

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

**ANÁLISE NUMÉRICA DA COMBUSTÃO EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA COM PRÉ-CÂMARAS DE DIFERENTES GEOMETRIAS OPERADO
COM ETANOL.**

MIGUEL HUMBERTO BARRIENTOS SANDOVAL

Belo Horizonte
2018

Miguel Humberto Barrientos Sandoval

**ANÁLISE NUMÉRICA DA COMBUSTÃO EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA COM PRÉ-CÂMARAS DE DIFERENTES GEOMETRIAS OPERADO
COM ETANOL.**

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. Ramón Molina Valle

Co-orientador: Carlos Eduardo Castilla Alvarez

Belo Horizonte
2018

B275a

Barrientos Sandoval, Miguel Humberto.

Análise numérica da combustão em um motor de ignição por centelha com pré-câmaras de diferentes geometrias operado com etanol [manuscrito] / Miguel Humberto Barrientos Sandoval. – 2018. 114 f., enc.: il.

Orientador: Ramon Molina Valle.

Coorientador: Carlos Eduardo Castilla Alvarez.

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

Bibliografia: f. 110-114.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Combustão - Teses. 3. Dinâmica dos fluidos computacional - Teses. 4. Motores de combustão interna - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Castilla Alvarez, Carlos Eduardo. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



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

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

**"ANÁLISE NUMÉRICA DA COMBUSTÃO EM UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR CENTELHA COM PRÉ-CÂMARAS DE DIFERENTES
GEOMETRIAS OPERADO COM ETANOL"**

MIGUEL HUMBERTO BARRIENTOS SANDOVAL

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**ENERGIA E SUSTENTABILIDADE**".

Dissertação aprovada no dia 15 de fevereiro de 2019.

Por:

Prof. Ramon Molina Valle

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Rudolf Huebner

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof.ª Cristiana Brasil Maia

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer em primeiro lugar a Deus por todas as oportunidades e bençãos que me concede. A meus pais, Gustavo y Rosa e a meus irmãos Sandra, Eduardo e Alonso por todo o amor, apoio e carinho ao longo de minha vida, sem vocs nada disso seria possvel e nem faria sentido.

Ao meu orientador, professor Dr. Ramon Molina Valle, por me conceder a oportunidade de trabalhar no Centro de Tecnologia e Mobilidade (CTM) e por todo o auxilio e confiana prestada durante o desenvolvimento do projeto.

A meus amigos Erika Pelaez, Oscar Sandoval, Fernanda Dias, Mauricio Uribe, Bryan Castro e todos os colegas do laboratorio por todo o carinho, apoio, companheirismo e os incontveis ensinamentos teóricos e prticos que vocs tiveram comigo.

À equipe de trabalho experimental e numérica, Carlos, Vinicius, Bruno, Raphael e Filipe por todos os ensinamentos compartilhados durante meu mestrado.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, pela oportunidade dada.

Aos professores da Pós-graduação da UFMG por todo ensinamento transmitido e por toda a ajuda durante a realizao do projeto.

Agradeo também as empresas responsáveis pelo fornecimento das licenas dos softwares utilizados nesse trabalho, Convergent Science, Solidworks, GT-Suite, Concerto e assim como a estrutura fornecida pelo laboratório CTM-UFMG para que este trabalho pudesse ser realizado.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

Os crescentes aumentos das emissões de poluentes exigem às indústrias a procurar novas tecnologias focadas no máximo aproveitamento dos recursos naturais com redução dos níveis de contaminação. No setor automotivo, apesar de não ser uma tecnologia atual, o uso de motores com sistema de ignição com pré-câmara se projeta como uma solução adequada para a produção de potência reduzindo o nível de contaminação e o consumo de combustível, uma vez que o sistema permite ganhos significativos nos parâmetros da combustão que possibilitam o uso de misturas pobres no motor. O sistema de ignição com pré-câmara consiste na instalação de uma pequena câmara de combustão adicional, ou pré-câmara, interconectada através de canais de conexão com a câmara principal. Neste sistema, a combustão se inicia, através de uma centelha eléctrica, na pré-câmara, onde a pressão e a temperatura aumentam, promovendo a formação de jatos de chama, os quais são direcionados para a câmara principal. No sistema de ignição com pré-câmara, além da proporção ar/combustível, a geometria da pré-câmara é um dos parâmetros mais importantes, uma vez que influencia diretamente nas características da combustão e nas emissões gasosas do motor. Neste trabalho se analisa detalhadamente o desempenho de um motor de combustão interna equipado com sistema de ignição com pré-câmara operando com carga homogênea, variando o volume interno da pré-câmara e o diâmetro, quantidade e disposição dos canais de interconexão. Os resultados indicam que o aumento do volume interno da pré-câmara é o parâmetro que mais influencia no processo de combustão, uma vez que afeta diretamente a capacidade de liberação de energia e na velocidade da combustão. Por outro lado, o adequado dimensionamento, distribuição e disposição dos canais de interconexão, possibilitam pequenos ganhos em termos de eficiência da combustão e permitem uma adequada distribuição dos jatos na câmara principal.

Palavras-chave: Motores de combustão interna, pré-câmara, dinâmica dos fluidos computacional, Combustão, ECFM, simulação numérica.

ABSTRACT

The increase of pollutant emissions demands the industries to find new technologies focused on the maximum exploitation of natural resources with reduction of contamination levels. In the automotive sector, despite not being a modern technology, the use of engines with ignition system of pre-chamber is projected to be one of the most suitable to generate power reducing contamination levels and fuel consumption, since the system allows significant gains in the combustion parameters that allow the use of poor blends in the engine. The ignition system with pre-chamber consists on the setup of a small additional combustion chamber, or pre-chamber, interconnected through connection channels with the main chamber. In this system, the combustion starts from an electrical spark in the pre-chamber, where both pressure and temperature rise, which generates flame jets, which are directed to the main chamber. In the ignition system with pre-chamber, besides the proportion of air/fuel, its geometry is one of the most important parameters, once it directly influences on the combustion characteristics and on the gas emission of the engine. In this work it is minutely analyzed the performance of an internal combustion engine, equipped with an ignition system with pre-chamber operating with homogeneous load, varying the pre-chamber's internal volume and the diameter, quantity and arrangement of the interconnection channels. The results indicate that the increase of internal volume of the pre-chamber is the parameter that influences the most the combustion process. On the other hand, the proper sizing, distribution and setup of the interconnected channels provide small gains in terms of the combustion efficiency and allow a proper distribution of jets in the main chamber.

Keywords: Internal combustion engine, pre-chamber, computational dynamic of fluids, Combustion, ECFM, numerical simulation.

SUMÁRIO

	Sumário	7
	Lista de ilustrações	9
	Lista de tabelas	12
1	INTRODUÇÃO.	17
1.1	Objetivo geral.	19
1.1.1	Objetivos específicos.	19
1.1.2	Estrutura da dissertação.	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.	20
2.1	CONCEITOS FUNDAMENTAIS DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.	20
2.1.1	Motores de quatro tempos com ignição por centelha.	20
2.1.2	Ciclo teórico e real para motores de ignição por centelha.	22
2.1.3	Formação da mistura ar-combustível.	23
2.1.4	Ignição da mistura ar-combustível.	26
2.1.4.1	Sistema de ignição por centelha convencional.	26
2.1.5	Combustão em motores de ignição por centelha.	27
2.1.6	Combustíveis utilizados em motores SI.	30
2.1.6.1	Álcool Etílico.	31
2.1.7	Sistema de ignição com pré-câmaras em motores SI.	32
2.1.7.1	Utilização de pré-câmaras em motores SI com mistura homogênea.	33
2.1.7.2	Influência do uso de sistema de ignição com pré-câmara sobre a combustão.	36
2.2	CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.	37
2.2.1	Dinâmica dos fluidos computacional aplicada a motores de combustão interna.	38
2.2.2	Equações de conservação para um volume de controle.	39
2.2.3	Turbulência e a decomposição de Reynolds.	41
2.2.3.1	Equações de Navier-Stokes por médias de Reynolds (RANS).	43
2.2.3.2	Modelo RNG $k-\epsilon$.	43
2.2.4	Velocidades de chama laminar.	44
2.2.5	Modelos ECFM para combustão em motores.	45
2.2.5.1	Densidade de superfície de frente de chama.	46
2.3	ESTADO DA ARTE.	46

2.4	Considerações finais.	56
3	METODOLOGIA	57
3.1	DOMÍNIO COMPUTACIONAL.	57
3.1.1	PRÉ-CÂMARAS PROJETADAS	60
3.2	MODELOS MATEMÁTICOS.	65
3.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO.	65
3.4	MÉTODO NUMÉRICO E PROGRAMA UTILIZADO.	68
3.5	GERAÇÃO DA MALHA.	69
3.6	Metodologia de ajuste dos parâmetros α e β do modelo de combustão.	71
3.7	TESTE DE MALHA.	72
3.8	Teste do número de ciclos.	76
3.9	Validação do modelo.	76
3.9.1	Validação dos dados para o motor convencional.	77
3.9.2	Validação dos dados para o motor com a pré-câmara.	79
3.10	RESULTADOS A OBTER.	82
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	83
4.1	Resultados da comparação do motor convencional com o motor com pré-câmara.	83
4.2	Resultados da comparação das geometrias das pré-câmaras.	89
4.3	Resultados da comparação dos volumes das pré-câmaras.	102
5	CONCLUSÕES	108
6	TRABALHOS FUTUROS	110
	REFERÊNCIAS	111

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Produção mundial de automóveis de 2000 a 2017.	17
Figura 2 – Ciclo Otto.	21
Figura 3 – Comparação entre o ciclo Otto teórico e o ciclo real.	22
Figura 4 – Sistema de injeção de combustível em motores SI.	24
Figura 5 – Sistemas de injeção de combustível.	25
Figura 6 – Sistema de injeção eletrônico.	27
Figura 7 – Modos de combustão.	28
Figura 8 – Fases da combustão.	29
Figura 9 – Sistema de ignição por lança chama de Sir. Harry R. Ricardo (1918).	34
Figura 10 – Sistema de ignição com pré-câmara da Ford.	35
Figura 11 – Sistema de ignição com pré-câmara da Ford.	36
Figura 12 – Medição pontual da velocidade em um escoamento em regime turbulento.	42
Figura 13 – Configurações de pré-câmaras proposta por Gomes.	47
Figura 14 – Sistema de ignição projetado por Jamrozik.	48
Figura 15 – Sistema de ignição com pré-câmaras proposto por Rodrigues.	49
Figura 16 – Validação da curva de pressão através do modelo ECFM.	52
Figura 17 – Concentração de combustível no final da combustão.	53
Figura 18 – Pré-câmara de volume variável proposta por (ALVAREZ, 2018)	54
Figura 19 – Pré-câmaras propostas por Lima.	55
Figura 20 – Propagação da chama para a configuração proposta por (ALVAREZ, 2018) e (LIMA, 2018).	56
Figura 21 – Perfil de abertura e fechamento das válvulas do motor.	59
Figura 22 – Domínio computacional.	60
Figura 23 – Características da pré-câmara.	61
Figura 24 – Volumes das pré-câmaras.	62
Figura 25 – Distribuição dos canais de interconexão	63
Figura 26 – Pre-câmaras projetadas.	64
Figura 27 – Condições de contorno.	66
Figura 28 – Malha na superfície externa da câmara de combustão e válvulas.	69
Figura 29 – Malha na superfície interna da câmara de combustão e vela de ignição.	69
Figura 30 – Malha na superfície da pré-câmara.	70
Figura 31 – Malha no domínio computacional.	70
Figura 32 – Refinamento fixo na vela de ignição.	71

Figura 33 – Comparação da pressão dentro do cilindro para as malhas testadas.	73
Figura 34 – Comparação da pressão dentro do cilindro para as malhas testadas.	75
Figura 35 – Teste de número de ciclos.	76
Figura 36 – Massa de combustível no cilindro.	77
Figura 37 – Massa de ar no cilindro.	78
Figura 38 – Comparação da pressão no cilindro para o modelo experimental e o modelo tridimensional.	79
Figura 39 – Massa de ar no cilindro.	80
Figura 40 – Massa de combustível no cilindro.	80
Figura 41 – Comparação da pressão no cilindro para o modelo experimental e o modelo tridimensional.	81
Figura 42 – Vetores de velocidade e concentração de combustível no plano y durante o processo de compressão para o motor convencional e o motor com pré-câmara.	84
Figura 43 – Características de escoamento e concentração de combustível da pré-câmara em -20° APMS.	85
Figura 44 – Comparação da propagação da frente de chama para o motor convencional e o motor com pré-câmara.	86
Figura 45 – Fração de massa queimada para o motor convencional e o motor com pré-câmara.	88
Figura 46 – Comparação da curva de pressão para o motor convencional e o motor com pré-câmara.	89
Figura 47 – Comparação da propagação da frente de chama em -8° de ângulo de virabrequim (APMS).	91
Figura 48 – Comparação da propagação da frente de chama em -6° de ângulo de virabrequim (APMS).	92
Figura 49 – Comparação da propagação da frente de chama em -4° de ângulo de virabrequim (APMS).	93
Figura 50 – Comparação da propagação da frente de chama em 8° de ângulo de virabrequim (DPMS).	95
Figura 51 – Penetração dos jatos na câmara principal.	96
Figura 52 – Comparação da velocidade de jato para as pré-câmaras estudadas.	97
Figura 53 – Taxa de liberação de calor.	98
Figura 54 – Pico de pressão para as pré-câmaras projetadas.	99
Figura 55 – Fração de massa queimada para as pré-câmaras em estudo. . .	100
Figura 56 – Fração de massa de N_2	101

Figura 57 – Pico de pressão para as pré-câmaras projetadas.	103
Figura 58 – Comparação da velocidade de jato para as pré-câmaras estudadas.	104
Figura 59 – Taxa de liberação de calor.	105
Figura 60 – Fracão de massa queimada na câmara principal.	106

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes do modelo RNG $k-\epsilon$	44
Tabela 2 – Características do motor Ford Sigma 1.6 Flex.	58
Tabela 3 – Condições de operação do motor Ford Sigma 1.6 Flex.	58
Tabela 4 – Características do motor Ford Sigma 1.6 Flex.	58
Tabela 5 – Características das pré-câmaras propostas.	65
Tabela 6 – Condições de contorno.	67
Tabela 7 – Condições de contorno nas paredes.	67
Tabela 8 – Condições iniciais.	68
Tabela 9 – Frações mássicas de gases no motor convencional e com pré-câmara	68
Tabela 10 – CA 10-90 motor convencional	74
Tabela 11 – CA 10-90 motor com pré-câmara.	75
Tabela 12 – Comparação da fração de massa queimada para o modelo experi- mental e a simulação.	82
Tabela 13 – Duração da combustão para o motor convencional e o motor com pré-câmara obtida através de simulação computacional	88
Tabela 14 – Avanço de ignição	90
Tabela 15 – Duração da combustão.	100
Tabela 16 – Eficiência de combustão para as pré-câmaras propostas	102
Tabela 17 – Avanço e duração da combustão.	105
Tabela 18 – Eficiência de combustão para as pré-câmaras estudadas.	107

LISTA DE SÍMBOLOS.

Letras Latinas.

E Energia [J].

k Energia cinética turbulenta [m^2/s^2].

m Massa [kg].

M Massa molecular [g/mol].

M_m Massa da espécie m na célula [g/mol].

M_{tot} Massa total na célula [g/mol].

p Pressão [Pa].

p_o Pressão de referência [atm]

S_i Termo fonte de energia [W/m^3]

s_{ij} Componente ij do tensor deformação [Pa]

S_m Termo fonte de massa da espécie m [$kg^3.s$]

S_{Mi} Termo fonte de momentum na direção x, y e z [N/m^3]

Sc Número de Schmidt [-]

Sc_t Número de Schmidt turbulento [-]

Su Velocidade laminar de chama [m/s]

t Tempo [s]

T Temperatura [K]

T₀ Temperatura de referência [K]

T_u Temperatura dos gases não queimados [K]

u Velocidade nas três dimensões u_x , u_y e u_z , em coordenadas cartesianas [m/s]

u Velocidade instantânea na direção x [m/s]

U Velocidade média na direção x [m/s]

v Velocidade instantânea na direção y [m/s]

V Velocidade média na direção y [m/s]

V Volume [m^3]

w Velocidade instantânea na direção z [m/s]

W Velocidade média na direção z [m/s]

Y_m Fração Mássica da espécie m [-]

Letras Gregas.

α Constante do modelo ECFM [-]

β Constante do modelo ECFM [-]

ϵ Dissipação turbulenta [$J/kg.s$]

λ Razão ar/combustível [-]

μ Viscosidade dinâmica [$N.s/m^2$]

μ_t Viscosidade turbulenta [$N.s/m^2$]

ν Viscosidade cinemática [m^2/s]

ρ Massa específica [kg/m^3]

ρ_m Densidade da espécie m [kg/m^3]

ρ_{tot} Densidade total na célula [kg/m^3]

τ Tensão de cisalhamento [Pa]

τ_{ij} Componente ij do tensor tensão [Pa]

Σ Densidade de superfície de chama [m^2/m^3]

Abreviações.

AKTIM Modelo de ignição de rastreamento de arco e núcleo, do inglês *Ark Kernel Tracking Ignition Model*;

AMR Refinamento de malha adaptativa, do inglês *Adaptive mesh refinement*;

CO Monóxido de carbono;

CO₂ Dióxido de carbono;

C₂H₅OH Etanol;

- CFD** Dinâmica dos fluídos computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics*;
- CFM** Modelo de chama coerente, do inglês *Coherent Flame Model*;
- CAD** Ângulo de manivela, do inglês *Crank Angle Degree*;
- CAI** Auto-ignição controlada, do inglês *Controlled Auto Ignition*;
- CEA** Centro de estudos aeronáuticos;
- CI** Ignição por compressão, do inglês *Compression Ignition*.
- DI** Injeção Direta, do inglês *Direct Injection*;
- DI-SI** Motore de injeção direta de incendiado por centelha, do inglês *Direct Injection Spark Ignition*;
- ECFM** Modelo de chama coerente estendido, do inglês *Extend Coherent Flame Model*;
- ECU** Unidade de Controle Eletrônico, do inglês *Electronic Control Unit*;
- EGR** Recuperação dos gases de exaustão, do inglês *Exhaust Gas Recovery*;
- EUA** Estados Unidos da América;
- GDI** Injeção direta de gasolina, do inglês *Direct Injection of Gasoline*;
- H₂** Hidrogênio;
- H₂O** Água;
- ICE** Motor de combustão interna, do inglês *interna Internal Combustion Engine*;
- IMEP** Pressão efetiva média indicada, do inglês *Indicated Mean Effective Pressure*;
- MC** Câmara Principal, do inglês *Main Chamber*;
- NO_x** Óxidos de Nitrogênio;
- N₂** Nitrogênio;
- O₂** Oxigênio;
- PC** Pré-câmara, do inglês *Prechamber*;
- PCI** Ignição com pré-câmara, do inglês *Prechamber Ignition*;
- PFI** Injeção indireta do inglês *Port Fuel Injection*;
- PME** Pressão média efetiva, do inglês *Mean effective pressure*;

PMI Ponto Morto Inferior;

PMS Ponto Morto Superior;

RANS Equações de Navier-Stokes mediadas por Reynolds, do inglês *Reynolds Averaged Navier Stokes*;

RCM Máquina de compressão rápida, do inglês, *Rapid Compression Machine*;

RNG Modelo de turbulência de grupo de renormalização, do inglês *Re-Normalization Group*;

rpm Rotações por Minuto;

SAGE Solucionador detalhado de cinética química, do inglês *Detailed Chemical Kinetics Solver*;

SI Ignição por centelha, do inglês *Spark Ignition*;

TGP Câmara geradora de turbulência, do inglês *Turbulent Generating Pot*;

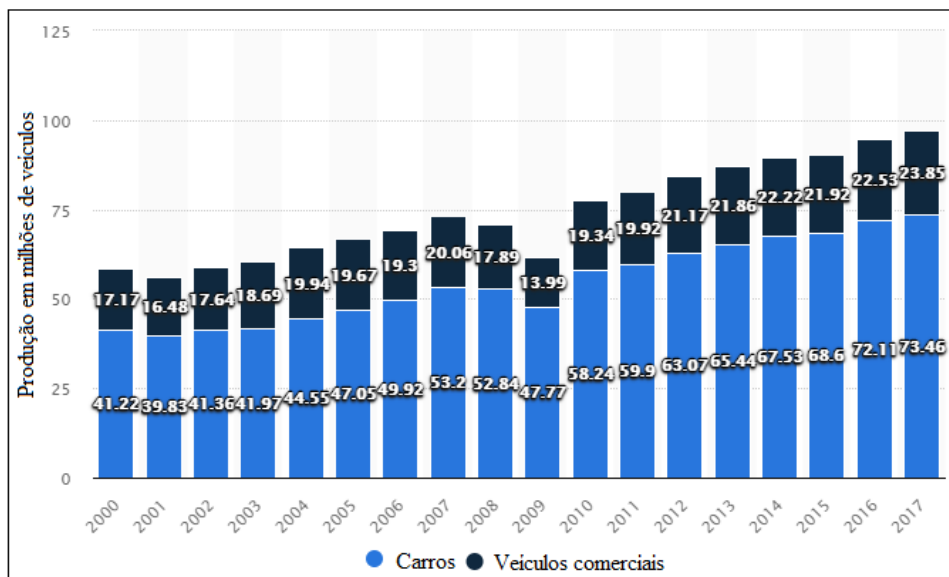
TJI Ignição por jato turbulento, do inglês *Turbulent Jet Ignition*;

UFMG Universidade Federal de Minas Gerais.

