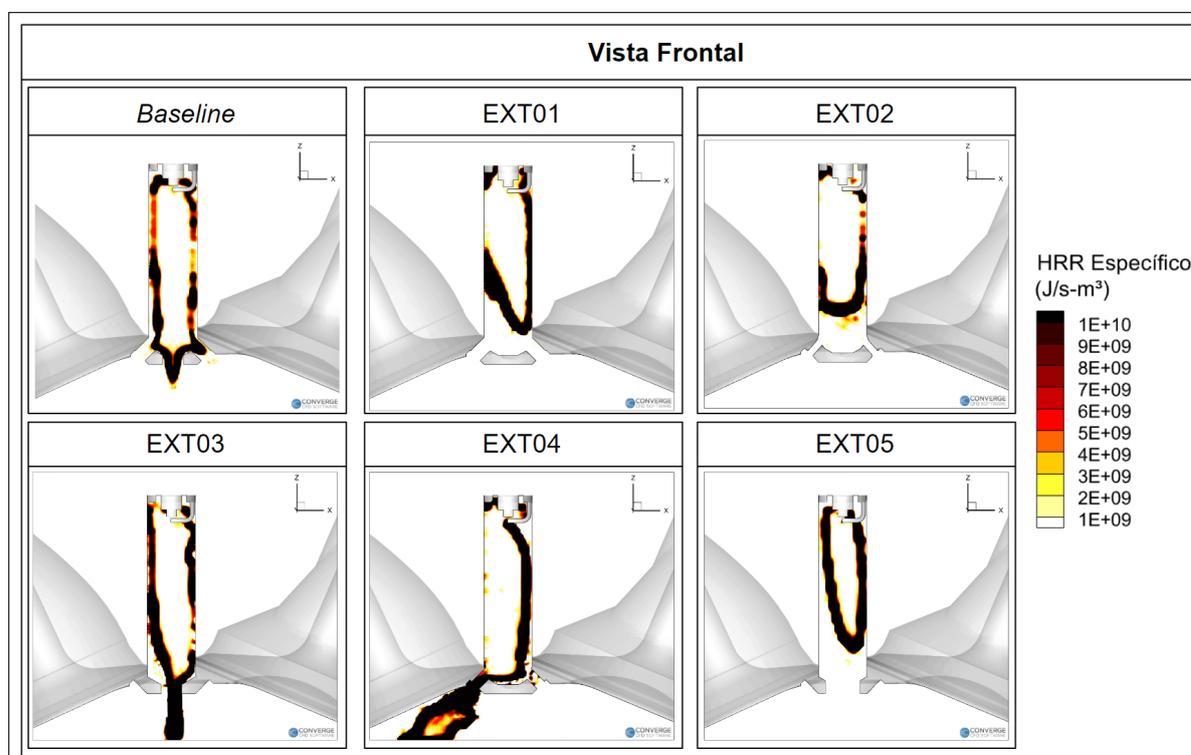
Fonte: Do próprio autor

A Figura 112 demonstra que a presença de movimento de carga nas configurações *Baseline*, EXT03 e EXT04 sustentava a maior área de contato da frente de chama com a mistura não-queimada e acelera a queima na pré-câmara, sendo o reflexo disto podendo ser visto no $CA50_{PC}$, em que a chama nestas configurações já se encontrava atravessando os furos, o que não é observado nas demais. A Figura 113 demonstra que a fração mássica de OH é reflexo do que foi visto na frente de chama e na energia cinética turbulenta: 1) o movimento de carga gerado mais intensamente na EXT04 promovia uma queima mais concentrada nesta região (vide menor concentração de OH no instante aqui estudado) e consequentemente uma saída mais rápida da chama pelo furo à esquerda (mais próximo da

válvula de exaustão) do que pelo furo da direita; 2) o movimento de carga na região central e em sentido horário da EXT03 promovia uma queima mais concentrada nesta região, fazendo com que a saída da chama tendesse à direita do furo à direita (mais próximo da válvula de admissão, maior turbulência); 3) com um movimento de carga inexistente, a chama na EXT02 não tendia para nenhum dos furos, tornando-se simétrica; 4) a baixa intensidade do movimento de carga observado no *Baseline* acabou não influenciando na tendência da queima através dos furos, sendo que inicialmente a chama saía pelo furo central devido à menor restrição imposta pelo seu maior diâmetro (3 mm x 2 mm); e 5) os movimentos de carga mais discretos de EXT01 e EXT05 provocavam a tendência da chama inicialmente atravessar o furo mais à direita.

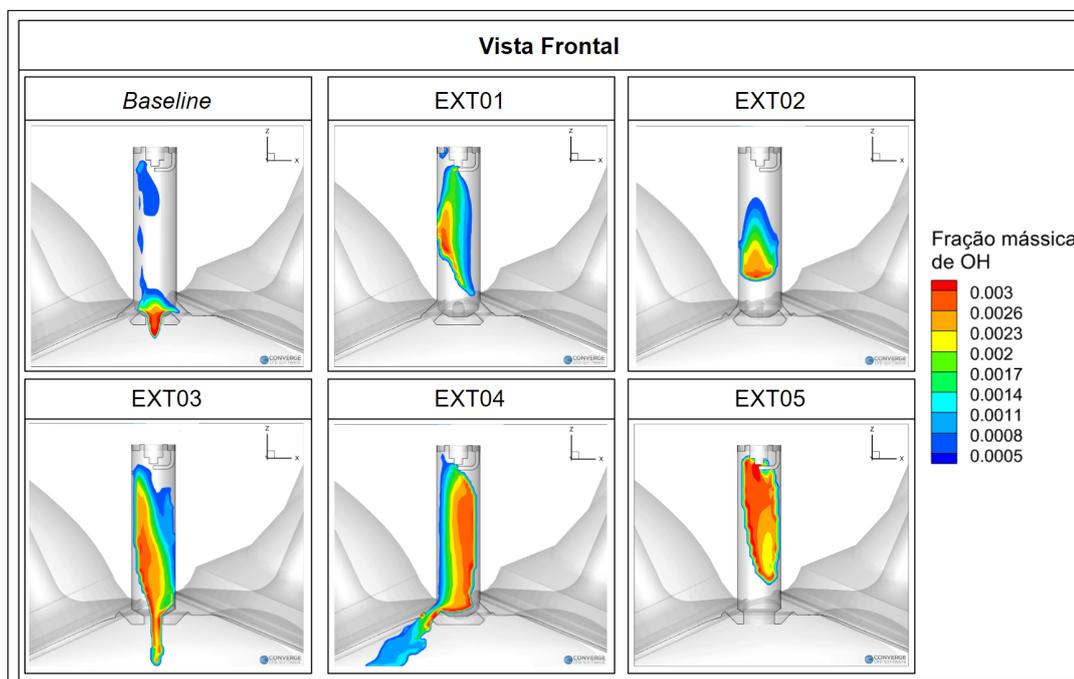
A temperatura é um parâmetro importante para traçar uma tendência de emissões de óxidos de nitrogênio e é possível visualizar na Figura 114 que as configurações *Baseline* e aquelas de menores furos (EXT02 e EXT04) tiveram a menor quantidade de focos de temperatura máxima (2600 K ou mais), enquanto as configurações apenas com furo central apresentaram maior quantidade destes focos. A EXT01 teve desempenho intermediário neste sentido, com uma maior temperatura na região da válvula de admissão, por onde a chama saía inicialmente e também onde se encontra previamente uma maior turbulência.

Figura 112 – Frente de chama no instante $CA50_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



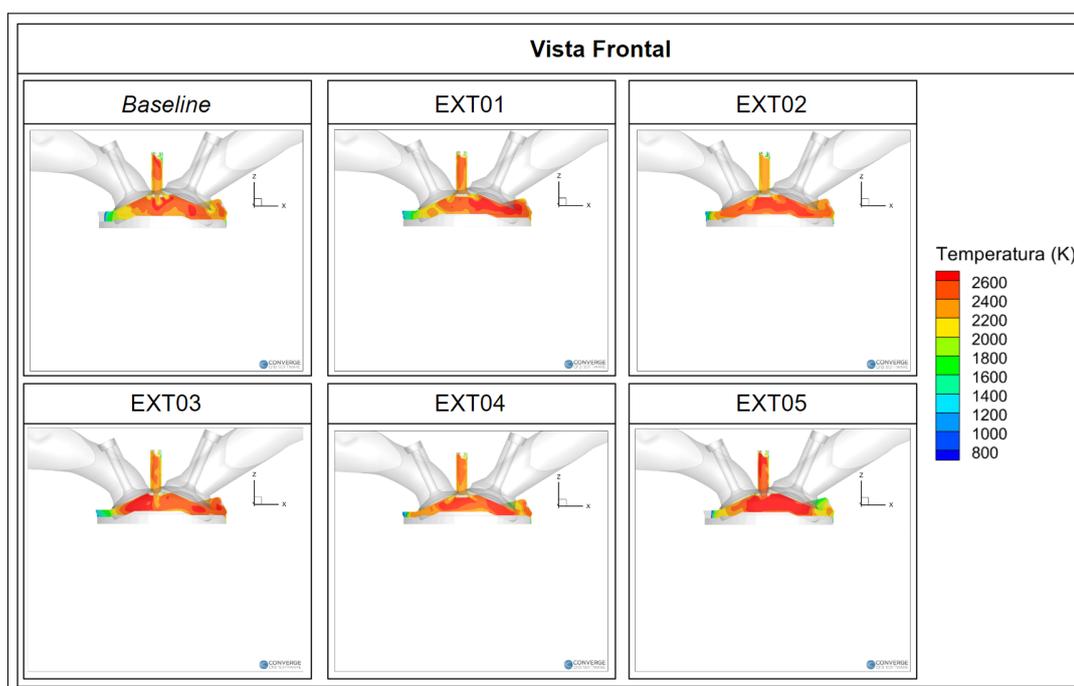
Fonte: Do próprio autor

Figura 113 – Fração mássica de OH no instante $CA50_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

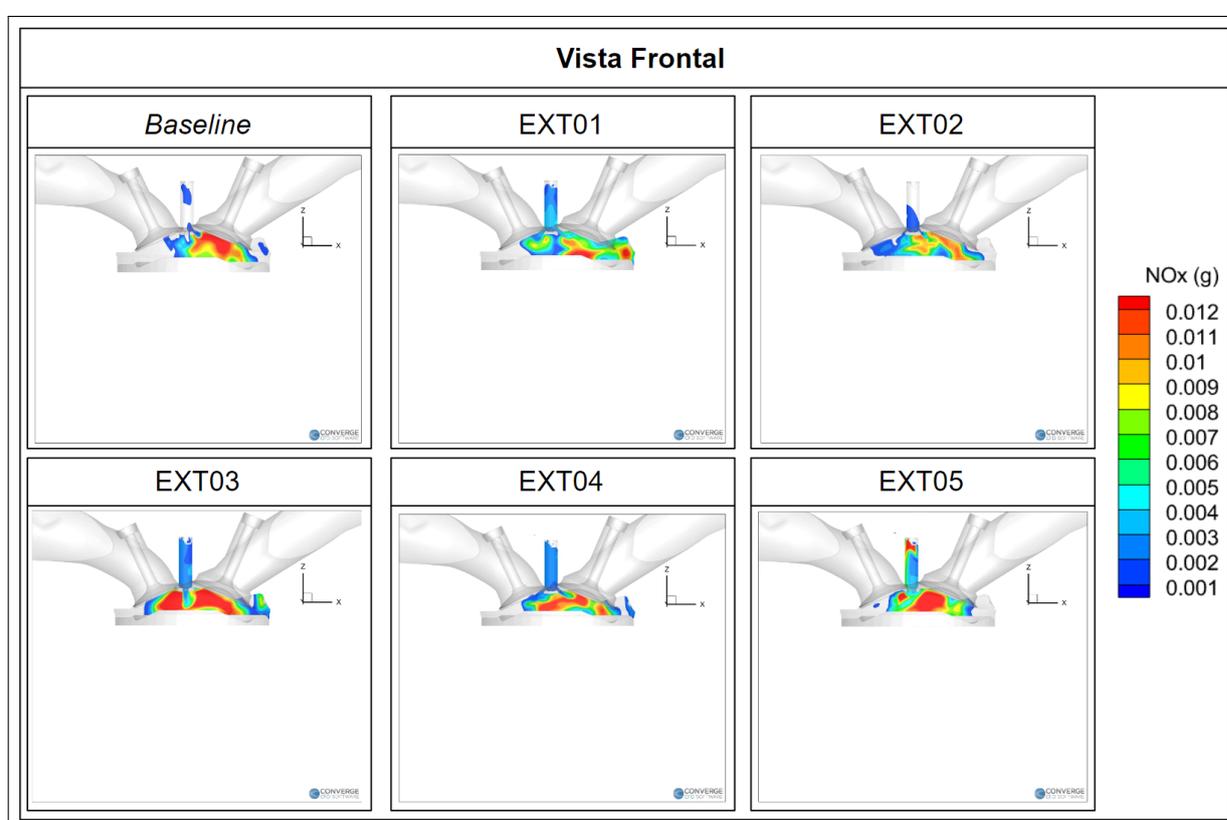
Figura 114 – Temperatura no instante $CA90_{PC}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

A Figura 115 demonstra que a formação de óxidos de nitrogênio foi menor na pré-câmara de menor diâmetro de furo (EXT02), refletindo o que foi visto para a temperatura, enquanto as pré-câmaras EXT01 e EXT04 apresentaram resultados intermediários, com a pré-câmara *Baseline* formando mais deste poluente do que as duas anteriores. As configurações apenas com furo central também refletiram o que foi visto para a temperatura, já que ambas obtiveram maiores índices de emissões de óxidos de nitrogênio, sendo que observou-se na EXT05 uma certa concentração deste poluente no topo da pré-câmara, o que não foi visto nas demais e que poderia ser reflexo da baixa turbulência gerada por um furo maior, o que não favoreceu a propagação de chama.

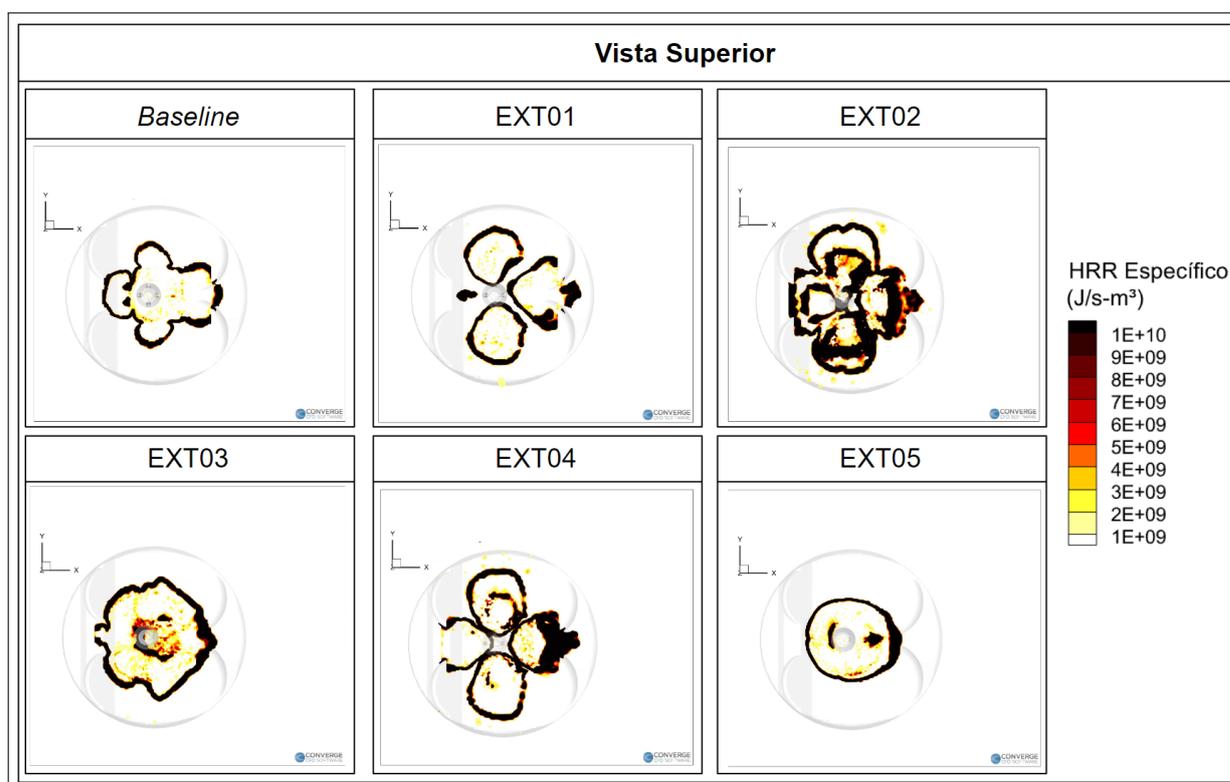
Figura 115 – Emissões de óxidos de nitrogênio no instante $CA_{90_{PC}}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista frontal



Fonte: Do próprio autor

A Figura 116 demonstra que, com jatos mais intensos em decorrência de seus menores diâmetros, as configurações EXT02 e EXT04 apresentaram maiores áreas de contato da frente de chama com a mistura não-queimada, como pode ser observado pela formação de múltiplos núcleos desta frente de chama, o que favorece a aceleração da queima. As configurações *Baseline*, EXT01 e EXT03 apresentaram resultados intermediários neste sentido, enquanto o maior diâmetro e os jatos menos intensos da EXT05 geraram uma chama bem mais contida.