1 INTRODUÇÃO.

O motor de ignição por centelha é um dispositivo amplamente utilizado na indústria automotiva devido à sua robustez e elevada relação potência/peso (HEYWOOD, 1988). Desde sua criação em 1876 até a atualidade, esse tipo de motores tem sofrido constantes avanços, adaptando-se às necessidades ambientais e demanda no mercado automotivo. Inicialmente, esses avanços foram direcionados à obtenção de maior potência, desconsiderando a produção de emissões de poluentes e o consumo específico de combustível, mas devido ao crescimento de veículos automotores no mundo nas últimas décadas, como apresentado na Fig. 1, e aos crescentes preços do combustível, esses dois fatores se transformaram nos principais critérios para o desenvolvimento dos novos projetos de motores de ignição por centelha.

Figura 1 – Produção mundial de automóveis de 2000 a 2017.



Fonte – (STATISTA, 2018)

Com a finalidade de atingir essas duas necessidades, as indústrias e pesquisadores da área têm criado diferentes estratégias e tecnologias como o uso de misturas pobres, biocombustíveis, injeção direta em motores (SI), turbo-compressores, comando variável de válvulas, entre outros (RODRIGUES et al., 2016; JAMROZIK, 2015). De acordo com Thelen, Gentz e Toulson (2015), o emprego de misturas pobres é uma estratégia conveniente para mitigar as emissões de poluentes e é um excelente caminho para reduzir o consumo específico de combustível. Além disso, essas misturas trazem benefícios em termos de desempenho, operando em cargas parciais e benefícios na eficiência térmica em comparação aos motores operados com mistura estequiométrica (KETTNER et al., 2005). No entanto, seu uso em motores SI apresenta múltiplos desafios e limitações, uma vez que sua combustão cria a necessidade

de uma maior fonte de energia para ignição da mistura e gera uma redução na velocidade de propagação da chama e um aumento na variabilidade cíclicas do motor (WYCZALEK et al., 1975; THELEN; GENTZ; TOULSON, 2015).

A pesar de não ser uma tecnologia atual, o uso de motores com sistema de ignição com pré-câmara se projeta como uma das soluções mais idôneas para a produção de potência, reduzindo o nível de contaminação e o consumo de combustível, uma vez que as novas tecnologias de gerenciamento eletrônico de ignição e injeção permitem a utilização de misturas globalmente pobres no motor (mistura pobre na câmara principal e mistura rica na pré-câmara), controlando assim, a variabilidade cíclica e a baixa velocidade da combustão (TOULSON, 2008), através do elevado potencial de energia de ignição fornecido pelo sistema (HYNES, 1986).

O sistema de ignição com pré-câmara (PCI do inglês: *pré-chamber ignition*) consiste na instalação de uma pequena câmara adicional ou pré-câmara de combustão a qual é interconectada através de um orifício com a câmara principal. Neste sistema, a queima da mistura é produzida por meio de uma centelha elétrica na pré-câmara onde os gases contidos elevam sua pressão e temperatura promovendo a formação de jatos de chama que são liberados na câmara principal por meio dos orifícios de interconexão (RICARDO, 1922).

Este método de ignição pode ser utilizado com dois tipos de carga: carga estratificada e carga homogênea (MOREIRA, 2014). Nos sistemas de carga homogênea, a mistura é alimentada na câmara de combustão principal e deslocada pelo pistão para a pré-câmara durante o curso de compressão, mantendo a mesma relação de equivalência de ar-combustível na câmara principal e na câmara auxiliar. Nos sistemas de carga estratificada, a mistura introduzida na pré-câmara é enriquecida com mais combustível por meio de um sistema auxiliar de injeção direta, o que permite variar a razão ar-combustível na pré-câmara, aumentando a energia disponível para a ignição (RODRIGUES, 2014).

A complexidade na aplicação de sistemas de ignição com pré-câmara em motores SI, e conseqüentemente, os elevados custos para testar este tipo de tecnologia, faz indispensável a utilização de ferramentas numéricas robustas que possam prever o comportamento do sistema, otimizando tempo e custo nos testes experimentais. De acordo com Pariotis, Kosmadakis e Rakopoulos (2012), a simulação numérica em motores é uma técnica que permite explorar e compreender, através dos modelos computacionais, os processos que ocorrem dentro da câmara de combustão que dificilmente podem ser observados por meio de processos experimentais. Além disso, permitem entender como eles se relacionam com os parâmetros globais do motor.

O objetivo desta pesquisa é o desenvolvimento de uma metodologia para a simulação numérica tridimensional de um motor SI com sistema de ignição com pré-câmara utilizando o modelo CFD (*Computational fluid dynamics*) e o programa co-

mercial Converge CFD. Para isso, são validados primeiramente os modelos tridimensionais do motor convencional e do motor com pré-câmara de carga homogênea com resultados experimentais, para depois, analisar o comportamento de quatro pré-câmaras geometricamente diferentes, permitindo analisar os parâmetros operacionais do motor, tais como a pressão no cilindro, a taxa de liberação de calor e o tempo de queima da mistura. Além disso, é estudada a influência do volume da pré-câmara nas características da combustão do motor.

1.1 Objetivo geral.

O objetivo geral deste trabalho é analisar, através de simulação tridimensional, a influencia das pré-câmaras nos motores de ignição por centelha PCI-SI (*Pre-Chamber Ignition - Spark Ignition*). Para isso, são avaliadas diferentes configurações geométricas de pré-câmara e analisados nos parâmetros globais do motor e no desenvolvimento da propagação da frente de chama utilizando o modelo de combustão ECFM (*Extend Coherent Flame Model*).

1.1.1 Objetivos específicos.

- Construir o modelo tridimensional;
- Validar o modelo tridimensional do motor convencional e do motor com pré-câmara através de dados experimentais;
- Projetar e simular as pré-câmaras propostas em carga homogênea;
- Caracterizar e analisar a velocidade dos jatos das pré-câmaras propostas.

1.1.2 Estrutura da dissertação.

A estrutura do presente trabalho é dividida em seis capítulos. No primeiro capítulo são apresentados os aspectos gerais do projeto no qual é especificado a problemática, a relevância e justificativa do trabalho. Além disso, são descritos os objetivos a serem desenvolvidos na presente pesquisa. No segundo capítulo é apresentada a revisão bibliográfica, descrevendo os trabalhos mais relevantes desenvolvidos pela comunidade científica para a presente investigação. No terceiro capítulo é apresentada a metodologia de desenvolvimento desta pesquisa, na qual encontra-se; definição do domínio e condições de contorno, geração de malha, avaliação dos resultados, etc. No quarto capítulo são apresentados os resultados e a discussão dos mesmos. No capítulo cinco são realizadas as conclusões da investigação e as propostas de trabalhos futuros. Finalmente, são apresentadas as referências bibliográficas empregadas para o desenvolvimento da pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

Neste capítulo são abordados os conceitos teóricos necessários para o desenvolvimento do trabalho. A revisão Bibliográfica é dividida em três partes. Na primeira parte são descritos os conceitos básicos sobre o funcionamento dos motores de combustão interna e do sistema de ignição com pré-câmara. Na segunda parte é feita uma revisão bibliográfica sobre a dinâmica dos fluidos computacional, apresentando os modelos matemáticos e conceitos fundamentais necessários para o modelamento do modelo tridimensional de motores de combustão interna. Por último é apresentado o estado da arte referente ao sistema de ignição com pré-câmara em motores de combustão interna.

2.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.

HEYWOOD (1988) descreve um motor de combustão interna (MCI) como um mecanismo cujo propósito é a produção de energia mecânica a partir da energia química contida em um combustível. Esse processo de conversão de energia se deve à interação entre o fluido de trabalho e os componentes mecânicos do motor. Além disso, HEYWOOD (1988) argumenta que os MCI podem ser classificados de acordo com diversos fatores, entre os quais se destacam o tipo de ignição e o ciclo de operação. De acordo com o ciclo de operação os motores podem ser divididos em motores com ciclos de dois tempos ou de quatro tempos. Quanto aos tipos de ignição, podem ser classificados como ignição por compressão (CI, do inglês: *Compression Ignition*) ou ignição por centelha. Este último tipo de motor tem uma ampla gama de aplicação, especialmente, na área automotiva devido a sua robustez e elevada razão potência/peso. Neste trabalho, a revisão bibliográfica é aprofundada aos motores de combustão interna de quatro tempos com ignição por centelha.

2.1.1 Motores de quatro tempos com ignição por centelha.

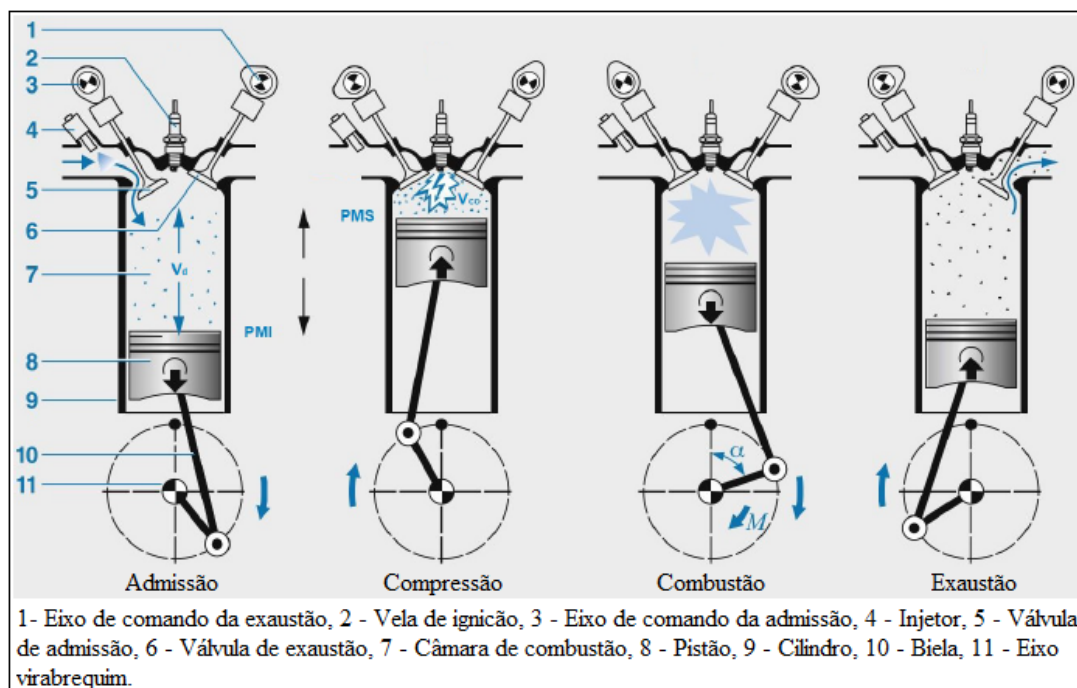
Um motor de quatro tempos é aquele que precisa de quatro deslocamentos do pistão ou duas voltas do eixo de manivela, também conhecido como virabrequim, para completar um ciclo termodinâmico de combustão. Cada tempo do pistão corresponde a um deslocamento de 180° da manivela em seu movimento rotacional e, durante um ciclo termodinâmico de combustão, quatro eventos são completados: admissão, compressão, combustão/expansão e exaustão (HEYWOOD, 1988).

O motor de quatro tempos supracitado foi inicialmente descrito em 1862 pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas, mas é comumente chamado de motor de ciclo Otto, em referência ao cientista alemão Nikolaus Otto quem patenteou e fez funcionar seu protótipo em 1876. O funcionamento desse projeto representou

efetivamente a era da indústria de motores de combustão interna (HEYWOOD, 1988).

Nikolaus Otto propôs um ciclo com quatro deslocamentos de pistão, dividindo assim o ciclo termodinâmico nos quatro tempos apresentados na FIGURA 2.

Figura 2 – Ciclo Otto.



Fonte – (REIF, 2014)

Admissão: O primeiro tempo do ciclo se inicia com a válvula de admissão aberta, a válvula de descarga fechada e o pistão no ponto mais alto de sua trajetória, conhecido como ponto morto superior (PMS), e termina com o pistão no ponto mais baixo de sua trajetória, conhecido como ponto morto inferior (PMI). O deslocamento do pistão permite que a mistura ar/combustível formada no coletor de admissão seja introduzida no motor pela diferença de pressão criada dentro do cilindro e duto de admissão.

Compressão: no segundo tempo, com as válvulas de admissão e exaustão fechadas, o pistão inicia o movimento ascendente em direção ao PMS, comprimindo a mistura ar-combustível dentro do cilindro.

Combustão/Expansão: Próximo ao PMS se dá início à combustão por meio de uma centelha elétrica. A queima da mistura aumenta a pressão no cilindro forçando o pistão a descer enquanto os gases provenientes da combustão da mistura se expandem até que o pistão atinge o PMI, terminando assim o tempo de expansão.

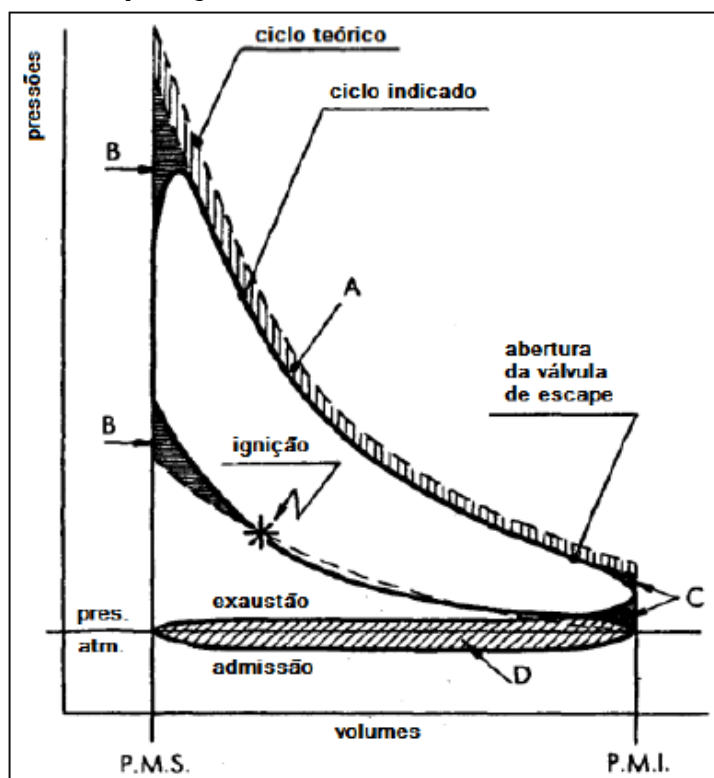
Exaustão: No quarto tempo, os gases da combustão são levados em direção ao pórtico de exaustão. Inicialmente a válvula de exaustão é aberta e os gases saem pelo diferencial de pressão, visto que a pressão do cilindro é maior que a pressão

nos coletores de saída dos gases. Igualmente, o movimento ascendente do pistão em direção ao PMS faz que os gases sejam empurrados para fora do cilindro através da válvula de exaustão.

2.1.2 Ciclo teórico e real para motores de ignição por centelha.

Para o estudo dos motores de combustão interna são utilizadas aproximações teóricas baseadas em diferentes suposições simplificativas que se aproximam ao ciclo real. Os ciclos ideais são uma ferramenta muito útil para estudar termodinamicamente os MCI. De acordo com FERGUSON; KIRKPATRICK (2015), são convenientes para comparar com o ciclo real, dado que a eficiência do ciclo teórico é maior. Entre o ciclo real e o ciclo teórico existem diferenças substanciais tanto nos perfis das curvas como nos valores de temperatura e pressão. GIACOSA (2000) apresenta o comportamento da pressão em função do volume (diagrama Pressão-Volume) comparando um ciclo Otto teórico e o mesmo ciclo real (FIG. 3).

Figura 3 – Comparação entre o ciclo Otto teórico e o ciclo real.



Fonte – (GIACOSA, 2000).

Nessa figura, pode-se observar que as diferenças entre o ciclo real (linha contínua) e o ciclo teórico (linha tracejada). A diferença nas curvas de compressão e expansão se deve às perdas de calor presentes no ciclo real, à ocorrência de combustão não instantânea e ao tempo de abertura da válvula de exaustão. No ciclo

teórico, as perdas de calor são nulas, sendo contrariado ao ciclo real onde, devido ao arrefecimento do cilindro para garantir o funcionamento do pistão, parte do calor do fluido é transferido para as paredes, experimentando uma perda de trabalho útil evidenciada na região “A”. De igual modo, na região “B” se pode observar perda de trabalho útil devido ao momento da ignição. No ciclo teórico a combustão se realiza a volume constante sendo portanto, instantânea, mas no ciclo real a combustão dura certo tempo. Portanto, se a ignição é dada no PMS, a combustão ocorreria quando o pistão está descendo e o valor da pressão seria menor que o esperado, resultando em perda de trabalho. Então, a ignição é adiantada para que a combustão ocorra em sua maior parte próxima ao PMS de forma que o pico de pressão favoreça o movimento descendente do pistão e a perda em relação ao modelo ideal seja a menor possível (GIACOSA, 2000; HEYWOOD, 1988).

Outra diferença importante são os momentos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão. No ciclo real, a abertura e fechamento da válvula de admissão não ocorrem no mesmo tempo que o ciclo ideal, a abertura é feita antes do PMS para permitir que a mistura ar-combustível comece a entrar mais rápido ao cilindro e o fechamento ocorre após do início do tempo de compressão apesar do movimento contrário do pistão, uma vez que a mistura continua sendo admitida no cilindro até a pressão interna se equilibrar com a pressão atmosférica (GIACOSA, 2000; HEYWOOD, 1988).

No processo de exaustão, a válvula de exaustão é aberta antes do PMI no tempo de expansão, onde os gases da combustão são descarregados devido à diferença de pressão entre o cilindro e o coletor de admissão, este processo é conhecido como *blowdown*. A válvula de exaustão fecha após do PMS com o objetivo de aproveitar a inércia dos gases e assim beneficiar o novo processo de admissão. As perdas no processo de exaustão são evidenciadas na região “C” (GIACOSA, 2000; HEYWOOD, 1988).

2.1.3 Formação da mistura ar-combustível.

Para que o motor de combustão interna funcione adequadamente, deve-se preparar a mistura ar/combustível de forma correta. Nessa mistura, a massa de ar admitida e a massa de combustível podem ser encontradas em três tipos de mistura diferentes:

- Mistura estequiométrica – mistura quimicamente balanceada;
- Mistura rica – mistura com excesso de combustível em relação à condição estequiométrica;

- Mistura pobre – mistura com excesso de ar em relação à condição estequiométrica;

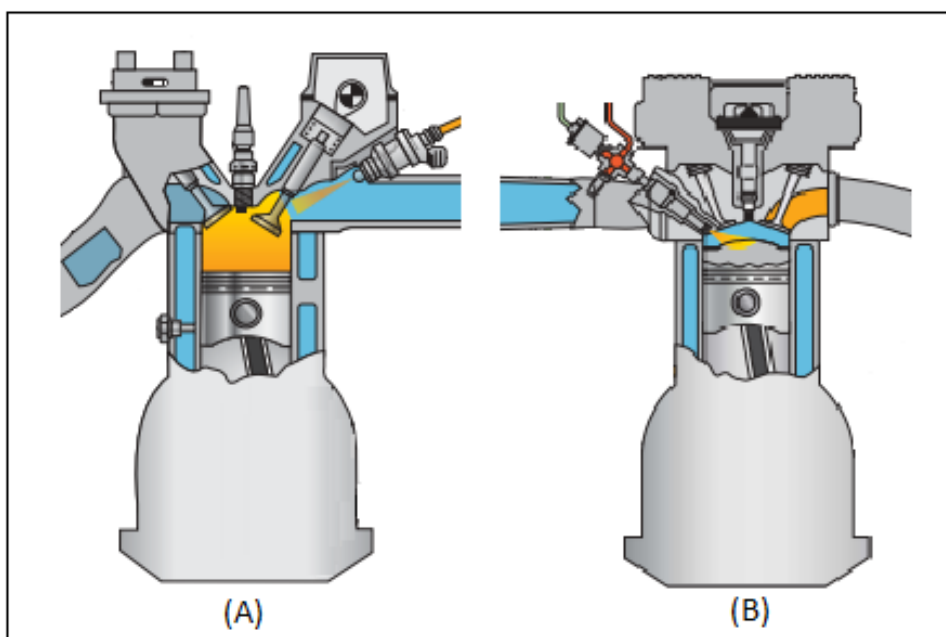
Esses tipos de mistura podem ser representados pelo fator lambda (λ - *relative air/fuel ratio*) que define a relação entre a razão combustível real e a relação estequiométrica (HEYWOOD, 1988).

$$\lambda = \frac{r_{ac}}{(r_{ac})_{est}} \quad (1)$$

Onde: r_{ac} é relação ar/combustível (real) e $(r_{ac})_{est}$ é relação ar/combustível estequiométrica.

Para a formação da mistura é necessário um sistema de abastecimento que forneça o combustível de acordo com o regime de operação do motor. Atualmente, para a formação de mistura de ar/combustível nos motores de combustão interna são utilizados sistemas de injeção eletrônica que substituem os antigos sistemas de carburação, o que traz vantagens como: menor contaminação, consumo eficiente, entre outros. O sistema de injeção eletrônico basicamente têm duas formas de subministrar combustível à câmara de combustão (FIGURA 4). Na primeira, conhecida como injeção direta (DI – do inglês: *Direct Injection*), o combustível é injetado diretamente dentro da câmara de combustão, a outra forma, conhecida como injeção indireta (PFI, do inglês: *Port Fuel Injection*), que consiste em injetar o combustível no coletor de admissão onde se inicia a mistura ar/combustível antes de entrar ao cilindro.

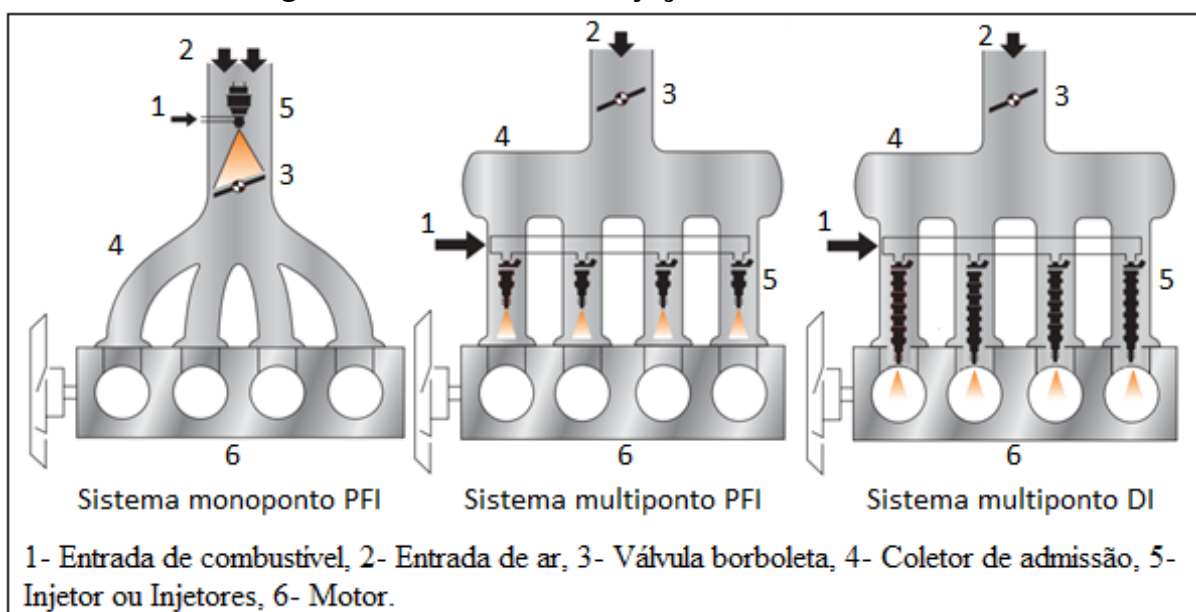
Figura 4 – Sistema de injeção de combustível em motores SI.



O sistema de injeção direta mostrado na FIGURA 4-B permite introduzir o combustível diretamente na câmara de combustão, esta injeção do combustível pode ser feita no tempo de admissão ou no tempo compressão quando se trabalha com uma linha de alimentação de baixa ou de alta pressão respectivamente. Quando o combustível é injetado no tempo de admissão em altas cargas, a injeção direta possibilita a formação de uma mistura homogênea e quando o combustível é injetado no tempo de compressão em baixas cargas a injeção direta possibilita a formação de uma mistura estratificada (ÇELIK; OZDALYAN, 2010)

No sistema de injeção indireta (PFI) mostrado na FIGURA 4-A pode ser do tipo monoponto ou multiponto. De acordo com Sendyka e Noga (2013), esses dois tipos diferenciam-se, principalmente, pelo número de injetores. Na injeção monoponto é utilizado um único injetor localizado no coletor de admissão que alimenta os cilindros. Por outro lado, na injeção multiponto o número de injetores é igual ao número de cilindros e pode ser direta ou indireta FIGURA 5.

Figura 5 – Sistemas de injeção de combustível.



Fonte – Adaptado de (BOSCH, 2006).

De acordo com Martins (2006), os sistemas PFI possuem um menor custo e uma maior facilidade de manutenção, contudo, os sistemas DI apresentam vantagens, entre elas a eliminação da condensação do combustível nas paredes do coletor de admissão, garantindo um menor consumo devido à uniformidade da combustão, além disso, favorece a estratificação da mistura e possibilita o aumento da razão volumétrica de compressão.

2.1.4 Ignição da mistura ar-combustível.

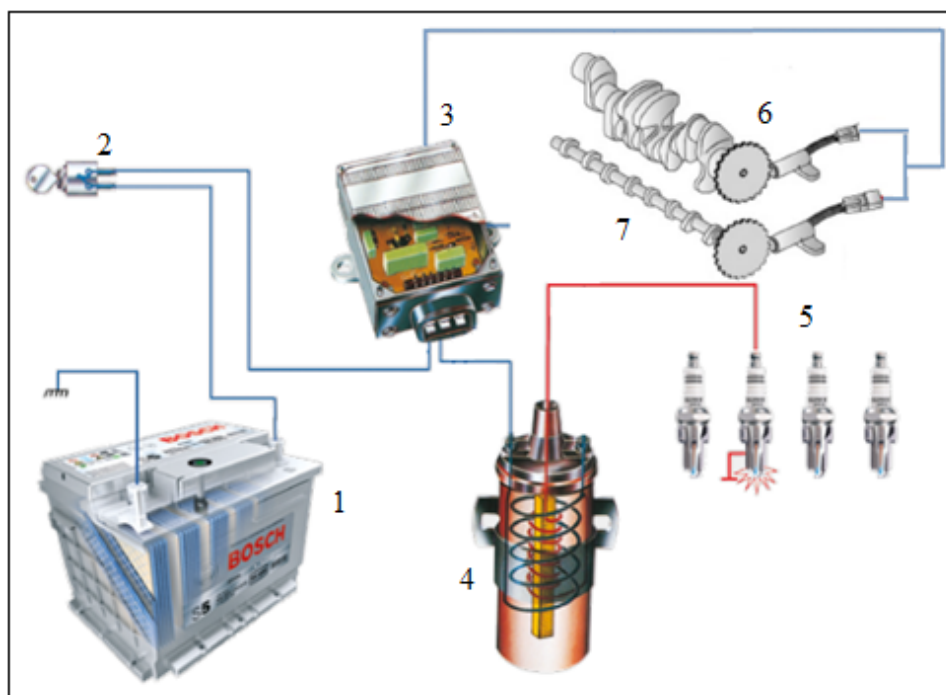
Uma vez terminado o processo de admissão do fluido de trabalho (ar/combustível) nos motores de combustão interna de ignição por centelha se inicia o movimento ascendente do pistão e assim comprimindo a mistura no cilindro. Próximo ao final do curso de compressão, o sistema de ignição fornece uma centelha elétrica promovendo o início da combustão, o que gera uma frente de chama que cresce rapidamente em direção às paredes do cilindro (BRAGA, 2007).

2.1.4.1 Sistema de ignição por centelha convencional.

O sistema de ignição é o mecanismo responsável pela geração e fornecimento da centelha elétrica a qual deve ser constante e com a maior energia possível para ter uma combustão ótima. Conforme ADLER U.; BAUER (1993), se a centelha aplicada não tem a energia suficiente, a mistura pode não entrar em combustão, o que resulta em falha na queima produzindo maiores emissões, elevado o consumo de combustível e conseqüentemente perda na potência. A energia necessária para iniciar a combustão de uma mistura estequiométrica ($\lambda = 1$) é aproximadamente 0,3 mJ e em caso de misturas ricas ou pobres com alta turbulência são necessários valores de energia de 3-4 mJ. (DENTON, 2000).

O sistema de ignição convencional eleva a tensão provida pela bateria (12 a 14 V) por meio da utilização de um elevador de tensão, chamado na indústria como bobina de ignição. A energia é transferida de um dos terminais da bobina até a vela de ignição, responsável pelo fornecimento da centelha dentro da câmara de combustão. Essa centelha é formada pelo arco elétrico estabelecido entre a extremidade exposta do eletrodo e a carcaça da vela (PUJATTI, 2007).

Uma visão geral de um sistema de ignição típico é mostrada na Figura 6. Nesse sistema, a unidade de controle eletrônico (ECU, do inglês *Electronic Control Unit*) e as bobinas de ignição trabalham em conjunto para controlarem as centelhas nos cilindros do motor. A ECU recebe informação de diferentes sensores posicionados previamente no motor para determinar, de acordo com a calibração inicial, o tempo ideal da centelha em relação a sinal instantâneo da posição do virabrequim. Em síntese, a ECU indica às bobinas quando estas devem ou não cortar o fluxo de corrente no primário de cada bobina que produz a centelha na vela.

Figura 6 – Sistema de injeção eletrônico.

Fonte – Adaptado de (BOSCH, 2013).

Atualmente, os veículos utilizam um sistema eletrônico de ignição mapeado, no qual uma central de controle eletrônico reconhece a condição instantânea de funcionamento do motor e, em função de dados obtidos experimentalmente durante a calibração do motor em bancada, informa o melhor ângulo de avanço de ignição para essa condição (PUJATTI, 2007). Também, conforme Milhor (2002), o controle eletrônico de ignição a partir do mapa de avanço da ignição além de corrigir o ponto de ignição em função da condição de operação do motor, controla a ocorrência de detonação (*Knocking*), já que atrasa o ponto de ignição quando as condições para esse fenômeno aparecem.

2.1.5 Combustão em motores de ignição por centelha.

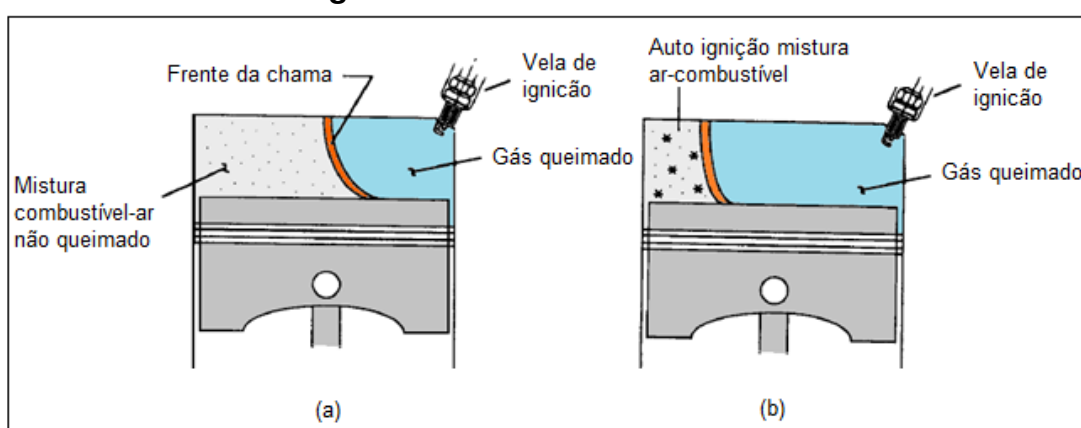
Conforme Ganesan (2012), a combustão é uma reação química onde certos elementos do combustível como hidrogênio e carbono se combinam com o oxigênio, liberando energia em forma de calor e causando um aumento na temperatura dos gases.

Ganesan (2012) argumenta que as condições mínimas necessárias para a ocorrência da combustão são a presença da mistura ar-combustível e um meio para iniciar o processo. De acordo com Heywood (1988), a combustão pode ocorrer de duas formas, combustão normal e combustão anormal (Fig. 7).

Em uma combustão normal (Fig. 7 - a), a chama é iniciada por uma centelha em um instante determinado. Ao redor da centelha é formado o foco inicial e, a partir desse, a combustão se propaga gradualmente em toda a carga através da frente de chama. A frente da chama se encontra representada pela superfície de separação entre a parte já inflamada da mistura e a parte não inflamada. Na parte da frente da chama se encontram os produtos quentes da combustão e conforme a chama se move através do espaço de combustão, a temperatura e a pressão aumentam no gás não queimado. Em síntese, na combustão normal a ignição vem no momento desejado como uma consequência imediata e única da centelha, e as partículas começam a queimar só quando são atingidas pela frente da chama (GIACOSA, 2000).

Na combustão anormal, à medida que a chama se propaga através da câmara de combustão, a mistura não queimada à frente da chama é comprimida fazendo com que sua pressão, temperatura e densidade aumentem. Esses aumentos induzem o início de um conjunto de reações em cadeia que, eventualmente, levarão à autoignição espontânea da mistura não queimada (Fig. 7 - b). Para que este fenômeno não aconteça, a frente da chama deve ser o suficientemente rápida para atingir a região sujeita a autoignição, caso contrário, a região não queimada inicia o seu processo de queima, podendo ocorrer o aparecimento de ondas de choque suportadas pela combustão que causam danos severos ao motor (BAETA, 2006). Esse fenômeno é denominado de detonação e consiste na liberação espontânea e rápida de uma grande parte ou toda a energia química do gás não queimado, causando oscilações de pressão de alta frequência dentro do cilindro (HEYWOOD, 1988).

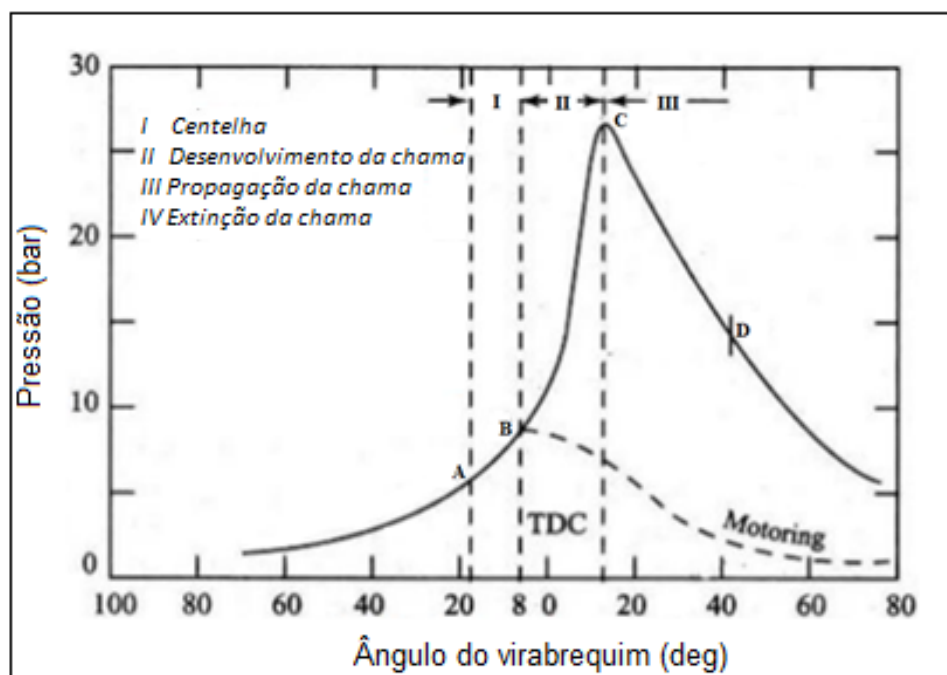
Figura 7 – Modos de combustão.



Fonte – Adaptado de (TURNS et al., 1996).

De acordo com Heywood (1988), o processo de combustão em motores SI pode ser caracterizado nas quatro fases apresentadas na FIGURA 8: (1) centelha; (2) desenvolvimento da chama; (3) propagação da chama; (4) extinção da chama.

Figura 8 – Fases da combustão.



Fonte – Adaptado de (GANESAN, 2012).

O ponto A na figura 8 representa o momento da centelha, correspondente à primeira fase do processo de combustão. O trecho AB mostra a segunda fase denominada desenvolvimento da chama. Já o trecho BC é a fase de propagação da chama e por último, o trecho CD representa a extinção da chama (GANESAN, 2012).

Centelha (ponto A): O processo de combustão inicia com a descarga elétrica através dos eletrodos da vela de ignição. A descarga é a encarregada de inflamar a mistura ar/combustível na região próxima à vela, onde a combustão se expande a todas as partes do cilindro (PULKRABEK, 1997).

Desenvolvimento da chama (trecho AB): A fase compreendida desde a centelha até o ponto em que uma fração pequena e mensurável da carga é queimada se conhece como desenvolvimento da chama. Nesta etapa, de 5% a 10% da mistura ar-combustível é queimada e quase não há aumento de pressão produzindo pouco ou nenhum trabalho útil. O desenvolvimento inicial da chama é influenciado principalmente pelo estado da mistura, composição e movimento da mesma nas proximidades da vela de ignição (HEYWOOD, 1988).

Propagação da chama (trecho BC): A fase de propagação da chama é a etapa durante a qual a maior parte da mistura é queimada, 90% a 95% da mistura ar-combustível, sendo esta a fase em que praticamente todo o trabalho útil é produzido (HEYWOOD, 1988). Depois da fase de desenvolvimento, o processo de combustão está bem estabelecido e a frente da chama move-se rapidamente através da câmara

de combustão. A turbulência induzida no cilindro faz com que a velocidade de propagação seja cerca de 10 vezes maior do que a velocidade da chama laminar através de uma mistura estática, e à medida que a mistura no cilindro se queima, a temperatura e, conseqüentemente, a pressão, aumentam (PULKRABEK, 1997).

Extinção da chama (trecho CD): Depois do ponto C, onde o processo de combustão atinge o valor máximo de pressão, inicia a fase de extinção da chama, sendo caracterizada por uma contínua redução da pressão (GANESAN, 2012). Nesta etapa, o restante da mistura ar/combustível é inflamado até terminar o processo de combustão, contudo não pode ser quantificado porque as taxas de liberação de energia são comparáveis a outros processos de transferência de energia que estão ocorrendo (HEYWOOD, 1988).

2.1.6 Combustíveis utilizados em motores SI.

O combustível é uma substância química que ao reagir com o oxigênio sofre um fenômeno químico denominado combustão, na qual se libera certa quantidade de energia na forma de calor. Nos motores de combustão interna, são utilizados diferentes combustíveis, os quais possuem características químicas e físicas distintas que influem diretamente na combustão e nas emissões de poluentes. Além disso, os combustíveis têm diferentes métodos de obtenção assim como custo, fatores que influenciam em sua escolha nas diferentes aplicações (HEYWOOD, 1988).

Além da capacidade de liberação de energia, uma das características mais importantes dos combustíveis é o índice de octanos. O índice de octanos é uma medida prática que define a capacidade à resistência de um combustível à ocorrência de detonação. A escala do número de octanos é baseada em dois hidrocarbonetos: o heptano ($n\text{-C}_7\text{H}_{16}$), que é propício à detonação mesmo com razões volumétricas de compressão baixas, e o isoctano (C_8H_{18} : 2,2,4-trimetil-pentano) que suporta altas razões volumétricas de compressão e corresponde ao valor 100 na escala de octanos. Portanto, quanto mais alto o número de octanos, mais resistente o combustível à ocorrência de detonação (HEYWOOD, 1988).

Os combustíveis comumente utilizados em veículos automotivos são a gasolina e o óleo diesel, os quais são derivados do petróleo. Entre os combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel, cada um com características diferentes que os fazem melhor dependendo da aplicação. Os combustíveis alternativos que apresentam um uso mais comum, tanto no Brasil como no mundo, são o álcool etílico ou etanol e o gás natural (BAETA, 2006).

2.1.6.1 Álcool Etílico.

Segundo Baeta (2006), o álcool etílico é um composto químico da família dos álcoois com fórmula básica C_2H_5OH . Em sua fórmula química, pode-se observar dois átomos de carbono e um radical OH, que o caracteriza como álcool. O etanol pode ser obtido através da fermentação de vegetais ricos em açúcares, como a cana-de-açúcar no Brasil. Atualmente, os maiores produtores e consumidores de etanol no mundo são EUA e Brasil. Nos EUA, o etanol é produzido apenas na forma anidra a partir do milho, sendo usado principalmente na mistura com a gasolina até o percentual de 15% em volume (E15) para veículos exclusivamente a gasolina. No Brasil, o etanol é produzido a partir da cana de açúcar e é utilizado de duas formas. Na forma de etanol anidro misturado com gasolina, com percentagens de 18% a 25% em volume (E18 - E25, respectivamente). Também é produzido em grande escala na forma de etanol hidratado, contendo 96% de álcool etílico e 4% de água em volume, usado em veículos multicompostível (MELO, 2012).