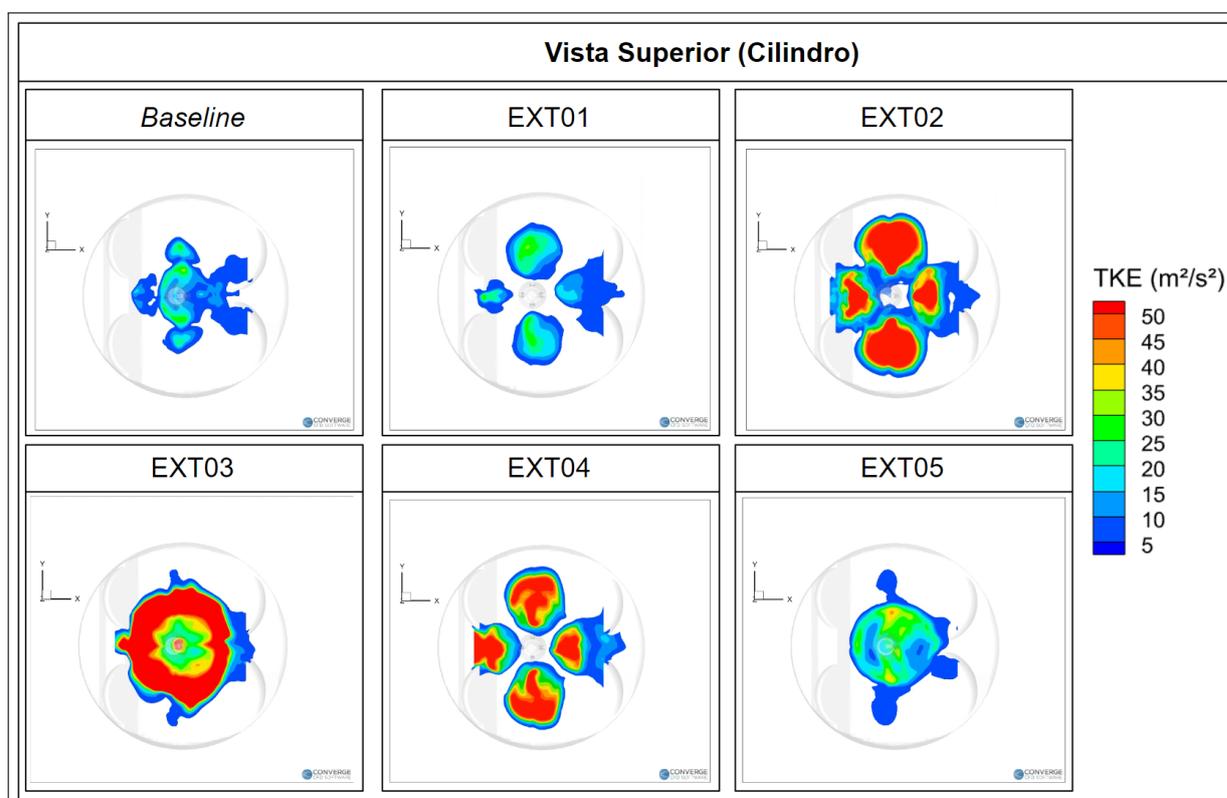
Figura 116 – Frente de chama no instante $CA_{10_{C_{il}}}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior do cilindro



Fonte: Do próprio autor

Por fim, a Figura 117 demonstra que a maior área de contato era diretamente influenciada pela maior energia cinética turbulenta gerada pelas EXT02 e EXT04 na saída dos furos, o que foi possível graças a uma redução do diâmetro dos furos. Apesar da escala fazer parecer que a EXT03 tinha uma energia cinética turbulenta próxima às duas configurações mencionadas anteriormente, seu valor máximo na verdade foi de 1,5 vez a 4 vezes menor do que estas configurações, o que explica sua menor área de contato em relação à elas. As configurações *Baseline* e EXT01 apresentaram menores energias cinéticas turbulentas e penetrações, penalizadas por seus furos laterais de 2 mm de diâmetro (situação que se torna mais crítica com a presença do furo central no caso da *Baseline*). A configuração EXT05 tinha uma baixa energia cinética turbulenta concentrada na saída de seu único furo central, o maior dentre todas as configurações.

Figura 117 – Energia cinética turbulenta de no instante $CA10_{Cil}$ para as seis configurações com PC analisadas através da vista superior do cilindro



Fonte: Do próprio autor

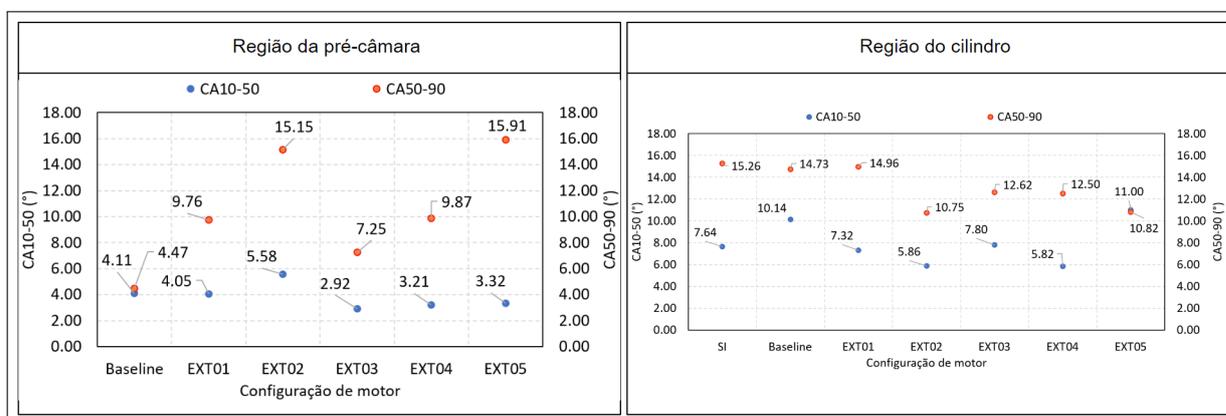
4.2.2 Análise por meio de gráficos

Para a região da pré-câmara é possível visualizar na Figura 118 que, quando se analisa o $CA10-50_{PC}$, as EXT03, EXT04 e EXT05 tinham as queimas mais rápidas enquanto a EXT02 tinha a queima mais lenta. Comparando em termos estatísticos as duas pré-câmaras com os diâmetros dos furos laterais reduzidos, a primeira metade da combustão na EXT04 foi 42,45% mais rápida do que a EXT02.

Para a região do cilindro também é possível visualizar na Figura 118 que, quando se analisava o $CA10-50_{Cil}$, as pré-câmaras de menores diâmetros de furo tinham a queima mais rápida (efeito desejado) enquanto as com apenas furo central tinham a queima mais lenta. Comparando em termos estatísticos a mais rápida com a mais lenta, a EXT04 foi superior em 47,05% à EXT05. As pré-câmaras de menores diâmetros de furo (EXT02 e EXT04) e também a EXT01 foram capazes de alcançar um $CA10-50_{Cil}$ mais rápido do que a configuração de ignição por centelha (*SI*). Em termos estatísticos, quando comparadas ao *SI*, as queimas das EXT01, EXT02 e EXT04 na primeira metade da combustão foram 4,17%, 23,24% e 23,79% mais rápidas, respectivamente. Já as queimas analisadas no intervalo de $CA10-90_{Cil}$ para estas mesmas configurações (EXT01, EXT02 e EXT04) foram

respectivamente 2,69%, 27,45% e 19,98% mais rápidas do que o *SI*.

Figura 118 – Calor liberado acumulado nas regiões do cilindro e da pré-câmara (quando houver) para as configurações analisadas

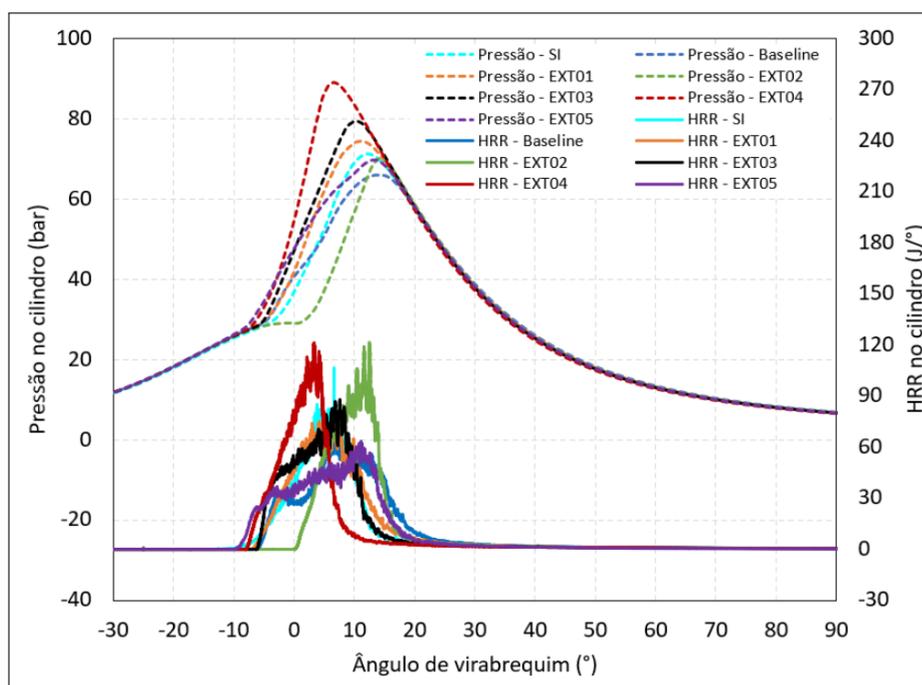


Fonte: Do próprio autor

A Figura 119 demonstra que a rápida queima tanto na pré-câmara quanto na câmara principal (cilindro) fez com que o pico de pressão no cilindro da EXT04 fosse o maior e o mais próximo de 0° dentre as configurações. Já a queima lenta observada na pré-câmara EXT02 contribuiu para que o seu pico de pressão no cilindro fosse menor do que as demais. A inclinação das curvas de *HRR* no cilindro indicava uma queima mais rápida nas configurações de menores diâmetros de furos (EXT02 e EXT04), enquanto as queimas mais lentas são observadas nas curvas muito menos acentuadas das configurações apenas com furo central (EXT03 e EXT05).

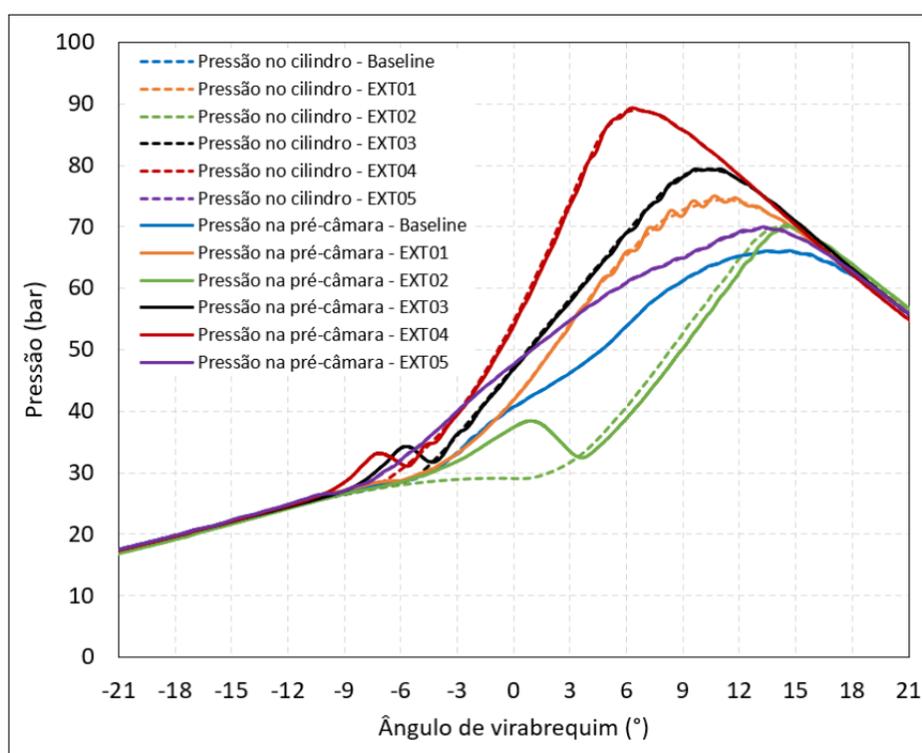
A Figura 120 demonstra que as pressões na câmara principal e na pré-câmara apresentavam comportamentos distintos a depender da configuração. A redução dos diâmetros dos furos laterais combinada à remoção do furo central observada em EXT02 e EXT04 gera um gradiente de pressão inexistente no *Baseline*, o que favorecia uma combustão mais rápida na câmara principal por meio da contribuição da energia proveniente dos jatos. Percebeu-se que a remoção dos furos laterais mantendo o diâmetro do furo central também foi capaz de gerar este gradiente de pressão, o que não foi possível nas pré-câmaras em que os diâmetros dos furos laterais foram mantidos em 2 mm (EXT01) e em que o diâmetro do furo central foi aumentado para 5 mm (EXT05), fazendo com que essas pré-câmaras se aproximassem do comportamento de um sistema *torch*.

Figura 119 – Pressão e taxa de liberação de calor no cilindro para as sete configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

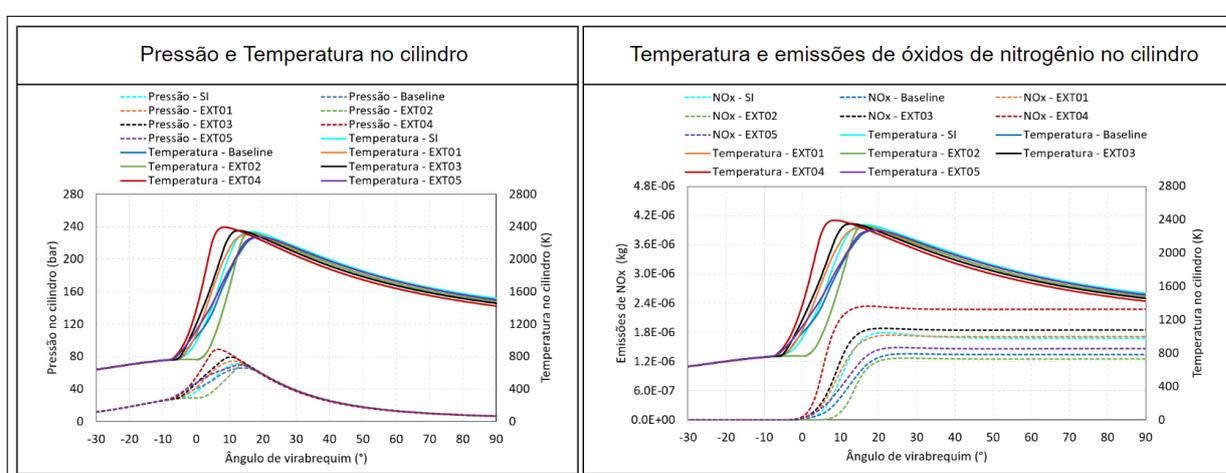
Figura 120 – Pressões no cilindro e na pré-câmara para as seis configurações com PC analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 121 demonstra que todas as configurações apresentaram uma coerência entre maior pico de pressão e maior temperatura média no cilindro, exceto *SI* e EXT02. Além disso, as maiores emissões de óxidos de nitrogênio no cilindro observadas na configuração EXT04 coincidia com a maior pressão e com a maior temperatura média no cilindro. As configurações *Baseline*, EXT02 e EXT05 demonstraram uma boa capacidade de redução destas emissões em relação ao *SI*, ainda que não tenham apresentado apagamento de chama. O comportamento da curva de pressão no cilindro acabou determinando as emissões de óxidos de nitrogênio: quanto maior o pico de pressão, maiores estas emissões.

Figura 121 – Pressão, temperatura e emissões de óxidos de nitrogênio no cilindro para as sete configurações analisadas



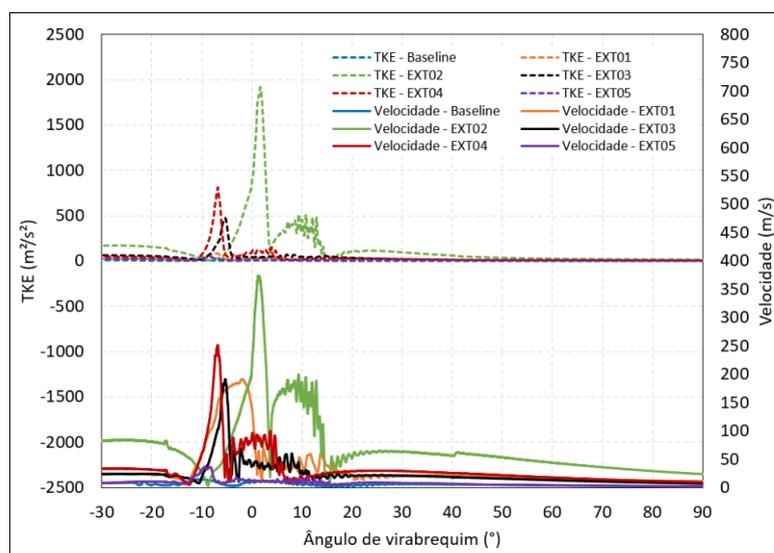
Fonte: Do próprio autor

A Figura 122 demonstra que as configurações com furos laterais apresentaram maiores velocidades e energias cinéticas turbulentas na fase de ejeção, sendo observado também que quanto menor o diâmetro do furo, maiores são os parâmetros mencionados. Já as configurações com furo central apresentaram velocidades de 2 vezes a 8 vezes menores do que as com apenas furo laterais, sendo observada novamente a relação entre diâmetro do furo e os parâmetros de velocidade e energia cinética turbulenta.

A Figura 123 demonstra que a menor energia cinética turbulenta presente na configuração *Baseline* resultou na menor transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes da PC, enquanto na EXT04 a combinação de maior energia cinética turbulenta e movimento de carga aumentou significativamente esta transferência de calor, já que esta combinação gera um aumento de pressão no interior da pré-câmara e conseqüentemente um aumento de temperatura nesta região. As configurações EXT01, EXT02 e EXT03 apresentaram resultados intermediários, sendo as duas primeiras em função de uma queima mais lenta na pré-câmara (tende a gerar menores pressões e temperaturas) e a última em função de sua turbulência e de seu desenvolvimento de chama concentrados em uma

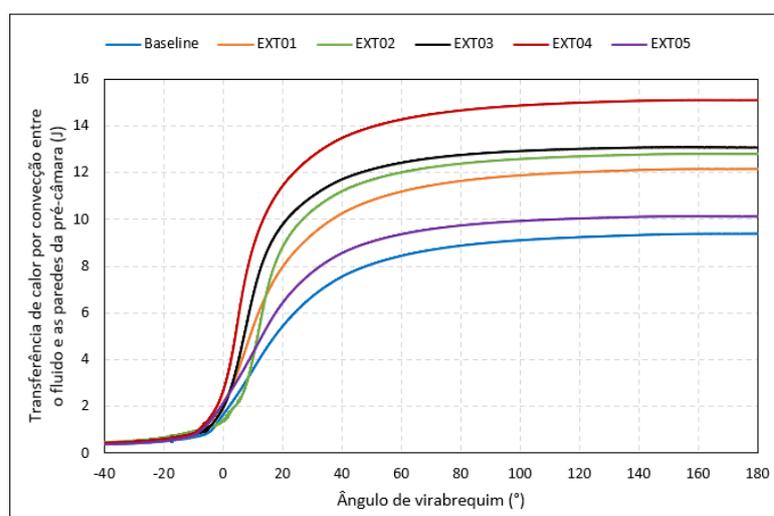
região mais ao centro do corpo da PC, afastando-se assim da fronteira e reduzindo a transferência de calor do fluido para as paredes do corpo. As configurações *Baseline* e EXT05 apresentaram os menores resultados desta transferência de calor, ambas favorecidas pela menor energia cinética turbulenta no interior do corpo da PC, o que gerava uma queima mais lenta (especialmente na segunda metade da combustão da EXT05) e menores pressão e temperatura.

Figura 122 – Energia cinética turbulenta e velocidade na região dos furos para as seis configurações com PC analisadas



Fonte: Do próprio autor

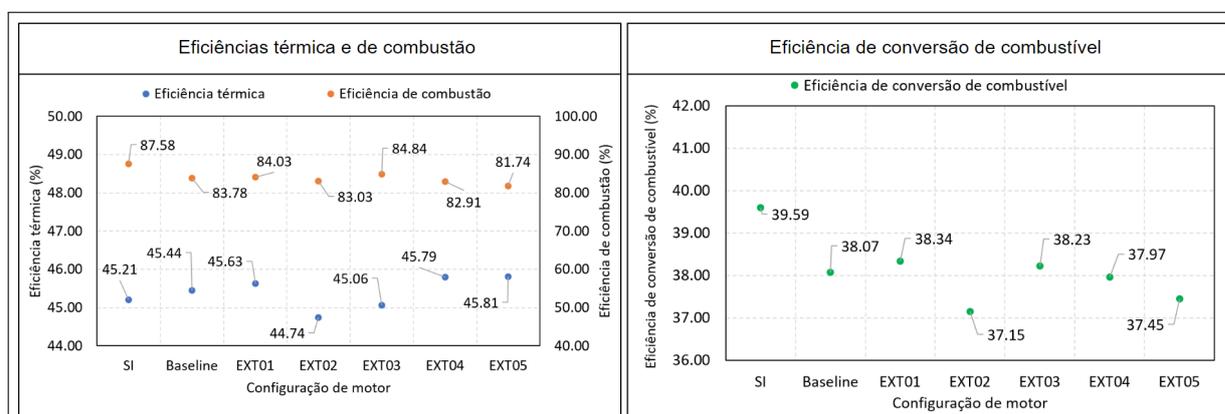
Figura 123 – Transferência de calor por convecção entre o fluido e as paredes para as seis configurações com PC analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 124 demonstra que as configurações *Baseline*, EXT01 e EXT03 tiveram uma combinação de diâmetro e disposição dos furos e energia cinética turbulenta que favoreceu a queima da mistura ar-combustível, o que se evidencia por suas maiores eficiências de combustão. Já as configurações EXT02 e EXT04, com redução dos diâmetros laterais, apresentaram eficiências de combustão intermediárias, já que apesar de aumentarem a penetração dos jatos, a área varrida pela ejeção dos mesmos é menor, o que tende a reduzir a quantidade de mistura completamente queimada. A configuração EXT05 foi penalizada por sua menor energia cinética turbulenta, restringindo ainda mais a quantidade de mistura queimada, obtendo assim a menor eficiência de combustão dentre as configurações. Já analisando a eficiência térmica, percebeu-se relativa proximidade entre todas as configurações, exceto EXT02 e EXT03, o que no caso da primeira pode ter sido causado pelos múltiplos núcleos gerados na ejeção (ainda mais intensos do que na EXT04), o que aumenta a área de transferência de calor, e no caso da segunda pode ter sido causado por um maior gradiente de temperatura entre o fluido e as paredes da válvula de exaustão e do cabeçote, aumentando assim a transferência de calor. Como a eficiência de conversão de combustível (η_{cc}) é o produto da eficiência térmica e da eficiência de combustão, as configurações EXT01 e EXT03 foram as melhores dentre as pré-câmaras, enquanto as configurações *Baseline* e EXT04 estiveram pouco abaixo. As configurações EXT02 (especialmente) e EXT05 obtiveram as piores eficiências de conversão de combustível, enquanto nenhuma configuração com pré-câmara superou o *SI*, o que seria esperado já que tais configurações dão margem para ganhos desta eficiência por meio do aumento da razão volumétrica de compressão.

Figura 124 – Eficiências térmica, de combustão e de conversão de combustível para as sete configurações analisadas

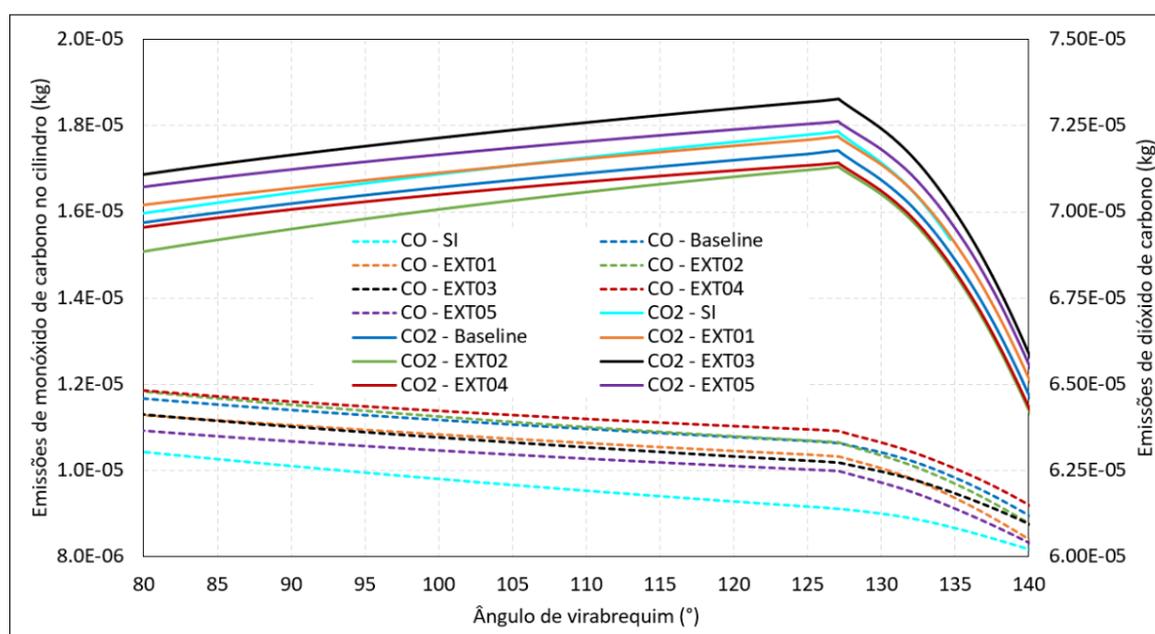


Fonte: Do próprio autor

A Figura 125 demonstra as emissões de monóxido de carbono e dióxido de carbono. Esta análise partiu do instante antes da válvula de exaustão abrir, observado pelo pico

de emissões de monóxido de carbono, menor nas configurações apenas com furo central e maior nas configurações com diâmetros dos furos laterais reduzidos, sendo que a configuração *SI* se destacou neste sentido, permitindo constatar que a restrição ao escoamento, especialmente na ejeção das pré-câmaras, interferia nas emissões deste poluente, já que ganhava-se em profundidade na área varrida pelos jatos, mas perdia-se nas proximidades do cabeçote, por exemplo, principalmente com a retirada do furo central. Como de se esperar, as configurações com pré-câmara apresentaram comportamento inverso nas emissões de dióxido de carbono quando comparadas às de monóxido de carbono, enquanto a configuração *SI* teve emissões deste poluentes em níveis intermediários.

Figura 125 – Emissões de monóxido e dióxido de carbono no cilindro para as sete configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 126 sintetiza pelo menos dez dos principais parâmetros analisados anteriormente. Muitos deles foram antagônicos e as configurações podem apresentar simultaneamente efeitos desejados e indesejados a depender do parâmetro fixado.

Figura 126 – Resumo do estudo das sete configurações analisadas

Configuração	CA10-50 na PC	CA10-90 na PC	CA10-50 no cilindro	CA10-90 no cilindro	TKE no interior da PC	Limpeza da PC	Área de contato da frente de chama	Velocidade de ejeção	Emissões de CO	Emissões de NOx
SI	-	-	Intermediária	Tende à mais lenta	-	-	Intermediária	-	Menor	Intermediária
<i>Baseline</i>	Tende à mais lenta	Mais rápida	Tende à mais lenta	Mais lenta	Mais lenta	Menos eficiente	Intermediária	Tende à menor	Tende à maior	Tende à menor
EXT01	Tende à mais lenta	Intermediária	Intermediária	Tende à mais lenta	Intermediária	Intermediária	Intermediária	Intermediária	Intermediária	Intermediária
EXT02	Mais lenta	Mais lenta	Tende à mais rápida	Mais rápida	Mais rápida	Menos eficiente	Maior	Maior	Intermediária	Menor
EXT03	Mais rápida	Tende à mais rápida	Intermediária	Intermediária	Tende à mais rápida	Mais eficiente	Intermediária	Intermediária	Intermediária	Intermediária
EXT04	Tende à mais rápida	Intermediária	Mais rápida	Tende à mais rápida	Tende à mais rápida	Tende à mais eficiente	Tende à maior	Tende à maior	Maior	Maior
EXT05	Tende à mais rápida	Tende à mais lenta	Mais lenta	Intermediária	Intermediária	Mais eficiente	Menor	Menor	Intermediária	Tende à menor

Fonte: Do próprio autor

Uma energia cinética turbulenta mais intensa, a presença de movimento de carga e uma limpeza mais eficiente do interior da PC favoreceram a aceleração da primeira metade da queima da EXT04 na região da PC. Já a configuração EXT02 apresentou a energia cinética turbulenta mais intensa de todas as configurações, mas a ausência de um movimento de carga acabou dificultando a sua limpeza e tornando-a mais lenta do que as demais. As configurações apenas com furo central foram eficientes na limpeza, mas a maior energia cinética turbulenta observada na EXT03 acabou tornando-a a mais rápida do que a EXT05 nesta primeira metade da queima. As configurações *Baseline* e EXT01 apresentaram energias cinéticas turbulentas mais baixas, tendo como reflexo uma limpeza mediana ou menos eficiente, tornando-as mais lentas do que as demais (exceto EXT02), já que as duas configurações apresentaram certo grau de movimento de carga, ainda que discretamente.

A velocidade de ejeção nos furos e a direção dos jatos tinham uma contribuição importante para a queima na região do cilindro. Neste sentido, a maior velocidade de ejeção e a maior penetração dos jatos observadas nas configurações EXT02 e EXT04 favoreceram a queima mais rápida nesta região. As configurações EXT01 e EXT03 apresentaram velocidades e conseqüentemente queimas intermediárias, já que ou seus furos laterais são maiores do que as PCs anteriores (EXT01) ou há presença de um furo central de 3 mm (EXT03). As configurações *Baseline* e EXT05 (especialmente) apresentaram os piores resultados como consequência ou da combinação de furo central e furo lateral (*Baseline*) ou de um furo central de expressivos 5 mm (EXT05). A direção do jato e sua tendência a sair inicialmente pelo furo mais próximo à válvula de admissão não influenciaram o

bastante a ponto de se obter vantagens.

Em complemento à velocidade de ejeção e à direção dos jatos, deve-se mencionar a área de contato de frente de chama com a mistura não-queimada analisada em CA10_{Cil}, sensivelmente maior nas configurações com furos laterais de diâmetros reduzidos (EXT02 e EXT04), o que favorecia a aceleração da queima na câmara principal, e mais crítica na EXT05 na qual praticamente não havia restrição ao escoamento, desfavorecendo tal aceleração.

Assim, foi possível alcançar uma queima significativamente mais rápida na primeira metade da combustão das configurações com furos laterais de diâmetros reduzidos (EXT02 e EXT04) quando comparadas às configurações *Baseline* e *SI*, sendo possível graças à combinação de altas velocidade e energia de ejeção e maior área de contato da frente de chama com a mistura não-queimada. Mesmo mantendo o diâmetro destes furos em 2 mm, a EXT01 alcançou uma queima pouco mais rápida do que *Baseline* e *SI*, enquanto a configuração EXT03 apresentou esta queima mais rápida do que o *Baseline* e similar ao *SI*. A configuração EXT05 teve a queima mais lenta de todas neste intervalo em função de seus piores resultados de velocidade, de energia de ejeção e de área de contato da frente de chama com a mistura não-queimada. Desta forma, a retirada do furo central e até mesmo a diminuição dos furos radiais favoreceram o aumento das velocidade e energia de ejeção e aceleraram a queima neste intervalo, favorecendo a possibilidade de ganho em razão de compressão sem a ocorrência de autoignição e conseqüentemente um aumento da eficiência de conversão de combustível (η_{cc}).

Ainda que a configuração *Baseline* tivesse a menor transferência de calor do fluido para as paredes da pré-câmara, o melhor resultado de eficiência térmica foi obtido na configuração EXT04, enquanto a eficiência de combustão dentre as pré-câmaras foi superior nas configurações EXT01 e EXT03, sendo que estas duas últimas configurações demonstraram melhores eficiências de conversão de combustível quando comparadas à configuração *Baseline*. A configuração EXT04 se aproximou bastante do resultado obtido pela configuração *Baseline* com a vantagem de ser significativamente mais rápida.

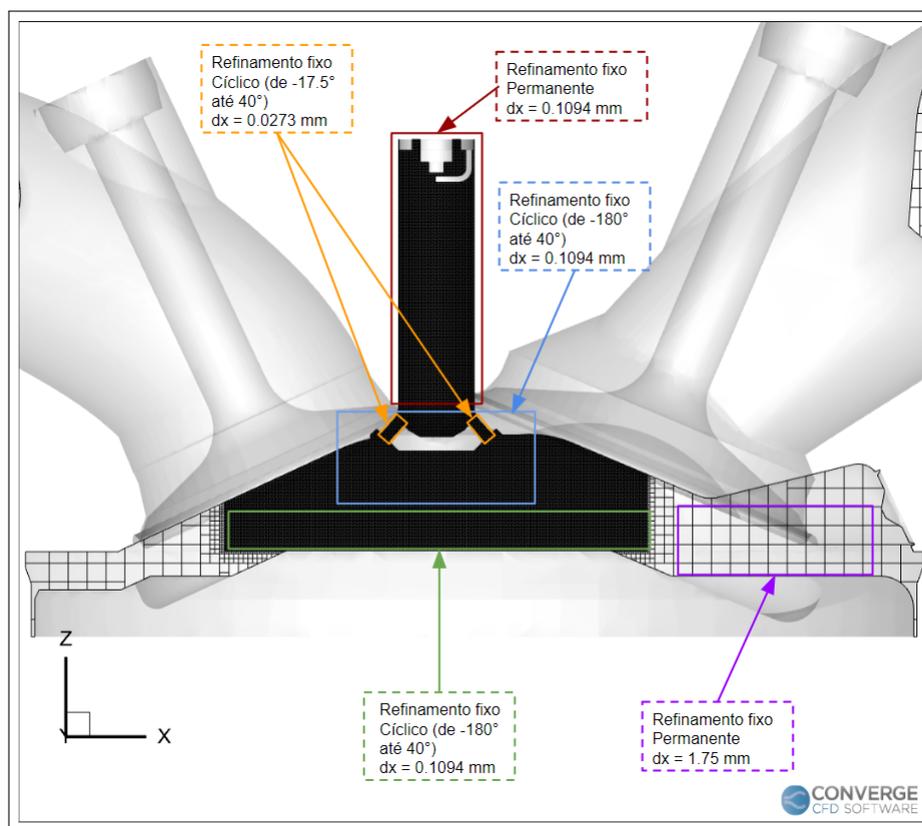
Por fim, as emissões de óxidos de nitrogênio foram sensivelmente menores do que o *SI* nas configurações *Baseline*, EXT02 e EXT05, enquanto os melhores resultados de emissões de monóxido de carbono dentre as configurações com PC foram observados para EXT03 e EXT05, sem que alcançassem os menores índices observados no *SI*. Apesar de não indicarem a presença de apagamento de chama, os menores picos de pressões no cilindro geradas na maioria das PCs favoreceram os melhores desempenhos das mesmas quanto às emissões de óxidos de nitrogênio.