Segundo Pulkrabek (1997), as vantagens do álcool como combustível são:

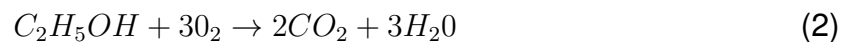
- Combustível renovável que pode ser obtido de inúmeras fontes, tanto naturais quanto manufaturadas;
- Possui alto número de octanos, o que resulta em uma alta resistência à ocorrência de detonação. Uma maior resistência à detonação possibilita a utilização de razões de compressão maiores, resultando em um motor mais eficiente;
- Apresenta menores índices de emissões de poluentes quando comparado com a gasolina, assim como são combustíveis com menores teores de enxofre;
- Alto calor latente de vaporização, o que resulta no resfriamento do processo de admissão e compres.

Por outro lado, também podem-se citar as desvantagens do álcool etílico (PULKRABEK, 1997):

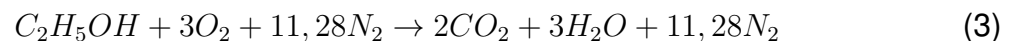
- Baixo conteúdo energético. O etanol precisa de 1,5 vezes mais combustível, em relação à gasolina, para fornecer a mesma quantidade energética ao motor;
- Maior quantidade de aldeídos nos gases de escape, o que para emissões seria mais um problema;
- Álcool etílico é muito mais corrosivo que a gasolina para peças de cobre, bronze, alumínio, borracha e plástico, impondo algumas restrições aos 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 vaporização. 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.

Segundo Baeta (2006), a combustão completa do etanol pode ser descrita como apresentada na eq. 2:



Considerando-se a queima com o ar ao invés do oxigênio puro, se obtém a eq. 3:



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/kmol , e a do álcool etílico, M_{et} , é 46 kg/kmol , tem-se:

$$AF_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar}M_{ar}}{N_{et}M_{et}} = \frac{(14,28)(29)}{(1)(46)} \approx 9,0 \text{ kg}_{ar}/\text{kg}_c \quad (4)$$

A equação 4 apresenta a razão ar/combustível descrita por Pulkrabek (1997).

O poder calorífico do etanol é inferior ao poder calorífico da gasolina, no entanto, como a sua razão ar-combustível é também inferior, necessita de menos quantidade de ar para a combustão completa, isso se deve ao etanol já possuir oxigênio em sua composição. Portanto, a mistura ar-combustível do álcool etílico possui maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar (BAETA, 2006).

2.1.7 Sistema de ignição com pré-câmaras em motores SI.

Com a finalidade de reduzir as emissões e o consumo específico do combustível, as indústrias automotivas e pesquisadores dessa área vêm criando diferentes metodologias e sistemas como: injeção direta em motores de ignição por centelha (SI), o uso de turbo compressores, comando variável de válvulas, biocombustíveis, entre outros.

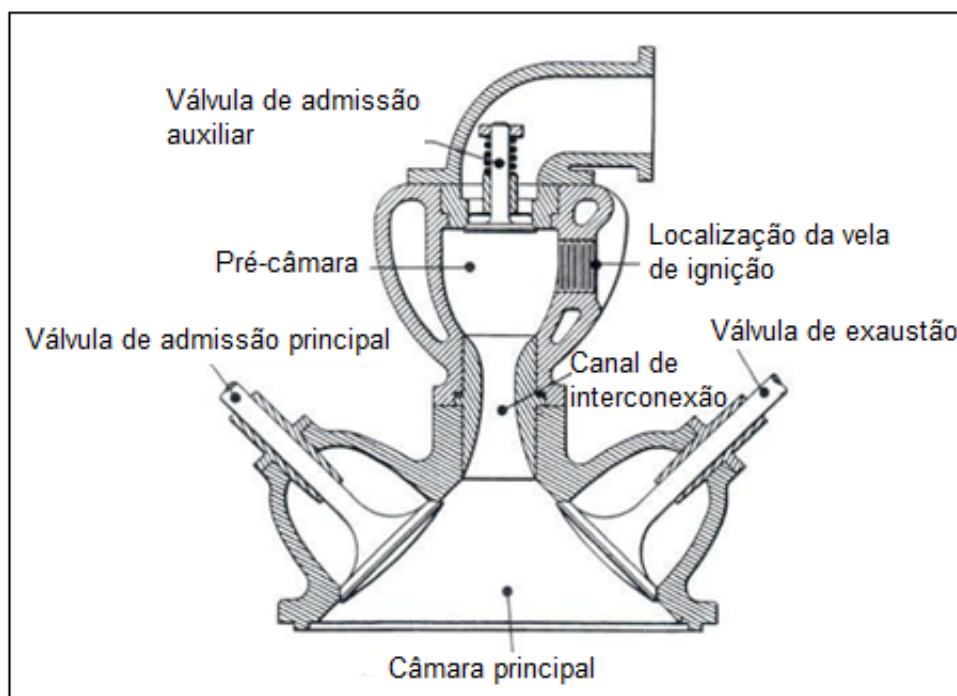
De acordo com Toulson (2008), o emprego de misturas pobres é uma estratégia eficiente para reduzir as emissões e o consumo específico do combustível, além disso, devido às baixas temperaturas de combustão, obtêm-se menores formações de óxidos de nitrogênio (NO_x) na combustão. Outros benefícios do uso de misturas pobres são: aumento na eficiência térmica do motor, redução das perdas de bombeamento e incremento em termos de desempenho.

Comforme descrito anteriormente, o emprego de misturas pobres em motores de combustão interna (SI) se torna uma ótima alternativa para as reduções de gases de efeito estufa e consumo específico de combustível. No entanto, o emprego dessas misturas também apresenta diferentes limitações na combustão tais como: o aumento da variação cíclica na combustão, o aumento da energia necessária para inicializar a combustão e a redução da velocidade de propagação da chama (AYALA; GERTY; HEYWOOD, 2006; WYCZALEK et al., 1975).

O sistema de ignição com pré-câmara é uma solução acertada para a implementação de misturas pobres nos motores de combustão interna (SI), já que os jatos produzidos na pré-câmara contêm a energia suficiente para proporcionar uma combustão estável (HYNES, 1986) gerando como resultado um aumento da velocidade da chama e redução na variabilidade cíclica (TOULSON, 2008). Este sistema consiste na instalação de uma pequena câmara adicional ou pré-câmara de combustão a qual é interconectada através de um orifício com a câmara principal. Nos sistemas PCI a queima da mistura é produzida por meio de uma centelha elétrica na pré-câmara onde a pressão gerada promove a formação de jatos que são liberados na câmara principal por meio dos orifícios de interconexão (RICARDO, 1922).

2.1.7.1 Utilização de pré-câmaras em motores SI com mistura homogênea.

O primeiro motor adaptado com um sistema de ignição por lança chamas, mostrado na Figura 9, foi desenvolvido e patenteado no ano 1918 pelo engenheiro Harry R. Ricardo, (TURKISH, 1975). O sistema desenvolvido por Ricardo consiste em uma pequena câmara de combustão auxiliar, também conhecida como pré-câmara, conectada por meio de um duto de interconexão à câmara principal de combustão. Nesse sistema, a combustão é iniciada na pré-câmara através da descarga elétrica produzida pela vela de ignição. Devido ao aumento de pressão e temperatura produzida pela combustão, os gases contidos na pré-câmara são forçados a passar em forma de jatos, pelo duto de interconexão à câmara principal, onde inflamam a mistura da câmara principal. A partir deste protótipo, foram desenvolvidos muitos outros modelos, obtendo significantes melhorias em relação aos seus predecessores.

Figura 9 – Sistema de ignição por lança chama de Sir. Harry R. Ricardo (1918).

Fonte – Adaptado de (RICARDO, 1918).

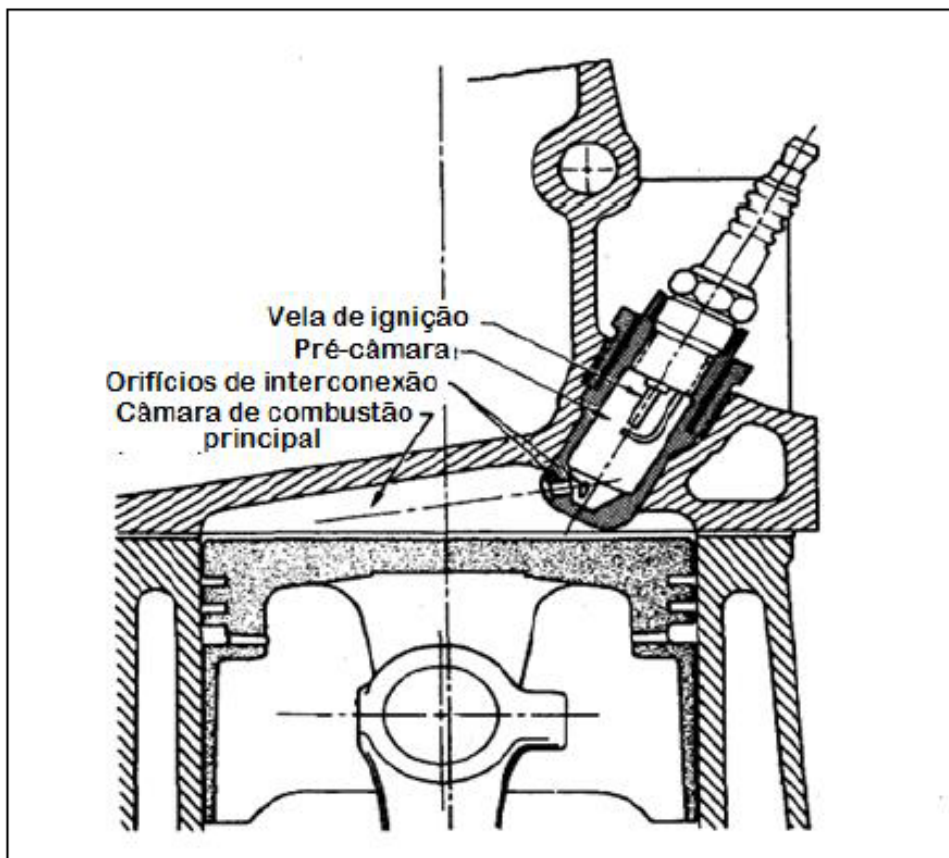
Segundo Moreira (2014), os sistemas de ignição com pré-câmara podem ser utilizados com dois tipos de mistura: carga estratificada e carga homogênea. Nos sistemas de carga homogênea, a mistura entra na câmara de combustão principal e parte dessa mistura é deslocada pelo pistão para a pré-câmara durante o curso de compressão, fazendo que o mecanismo opere com a mesma relação de equivalência de ar-combustível na câmara principal e auxiliar. Nos sistemas de carga estratificada, a mistura além de entrar na câmara principal também é injetada por meio de um sistema auxiliar na pré-câmara, permitindo a variação da razão de equivalência de ar-combustível em relação à contida na câmara principal (RODRIGUES, 2014). Devido ao fato de que a presente dissertação abrange apenas o estudo da utilização de pré-câmaras com mistura homogênea, um maior enfoque é dado a este tipo de carga.

Em 1970, a fabricante de automóvel Ford desenvolveu o primeiro sistema de ignição com pré-câmara sem estratificação da mistura, sendo adaptado para testes em 1972 no automóvel Gran Torino como mostrado na FIGURA 10, (ROESSLER; MURASZEW, 1975).

O sistema desenvolvido pela Ford consistiu em uma câmara de combustão adicional ou pré-câmara, interconectada por meio de diversos furos à câmara de combustão principal. Nesse sistema, a pré-câmara tinha um volume menor que 5% do volume total da câmara de combustão e a vela de ignição estava localizada dentro da mesma, onde se dava início e se direcionava a combustão, por meio dos furos de interconexão

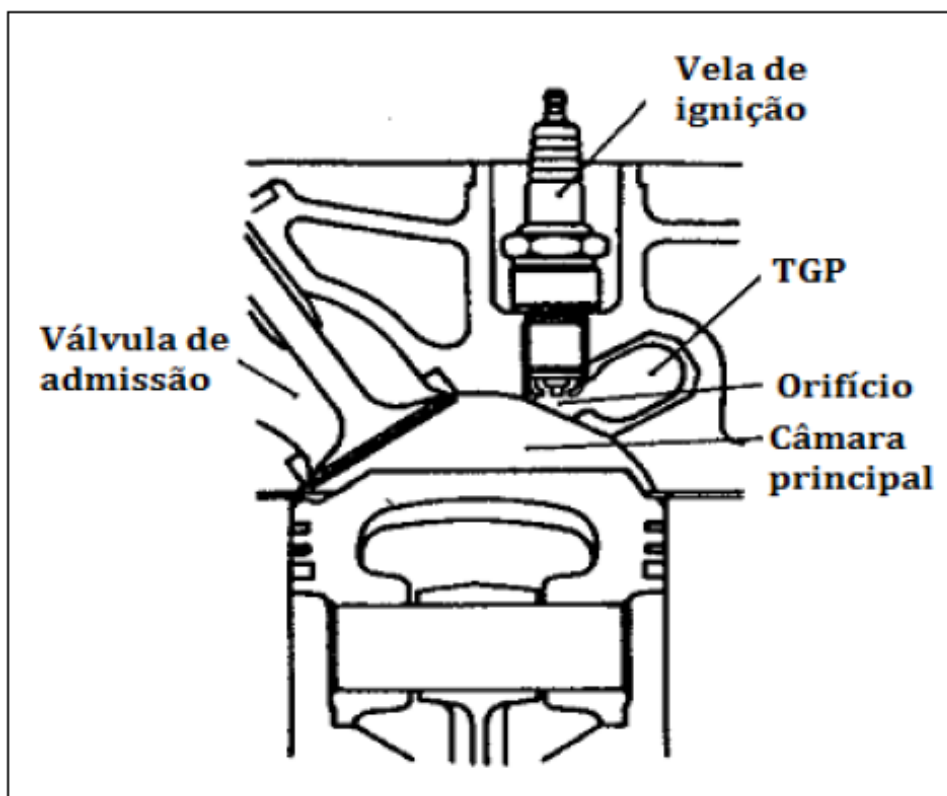
à câmara principal (ROESSLER; MURASZEW, 1975).

Figura 10 – Sistema de ignição com pré-câmara da Ford.



Fonte – (ROESSLER; MURASZEW, 1975).

Noguchi, Sanda e Nakamura (1976) desenvolveram para a fabricante de automóveis Toyota um motor adaptado com pré-câmara operando com carga homogênea chamado de câmara geradora de turbulência (TGP, do inglês: *Turbulent Generating Pot*), mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Sistema de ignição com pré-câmara da Ford.

Fonte – (HEYWOOD, 1988).

Nesse projeto estudaram a velocidade de propagação de chama e o limite de inflamabilidade, descobrindo que ambos são fortemente influenciados pela geometria da TGP e pela localização da vela de ignição. Também mostraram que a forte turbulência gerada pela pré-câmara resulta em um aumento da velocidade de propagação da chama e drástica redução dos níveis de óxidos de nitrogênio (NO_x), (NOGUCHI; SANDA; NAKAMURA, 1976).

2.1.7.2 *Influência do uso de sistema de ignição com pré-câmara sobre a combustão.*

De acordo com ao descrito no item 2.1.7 a baixa velocidade de propagação da chama e a necessidade de fornecer mais energia para iniciar a combustão são os principais problemas da combustão de misturas pobres quando se utiliza um sistema de ignição convencional. O uso de sistemas de ignição com pré-câmaras surge como uma alternativa viável para ignição deste tipo de misturas, devido à alta energia liberada pelos jatos de chama. Nesses sistemas, o aumento da energia disponível para a ignição da mistura altera diretamente o limite de empobrecimento, o avanço na ignição, o início da combustão, a velocidade de propagação da chama e a taxa de liberação de calor, (COUTO, 2017).

Além disso, Toulson et al. (2012) determinam que o uso de pré-câmaras para ignição de misturas pobres ajuda na redução da ocorrência de detonação, uma vez que os gases ainda não queimados, responsáveis pela ocorrência de detonação, vem ser queimados em múltiplos pontos antes de terem a chance de se auto ignitar. Do mesmo modo, alguns autores atribuem o controle da ocorrência de detonação a outros fatores como: maior turbulência gerada pelos jatos provenientes da pré-câmara, menores temperaturas de combustão e maior velocidade de propagação da chama (GORCZAKOWSKI; JAROSINSKI, 2000; KETTNER et al., 2005; WIMMER; LEE, 1973).

Também nos sistemas de ignição com pré-câmara, o avanço de ignição de câmara principal depende dos jatos que atravessam os canais de interconexão. Ryu, Chitsu e Asanuma (1987) observaram que o avanço de ignição era influenciado pela orientação dos jatos de chama ao saírem da pré-câmara, alcançando-se o menor avanço de ignição para a disposição que fornecia jatos de chama direcionados a 90° da cabeça do pistão.

2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.

Versteeg e Malalasekera (2007) descrevem a mecânica dos fluidos computacional como a análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados como reações químicas por meio de uma simulação computacional. Segundo Anderson e Wendt (1995), um escoamento de qualquer fluido esta 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 com formas algébricas discretizadas para obter valores do campo de escoamento em pontos discretos no tempo e/ou no espaço.

Em conformidade com Versteeg e Malalasekera (2007) os códigos CFD são estruturados em torno dos algoritmos numéricos e podem ser divididos em três elementos principais:

- **Pré-processador:** No processador se descreve o problema de escoamento a ser resolvido pelo programa CFD e se proporcionam 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. Assim, se proporcionam todas as variáveis de entrada necessárias para o funcionamento do código (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

- *Solver*: Nesta etapa são resolvidas as equações definidas no domínio computacional a partir de métodos numéricos em ambiente computacional. Existem três técnicas de solução numérica distintas: 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 usado nos códigos CFD. O *solver* resolve as equações governamentais dos fluidos integrando as equações de fluxo sobre todo volume de controle, em seguida realiza uma discretização, convertendo as equações integrais resultantes em um sistema de equações algébricas e por último, resolve as equações algébricas através de um método iterativo (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).
- Pós-processador: O pós-processamento é onde os resultados obtidos do *solver* são manipulados. Nesta etapa se realizam atividades como visualização de resultados, mudanças de cores, gerenciamento de vetores, etc. Além disso, essa unidade permite visualizações do domínio computacional e da malha, visualização de planos e regiões de interesse, traça graficamente variáveis com intensidade medida em escala de cor e apresenta animações dinâmicas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Nos últimos anos, a disponibilidade de tecnologia computacional de alto desempenho e a introdução de interfaces amigáveis levou a um aumento no uso de CFD. Atualmente, a dinâmica dos fluidos computacional é uma técnica muito eficiente para análises de sistemas relacionados a escoamento de fluidos e abrange uma grande variedade de aplicações industriais e não industriais como: aerodinâmica, hidrodinâmica, turbomáquinas, processos químicos, combustão em motores de combustão interna entre outras, (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.2.1 *Dinâmica dos fluidos computacional aplicada a motores de combustão interna.*

Nos motores SI, um dos fenômenos mais importantes para análise é a combustão, já que envolve: escoamento de fluido turbulento, reações químicas, transferência de calor, e outros processos físicos e químicos complexos. Esses processos de combustão são governados por modelos matemáticos de fluidos e transferência de calor com modelos adicionais para química da combustão, transferência de calor por radiação e outros sob processos importantes de difícil solução. O CFD é uma técnica eficaz para a modelagem de problemas que envolvem combustão, uma vez que discretiza e apresenta uma solução dos modelos que a governam, permitindo realizar análises das características importantes como vetores de escoamento, temperaturas, concentrações de espécies resultantes e emissões, com a finalidade de conseguir projetar melhorias nos processos de queima e, conseqüentemente, na eficiência do motor (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

De acordo com Pariotis, Kosmadakis e Rakopoulos (2012), as simulações numéricas em motores permitem explorar e compreender melhor os processos que ocorrem dentro da câmara de combustão que não podem ser entendidos apenas com técnicas experimentais, além de permitir entender como eles se relacionam com os parâmetros globais do motor. Ainda, esta técnica apresenta outras vantagens em relação às técnicas experimentais, entre as que se destacam: menor custo, capacidade de estudar sistemas em que experimentos controlados são difíceis ou impossíveis de realizar e redução substancial de prazos e custos de novos projetos, (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

2.2.2 Equações de conservação para um volume de controle.

Conforme Hirsch (2007), o escoamento de um fluido pode ser descrito através da aplicação matemática das leis de conservação de massa, momentum e energia, que descrevem o comportamento do escoamento, assim como pelas propriedades físicas e químicas do fluido, que determinam a natureza do escoamento. Versteeg e Malalasekera (2007) descreveram as equações de escoamento de um fluido representadas matematicamente por leis de conservação.

- Equação de conservação de massa.

A equação modelo de conservação da massa é resultado do balanço de massa em um elemento fluido ou domínio fluido diferencial, estabelecendo que o fluxo mássico de saída de um volume de controle (VC) deve ser igual ao incremento temporal da massa interior em um elemento fluido (XAMÁN, 2016). Converge CFD (2018) descreve a equação de conservação de massa como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial u_i} = S \quad (5)$$

onde ρ é a densidade do fluido, u é a velocidade nas três dimensões (u_x , u_y , u_z , em coordenadas cartesianas) e S é o termo fonte. O primeiro termo da equação, no lado esquerdo, representa a variação da densidade respeito ao tempo e o segundo termo representa o fluxo de massa saindo do volume de controle através das suas fronteiras.

- Equação de conservação de momentum.

A equação da conservação da quantidade de movimento expressa pela segunda lei de Newton, (JUNIOR, 2010; SCHLICHTING; GERSTEN, 2016). A equação de conservação de momento estabelece que a taxa de variação do momento de uma

partícula fluida é igual à soma das forças sobre a partícula. Converge CFD (2018) descreve a equação de conservação de momento como:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad (6)$$

donde P é a pressão e o tensor de tensão viscosa é dado por:

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3}\mu \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} S_{ij} \right) \quad (7)$$

donde μ' é a viscosidade dilatacional e S_{ij} é o delta de Kronecker.

- Equação de conservação de energia.

Segundo Xamán (2016), a equação de energia é expressa pela primeira lei da termodinâmica, a qual estabelece que a quantidade de troca de energia de uma partícula deve ser igual à quantidade de calor adicionado ao elemento mais a quantidade de trabalho realizado sobre a partícula. Converge CFD (2018) descreve a equação de conservação de energia como:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (8)$$

onde e é a energia interna específica, K é a condutividade, T é temperatura, D é o coeficiente de difusão de massa, h_m é a entalpia da espécie e Y_m é a fração de massa da espécie m .

- Equação de conservação de espécies

Converge CFD (2018) utiliza uma equação de transporte de espécies (Eq. 9) para resolver a fração de massa de todas as espécies no domínio computacional.

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}} \quad (9)$$

Em que M_m é a massa da espécie m na célula, M_{tot} é a massa total na célula, ρ_m é a densidade da espécie m , e ρ_{tot} é a densidade total na célula. Os modelos de espécies podem ser resolvidos de forma isolada ou em conjunto com qualquer outra equação de transporte. Se a equação de conservação de momentum não for resolvida, a convecção não será considerada na equação de transporte da espécie, ou seja, a equação de conservação da espécie conterà apenas termos de difusão. A forma compressível da equação de conservação de espécies é dada pela EQ. 10.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad (10)$$

onde:

$$\rho_m = Y_m \rho \quad (11)$$

Onde ρ_m é a densidade da espécie, Y_m é a fração de massa das espécies m , D é o coeficiente de difusão da massa e S_m é o termo fonte. O coeficiente de difusão da massa molecular é calculado por:

$$D = \frac{v}{Sc} \quad (12)$$

Onde Sc é o número de Schmidt. Se um modelo de turbulência é ativado, o coeficiente de difusão de massa turbulenta é dado por:

$$D = \frac{v_t}{Sc_t} \quad (13)$$

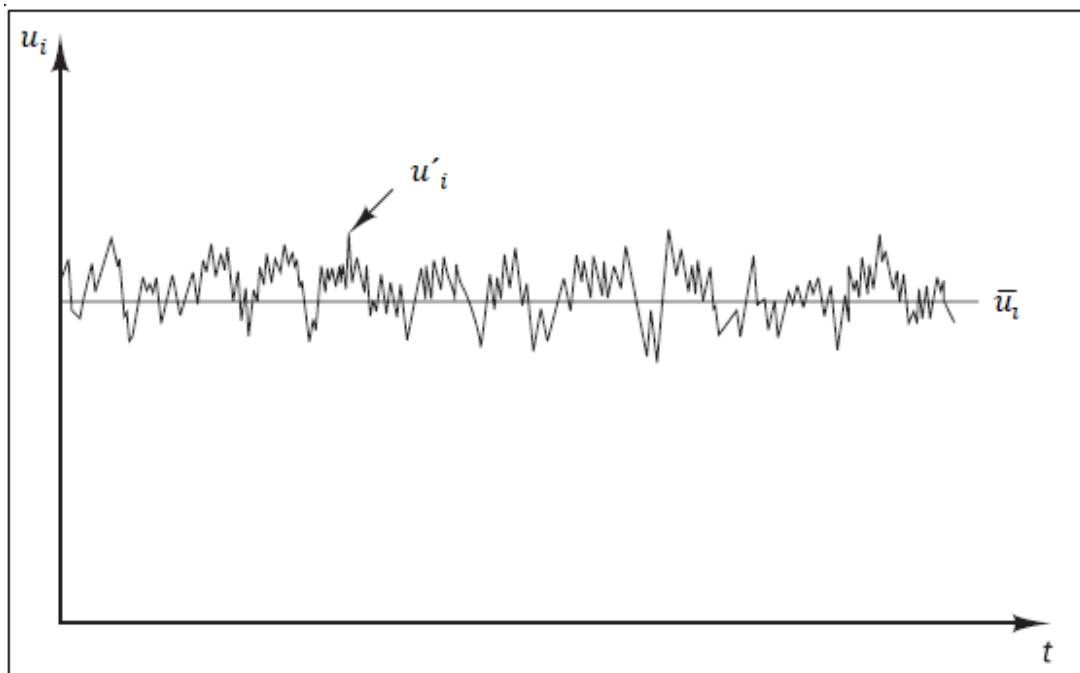
Onde Sc_t é o número de Schmidt turbulento. O termo fonte na equação de espécies é responsável pela evaporação, reações químicas (combustão) e outros submodelos.

2.2.3 Turbulência e a decomposição de Reynolds.

Um escoamento de um fluido é definido como turbulento quando o comportamento do escoamento é altamente irregular ou caótico, caracterizado por flutuações de velocidade e porque as partículas de fluido se movem de forma desordenada, (MOTT, 2006; CENGEL; CIMBALA, 2015).

Todo escoamento encontrado na prática da engenharia, mesmo aqueles simples como jatos bidimensionais, esteiras, escoamento em tubos, entre outros, se tornam instáveis acima de um determinado número de Reynolds. O número de Reynolds é uma medida relativa entre as forças inerciais e as forças viscosas presentes em um fluido. Então, para escoamentos abaixo de um determinado número de Reynolds crítico Re_{crit} , o escoamento é suave e as camadas adjacentes de fluido deslizam umas sobre as outras de forma ordenada, esse comportamento é conhecido como laminar. À medida que incrementa o número de Reynolds uma série de eventos complexos ocorrem levando a uma mudança radical da característica do escoamento. No estado final o escoamento é aleatório e caótico, onde o escoamento é denominado em regime turbulento, (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A Figura 12 apresenta uma medição típica de velocidade em um ponto de um escoamento em regime turbulento.

Figura 12 – Medição pontual da velocidade em um escoamento em regime turbulento.



Fonte – (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Por meio da decomposição de Reynolds um escoamento turbulento pode ser descrito de uma maneira conservadora para todas as partículas fluidas. Nessa metodologia, a velocidade, como apresentado na Figura 12, pode se decompor em um valor médio \bar{u}_i com uma componente flutuante u'_i sobreposta ao valor médio (Eq. 14).

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (14)$$

Assim, o fluxo turbulento pode ser caracterizado em termos dos valores médios das propriedades do escoamento \bar{u}_i e suas propriedades flutuações u'_i , (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Devido à importância de evitar ou promover a turbulência em aplicações da engenharia, diferentes métodos numéricos foram desenvolvidos. Essas metodologias podem ser agrupados em três grupos distintos: simulação numérica direta (DNS do inglês: *Direct numerical simulation*), simulação de grandes vórtices (LES do inglês: *Large eddy simulation*) e os modelos de turbulência de Navier-Stokes por médias de Reynolds (RANS do inglês: *Reynolds-averaged Navier–Stokes*). Conforme Ramajo (2008) o método RANS é o método que demanda menores recursos computacionais e apresenta bons resultados em problemas reais com geometrias e condições de contorno complexas.

2.2.3.1 Equações de Navier-Stokes por médias de Reynolds (RANS).

As equações RANS se baseiam nas propriedades médias do escoamento e os efeitos da turbulência sobre essas propriedades. Para descrever as equações de transporte RANS e calcular a média, são adicionados termos extras de tempo médio do escoamento EQ. 14 nas equações de Navier-Stokes. Converge CFD (2018) descreve as equações de RANS compressíveis para transporte de massa e momento, apresentadas nas EQ. 15 E EQ 16, respectivamente.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \widetilde{u'_i u'_j}) \quad (16)$$

onde

$$\tilde{u}_i = \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}} \quad (17)$$

e o estresse de Reynolds τ_{ij} é dado por:

$$\tau_{ij} = \widetilde{u'_i u'_j} \quad (18)$$

Para simular escoamentos turbulentos por meio equações de Navier-Stokes por médias de Reynolds é necessário adicionar modelos de viscosidade turbulenta, tanto para modelar as tensões como também os termos de transporte escalar, com a finalidade de fechar o sistema de escoamento médio. Neste trabalho será usado o método RNG $k-\epsilon$, o qual, de acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), capta os efeitos das menores escalas de turbulência por meio de uma função aleatória nas equações de Navier Stokes.

2.2.3.2 Modelo RNG $k-\epsilon$.

O modelo RNG $k-\epsilon$ é uma versão do modelo $k-\epsilon$ padrão, o qual utiliza duas equações: a primeira descreve a energia cinética turbulenta (k) e a segunda a dissipação de energia cinética turbulenta (ϵ). Essas duas equações calculam os efeitos de transporte das propriedades da turbulência por convecção e difusão, além da produção e destruição da turbulência (ORSZAG; YAKHOT, 1986).

O método foi desenvolvido através do tratamento da mecânica estatística que criou formulações matemáticas que em conjunto com um número limitado de considerações acerca da estatística de turbulência de micro escala, provê uma base rigorosa para extensão de modelos de viscosidade turbulenta. Renormalization group (RNG)

descreve os efeitos das menores escalas de turbulência por meio de uma função aleatória nas equações de Navier Stokes. Nesse procedimento se remove sistematicamente as menores escalas de movimento das equações de governo ao expressar seu efeito através de movimento nas maiores escalas e de correções na viscosidade (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). As equações para o transporte e dissipação da energia cinética turbulência são apresentadas nas EQ. 19 e 20, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu + \mu_t}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \frac{C_s}{1.5} S_s \quad (19)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu + \mu_t}{Pr_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 3} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(C_{\epsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_s S_s \right) \frac{\epsilon}{k} + S - \rho R \quad (20)$$

Em que $C_{\epsilon i}$ são constantes do modelo que considera a compactação e expansão, S é o termo de origem, S_s é o termo fonte que representa interações com fase discreta (*spray*) e R é dado por:

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_o) \epsilon^3}{(1 - \beta \eta^3) k} \quad (21)$$

onde η é dado por:

$$\eta = \frac{k}{\epsilon} |S_{ij}| = \frac{k}{\epsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (22)$$

O modelo RNG k - ϵ contem diferentes constantes ajustáveis: $C_{\epsilon i}$, C_μ , Pr_ϵ , Pr_k e β . Os valores dessas constantes são obtidos pelo ajuste abrangente de dados experimentais. Converge CFD fornece os dados apresentados na Tab. 1 para as constantes do modelo.

Tabela 1 – Constantes do modelo RNG k - ϵ

$C_\mu = 0,0845$	$C_{\epsilon 1} = 1,42$	$C_{\epsilon 2} = 1,68$	$C_{\epsilon 3} = 1,68$	$Pr_\epsilon = Pr_k = 0,7194$	$\beta = 0,012$
------------------	-------------------------	-------------------------	-------------------------	-------------------------------	-----------------

Fonte – **Converge CFD, 2018**

2.2.4 Velocidades de chama laminar.

Uma propriedade intrínseca importante de uma mistura de combustível é a sua velocidade de combustão laminar. Essa velocidade de queima é definida como a velocidade, relativa e normal à frente da chama, com a qual o gás não queimado se move pela frente e é transformado em produtos sob condições de escoamento laminar (HEYWOOD, 1988). As velocidades de chama laminar utilizadas nas simulações numéricas deste trabalho seguem a formulação estabelecida por (METGHALCHI; KECK,

1982). Converge CFD (2018) descreve a equação de velocidade laminar de chama como:

$$S_l = S_{l_{ref}} \left(\frac{T_u}{T_{u_{ref}}} \right)^\gamma \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^\beta (1 - 2,1Y_{dil}) \quad (23)$$

Em que T_u é a temperatura dos gases não queimados, $T_{u_{ref}}$ é a temperatura de referência, P é a pressão, p_{ref} é a pressão de referência, Y_{dil} é a fração de massa das espécies de diluição e $S_{l_{ref}}$ é dado por:

$$S_{l_{ref}} = B_m + B_2 (\phi - \phi_m)^2 \quad (24)$$

Em que ϕ é a razão de equivalência e B_m , B_2 e ϕ_m são constantes fornecidas pelo usuário apropriadas para o combustível e o oxidante usados na simulação.

Os expoentes de temperatura e pressão na EQ. 23 são definidos nas EQ.25 EQ.26, respectivamente.

$$\gamma = a + m(\phi - 1) \quad (25)$$

$$\beta = a + m(\phi - 1) \quad (26)$$

Onde a e m são constantes de temperatura e pressão do modelo, respectivamente.

2.2.5 Modelos ECFM para combustão em motores.

O modelo de chama coerente estendido (ECFM, do inglês: *Extend Coherent Flame Model*) é um modelo de combustão considerado como uma extensão do modelo de chama coerente (CFM, do inglês: *Coherent Flame Model*) proposto por Marble e Broadwell (1977). A ideia principal dessa extensão consiste em descrever localmente a relação de equivalência combustível / ar (F/A) em gases frescos, a composição e a temperatura, permitindo melhorar a descrição inclusive em casos altamente estratificados (COLIN; BENKENIDA; ANGELBERGER, 2003).

O modelo ECFM se baseia em uma equação de densidade da superfície da chama que considera o enrugamento da superfície frontal da chama por vórtices turbulentos, assim como uma técnica de condicionamento que permite a reconstrução precisa de propriedades locais em gases frescos e queimados, mesmo em altos níveis de estratificação de combustível local. No modelo se presume que a combustão ocorre em uma fina camada, a qual separa as zonas da mistura ar-combustível dos gases queimados e não queimados, ou seja, onde já ocorreu a oxidação e onde está próxima a ocorrer a queima. A direção de propagação da chama se dá dos gases queimados para os gases não queimados e a velocidade de propagação da chama é

definida através dos cálculos em cada instante e posição da câmara da composição, local da mistura e a correta temperatura dos gases não queimados (COLIN; BENKENIDA; ANGELBERGER, 2003; COLIN; BENKENIDA, 2004)

Neste trabalho se utiliza o modelo ECFM como ferramenta de descrição do processo de combustão, já que o modelo é apropriado para motores onde o mecanismo de oxidação é representado predominantemente pela chama pré-misturada, assim se consegue reproduzir corretamente a pressão no cilindro respeito ao modelo experimental (COLIN; BENKENIDA; ANGELBERGER, 2003).

2.2.5.1 Densidade de superfície de frente de chama.

O modelo de chama coerente CFM proposto por Marble e Broadwell (1977) define uma característica de escoamento que descreve a taxa de consumo de combustível por unidade de volume, em função do produto da densidade da superfície da chama Σ (ou seja, a superfície da chama por unidade de volume) e a velocidade local em que se consome a mistura. Converge CFD (2018) descreve a equação de densidade da superfície da chama (Σ) como:

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial u_i \Sigma}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu}{S_c} \frac{\partial (\Sigma / \tilde{\rho})}{\partial x_i} \right) + (P_1 + P_2 + P_3) \Sigma - D + P_k \quad (27)$$

Em que μ é a viscosidade, S_c é o número de Schmidt, $P_1 = \alpha K_t$ representa a produção de superfície de chama por deformação turbulenta e $K_t = \Gamma \epsilon / k$ representa a deformação média da chama por turbulência intermitente ($\alpha = 1.6$ é uma constante do modelo). $P_2 = 2/3 (\partial u_i / \partial x_i)$ modela os efeitos da expansão e curvatura térmica da chama, $P_3 = 2/3 \bar{S}_l (1 - c/c) \Sigma$ é a produção pela dilatação média do escoamento, $D = \beta \bar{S}_l (\Sigma^2 / (1 - \bar{c})) \Sigma$ modela a destruição devido ao consumo ($\beta = 1$ constante do modelo) e P_k é o termo fonte aplicado pela vela durante a ignição, \bar{S}_l é a velocidade de chama laminar, c é a variável de progresso de massa e \bar{c} é a variável de progresso do volume.

O modelo de densidade de superfície da chama, EQ. 27, tem uma série de parâmetros semi-empíricos. Especificamente, para a aplicação do modelo ECFM no programa computacional Converge CFD, α e β precisam ser fornecidos e ajustados para obter confiabilidade no modelo. Para obter quanto esses parâmetros influenciam nos resultados do modelo, se torna necessário desenvolver testes de sensibilidade, já que α e β afetam principalmente a produção e destruição da densidade de superfície de frente de chama respectivamente.

2.3 ESTADO DA ARTE.

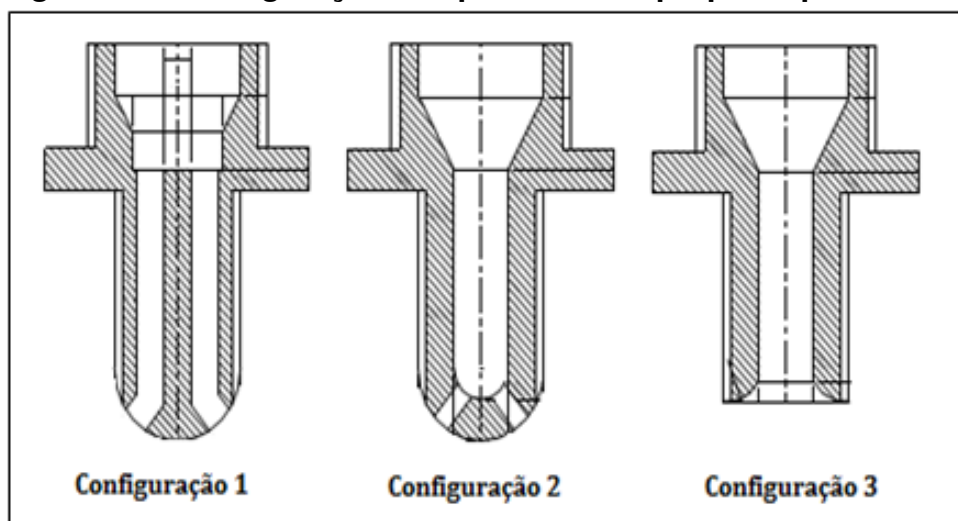
Nesta seção são apresentados os principais trabalhos encontrados na literatura que contribuem para o desenvolvimento do presente trabalho. O objetivo neste tópico é abordar assuntos que permitam compreender a metodologia e os efeitos do uso de

pré-câmara em motores SI. A base teórica destes trabalhos será utilizada como ponto de partida para o desenvolvimento do projeto.

Sá (2001) desenvolveu uma metodologia para o projeto e construção de uma pré-câmara em um motor de combustão interna. Nesta investigação, se comparam as características da combustão de um motor monocilíndrico adaptado com sistema de ignição por lança chamas com o motor original. Em sua análise se mostra que a pré-câmara apresenta problemas de superaquecimento, fazendo necessária a injeção de maior quantidade de combustível e, portanto, afetando os parâmetros globais da combustão. Contudo, a metodologia desenvolvida nesta pesquisa serve como ponto de partida para desenvolvimentos de novos protótipos de ignição com pré-câmara no Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM-UFMG).

Gomes (2004) estudou as características geométricas das pré-câmaras nos motores com sistema de ignição por lança chama. Em sua pesquisa projeta e testa três diferentes pré-câmaras em um motor comercial de quatro cilindros com mistura homogênea. As pré-câmaras projetadas são apresentadas na FIGURA 13

Figura 13 – Configurações de pré-câmaras proposta por Gomes.



Fonte – (GOMES, 2004).

Nos resultados se observa que a pré-câmara que apresenta melhores resultados em termos de desempenho é a configuração três, mas se evidencia a necessidade de estudos numéricos para a compreensão e análise da estrutura de fluxo dentro da pré-câmara e a câmara principal.