4.3 COMPARATIVO ENTRE DIFERENTES EXTRAPOLAÇÕES VISANDO O APAGAMENTO DE CHAMA

Como base nos resultados das etapas anteriores, o apagamento de chama (*quenching*) não foi visualizado em nenhuma das configurações de geometria apresentadas, sendo este um fator importante para a caracterização do sistema de ignição por jatos. A observação deste fenômeno é relativamente complexa e depende de um ajuste ótimo tanto da geometria quanto de parâmetros de simulação como modelo de turbulência, mecanismos cinético químicos e refinamento de malha, sendo este último sugerido pela desenvolvedora de *CONVERGE* (*Convergent Science*) [48] junto com a alteração de parâmetros relacionados ao *flame stretching* (esticamento de chama). Ainda em contato com esta desenvolvedora, foi mencionado que a combinação do modelo de turbulência *RANS RNG k- ϵ* e do modelo de combustão *SAGE* poderiam ser fatores de empecilho para a observação do fenômeno de apagamento de chama, mesmo com uma malha extremamente refinada. Desta forma, buscou-se um caminho para que este fenômeno pudesse ser visualizado, testando também a capacidade de *CONVERGE* replicá-lo com um modelo relativamente próximo àquele descrito como EXT02 na etapa anterior. Os parágrafos seguintes descrevem esta busca. É importante ressaltar que resultados relativos ao desempenho do motor, tais como a combustão, não foram visados nesta etapa, sendo o objetivo visualizar e estudar o apagamento de chama para as condições aqui descritas estabelecendo assim critérios para que tal fenômeno fosse observado.

A primeira solução adotada foi em direção àquela proposta pela desenvolvedora de *CONVERGE* [48]: observando a Tabela 27, a escala de refinamento fixo saltou de 4 (0,4375 mm) para 6 (0,1094 mm) no corpo da pré-câmara e em um dos cilindros de refinamento apresentados na Figura 80, de 5 (0,2188 mm) para 6 (0,1094 mm) no outro cilindro de refinamento e de 5 (0,2188 mm) para 8 (0,0273 mm) nos furos da pré-câmara. A Figura 127 demonstra esta malha durante a combustão. Além disso, foram realizados ajustes sugeridos pela desenvolvedora em parâmetros relacionados ao esticamento de chama. O uso de uma malha de refinamento bem mais intenso chegou a provocar uma lentidão significativa na simulação já que alcançou-se também o máximo de memória *RAM* disponível no conjunto de servidores. Ainda assim não foi possível obter o apagamento, sendo esta solução descartada.

Figura 127 – Malhas geradas pelo CONVERGE para um ângulo de virabrequim durante a combustão para a configuração EXT02 da pré-câmara com refinamento fixo intensificado



Fonte: Do próprio autor

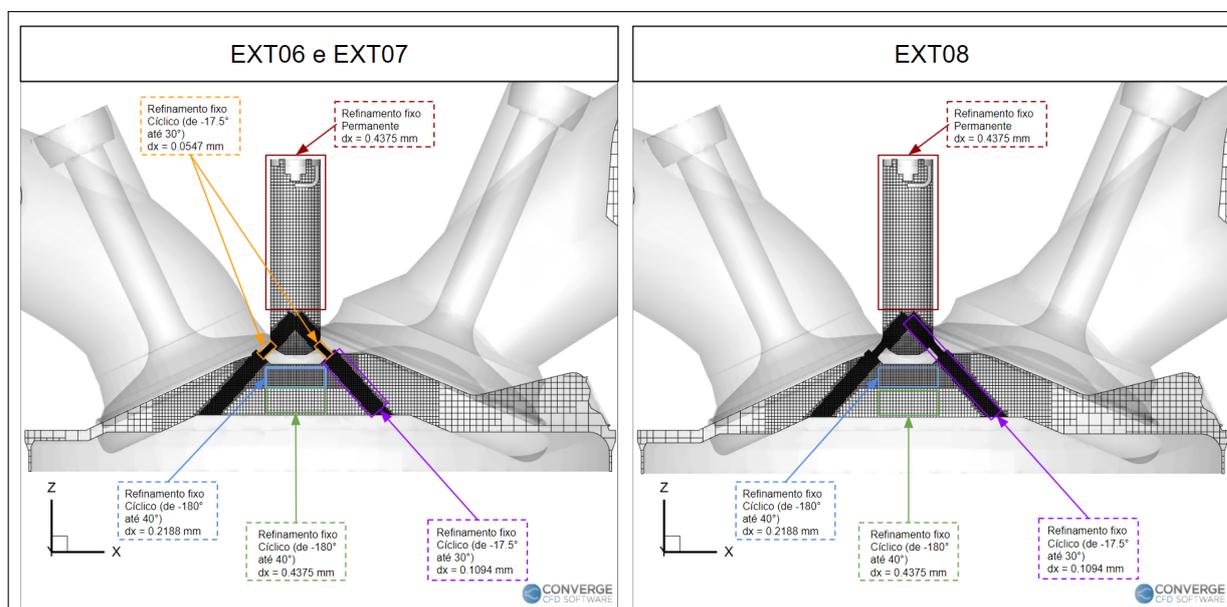
A busca por outras soluções partiu do pressuposto de que o modelo era fisicamente limitado para a obtenção deste fenômeno. Assim, observou-se em um estudo numérico proposto por Huang et al. [76] que, quando utilizados metano e mistura estequiométrica, a energia cinética turbulenta média nos furos superava os $7500 \frac{m^2}{s^2}$, valor este pelo menos 4 vezes maior do que qualquer outro encontrado neste presente estudo. Desta forma, as soluções foram definidas pensando em um intenso aumento desta energia, partindo inicialmente de uma combinação de menor diâmetro de furo (0,75 mm) e de maior velocidade do motor (5000 RPM). Essas alterações ainda foram estudadas individualmente para analisar se o apagamento também seria viável. Os novos modelos foram simulados com um refinamento fixo cilíndrico na direção normal aos furos e a região dos furos teve escala de refinamento equivalente a 6, com a observação de que a configuração de 0,75 mm teve escala 7 entre $-17,5^\circ$ (instante da centelha) e 30° para melhor modelagem da turbulência. A Tabela 32 descreve as configurações utilizadas nesta etapa e a Figura 128 demonstra o refinamento fixo adotado.

Tabela 32 – Especificações das pré-câmaras utilizadas para o comparativo entre diferentes extrapolações visando o apagamento de chama

Parâmetro	Configuração de pré-câmara			
	EXT02	EXT06	EXT07	EXT08
Volume da PC em relação à câmara principal	3%			
Número de furos centrais	0			
Número de furos laterais	4			
Diâmetro do furo central	-			
Diâmetro dos furos laterais	1 mm	0,75 mm	0,75 mm	1 mm
Ângulo dos furos lat. em relação ao eixo de movimento do pistão	45°			
Razão entre a área dos furos e o volume da pré-câmara ($\frac{A_{furos}}{V_{PC}} \rightarrow \frac{10^{-2}}{m}$)	0,302	0,170		0,302
Velocidade do motor	1500 RPM	5000 RPM	1500 RPM	5000 RPM

Fonte: Do próprio autor

Figura 128 – Malhas geradas pelo *CONVERGE* para um ângulo de virabrequim durante a combustão para as configurações EXT06, EXT07 e EXT08 da pré-câmara

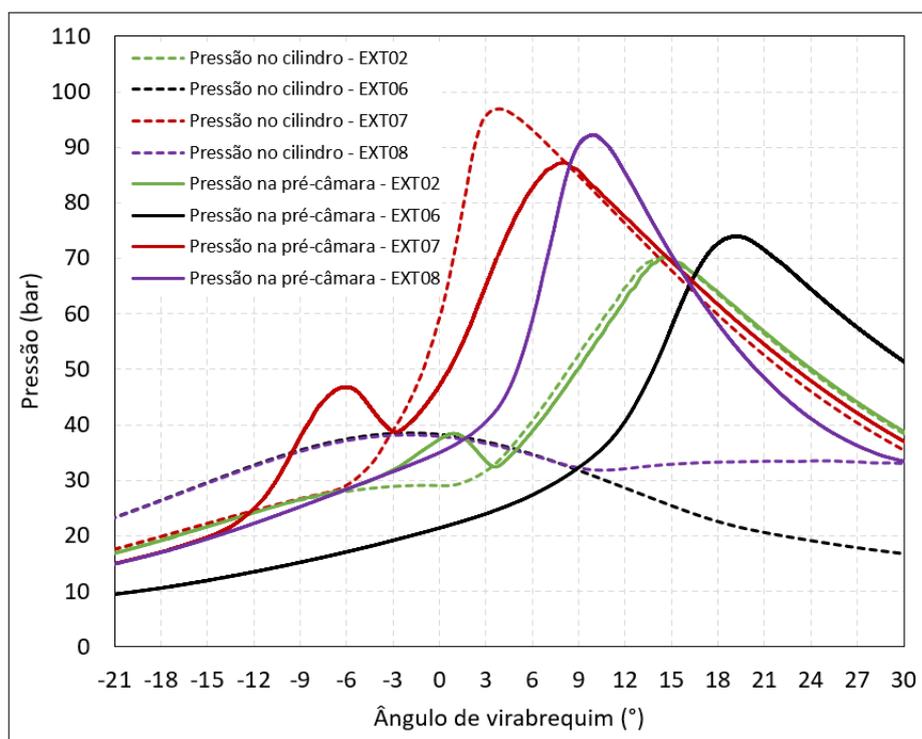


Fonte: Do próprio autor

Conforme Figura 129, o primeiro resultado analisado se deu a respeito às pressões na câmara principal (cilindro) e na pré-câmara, já que o gradiente entre ambas é responsável pela maior velocidade e, conseqüentemente, pela maior energia cinética turbulenta dos jatos. O cálculo foi feito com base no pico de pressão observado durante a combustão na pré-câmara (não confundir com re-queima), sendo então a pressão no cilindro neste mesmo

instante comparada à pressão na pré-câmara. Desta forma, observou-se que a pressão no cilindro foi menor do que na pré-câmara em 24,17%, 65,47%, 37,23% e 65,23% para as configurações EXT02, EXT06, EXT07 e EXT08, respectivamente. Também foi possível observar um considerável atraso de ignição nas configurações de maior velocidade do motor com consequentes reflexos no desempenho do motor, o que não foi o foco desta etapa.

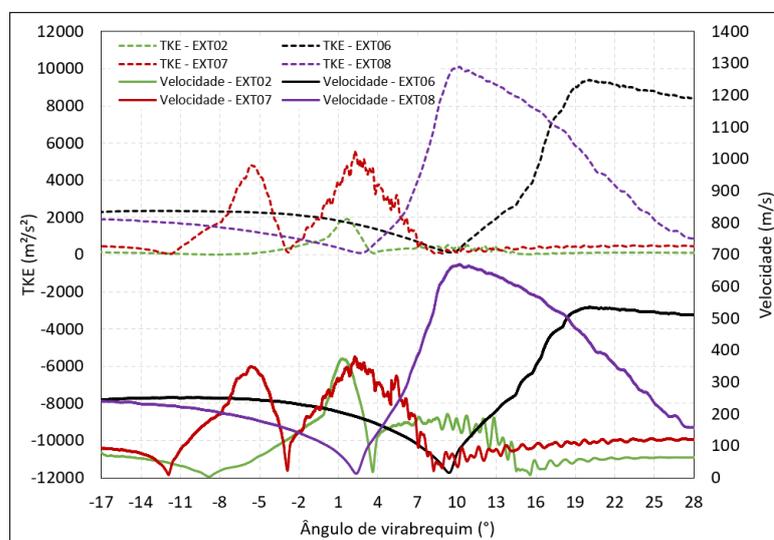
Figura 129 – Pressões no cilindro e na pré-câmara para as configurações analisadas



Fonte: Do próprio autor

A Figura 130 demonstra que o impacto dos maiores gradientes de pressão das configurações EXT06 e EXT08 resultaram em uma energia cinética turbulenta média nos furos entre 9000 e 10000 $\frac{m^2}{s^2}$, enquanto as demais não alcançaram sequer o patamar de 6000 $\frac{m^2}{s^2}$. Conseqüentemente, as velocidades médias nos furos das configurações EXT06 e EXT08 também foram consideravelmente maiores do que nas demais.

Figura 130 – Energia cinética turbulenta e velocidade na região dos furos para as configurações analisadas

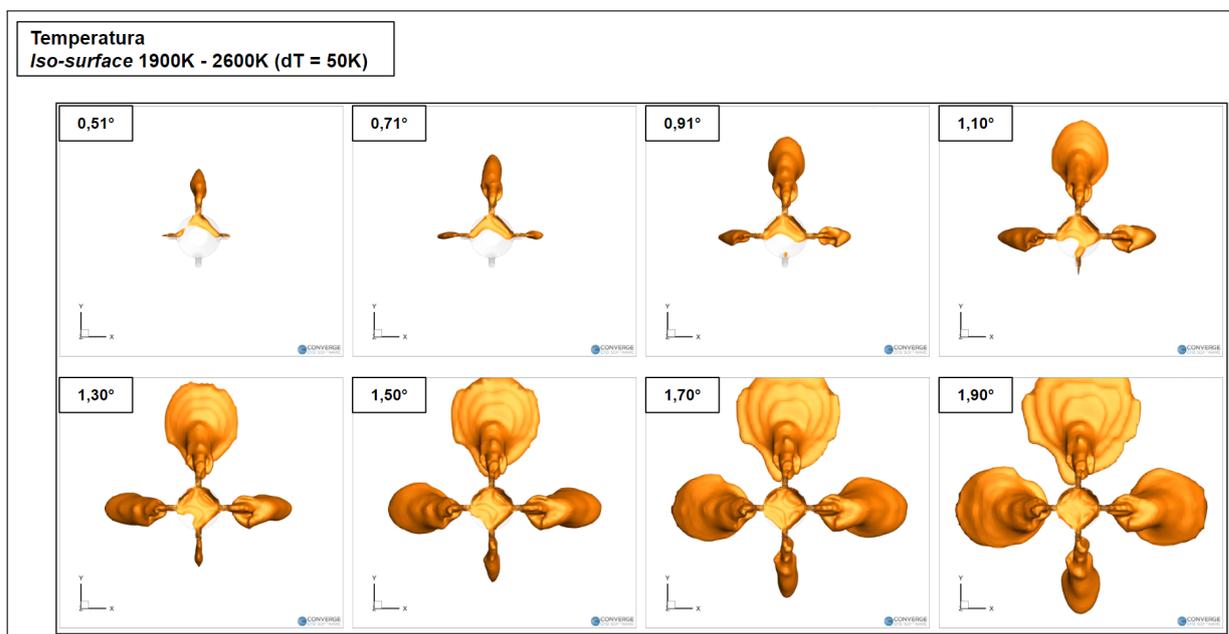


Fonte: Do próprio autor

Para a análise das imagens do motor foi-se introduzido o conceito de *iso-surface* que trabalha com o parâmetro selecionado de maneira espacial e não mais restrito ao plano. Este conceito introduz superfícies que simbolizam o parâmetro com base em valores pré-determinados. A Figura 131, por exemplo, demonstra a temperatura em *iso-surface* através da vista superior para a configuração EXT02. O intervalo analisado foi entre 1900 K e 2600 K, com variações de 50 K, ou seja, valores que não sejam múltiplos de 50 dentro deste intervalo não foram exibidos. Este forma de se definir o que é visto permite uma menor poluição visual sem prejuízos às análises, que na maioria das vezes une parâmetros distintos para justificar um resultado. O limite inferior de 1900 K foi tomado como base em informações fornecidas por *CONVERGE* [48] e também baseada no estudo de Huang et al. [76], cabendo ressaltar que esta temperatura também engloba necessariamente os gases queimados, por isso seu valor acima da temperatura de ignição do etanol. Dito isto, não observou-se apagamento de chama na EXT02, o que já havia sido constatado por meio de outras análises na etapa anterior.