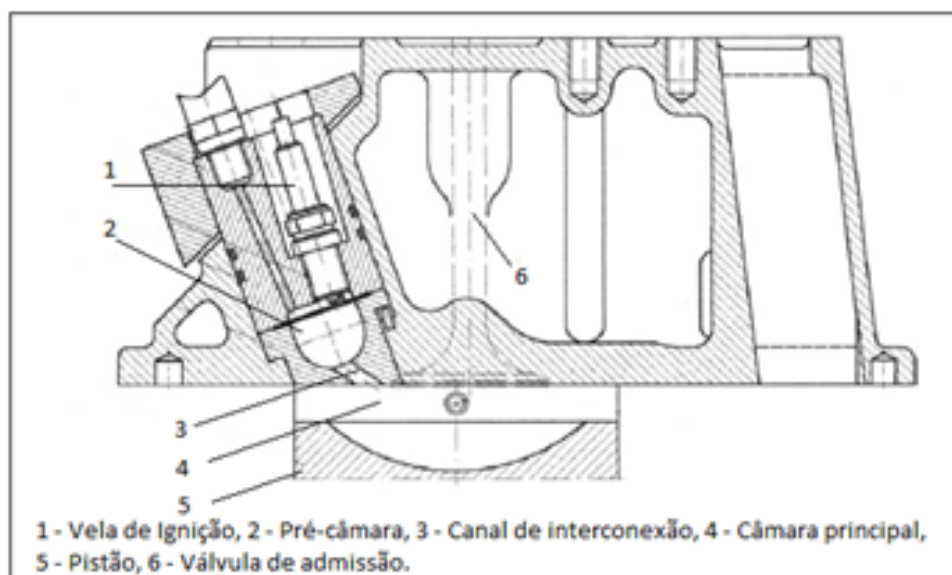
Baptista (2007) realiza um estudo com o objetivo de reduzir emissões e consumo específico de combustível. Para isso, utiliza um motor comercial flexível de quatro cilindros adaptado com uma pré-câmara de geometria fixa e compara os resultados com o motor com sistema de ignição convencional. Nos resultados verificou-se

que o emprego de sistema de ignição possibilita a operação do motor com misturas pobres e com menores avanços de ignição. O autor afirma que este fato é dado pelo aumento da velocidade de queima do combustível e pelo aumento na intensidade de turbulência na câmara principal. Por outro lado, se observa que o sistema apresenta dificuldades de operação em cargas baixas, uma vez que aberturas de 10% de válvula borboleta produz uma queda significativa no torque do motor. O autor argumenta que essa queda é gerada pelos gases residuais aprisionados na pré-câmara, o que produz variabilidades na combustão.

Moreira (2009) projetou e construiu um sistema de ignição por lança chama com carga estratificada, utilizando um sistema de injeção direta de combustível na pré-câmara. A pré-câmara se instala em contato com a galeria de arrefecimento do motor, o que permite mitigar os problemas de sobreaquecimento dos trabalhos anteriormente desenvolvidos no CTM-UFGM.

Jamrozik et al. (2013) apresentam uma metodologia de simulação numérica para um motor de ignição por centelha dotado com pré-câmara em diferentes cargas de misturas empobrecidas e diferentes diâmetros de canais de interconexão. Os resultados obtidos são validados com resultados experimentais realizados em um motor de quatro tempos. O sistema de ignição utilizado nesta pesquisa é mostrado na Figura 14.

Figura 14 – Sistema de ignição projetado por Jamrozik.



Fonte – (JAMROZIK et al., 2013).

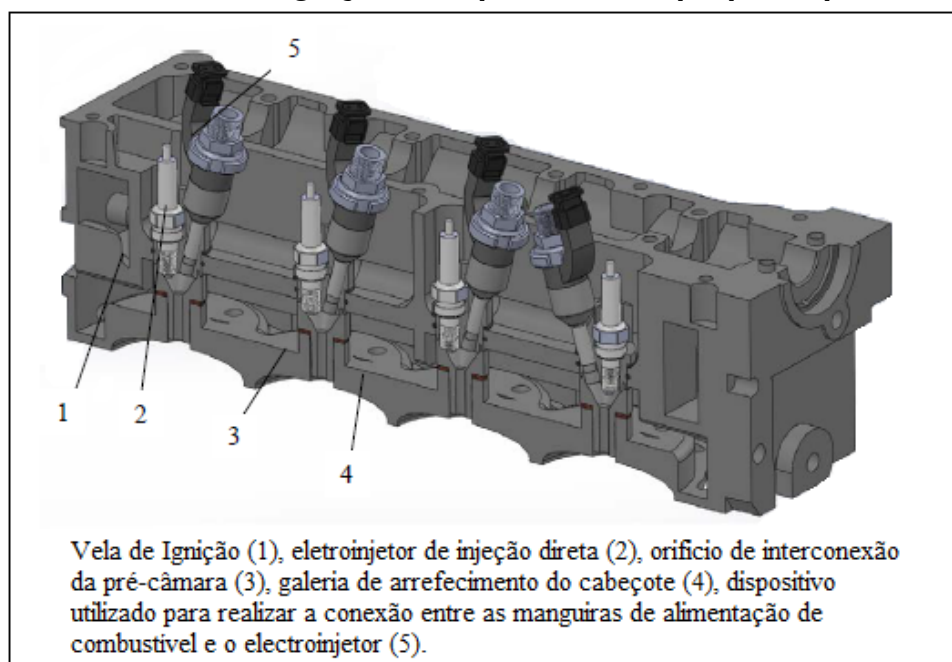
Os resultados obtidos através das simulações mostram que o aumento da energia cinética turbulenta com a redução do diâmetro do canal de interconexão possibilita o uso de misturas significativamente pobres. No entanto, a medida que se aumenta

o fator de lambda, os picos de pressão e temperatura começaram a diminuir gradualmente.

Amorim (2014) utilizou o programa computacional STAR-CD para simular escoamento de ar em um motor de combustão interna com o objetivo de avaliar a influência dos modelos de turbulência. Através das simulações, são avaliados três modelos de turbulência: o modelo $k-\epsilon$ Realizable, RNG $k-\epsilon$ e Menter $k-\omega$ SST. Nos resultados se mostra que os modelos da família $k-\epsilon$ atingem resultados mais confiáveis que o modelo $k-\omega$ SST, com um custo computacional menor.

Rodrigues (2014) testou um sistema de ignição por lanças chamas em diferentes níveis de estratificação da mistura e para várias cargas e rotações do motor. Para isso, utiliza um motor de quatro cilindros adaptado com uma pré-câmara de um furo de interconexão operando com E25. O sistema desenvolvido é apresentado na FIGURA 15.

Figura 15 – Sistema de ignição com pré-câmaras proposto por Rodrigues.



Fonte – (RODRIGUES, 2014).

Os resultados obtidos nesta pesquisa mostram ganhos significativos nos parâmetros de desempenho e no consumo específico de combustível em relação ao motor original. Além disso, apresenta aumentos percentuais médios de 7,10% para a eficiência térmica e reduções media percentual de 8,21% para CO_2 , 71,58% para CO e 49,51% para NO_x . Por outro lado, mostra que o avanço de ignição do motor com pré-câmara diminui em até 41%, o que previne problemas relacionados à detonação.

Moreira (2014) desenvolve uma metodologia numérica do sistema de arrefeci-

mento da pré-câmara e um modelamento unidimensional do sistema de ignição por lança chamas com o objetivo de caracterizar e predizer o funcionamento do sistema. Esses resultados são utilizados posteriormente, para calibrar os parâmetros do sistema físico. Com a implementação da metodologia proposta, o autor consegue operar o motor com mistura pobre, atingindo uma razão de equivalência ar-combustível de até 1,2. Nos resultados se mostra, através da análise da fração de massa queimada e do avanço de ignição, que a combustão ocorreu de forma mais rápida para o motor com pré-câmara, em comparação ao motor com sistema de ignição convencional. Além disso, se evidencia reduções no consumo específico de combustível e nas emissões de monóxido de carbono, óxido de nitrogênio e um aumento na eficiência global do motor.

Gentz et al. (2015) apresentam um estudo tridimensional para um sistema de ignição por jato turbulento. A modelagem é realizada no programa computacional Converge CFD, com o objetivo de avaliar e comparar, qualitativa e quantitativamente, os parâmetros da combustão com um motor de compressão rápida de acesso óptico. Para isso, são testados diferentes diâmetros de canal de interconexão (1,5 mm, 2 mm e 3 mm) em diferentes proporções de ar-combustível. O desempenho do sistema é caracterizado considerando-se as durações da queima de 0-10% e de 10-90%. Os resultados mostram que o canal de interconexão de 1,5 mm apresenta tempos de queima mais curtos na etapa de desenvolvimento inicial da combustão de 0-10%, o que corresponde a um aumento da velocidade de queima. Esse mesmo diâmetro mostra ter só um efeito significativo na duração da queima de 10-90% para condições de mistura pobre ($\lambda = 1,5$), o que implica que, para condições quase estequiométricas, o diâmetro do orifício não tem um efeito considerável na velocidade de propagação da chama. Na comparação qualitativa, os autores concluem que a propagação da chama, a estrutura do jato e a penetração, são representadas adequadamente na simulação.

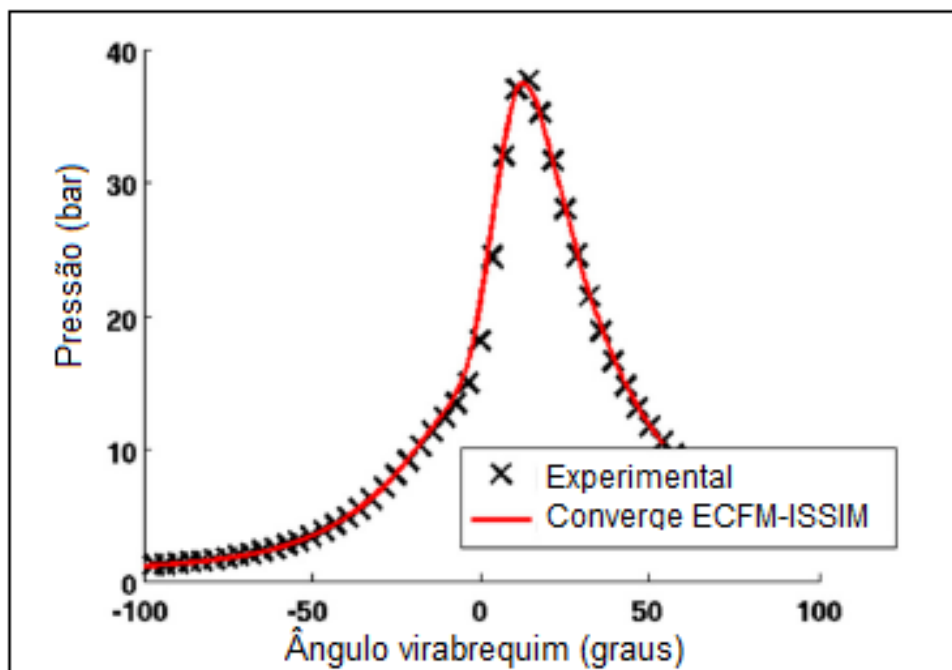
Costa (2015) utilizou uma metodologia numérica com o objetivo de caracterizar geometricamente a pré-câmara e assim adaptar o sistema, em um motor monocilíndrico com mistura pobre de etanol hidratado. O dispositivo projetado é testado através de técnicas ópticas de visualização com o objetivo de avaliar o processo de combustão dentro da câmara principal. Nos resultados se observa que a metodologia implementada permite uma redução do consumo específico de combustível em até 5,0% em relação ao motor original.

Cruz et al. (2016) descrevem uma metodologia zero dimensional com o objetivo de compreender e analisar as características geométricas das pré-câmaras. Neste trabalho, se descrevem os processos termodinâmicos do motor através do programa computacional Matlab. Para isso, são utilizadas as equações de conservação de energia e massa e a lei dos gases ideais. Além disso, se utiliza a lei de Wiebe para o modelamento da combustão. Em seu trabalho se constata que canais de interconexão

de menor diâmetro favorecem a transferência de energia cinética, porém atuam como uma restrição à vazão mássica prejudicando a passagem de fluido. Além disso, mostra o comportamento da pressão, temperatura, velocidade do jato, transferência de energia e como essas variáveis são influenciadas pelas características geométricas do sistema de ignição.

Baeta et al. (2016) realizam um estudo das características geométricas da pré-câmara em um motor de ciclo Otto. Neste trabalho, são avaliados o volume, diâmetro, número de canais de interconexão em termo de emissões e consumo específico de combustível. Os resultados mostram que pré-câmaras com maior número de canais de interconexão apresentam uma redução significativa de NO_x e HC, atingindo um valor de 37,4% e 12%, respectivamente. além disso, mostram um aumento na eficiência térmica de eixo e uma redução do consumo de combustível de 3.1%. Os autores afirmam que as reduções nas emissões e no consumo específico de combustível é gerado pelo aumento da taxa de queima promovido pela turbulência da pré-câmara de maior número de canais de interconexão.

Chevillard et al. (2017) utilizam o software computacional CONVERGE para estudar, através do modelo de combustão ECFM, as tendências de detonação em um motor monocilíndrico. Para o desenvolvimento da pesquisa é realizado inicialmente, uma validação dos resultados experimentais no modelo tridimensional. Para isso, é calibrado o parâmetro alpha (α) do modelo de estiramento de chama turbulento intermitente (ITNFS, do inglês: *The Intermittent Turbulent Net Flame Stretch*). A validação do modelo ECFM realizada nesta pesquisa é apresentada na Figura 16.

Figura 16 – Validação da curva de pressão através do modelo ECFM.

Fonte – (CHEVILLARD et al., 2017).

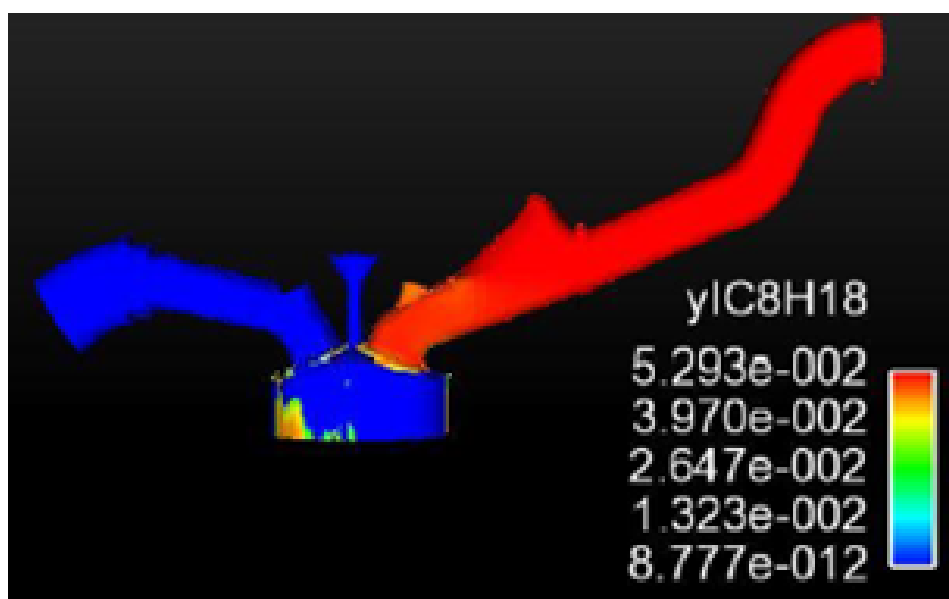
Os resultados mostram que a metodologia utilizada permite descrever satisfatoriamente a evolução da pressão, a taxa de liberação de calor e a fração de massa queimada realizando ajustes razoáveis do modelo de chama turbulenta. Além disso, mostram que o modelo permite representar adequadamente a duração da combustão.

Couto (2017) testa experimentalmente um protótipo de motor dotado de sistema de ignição com pré-câmara com o objetivo de analisar o desempenho do motor em diferentes pontos de rotação e carga. Os resultados mostram um bom desempenho do motor trabalhando com mistura estequiométrica, conseguindo reduções do consumo específico de combustível em toda a faixa de velocidades e cargas analisada. Ao trabalhar com empobrecimento da mistura ($\lambda = 1,1$), o protótipo mostra reduções no consumo específico de combustível e no pico da temperatura de combustão, atingindo um valor máximo de 14% em comparação com o motor convencional. O autor conclui que o sistema de ignição com pré-câmara, mesmo sem estratificação da mistura, demonstra um potencial promissor para a redução do consumo de combustível com boa estabilidade de combustão, quando comparado ao motor com sistema de ignição convencional.

Lima et al. (2017) desenvolvem e validam uma modelagem tridimensional de um motor de ignição por centelha dotado com pré-câmara. A validação da simulação é realizada a partir da comparação com dados experimentais. Nos resultados, como apresentado na FIGURA 17, se mostra a importância do direcionamento dos jatos, uma vez que se observam concentrações remanescentes de combustível em algumas

regiões do cilindro ao final do processo de combustão.

Figura 17 – Concentração de combustível no final da combustão.



Fonte – (LIMA et al., 2017).

Por outro lado, os autores observam que o jato expulso pela pré-câmara atinge a uma velocidade extremadamente alta a cabeça do pistão. Por tanto, argumentam que a configuração avaliada pode produzir danos nos componentes do motor, recomendando o direcionamento dos jatos através de diferentes canais de interconexão.

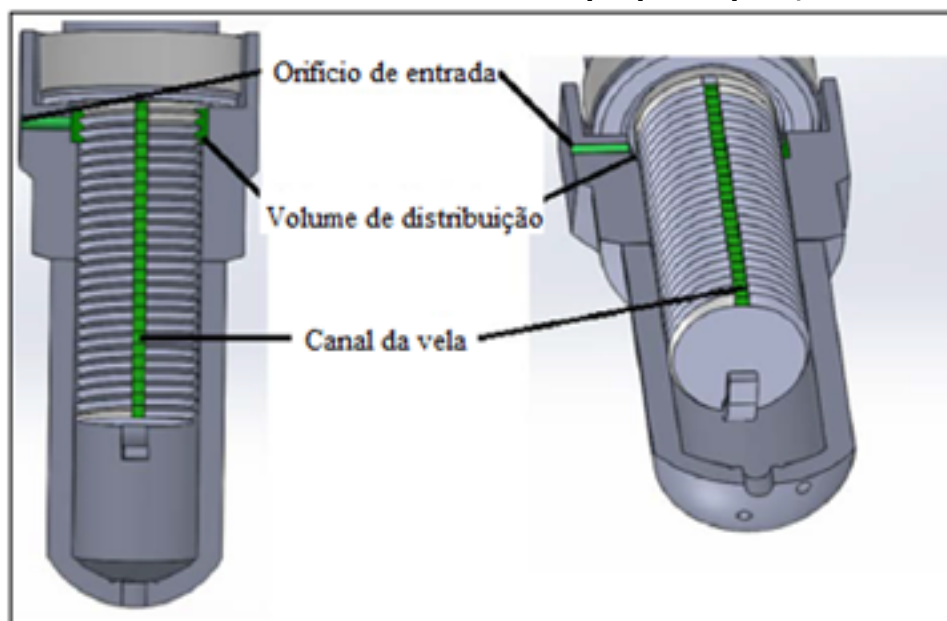
Alvarez et al. (2018) realizam uma revisão da literatura sobre sistemas de ignição com pré-câmaras. Neste trabalho se descreve detalhadamente as influências das características geométricas nos parâmetros da combustão e nas emissões do motor, tanto para misturas homogêneas como misturas estequiométricas. Os autores concluem que sistemas de carga estratificada apresentam melhores resultados nas emissões em comparação com sistemas homogêneos, obtendo reduções nas emissões de NOx e CO. Além disso, mostram a importância, em termos de custo e tempo, da modelagem computacional e simulações no desenvolvimento de protótipos de motores com pré-câmaras.

Sens et al. (2018) realizam um estudo através de simulações CFD 3D com o objetivo de analisar a influência das características geométricas das pré-câmaras em nas propriedades termodinâmicas do sistema. O estudo realizado forneceu uma configuração otimizada da pré-câmara, a qual permitiu diminuir a tendência à detonação durante a operação em carga alta e aumentar a relação de compressão em aproximadamente duas unidades. Do mesmo modo, o consumo de combustível foi reduzido de 2-4% em todo o intervalo de operação. Esses ganhos no desempenho do motor foram atribuídos às características geométricas da pré-câmara como o diâmetro e nu-

mero e direcionamento dos canais de interconexão. No entanto, se observou que nos sistemas de ignição com pré-câmara, existem maiores perdas de calor que nos sistemas de ignição convencional devido ao aumento da área superficial, especialmente em carga baixas. Igualmente, se mostra que existe uma perda de calor em cargas altas. Os autores argumentam que essas perdas resultam de uma maior turbulência na proximidade da parede da câmara de combustão causada por jatos que penetram profundamente na câmara.