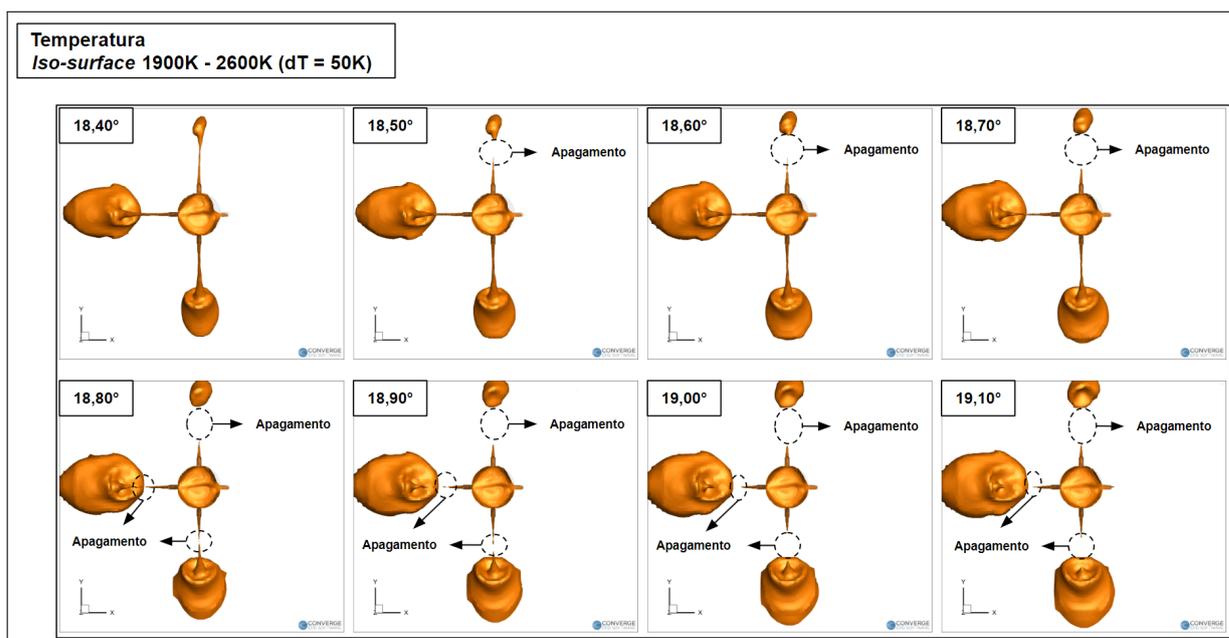
Já para a configuração EXT06, a Figura 132 demonstra o apagamento de chama nos furos 2, 3 e 4 em diferentes ângulos de virabrequim, sempre próximos ao máximo *TKE*. O apagamento foi indicado por um espaço vazio entre o furo e uma chama relativamente distante a ele na direção de saída (reacendimento). O furo 1 apresentou uma particularidade de não se observar reacendimento, uma vez que a chama tende aos outros furos e não a ele, comprometendo sua intensidade, o que foi reforçado nos parágrafos seguintes. As configurações EXT07 e EXT08 estão representadas respectivamente nas Figuras 133 e 134, sendo que a primeira não apresentou apagamento de chama e a segunda sim.

Figura 131 – Vista superior da temperatura por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT02



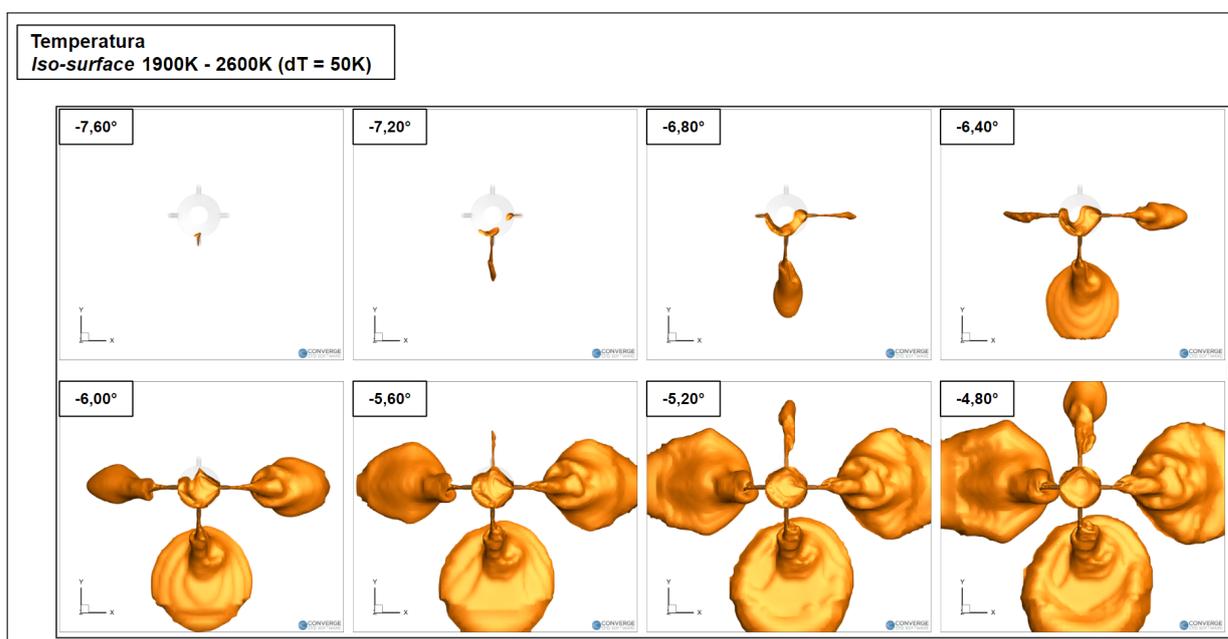
Fonte: Do próprio autor

Figura 132 – Vista superior da temperatura por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06



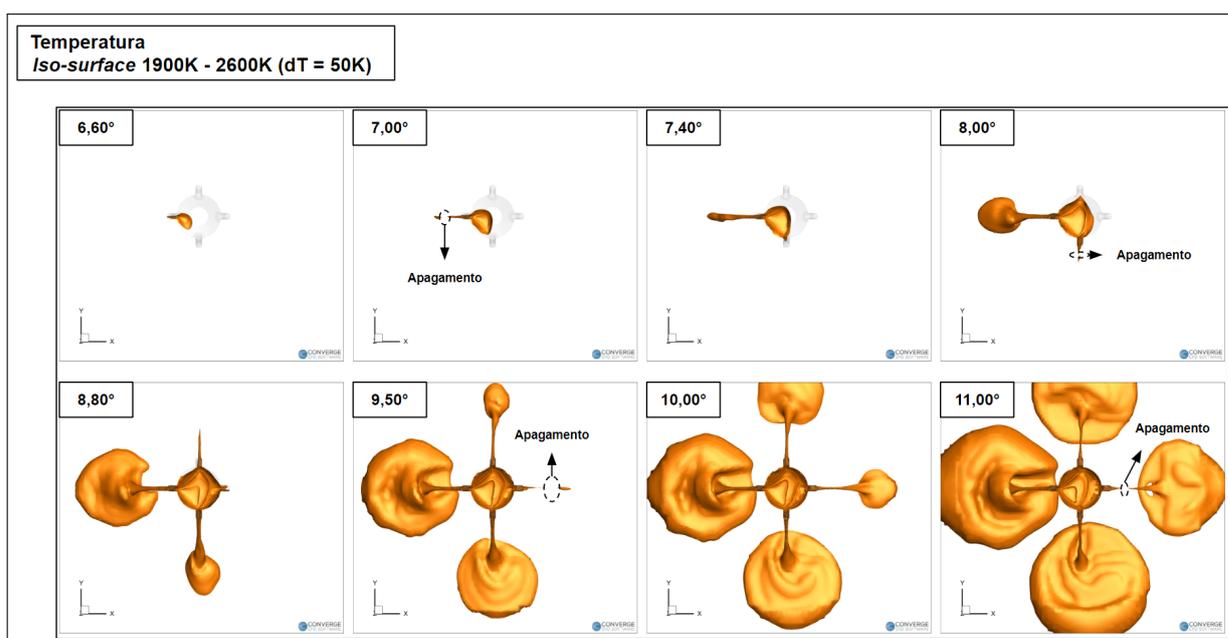
Fonte: Do próprio autor

Figura 133 – Vista superior da temperatura por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT07



Fonte: Do próprio autor

Figura 134 – Vista superior da temperatura por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT08

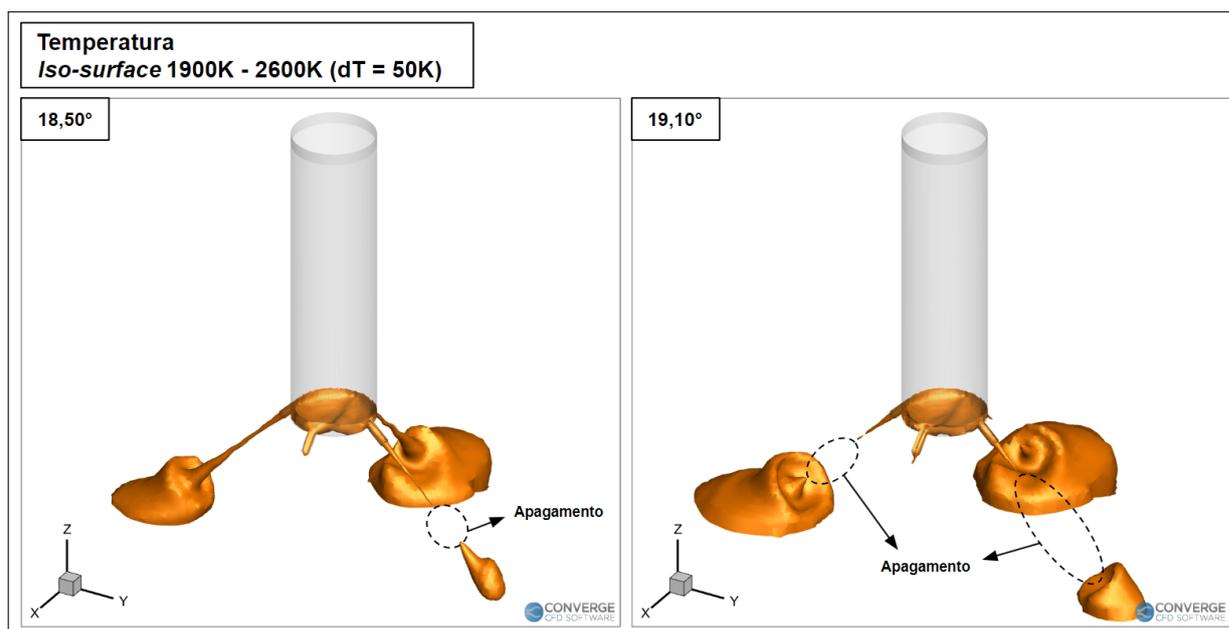


Fonte: Do próprio autor

Como as configurações EXT06 e EXT08 apresentaram apagamentos, elas foram os focos das análises. Tratando-se primeiramente da EXT06, a Figura 135 demonstra dois diferentes instantes de ângulo virabrequim em uma vista isométrica na qual é possível novamente visualizar o apagamento de chama. Cabe ressaltar que para menor poluição visual, a chama só foi representada a partir de um determinado ponto na parte inferior do corpo da pré-câmara. Confrontando a temperatura e a fração mássica de OH, percebe-se na Figura 136 que havia uma boa semelhança entre os dois parâmetros.

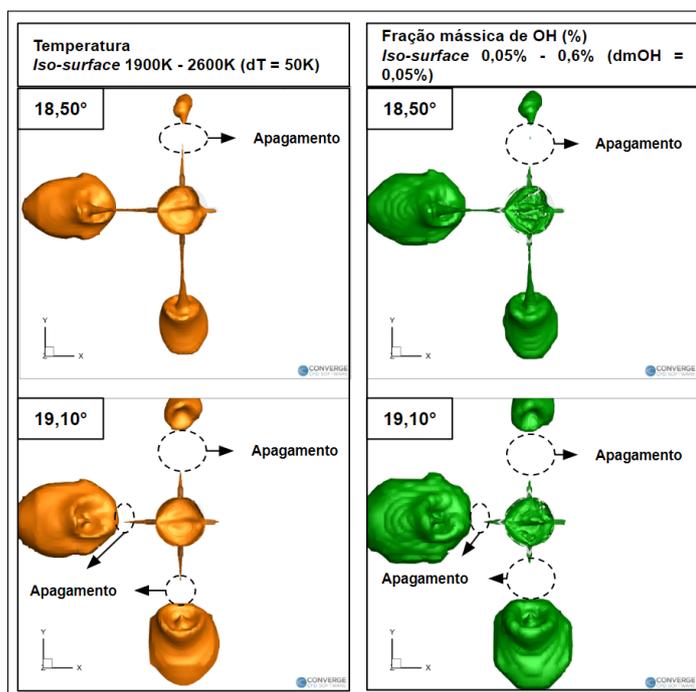
Confrontando a temperatura e a energia cinética turbulenta, percebe-se na Figura 137 que havia uma boa semelhança entre os dois parâmetros: um TKE superior a $10\,000 \frac{m^2}{s^2}$ resultava em apagamento de chama após a saída do furo. Além disso, os jatos superavam a velocidade do som (cerca de $1020 \frac{m}{s}$) para a maior temperatura observada (cerca de 2600 K), o que permitiu considerar que tais jatos fossem supersônicos (acima da velocidade do som).

Figura 135 – Vista isométrica da temperatura por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06



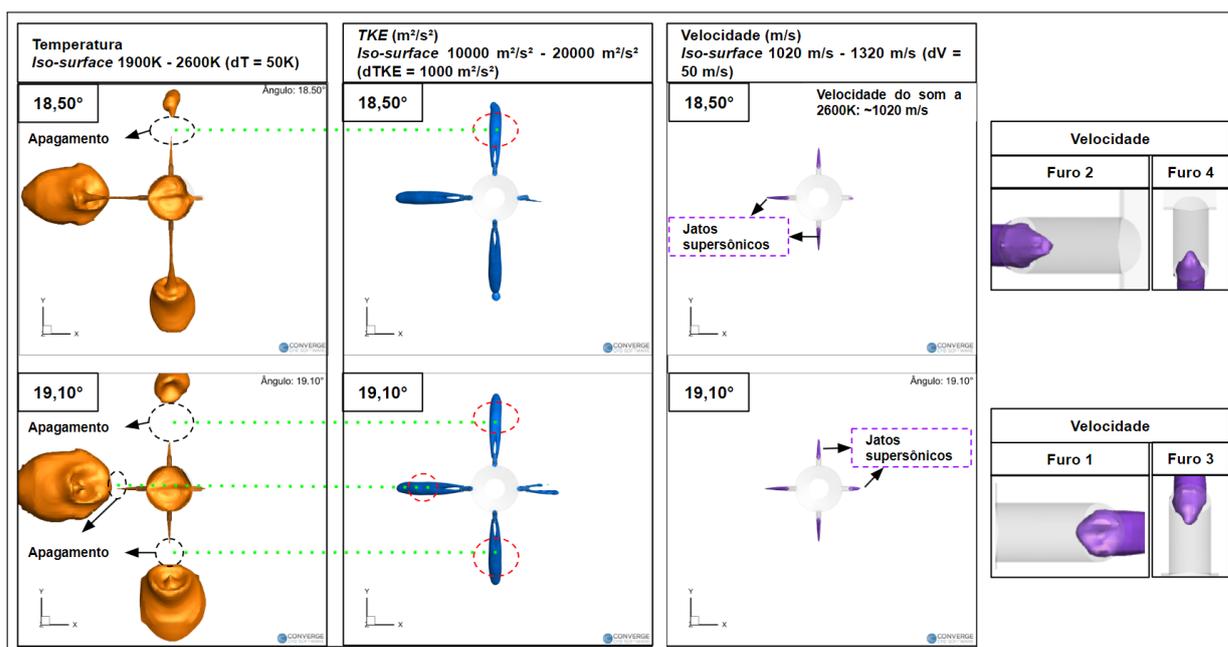
Fonte: Do próprio autor

Figura 136 – Vista superior da temperatura e da fração mássica de OH por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06



Fonte: Do próprio autor

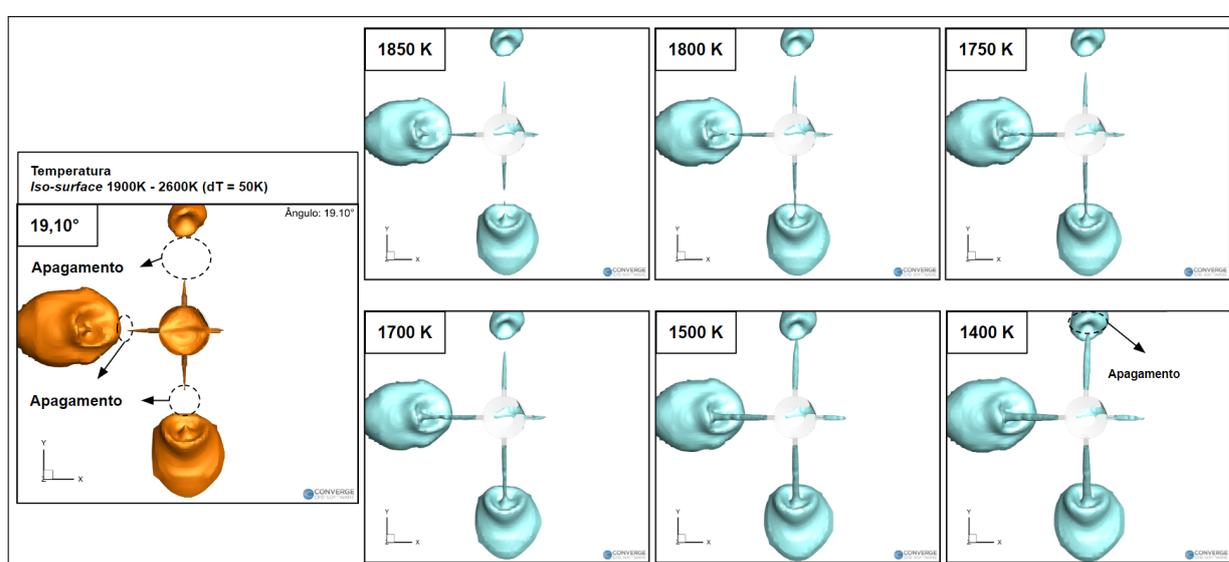
Figura 137 – Vista superior da temperatura, da energia cinética turbulenta e da velocidade por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT06



Fonte: Do próprio autor

Conforme a Figura 138, a temperatura foi observada para valores abaixo de 1900 K com o objetivo de averiguar o limite de temperatura em que o apagamento era observado. Os valores adotados foram de 1400 K, 1500 K, 1700 K, 1750 K, 1800 K e 1850 K, sempre de maneira isolada, de maneira tal que o *iso-surface* representa unicamente a temperatura mencionada nele. O ângulo de virabrequim foi sempre de 19,10°. Pelo menos dois furos demonstraram apagamentos até 1800 K, enquanto o furo 4 demonstrou isto até 1400 K e o furo 2 até 1850 K.

Figura 138 – Vista superior de diferentes temperaturas por meio de *iso-surface* para um mesmo ângulo de virabrequim da configuração EXT06

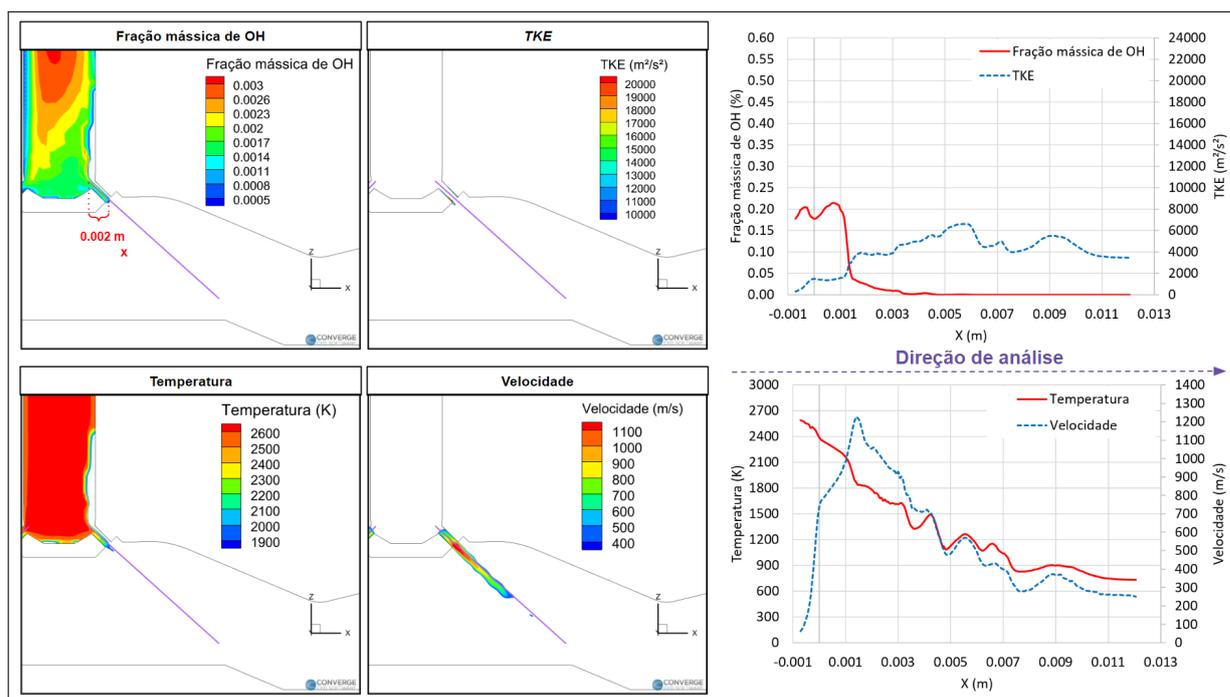


Fonte: Do próprio autor

As análises seguintes partiram da mesma maneira como foi feita a vista frontal por meio de planos das análises anteriores, com a diferença de que a visão foi aproximada para melhor detalhamento do que ocorre nos furos. As linhas traçadas na cor roxa são imaginárias e representam a região onde os pontos foram extraídos para a construção dos gráficos. Iniciando a análise pelo furo 1 através da Figura 139, sua medida na direção x é de 0,002 m ('y' no caso dos furos 3 e 4) e percebeu-se presença de uma pequena fração mássica de OH nos furos (algo como em torno de 0,20%) que não era mais observada após sua saída, o que o gráfico indicou como 0 ou muito próximo deste valor. Percebeu-se também que a queda acentuada na fração mássica de OH coincidia com o aumento da energia cinética turbulenta até cerca de $4500 \frac{m^2}{s^2}$. A estabilização desta fração mássica em zero só foi finalmente alcançada quando a energia cinética atingiu o seu ápice (cerca de $7000 \frac{m^2}{s^2}$). Observou-se que no furo houve redução da temperatura de 2600 K para 1900 K e aumento de velocidade de 600 para $1200 \frac{m}{s}$ entre a sua entrada e sua saída, fruto da restrição ao escoamento imposta pelo furo e do gradiente de pressão analisado anteriormente. Esta

redução de temperatura implicava na redução da velocidade do som de cerca de $1020 \frac{m}{s}$ para cerca de $874 \frac{m}{s}$, o que fazia com que os jatos na saída fossem supersônicos, uma vez que a velocidade superava este último valor. Então, a partir desta saída, o apagamento de chama foi observado e não houve reacendimento, como já mencionado.

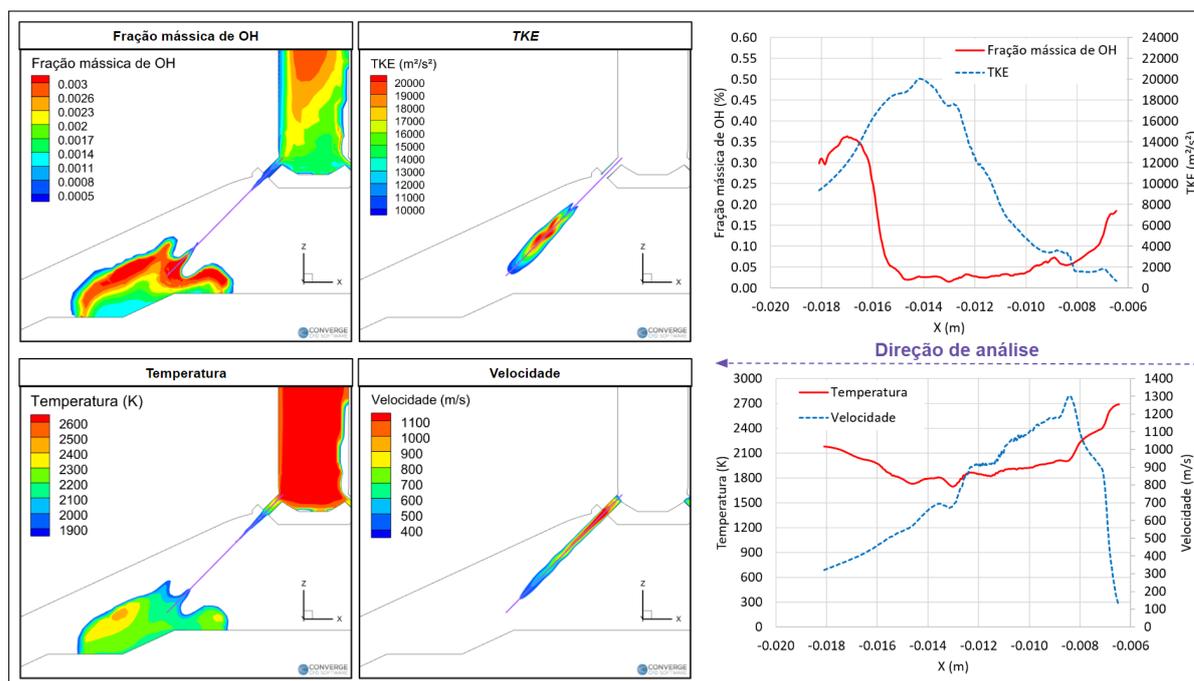
Figura 139 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para $19,10^\circ$ de ângulo de virabrequim do furo 1 da configuração EXT06



Fonte: Do próprio autor

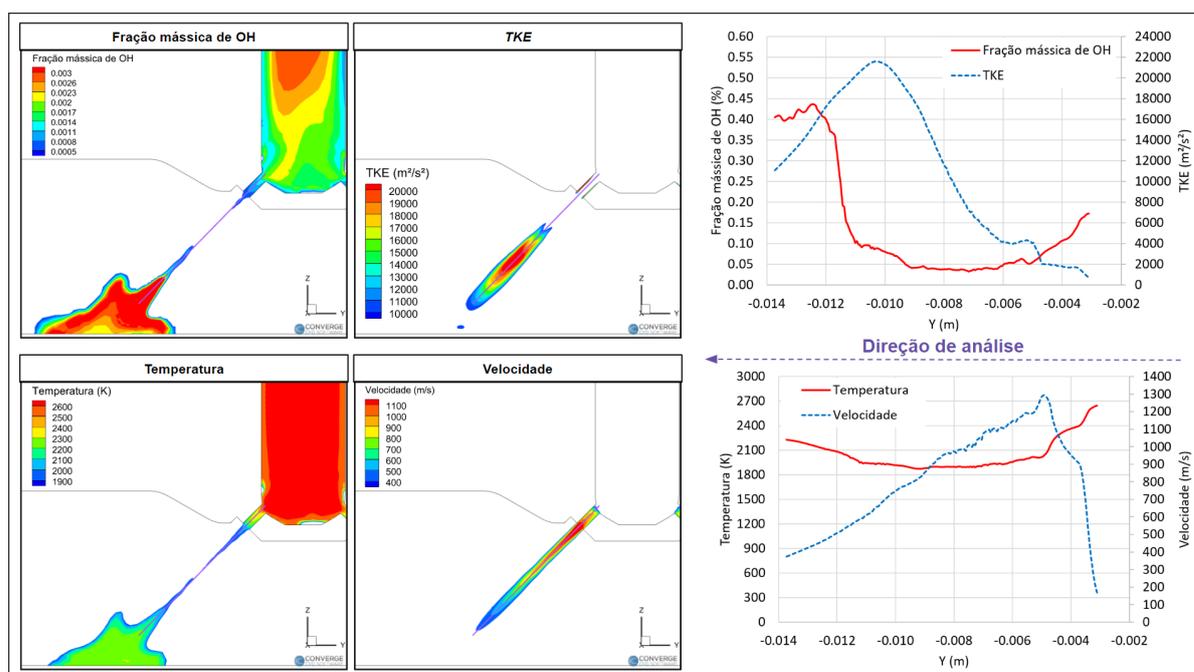
Conforme Figura 140, o furo 2 apresentou uma queda na fração mássica de OH que se iniciava no interior do furo e se prolongava até valores de TKE superiores a $17000 \frac{m^2}{s^2}$, totalizando uma redução de até cerca de 90% desta fração mássica e representando o apagamento de chama. A uma determinada distância da saída do furo observou-se um crescimento de até 1000% na fração mássica de OH, o que representava o reacendimento da chama. Os menores valores de fração mássica coincidiam com os de menores temperaturas (sempre abaixo de 1900 K, com quedas para até 1800 K) e a velocidade aumentava rapidamente no interior do furo, superando a velocidade do som em uma larga faixa, propiciando assim jatos supersônicos e apagamento de chama. Tanto o furo 3 quanto o furo 4 se aproximaram do comportamento deste furo 2 e as Figuras 141 e 142 representam resultados.

Figura 140 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 19,10° de ângulo de virabrequim do furo 2 da configuração EXT06



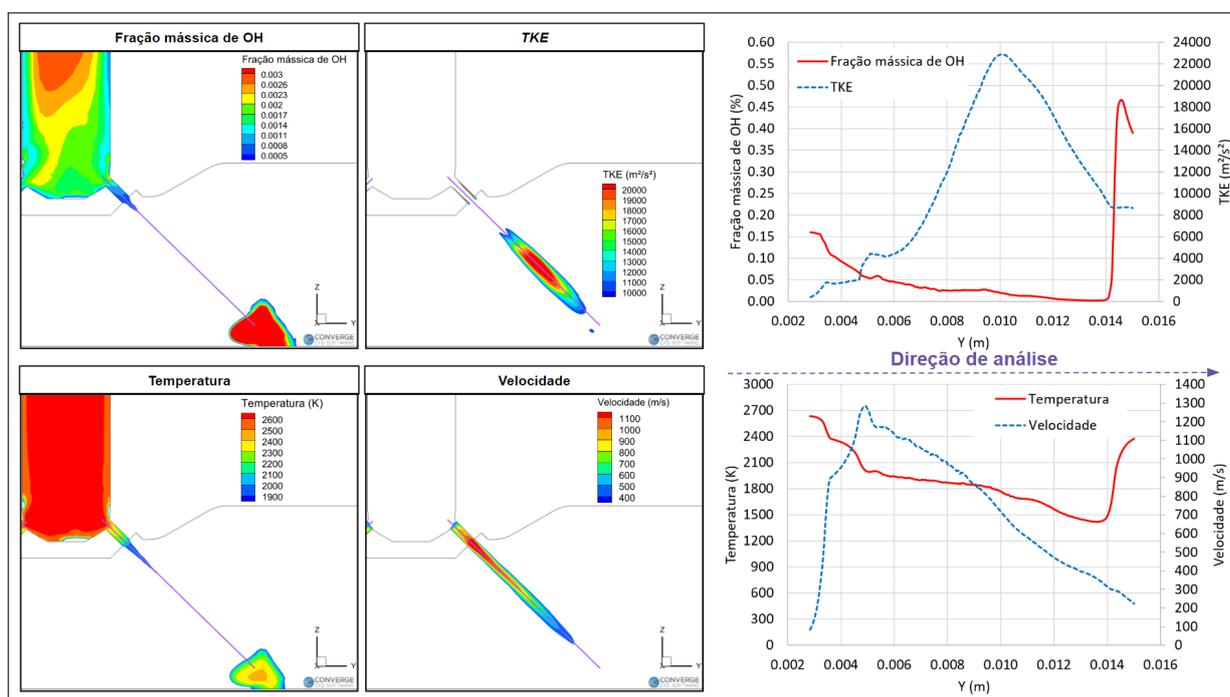
Fonte: Do próprio autor

Figura 141 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 18,80° de ângulo de virabrequim do furo 3 da configuração EXT06



Fonte: Do próprio autor

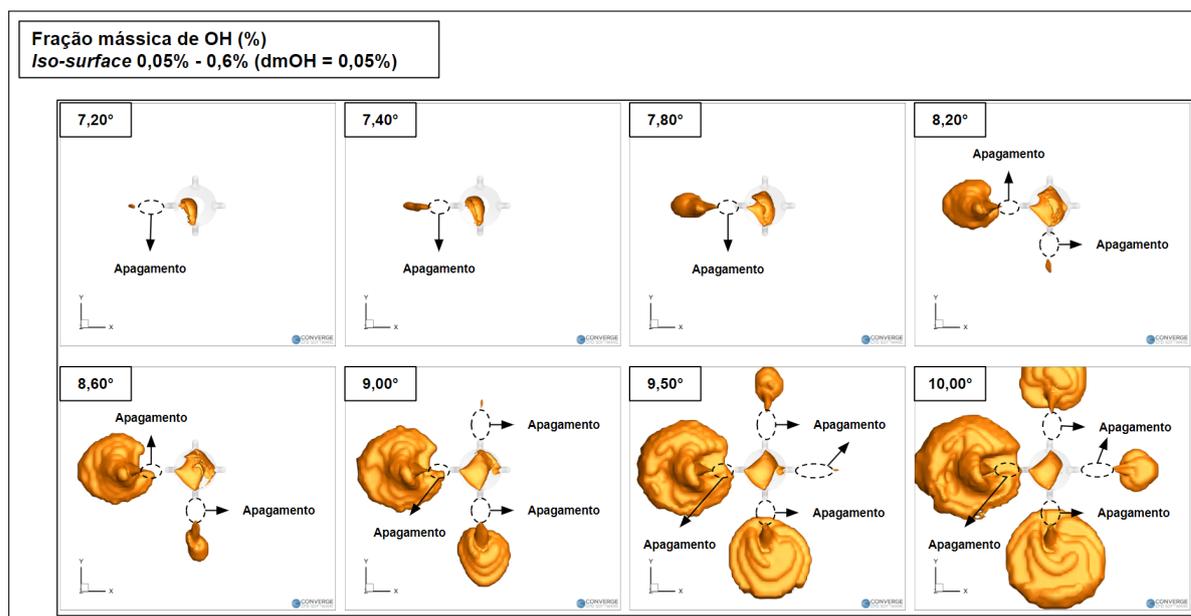
Figura 142 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 18,80° de ângulo de virabrequim do furo 4 da configuração EXT06