Alvarez (2018) projeta e testa um sistema de ignição com pré-câmara de mistura estratificada em um motor de ignição por centelha. Observando os resultados obtidos por Lima et al. (2017), o autor desenvolve uma proposta de pré-câmaras de volume variável direcionando os jatos através de cinco canais de interconexão, quatro posicionados a 45° com o diâmetro de 1 mm e um canal central de 2 mm. Nesta proposta a pré-câmara foi projetado de tal maneira que o volume pode ser variado (de $0,86 \text{ cm}^3$, que corresponde a 2,16 % do volume da câmara de combustão, até $2,40 \text{ cm}^3$, correspondente a 6 % do volume da câmara de combustão) ajustando a posição da vela de ignição. A pré-câmara proposta neste trabalho é apresentada na FIGURA 18.

Figura 18 – Pré-câmara de volume variável proposta por (ALVAREZ, 2018)



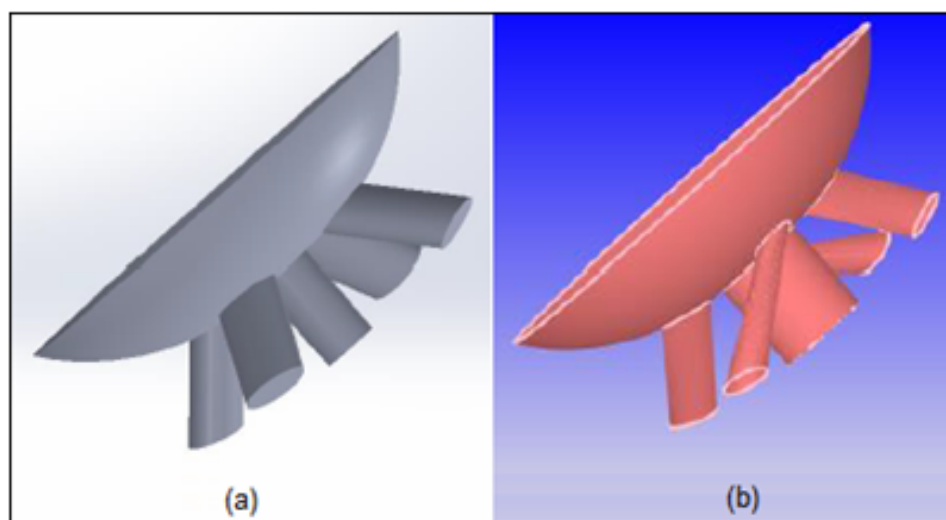
Fonte – (ALVAREZ, 2018).

A estratificação da mistura é realizada pela injeção de combustível gasoso através de um pequeno canal na parte lateral da vela de ignição, que se comunica com um pequeno volume de distribuição do combustível e o volume interno da pré-câmara como se mostra na FIGURA 18. Nos resultados se mostra que o protótipo proposto

é robusto é permite obter uma extensão do limite de empobrecimento até λ 1,6, ponto no qual foram encontradas reduções do 90% das emissões de NO_x , 91% de CO e 15% de CO_2 , aliado à uma aceleração da combustão de, em média, 30%. O autor conclui que o sistema proposto demonstra um potencial promissor para o aprimoramento da combustão e reduções consideráveis dos níveis de emissões de poluentes em motores de ignição por centelha.

Lima (2018) com o objetivo de aproveitar a turbulência gerada no cilindro pela admissão da mistura ar/combustível, e com base na configuração proposta por Alvarez (2018), realiza duas novas configurações de pré-câmaras apresentadas na FIGURA 19. Na primeira configuração, se diminui o diâmetro central para 1.2 mm e se aumenta o diâmetro dos canais laterais para 1.3 mm (Figura 19 - a). Na segunda, os diâmetros dos canais são mantidos em relação à primeira modificação feita, mas a inclinação dos dutos laterais são rotacionados 45° como se mostra na FIGURA 19 - b.

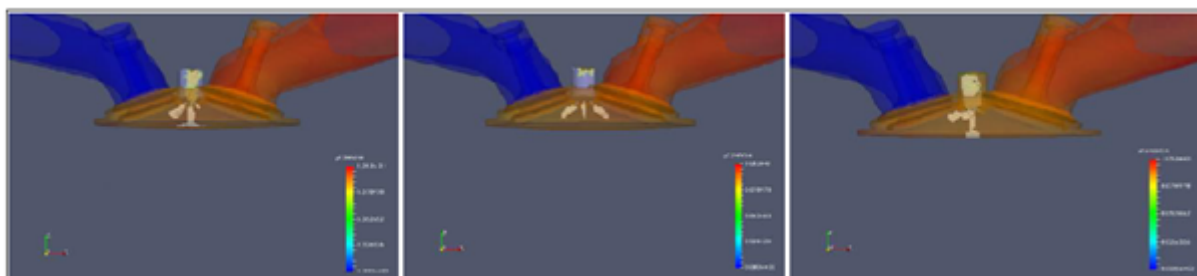
Figura 19 – Pré-câmaras propostas por Lima.



Fonte – (LIMA, 2018).

A figura 20 mostra a propagação da chama para a configuração proposta por Alvarez (2018) e Lima (2018).

Figura 20 – Propagação da chama para a configuração proposta por (ALVAREZ, 2018) e (LIMA, 2018).



Fonte – (LIMA, 2018).

Os resultados obtidos através da simulação computacional mostram que a configuração dois (Fig. 20 - b) atinge uma queima mais homogênea. Contudo, os parâmetros operacionais do motor não atingem os conseguidos pela configuração proposta por Alvarez (2018). O autor argumenta que a redução desses parâmetros é consequência dos ajustes no modelo de cinética química utilizado nas simulações computacionais.

2.4 Considerações finais.

Conforme abordado neste capítulo, observa-se que o sistema de ignição com pré-câmara é uma solução promissora para melhorar as características dos motores de combustão interna convencionais, uma vez que o sistema de ignição com pré-câmara permite a obtenção de potência com baixos níveis de emissões e consumo de combustível.

As pesquisas apresentadas mostram que o adequado dimensionamento das características construtivas da pré-câmara possibilitam um aumento na eficiência global do motor e torna possível a redução nas emissões de NO_x , CO E CO_2 .

O modelo de combustão ECFM permite caracterizar satisfatoriamente os parâmetros operacionais do motor, uma vez que fornece uma descrição detalhada da pressão, taxa de liberação de energia e tempo de queima através do ajuste das constantes do modelo.

Por fim, nota-se a importância da utilização de ferramentas computacionais no desenvolvimento de projetos de motores dotados de pré-câmaras, uma vez que permitem prever e analisar o sistema reduzindo tempo e custo.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para o desenvolvimento da presente pesquisa, a qual tem como objetivo avaliar as características e o processo de combustão de um motor Ford Sigma 1.6 Flex e estudar o comportamento do motor adaptado com um sistema de ignição com pré-câmara. O trabalho é desenvolvido com base na metodologia padrão apresentada pelo programa Converge CFD para desenvolvimento de modelos de motor e seguindo os principais conceitos de simulação numérica encontradas em diferentes referências bibliográficas mencionadas na revisão bibliográfica. O processo da simulação começa com a definição do sistema ou domínio computacional, neste caso, a geometria do motor o qual será objeto de estudo. Posteriormente são especificadas as características e propriedades do fluido, assim como os fenômenos físicos e químicos que precisam ser modelados. Logo são definidas as condições de contorno para depois realizar a geração da malha, dividindo o domínio em volumes finitos. Finalmente são resolvidas as equações discretizadas através do solucionador e analisadas utilizando ferramentas de visualização de dados. Uma vez validado o modelo de combustão, tanto no motor convencional como no motor adaptado com pré-câmara, a metodologia é utilizada para simular quatro pré-câmaras com características geométricas diferentes, apresentadas detalhadamente na seção 3.1. Além disso, é estudada a influência do volume da pré-câmara nas características da combustão através de duas pré-câmaras. Os resultados obtidos são analisados qualitativa e quantitativamente através das curvas da taxa liberação de calor, picos de pressão e dados de fração de massa queimada, a fim de analisar o desempenho do motor e contribuir com o desenvolvimento da tecnologia ajudando a definição de experimentos futuros.

3.1 DOMÍNIO COMPUTACIONAL.

Para a realização das simulações é utilizado como objeto de estudo um motor Ford Sigma 1.6 Flex de quatro cilindros e 16 válvulas. As principais características do motor são apresentadas na Tab.2

Tabela 2 – Características do motor Ford Sigma 1.6 Flex.

Item	Valor
Volume de deslocamento total	1596 cm ³
Diâmetro x Curso	(79.0 x 81.4) mm
Número de cilindros	4
Válvulas por cilindro	4
Razão volumétrica de compressão	11;1
Potência máxima	80.4 Kw a 6250 rpm (Gasolina) 85.76 Kw a 5500 rpm (alcohol)
Torque máximo	151. Nm a 4250 rpm (Gasolina) 158.87 Nm a 5500 rpm (alcohol)
Rotação máxima do motor	6250 rpm

Fonte – **Autor**

As condições de operação utilizadas são apresentadas na Tab. 3

Tabela 3 – Condições de operação do motor Ford Sigma 1.6 Flex.

Item	Valor
Rotação	2250 rpm
IMEP	5
Instante da centelha	-27,4 ângulos da manivela
Combustível utilizado	Etanol
Lambda	1

Fonte – **Autor**

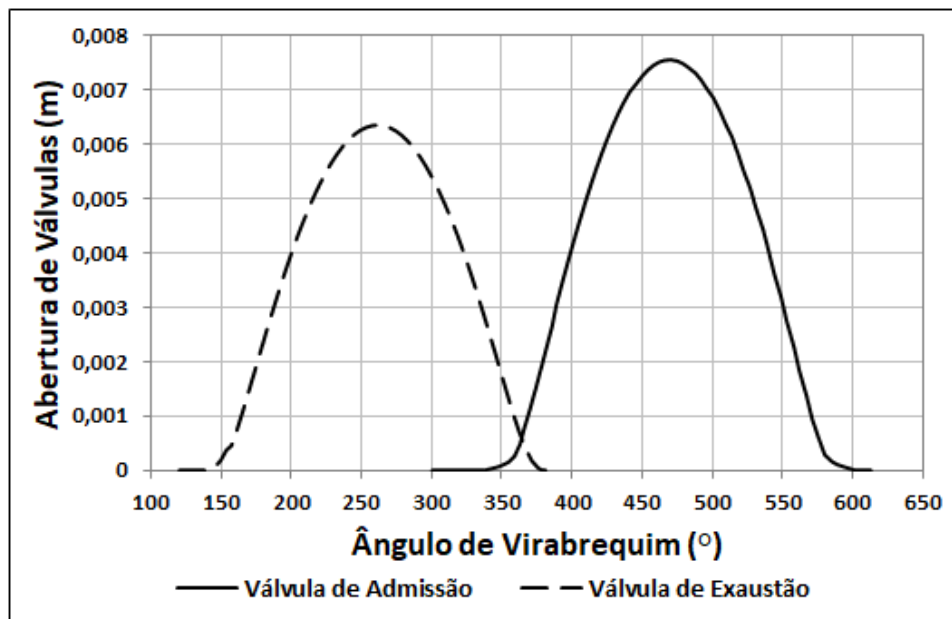
As propriedades do etanol hidratado utilizado para o desenvolvimento do trabalho são apresenta na tabela 4.

Tabela 4 – Características do motor Ford Sigma 1.6 Flex.

Propriedade	Etanol
Massa especifica	803,3 kg/m
PCI	25269 kJ/kg
Razão ar-combustível estequiométrica (A/C)est	8,43
Teor de etanol	96,0%

Fonte – **Adaptado de (ALVAREZ, 2018).**

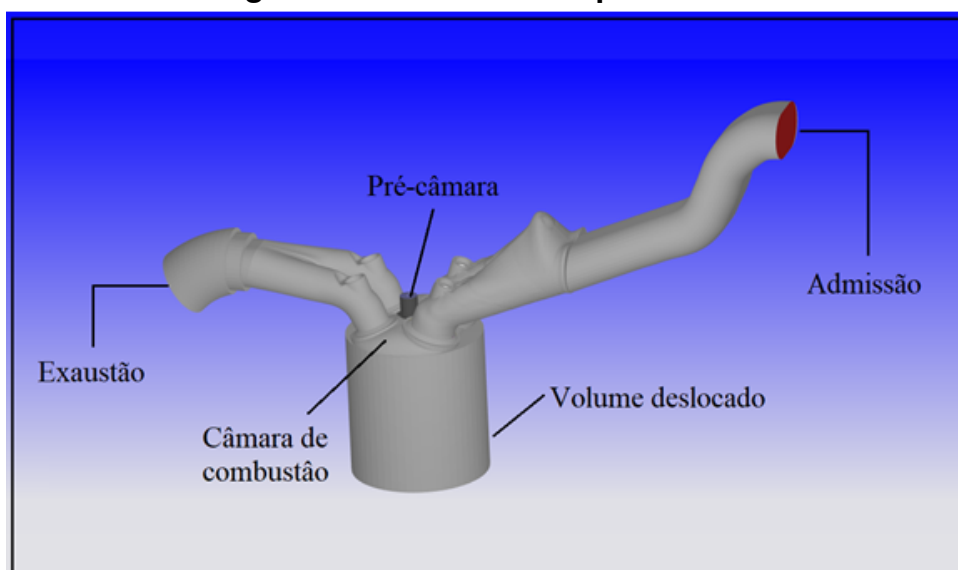
Na FIGURA 21 é mostrado curva das válvulas de admissão e exaustão em função do ângulo de virabrequim para as condições do motor.

Figura 21 – Perfil de abertura e fechamento das válvulas do motor.

Fonte – (LIMA, 2018).

O movimento das válvulas, descrito na FIGURA 21, é obtido através de medições experimentais como mostra Lima et al. (2017) em seu trabalho.

O domínio computacional selecionado para as simulações do motor compreende o volume deslocado, a câmara de combustão, os pórticos de admissão e exaustão e, no caso do motor adaptado, a câmara de combustão adicional ou pré-câmara. A FIGURA 22 ilustra o domínio computacional descrito realizado no programa Solidworks e exportado ao programa computacional Converse CFD.

Figura 22 – Domínio computacional.

Fonte – Autor.

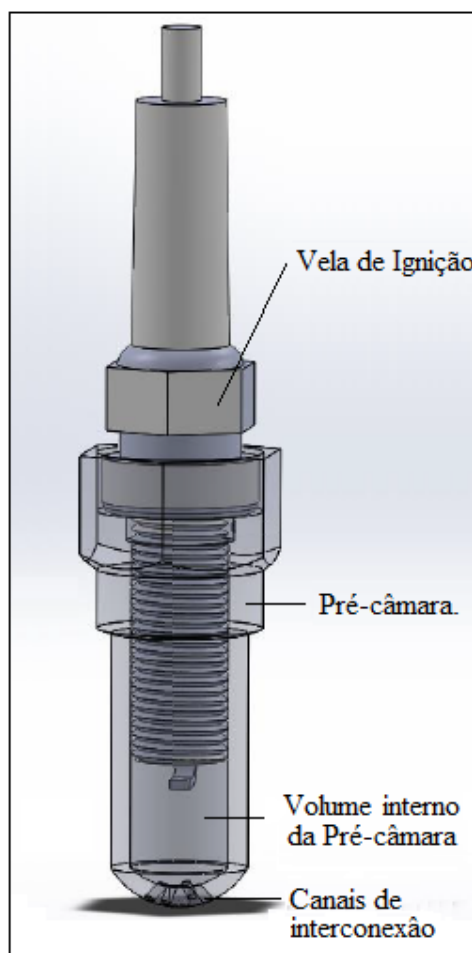
Para o dimensionamento do domínio computacional no programa computacional Solidworks, foram utilizadas as características do motor apresentadas na Tab. 2 e diferentes técnicas de medição para a extração do volume interno necessário para o modelamento. Para a obtenção das dimensões da cabeça do cilindro e os pórticos de admissão e exaustão foi utilizado silicone e catalizador, os quais foram inseridos dentro do motor para obter um molde de sua geometria interna. O modelo de silicone enrijecido foi digitalizado tridimensionalmente através de um Scanner 3D no centro de estudos aeronáuticos (CEA) da Universidade Federal de Minas Gerais. A digitalização permitiu adquirir um conjunto de pontos com os quais foi possível desenhar a geometria interna do cabeçote e os pórticos de admissão e exaustão no programa computacional. A geometria da cabeça do pistão também foi mensurada, utilizando-se para seu dimensionamento um paquímetro e um relógio comparador (LIMA et al. 2017). No caso da geometria e dimensionamento da pré-câmara (PC) se teve como parâmetro limitador o espaço da vela de ignição dentro do motor, já esta cavidade é ocupada pela pré-câmara. A pré-câmara usada para a validação e as pré-câmaras projetadas neste trabalho serão descritas detalhadamente na seção 3.1.1.

3.1.1 PRÉ-CÂMARAS PROJETADAS

A pré-câmara utilizada para a validação das simulações no presente trabalho é desenvolvida e testada experimentalmente por Alvarez (2018). Nesta proposta, a pré-câmara é projetada de tal maneira que o volume pode ser variado (de $0,86 \text{ cm}^3$, que corresponde a 2,16 % do volume da câmara de combustão, até $2,40 \text{ cm}^3$, corres-

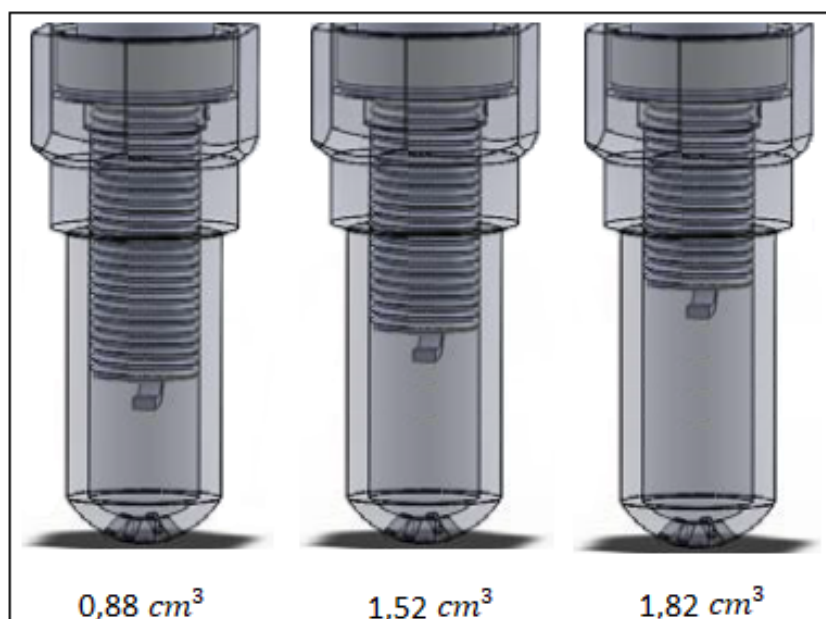
pondente a 6 % do volume da câmara de combustão) ajustando a posição da vela de ignição. As principais características da pré-câmara são mostradas na FIGURA 23.

Figura 23 – Características da pré-câmara.



Fonte – (ALVAREZ, 2018).

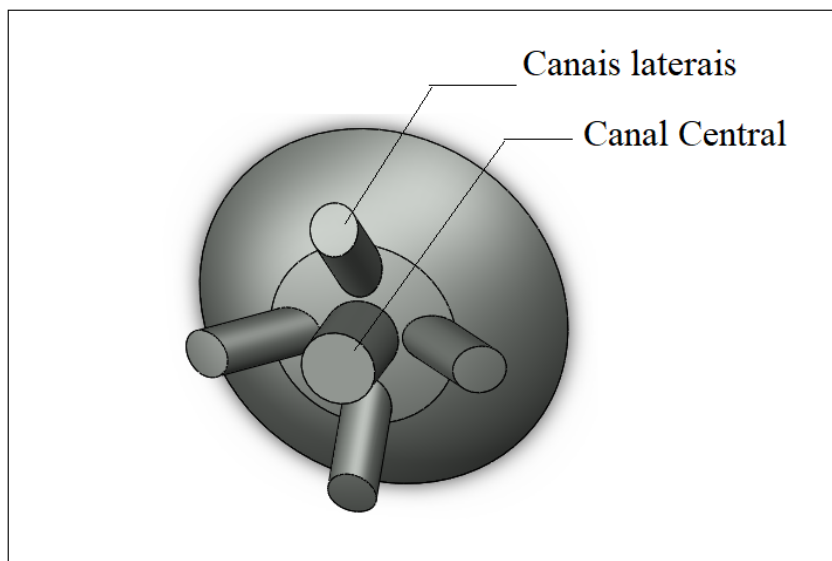
O volume interno utilizado para a validação do motor com pré-câmara é de $0,88 \text{ cm}^3$. Com o objetivo de avaliar a sensibilidade dessa característica nos parâmetros operacionais do motor é simulada a mesma configuração com um volume de $1,52 \text{ cm}^3$ e $1,82 \text{ cm}^3$, correspondente a 3,8% e 4,56% do volume da câmara de combustão, respectivamente. As pré-câmaras utilizadas para avaliação do volume são apresentadas na Fig .24.

Figura 24 – Volumes das pré-câmaras.

Fonte – Autor.