Fonte: Do próprio autor

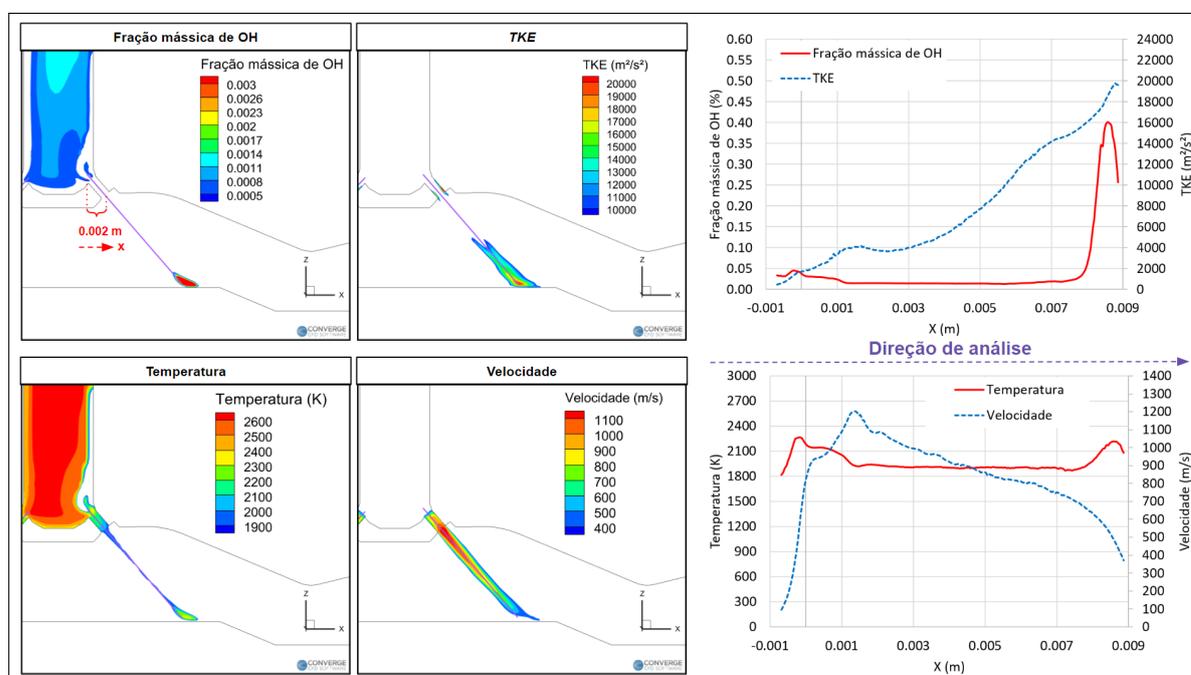
Como a *iso-surface* de temperatura engloba também os gases queimados, houve uma certa diferença entre esse parâmetro e a fração mássica de OH para a configuração EXT08, sendo que este último parâmetro também foi demonstrado na Figura 143 para complementar a observação do apagamento de chama nesta configuração. As mesmas considerações feitas na configuração EXT06 aplicam-se à configuração EXT08, sendo que as Figuras 144, 145, 146 e 147 representam os resultados obtidos nos furos desta última configuração. A principal diferença da configuração EXT08 em relação à configuração EXT06 está no fato de que os jatos se apagaram no primeiro instante em que a chama alcançava o furo, enquanto naquela observou-se que inicialmente a chama atravessou os furos (*flame ignition*) para que só depois de um tempo iniciasse o apagamento (*jet ignition*). Desta forma, a configuração EXT08 aproximou-se mais do resultado desejado do que a configuração EXT06 e constatou-se que a velocidade do motor foi o parâmetro dentro desta etapa responsável pela mudança de condição de não-apagamento (EXT02) para apagamento (EXT06 e EXT08). Como o desempenho não era o objetivo desta etapa, valores um tanto quanto distintos de *IMEP* foram encontrados: 6,11 bar, 10,20 bar e 10,34 bar para as configurações EXT06, EXT07 e EXT08, respectivamente, sendo estas duas últimas com diferenças próximas de ou menores do que 5% do valor de 10,47 bar observado na EXT02 e até mesmo do valor de 10,79 bar observado experimentalmente para a configuração PCb1.

Figura 143 – Vista superior da fração mássica de OH por meio de *iso-surface* para diferentes ângulos de virabrequim da configuração EXT08



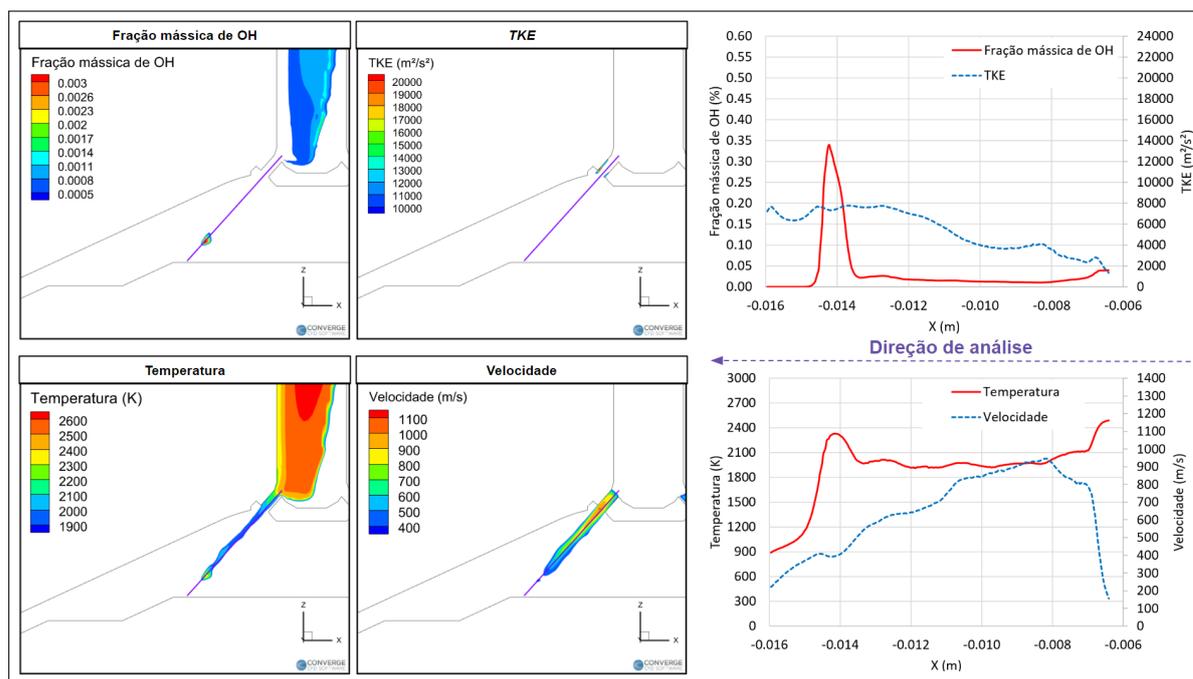
Fonte: Do próprio autor

Figura 144 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 9,60° de ângulo de virabrequim do furo 1 da configuração EXT08



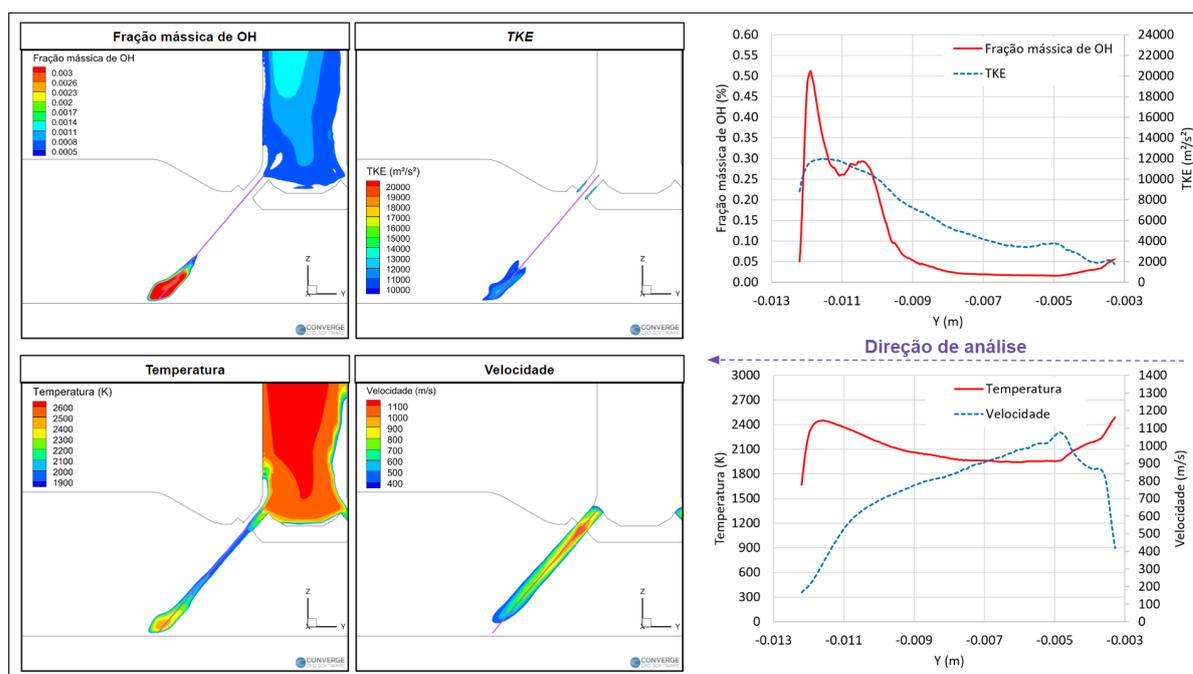
Fonte: Do próprio autor

Figura 145 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 7,20° de ângulo de virabrequim do furo 2 da configuração EXT08



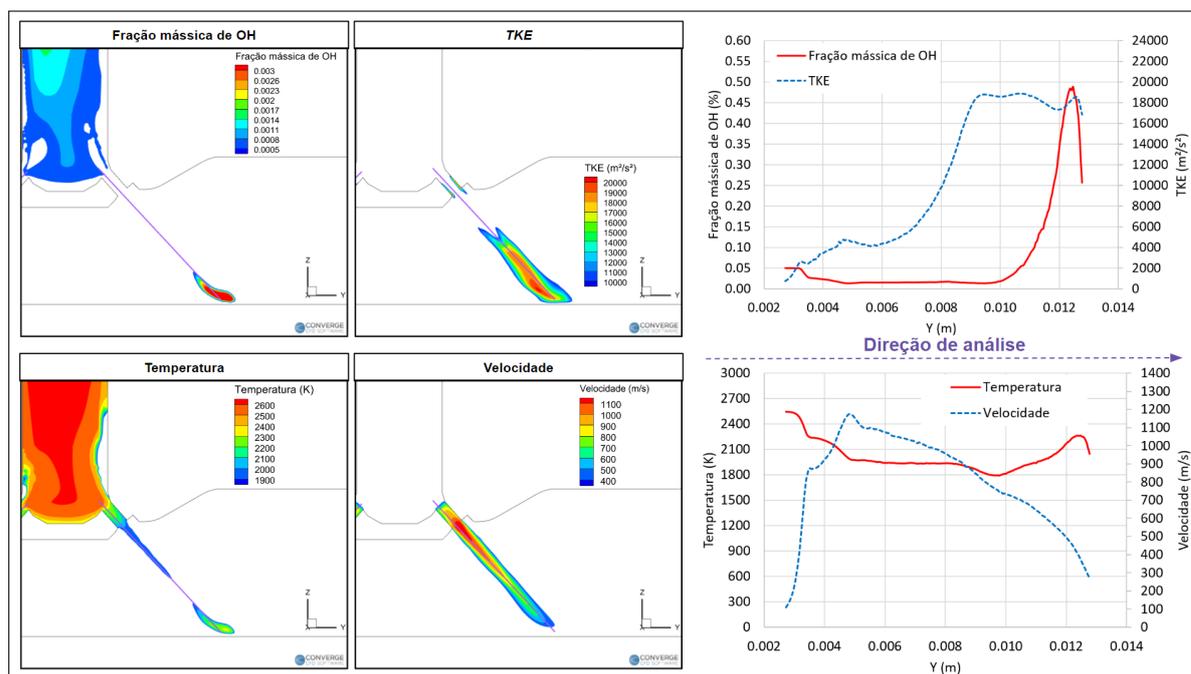
Fonte: Do próprio autor

Figura 146 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 8,40° de ângulo de virabrequim do furo 3 da configuração EXT08



Fonte: Do próprio autor

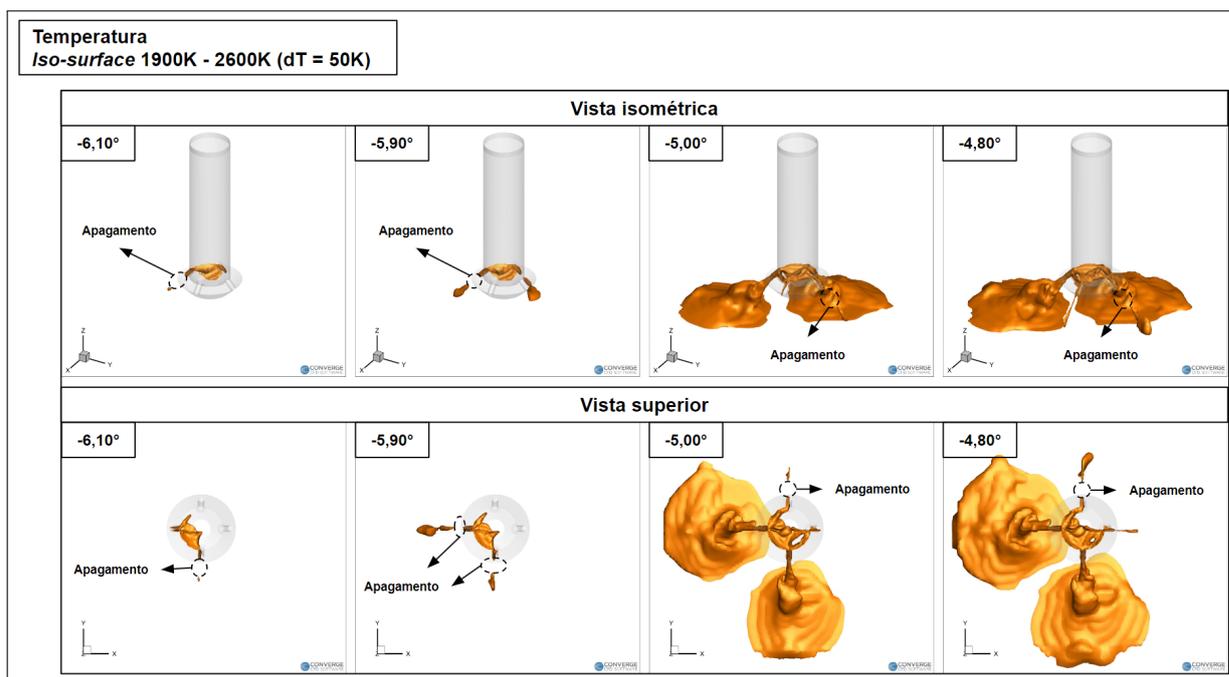
Figura 147 – Vista frontal de diferentes parâmetros por meio de plano para 9,20° de ângulo de virabrequim do furo 4 da configuração EXT08



Fonte: Do próprio autor

Como a turbulência desempenhou um papel importante no apagamento de chama, foi realizado um teste para comparar dois modelos de turbulência distintos: *RNG k- ϵ* (*RANS*) e *Viscous One-Equation (LES)*. A configuração base para essas simulações foi a EXT02, sendo alterados o método para resolução do cálculo da turbulência de *RANS* para *LES* e o modelo de turbulência de *RNG k- ϵ* para *Viscous One-Equation*. Nenhuma alteração na geometria ou na velocidade do motor foi realizada nesta etapa. Conforme pode ser visto na Figura 148, a configuração que se utilizava do método *LES* foi capaz de reproduzir o apagamento de chama, uma vez que este método realiza cálculos mais complexos e precisos do que o método *RANS*, conforme detalhado na Seção 2.12.2.2. Observou-se que o *IMEP* encontrado foi de 11,00 bar, que a pressão no cilindro foi 18,53% menor do que na pré-câmara e que a energia cinética turbulenta média nos furos alcançou valores máximos de cerca de $1500 \frac{m^2}{s^2}$, um tanto inferior aos demais modelos que visavam o apagamento de chama com o método *RANS* (EXT06 e EXT08), que necessitaram que esta energia fosse pelo menos 6 vezes maior do que esta aqui encontrada. Por fim, um ciclo da simulação com o método *LES* levou 44,13% mais tempo para ser executado do que o método *RANS*, indo de 29,64 horas para 42,72 horas.

Figura 148 – Vista isométrica e superior da temperatura para diferentes ângulos de virabrequim da configuração simulada com o método *LES* para cálculo da turbulência



Fonte: Do próprio autor

5 CONCLUSÕES

Este estudo apresenta um estudo envolvendo o impacto de um sistema de pré-câmara de combustão em um motor monocilíndrico de pesquisa operando com etanol, bem como os efeitos da geometria da pré-câmara neste sistema. Após analisar o impacto deste sistema na performance e nas emissões de poluentes do motor, foi possível concluir que:

- Comparado ao motor de ignição convencional por centelha, este sistema aumentou as eficiências térmica e de combustão em até 1,4% e 6,0%, respectivamente, acelerou, na câmara principal, a primeira metade da combustão e a queima total da mistura ar-combustível em até 23,8% e 27,4%, respectivamente, e reduziu em até 27,0% e 29,5% as emissões de monóxido de carbono e de óxidos de nitrogênio, respectivamente;
- Quando a análise anterior foi feita comparando diferentes geometrias de pré-câmara com uma configuração previamente definida, concluiu-se que a geometria da pré-câmara era capaz de aumentar as eficiências térmica e de combustão em até 0,8% e 1,3%, respectivamente, acelerar, na câmara principal, a primeira metade da combustão e a queima total da mistura ar-combustível em até 42,6% e 33,2%, respectivamente, e reduzir em até 6,6% as emissões de óxidos de nitrogênio;
- Os resultados apresentados pelas diferentes geometrias muitas vezes foram antagônicos, demonstrando a necessidade de se objetivar melhorias em determinados parâmetros e simultaneamente realizar otimizações da geometria em busca de novos ganhos;
- A configuração com pré-câmara PCb3 alcançou uma eficiência de conversão de combustível 3,7% superior àquela observada no motor operando com ignição convencional, sendo que os ganhos significativos na taxa de combustão observados nas configurações com diâmetros dos furos laterais reduzidos foram importantes visando melhoria desta eficiência, já que estes ganhos possibilitam uma melhoria na eficiência térmica por meio do aumento da razão de compressão, uma vez a queima mais rápida é menos propensa à autoignição;
- O apagamento de chama foi observado em extrapolações que aumentaram significativamente a energia cinética turbulenta no motor através do aumento de sua velocidade, fazendo com que esta energia também aumentasse consideravelmente durante a ejeção dos jatos, observando-se assim tanto velocidades supersônicas quanto este fenômeno de apagamento, podendo-se constatar desta maneira que esta condição de velocidade está intrinsecamente relacionada à ocorrência deste fenômeno quando utilizado o método *RANS* para turbulência. Já o método *LES* dispensou tal relação permitindo assim a observação do apagamento de chama em função da

sua capacidade superior de realizar cálculos para a turbulência quando comparado ao método *RANS*. Desta forma, as simulações em que a presença desta extinção de chama foi constatada podem ser consideradas *TJI*.

Desta forma, este estudo observou que tanto o sistema de pré-câmara de combustão quanto o ajuste de sua geometria foram responsáveis pela melhoria de diversos parâmetros do motor operando com um biocombustível já disponível em larga escala no território brasileiro, capaz de capturar as emissões de CO_2 do motor por meio da fotossíntese da cana-de-açúcar utilizada para sua produção, e que possui uma maior margem de aumento da razão de compressão em relação à gasolina graças à sua maior resistência à autoignição, o que permite uma maior eficiência térmica, sendo sugerido um estudo dedicado à esta razão. Este estudo ainda apontou que a simulação numérica é uma ferramenta de extrema importância na compreensão dos fenômenos que englobam tanto motores de combustão interna quanto pré-câmaras de combustão, sendo esta ferramenta extremamente rica em recursos de maneira tal que ajustes devem ser estudados e realizados de acordo com o objetivo desejado. Por fim, este estudo apontou que os motores de combustão interna devem perdurar nas próximas décadas e que sistemas e técnicas como estes aqui aplicados podem aumentar as eficiências de tais motores, intensificando ainda mais suas vantagens sobre os veículos elétricos.

REFERÊNCIAS

- [1] NITNAWARE, Pravin T.; SURYAWANSHI, Jiwak G. Effects of equal spark timing on performance emission and combustion characteristics of SI engine using hydrogen and CNG blends. **Journal of the Brazilian society of mechanical sciences and engineering**, v. 38, p. 2245-2253, 2016.
- [2] SANTOS, Nathalia Duarte Souza Alvarenga et al. Internal combustion engines and biofuels: Examining why this robust combination should not be ignored for future sustainable transportation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 148, p. 111292, 2021.
- [3] TOWOJU, Olumide A.; ISHOLA, Felix A. A case for the internal combustion engine powered vehicle. **Energy Reports**, v. 6, p. 315-321, 2020.
- [4] BP Energy Outlook; 2017. Disponível em: <https://www.bp.com/content/dam/bp/pdf/energyeconomics/energy-outlook-2017/bp-energy-outlook-2017.pdf>. Último acesso em: Março, 2023.
- [5] IPCC. Chapter 8: transport IPCC WGIII fifth assessment report. Disponível em: https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/wg3/ipcc_wg3_ar5_chapter8.pdf. Último acesso em: March, 2023.
- [6] Food and Agriculture Organisation of the U.N. **Tackling Climate Change through Livestock**; 2013. Disponível em: <http://www.fao.org/news/story/en/item/197623/icode/>. Último acesso em: Março, 2023.
- [7] NOVELLA, R. et al. Improving the performance of the passive pre-chamber ignition concept for spark-ignition engines fueled with natural gas. **Fuel**, v. 290, p. 119971, 2021.
- [8] LEACH, Felix et al. The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines. **Transportation Engineering**, v. 1, p. 100005, 2020.
- [9] IAV. **Pre-Chamber Ignition – Small Spark, Great Effect**. Disponível em: <https://www.iav.com/en/what-moves-us/pre-chamber-ignition-small-spark-great-effect/>. Último acesso em: Abril, 2023.
- [10] DE OLIVEIRA, Wender Pereira et al. A review of passive pre-chamber in turbulent jet ignition system applied on low emissions SI engines. 2023.
- [11] CHO, Jaeyoung; SONG, Han Ho. Understanding the effect of inhomogeneous fuel–air mixing on knocking characteristics of various ethanol reference fuels with RON 100 using rapid compression machine. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 37, n. 4, p. 4911-4919, 2019.
- [12] SHAHEEN, Susan; MARTIN, Elliot; TOTTE, Hannah. Zero-emission vehicle exposure within US carsharing fleets and impacts on sentiment toward electric-drive vehicles. *Transport Policy*, v. 85, p. A23-A32, 2020.

- [13] Exxon Mobil Corporation. **2017 Outlook for Energy: a View to 2040**. Report. Irving: Exxon Mobil Corporation; 2017.
- [14] Organization of the Petroleum Exporting Countries. **2013 World Oil Outlook**. Report. Vienna: OPEC Secretariat; 2013.
- [15] US Energy Information Administration (EIA). **International Energy Outlook 2016**. Report. Washington, DC: EIA; 2016.
- [16] World Energy Council. **Global Transport Scenarios 2050**. Report. London: World Energy Council; 2011.
- [17] KALGHATGI, Gautam. Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport?. **Applied energy**, v. 225, p. 965-974, 2018.
- [18] SOLTIC, Patrik; HILFIKER, Thomas. Efficiency and raw emission benefits from hydrogen addition to methane in a prechamber-equipped engine. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 45, n. 43, p. 23638-23652, 2020.
- [19] RUHNAU, Oliver et al. Direct or indirect electrification? A review of heat generation and road transport decarbonisation scenarios for Germany 2050. **Energy**, v. 166, p. 989-999, 2019.
- [20] STEUBING, Michael et al. Bioenergy plants' potential for contributing to heat generation in Germany. **Energy, Sustainability and Society**, v. 10, p. 1-23, 2020.
- [21] DE SALVO JUNIOR, Orlando; DE ALMEIDA, Flávio G. Vaz. Influence of technologies on energy efficiency results of official Brazilian tests of vehicle energy consumption. **Applied energy**, v. 241, p. 98-112, 2019.
- [22] ALPANDA, Sami; PERALTA-ALVA, Adrian. Oil crisis, energy-saving technological change and the stock market crash of 1973–74. **Review of Economic Dynamics**, v. 13, n. 4, p. 824-842, 2010.
- [23] LOPES, Mario Lucio et al. Ethanol production in Brazil: a bridge between science and industry. **Brazilian Journal of Microbiology**, v. 47, p. 64-76, 2016.
- [24] BRENNAN, John W.; BARDER, Timothy E. Battery electric vehicles vs. internal combustion engine vehicles. A United States-Based Comprehensive Assessment, p. 48, 2016.
- [25] KUTNEY, P. **Kwid elétrico de R\$ 143 mil é o caro popular que gasta R\$ 0,06 por km** Disponível em: <https://motor1.uol.com.br/features/580555/kwid-eletrico-caro-popular/>. Último acesso em: Abril, 2023.
- [26] ALVAREZ, Carlos Eduardo Castilla et al. A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 128, p. 107-120, 2018.
- [27] BRUNETTI, F.; GARCIA, O. **Motores de Combustão Interna**, 3^a edição, 2012.
- [28] HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**, 1^a Ed, McGraw-Hill. New York, USA, 1988.

- [29] PULKRABEK, Willard W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine**. Prentice Hall, 2007.
- [30] DA SILVA, Thiago Rodrigo Vieira et al. **Development procedure for a prototype turbo engine design powered by ethanol and assisted by water injection**. 2022.
- [31] BAETA, Jose Guilherme Coelho. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**. 2006.
- [32] BURKARDT, Patrick; WOUTERS, Christian; PISCHINGER, Stefan. Potential of alcohol fuels in active and passive pre-chamber applications in a passenger car spark-ignition engine. **International Journal of Engine Research**, p. 14680874211053168, 2021.
- [33] MAHLE Powertrain. **MAHLE Jet Ignition**. Disponível em: <https://www.mahle-powertrain.com/en/experience/mahle-jet-ignition/>. Último acesso em: Março, 2023.
- [34] WALL, John C.; HEYWOOD, John B. **The influence of operating variables and prechamber size on combustion in a prechamber stratified-charge engine**. SAE Technical Paper, 1978.
- [35] WIMMER, Donn Braden; LEE, R. C. An Evaluation of the Performance and Emissions of a CFR Engine Equipped with a Prechamber. **SAE Transactions**, p. 1442-1457, 1973.
- [36] DAVIS, G. C.; KRIEGER, R. B.; TABACZYNSKI, Rodney J. Analysis of the flow and combustion processes of a three-valve stratified charge engine with a small prechamber. SAE Transactions, p. 3534-3550, 1974.
- [37] ADAMS, Tim G. **Torch ignition for combustion control of lean mixtures**. SAE Technical Paper, 1979.
- [38] ADAMS, T. G. Theory and evaluation of auxiliary combustion (torch) chambers. SAE Transactions, p. 2328-2339, 1978.
- [39] LUMSDEN, Grant; WATSON, Harry C. **Optimum Control of an SI Engine with a $\lambda = 5$ Capability**. SAE Technical Paper, 1995.
- [40] KETTNER, Maurice et al. **The BPI flame jet concept to improve the inflammation of lean burn mixtures in spark ignited engines**. SAE Technical Paper, 2004.
- [41] TOULSON, Elisa et al. Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion. SAE International Journal of Engines, v. 5, n. 4, p. 1821-1835, 2012.
- [42] VERSTEEG, Henk Kaarle; MALALASEKERA, Weeratunge. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. Pearson education, 2007.
- [43] ANDERSON, John David; WENDT, John. **Computational fluid dynamics**. New York: McGraw-Hill, 1995.

- [44] PATANKAR, Suhas V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. CRC press, 2018.
- [45] FERZIGER, Joel H.; PERIĆ, Milovan; STREET, Robert L. **Computational methods for fluid dynamics**. Berlin: springer, 2002.
- [46] FLETCHER, Clive AJ. **Computational techniques for fluid dynamics: Specific techniques for different flow categories**. Springer Science & Business Media, 2012.
- [47] Gamma Technologies. 2016. GT-SUITE - Flow Theory Manual. 2016. —. 2016. GT-SUITE Engine Performance. Westmont : s.n., 2016
- [48] CONVERGENT SCIENCE. **Converge 3.0 Manual**. Madison, United States: [s.n.].
- [49] VAZ, Marilia Gabriela Justino. **Validação de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para mistura de gasolina-etanol em um motor de combustão interna**. 2018.
- [50] SODJA, Jurij. Turbulence models in CFD. **University of Ljubljana**, p. 1-18, 2007.
- [51] BAUMGARTEN, Carsten. **Mixture formation in internal combustion engines**. Springer Science & Business Media, 2006.
- [52] REITZ, R. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays. **Atomization and Spray Technology**, v. 3, p. 309–337, 1987.
- [53] O’ROURKE, P. J.; AMSDEN, A. A. The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup. **SAE Technical Paper Series**, n. 872089, p. 1–12, 1987.
- [54] TURNS, S. R. An introduction to combustion - concepts and applications. 3th. ed. State College, Pennsylvania: [s.n.].
- [55] SENEAL, P. K. et al. Multi-dimensional modeling of direct-injection diesel spray liquid length and flame lift-off length using cfd and parallel detailed chemistry. **SAE Technical Papers**, n. 724, p. 1–23, 2003.
- [56] ANDRAE, Johan CG; HEAD, R. A. HCCI experiments with gasoline surrogate fuels modeled by a semidetained chemical kinetic model. **Combustion and flame**, v. 156, n. 4, p. 842-851, 2009.
- [57] MARINOV, Nick M. A detailed chemical kinetic model for high temperature ethanol oxidation. **International Journal of Chemical Kinetics**, v. 31, n. 3, p. 183-220, 1999.
- [58] SAN DIEGO MECHANISMS 2016/08/15 - Minor correction as of Aug. 2022, Disponível em https://web.eng.ucsd.edu/mae/groups/combustion/sdmech/sandiego20161214/20161214_log.txt.
- [59] HUA, Jianxiong et al. Influence of pre-chamber structure and injection parameters on engine performance and combustion characteristics in a turbulent jet ignition (TJI) engine. **Fuel**, v. 283, p. 119236, 2021.

- [60] ONOFRIO, Gessica et al. Combustion sensitivity to the nozzle hole size in an active pre-chamber ultra-lean heavy-duty natural gas engine. **Energy**, v. 235, p. 121298, 2021.
- [61] SANDOVAL, Miguel Humberto Barrientos et al. The influence of volume variation in a homogeneous prechamber ignition system in combustion characteristics and exhaust emissions. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 42, n. 1.
- [62] BENAJES, Jesús et al. Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 178, p. 115501, 2020.
- [63] SILVA, Mickael et al. **Effects of geometry on passive pre-chamber combustion characteristics**. SAE Technical Paper, 2020.
- [64] ROSO, Vinícius Rückert et al. Evaluation of a stratified prechamber ignition concept for vehicular applications in real world and standardized driving cycles. **Applied Energy**, v. 254, p. 113691, 2019.
- [65] BENAJES, Jesús et al. Advantages of hydrogen addition in a passive pre-chamber ignited SI engine for passenger car applications. **International Journal of Energy Research**, v. 45, n. 9, p. 13219-13237, 2021.
- [66] TOLOU, Sedigheh; SCHOCK, Harold. Experiments and modeling of a dual-mode, turbulent jet ignition engine. *International Journal of Engine Research*, v. 21, n. 6, p. 966-986, 2020.
- [67] WANG, Li et al. Economy and emission characteristics of the optimal dilution strategy in lean combustion based on GDI gasoline engine equipped with prechamber. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 13, n. 12, p. 16878140211038100, 2021.
- [68] DISTASO, Elia et al. Analysis of the combustion process in a lean-burning turbulent jet ignition engine fueled with methane. **Energy Conversion and Management**, v. 223, p. 113257, 2020.
- [69] KHEYROLLAHI, Javad et al. Improvement of performance and emission in a lean-burn gas fueled spark ignition engine by using a new pre-chamber. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, v. 40, n. 5, p. e13637, 2021.
- [70] LI, Xiang et al. Pre-chamber turbulent jet ignition of methane/air mixtures with multiple orifices in a large bore constant volume chamber: effect of air-fuel equivalence ratio and pre-mixed pressure. **Frontiers in Energy**, v. 13, p. 483-493, 2019.
- [71] INTEL. Último acesso em: agosto, 2022. Disponível em: <https://ark.intel.com/content/www/br/pt/ark/products/91755/intel-xeon-processor-e52697-v4-45m-cache-2-30-ghz.html>.
- [72] COTA, Filipe Silva. **Desenvolvimento de mecanismos cinéticos químicos reduzidos para diferentes misturas de gasolina e etanol**. 2018.
- [73] GIMENEZ-LOPEZ, Jorge et al. Experimental and kinetic modeling study of C_2H_2 oxidation at high pressure. **International Journal of Chemical Kinetics**, v. 48, n. 11, p. 724-738, 2016.

- [74] CURRAN, Henry J. Developing detailed chemical kinetic mechanisms for fuel combustion. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 37, n. 1, p. 57-81, 2019.
- [75] WIMSHURST A. **Fluid 101 Mechanics**. Disponível em: <https://www.fluidmechanics101.com/pages/lectures.html>. Último acesso em: fevereiro, 2023.
- [76] HUANG, Linhui et al. Numerical study of the effects of excess air ratio on passive pre-chamber jet performance and ignition mechanism. **Applied Thermal Engineering**, v. 234, p. 121315, 2023.