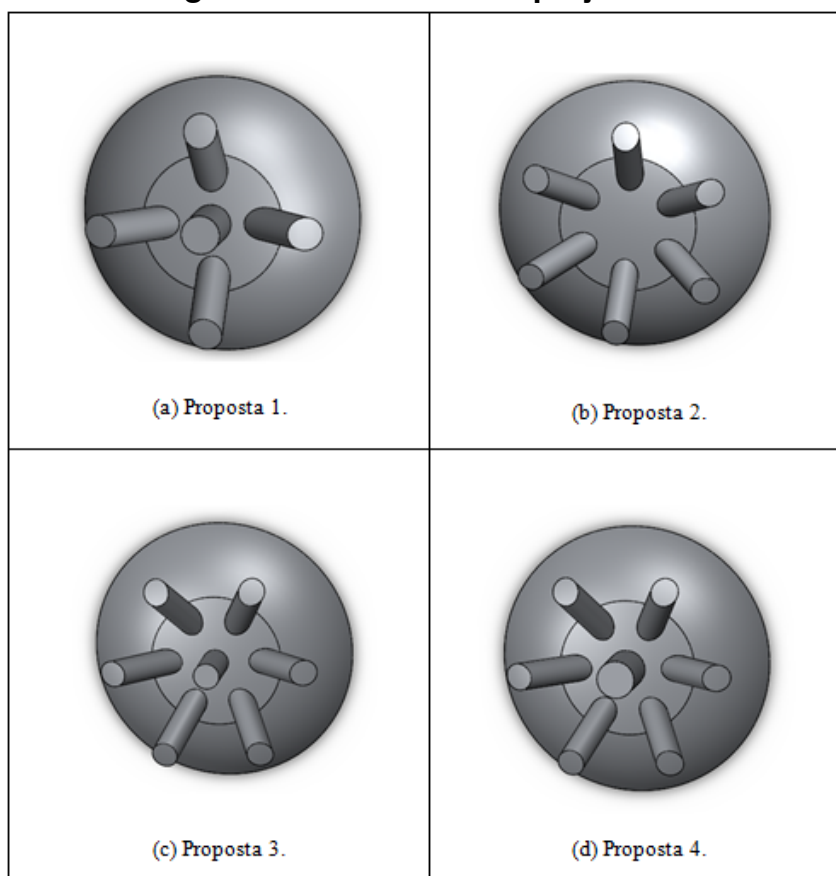
É importante ressaltar que a razão de compressão do motor é mantida constante em todas simulações a fim de avaliar unicamente as variações do volume na pré-câmara.

Além da flexibilidade do volume, uma das principais inovações realizadas por Alvarez (2018) é a redução substancial do comprimento dos dutos que comunica a pré-câmara e a câmara principal. Essa modificação é realizada com objetivo de aproveitar as espécies químicas ativas do produto da combustão na pré-câmara, que são instáveis e tem uma curta duração. A pré-câmara projetada possui 5 canais de interconexão, 4 deles distribuídos uniformemente no perímetro, inclinados em 45° com um diâmetro de 1,0 mm. O quinto furo possui um diâmetro de 2,0 mm e é localizado na parte central. Essa configuração é projetada de tal maneira que as frentes de chamas geradas nas pré-câmaras sejam distribuídos uniformemente na câmara principal e de igual modo distribuir uniformemente a energia liberada. A distribuição dos canais de interconexão proposta por Alvarez (2018) é apresentada na Figura 25,

Figura 25 – Distribuição dos canais de interconexão

Fonte – Autor.

A partir desta configuração são propostas quatro novas configurações com diferentes diâmetros, número e disposição de furos de interconexão. Estas propostas são realizadas com o objetivo de avaliar os parâmetros construtivos da pré-câmara e tentar melhorar a homogeneidade da combustão na câmara principal. As pré-câmaras propostas neste trabalho são apresentadas da FIGURA 26.

Figura 26 – Pre-câmaras projetadas.

Fonte – Autor.

Na primeira proposta (Figura 26 - a) são mantidos constantes a quantidade de canais de interconexão em relação à pré-câmara projetada por Alvarez (2018) mas, o diâmetro dos canais laterais é aumentado a 1,2 mm e o diâmetro do canal central é reduzido a 1,4 mm. Esta modificação se realiza com o objetivo de reduzir a perda de carga nos furos de menor diâmetro e gerar uma queima mais simétrica na câmara principal. Na proposta 2 (Figura 26 - b) é aumentado o número de furos de interconexão a 6 e o diâmetro se reduz a 1 mm. Na terceira proposta (Figura 26 - c), a pré-câmara é disposta de 7 furos de interconexão com um diâmetro de 1 mm. Essas configurações de pré-câmaras são projetadas com o objetivo de analisar a influencia da quantidade de canais de interconexão nos parâmetros da combustão e na distribuição dos jatos na câmara principal. Na última proposta (Figura 26 - d) são mantidos constantes a quantidade de furos respeito à proposta 3 mas, o diâmetro do canal central é aumentado a 1.4 mm. Essa configuração é projetada a fim de avaliar a influencia do furo central no enchimento da pré-câmara e nos parâmetros da combustão.

A tabela 5 apresenta em síntese as características das pré-câmaras propostas.

Tabela 5 – Características das pré-câmaras propostas.

Pré-câmara	Canais laterais (mm)	Canal central (mm)	Area total dos canais de interconexão (mm ²)
Proposta 1	1,2	1,4	6,06
Proposta 2	1	sem canal central	4,71
Proposta 3	1	1	5,49
Proposta 4	1	1,4	6,25

Fonte – Autor

3.2 MODELOS MATEMÁTICOS.

Para a turbulência é utilizado o modelo RNG $k-\epsilon$, por sua boa relação entre confiabilidade dos resultados e tempo computacional. Com isso, o sistema de equações a resolver é composto pelas equações 5 a 13, que são as equações de conservação para um volume de controle apresentadas na seção 2.2.2. da revisão bibliográfica, acopladas às equações do modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$ apresentadas na seção 2.2.3.1. Para a modelagem da combustão é utilizado o modelo ECFM. Esse modelo se baseia em uma equação de densidade da superfície da chama, que considera o enrugamento da superfície frontal da chama por vórtices turbulentos, assim como uma técnica de condicionamento que permite a reconstrução precisa de propriedades locais em gases frescos e queimados. A equação do modelo ECFM a ser resolvida é apresentada na seção 2.2.5.1. Além disso, é utilizado o modelo de Metghalchi e Keck para descrever a velocidade da chama. As equações a ser resolvidas e as constantes utilizadas para desenvolvimento deste modelo são apresentadas na seção 2.2.4

3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO.

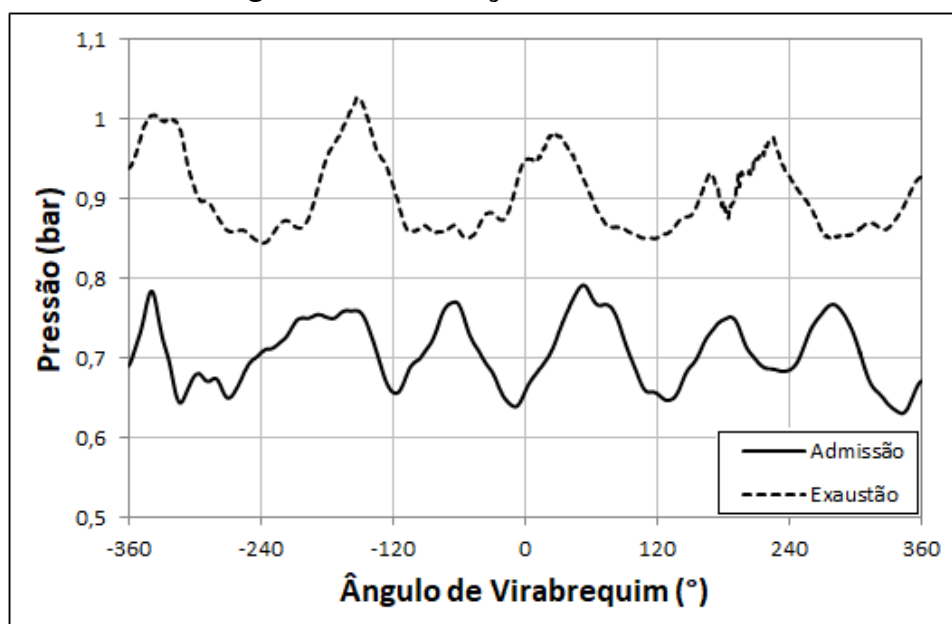
Neste trabalho, as condições de contorno são adquiridas através de testes experimentais em um dinamômetro devidamente instrumentado no Centro de Tecnologias da Mobilidade (CTM). Os dados adquiridos pela equipe experimental no laboratório de motores são utilizados na simulação numérica tanto para o motor normal como para o motor adaptado com pré-câmara.

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), os problemas CFD são definidos em termos de condições iniciais e condições de contorno, portanto, o sistema de equações que representa o escoamento no domínio computacional está matematicamente fechado e só podem resolver-se se são fornecidas essas condições adequadamente. Para a realização da simulação numérica deste trabalho são aplicados dois tipos de condições de contorno: condição de parede, que é o limite mais comum encontrada em problemas de escoamento confinado e condição de escoamento livre

de massa, que é aplicada às fronteiras onde ocorre escoamento de gases.

As grandezas utilizadas neste trabalho para definir as condições de contorno na admissão e exaustão são a pressão, a temperatura, a intensidade de turbulência e comprimento de escala de turbulência. A FIGURA 27 mostra as condições de contorno da pressão na admissão e exaustão para o motor Ford Sigma a 2250 rpm e 5 bar de IMEP.

Figura 27 – Condições de contorno.



Fonte – Autor.

As pressões de admissão e exaustão foram mensuradas experimentalmente através de sensores de pressão de alta frequência, de forma que os dados de pressões estão disponíveis a cada 1° do ângulo do virabrequim para todo o ciclo. Essas medições são, posteriormente, tratadas no programa Concerto com o objetivo de filtrar os dados e facilitar a convergência nas simulações tridimensionais (LIMA, 2018). As pressões resultantes são apresentadas na Fig. 27.

Do mesmo modo, por meio de sensores instalados no motor são mensuradas as temperaturas nos coletores de admissão e exaustão, fornecendo um valor único para todo o ciclo. Os valores medidos são utilizados para as condições de contorno na entrada e na saída do domínio computacional, sendo constantes ao longo do ciclo. Por outro lado, os valores de intensidade turbulenta e comprimento de escala de turbulência não são obtidos experimentalmente, esses valores são geralmente tomados de recomendações ou estimados através de modelos matemáticos. Neste trabalho são utilizados os valores recomendados pelo manual Converge CFD (2018). Na Tab 6 são resumidas as condições de contorno da temperatura, intensi-

dade de turbulência e comprimento de escala de turbulência, utilizadas na simulação para a admissão e a exaustão no motor convencional e no motor com pré-câmara:

Tabela 6 – Condições de contorno.

Motor Região	Convencional		Com pré-câmara	
	Admissão	Exaustão	Admissão	Exaustão
Temperatura (K)	293	689	293	718
Energia cinética turbulenta (m^2/s^2)	0.02	0.02	0.02	0.02
Dissipação turbulenta (m^2/s^2)	0.003	0.003	0.003	0.003

Fonte – (LIMA, 2018).

Para todas as regiões com fronteiras em condição de parede é necessário definir a temperatura ou uma forma de calculá-la como condição de contorno para a equação de conservação energia. Neste trabalho, todas as condições de contorno do domínio, diferentes a entrada e saída, são definidas como limites de parede. As grandezas utilizadas para definir a temperatura de parede são obtidas através de simulação unidimensional como mostra Lima (2018). Na Tab. 7 são apresentadas as condições de parede na superfície da câmara de combustão, no pistão, na parede do cilindro e nas paredes dos pórticos de admissão e exaustão utilizadas para a simulação do motor convencional e com pré-câmara.

Tabela 7 – Condições de contorno nas paredes.

Região	Temperatura
Câmara de combustão	450 (K)
Pistão	490 (K)
Paredes do cilindro	450 (K)
Parede do pórtico de admissão perto da entrada do fluxo	300 (K)
Parede do pórtico de admissão perto da câmara de combustão	305 (K)
Parede do pórtico de admissão perto da câmara de combustão	750 (K)
Parede do pórtico de exaustão perto da saída do fluxo	770 (K)

Fonte – (LIMA, 2018).

Além das condições de contorno é necessário especificar as condições iniciais, uma vez que estas determinam viabilidade inicial da simulação e influem diretamente nos resultados e no tempo que leva ao código alcançar a estabilidade. Na Tab. 8 são mostradas as condições iniciais utilizadas no motor convencional e com pré-câmara.

Tabela 8 – Condições iniciais.

Região	Cilindro	Admissão	Exaustão
Pressão	50000 (Pa)	50000 (Pa)	50000 (Pa)
Temperatura	689 (K)	298 (K)	689 (K)
Energia cinética turbulenta	1 (m^2/s^2)	1 (m^2/s^2)	1 (m^2/s^2)
Dissipação Turbulenta	100 (m^2/s^2)	100 (m^2/s^2)	100 (m^2/s^2)

Fonte – (LIMA, 2018).

Além disso, são definidas as as espécies químicas na entrada e saída do domínio computacional, assim como no cilindro e na pré-câmara. As frações mássicas de gases utilizadas nas simulações são apresentadas na Tab.9

Tabela 9 – Frações mássicas de gases no motor convencionada e com pré-câmara

Região	Admissão	Exaustão	Cilindro	Pré-câmara
C ₂ H ₅ OH (%)	10,5	0	0	0
O ₂ (%)	19,6	0	0	0
CO ₂ (%)	0	19,2	19,2	19,2
H ₂ O (%)	0,6	8,9	8,9	8,9
N ₂ (%)	69,3	71,9	71,9	71,9

Fonte – Autor

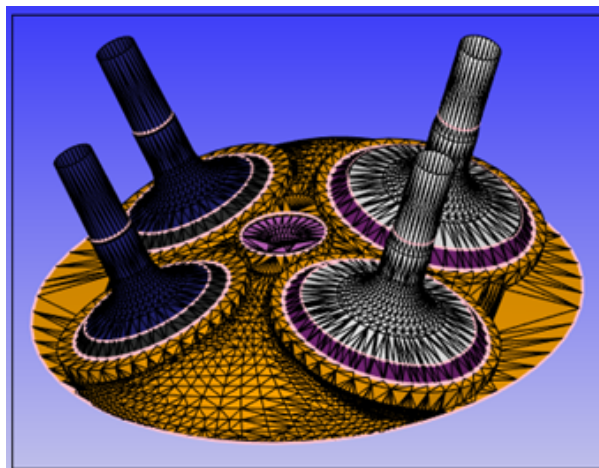
3.4 MÉTODO NUMÉRICO E PROGRAMA UTILIZADO.

Para o desenvolvimento desta pesquisa foi utilizado o programa computacional Converge CFD. O Converge CFD é um programa inovador de dinâmica de fluidos computacional que permite simular sistemas de alta complexidade como motores de combustão interna, turbinas de gás, compressores, bombas, entre outros. A Interface gráfica do programa inclui ferramentas de pré e pós-processamento nas quais o usuário pode preparar a geometria superficial, especificar e configurar os modelos físicos que governam o domínio, criar gráficos e realizar visualizações 3D dos dados simulados. Uma das características importantes de Converge CFD é que o programa gera a malha automaticamente sobre o domínio computacional, o que reduz tempo de preparação das simulações. Além disso, em casos de alta complexidade como em motores de combustão interna, permite reduzir tempo e custo computacional, através de ferramentas de refinamentos de malha fixo e refinamento de malha adaptativo, que podem ser ativados em tempos e localizações especificadas.

3.5 GERAÇÃO DA MALHA.

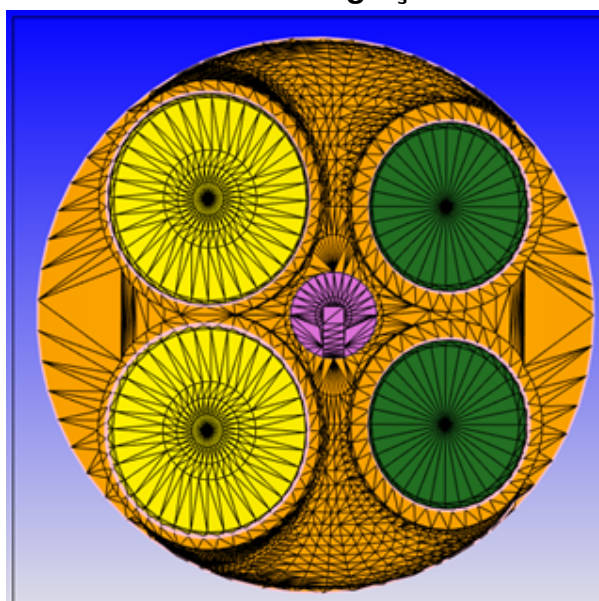
A geração da malha consiste na subdivisão do domínio computacional em volumes finitos nos quais são aplicadas às técnicas de volumes finitos no momento da solução das equações. As FIGURAS 28, 29, 30 e 31 ilustram a malha gerada no domínio computacional.

Figura 28 – Malha na superfície externa da câmara de combustão e válvulas.



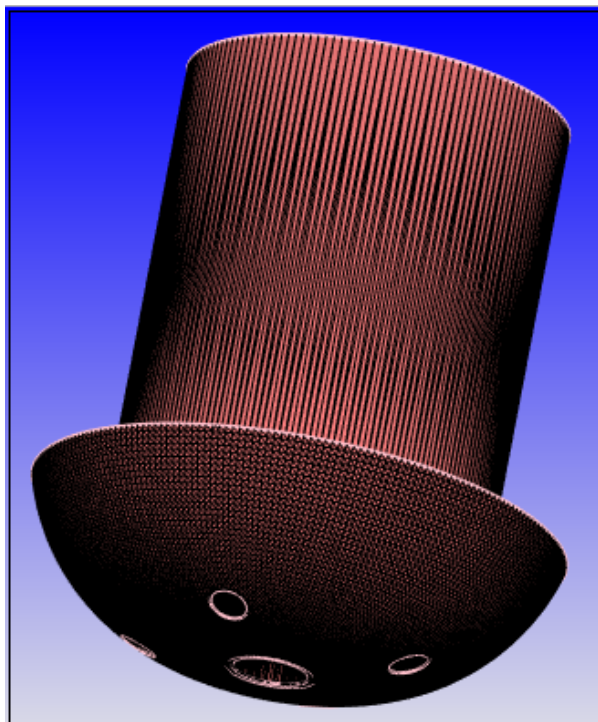
Fonte – Autor.

Figura 29 – Malha na superfície interna da câmara de combustão e vela de ignição.



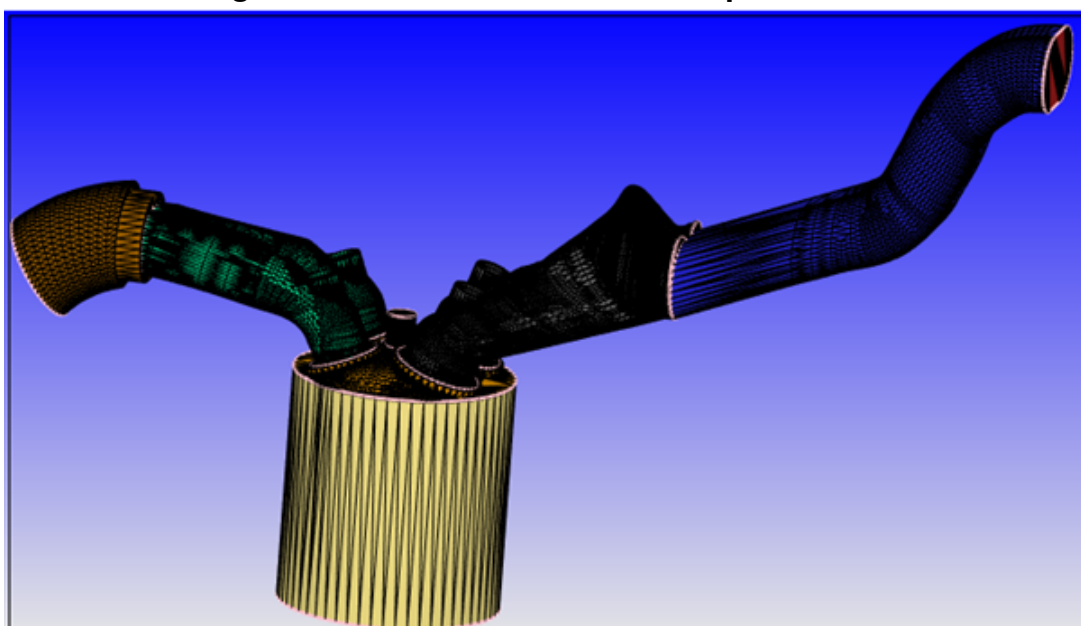
Fonte – Autor.

Figura 30 – Malha na superfície da pré-câmara.



Fonte – Autor.

Figura 31 – Malha no domínio computacional.

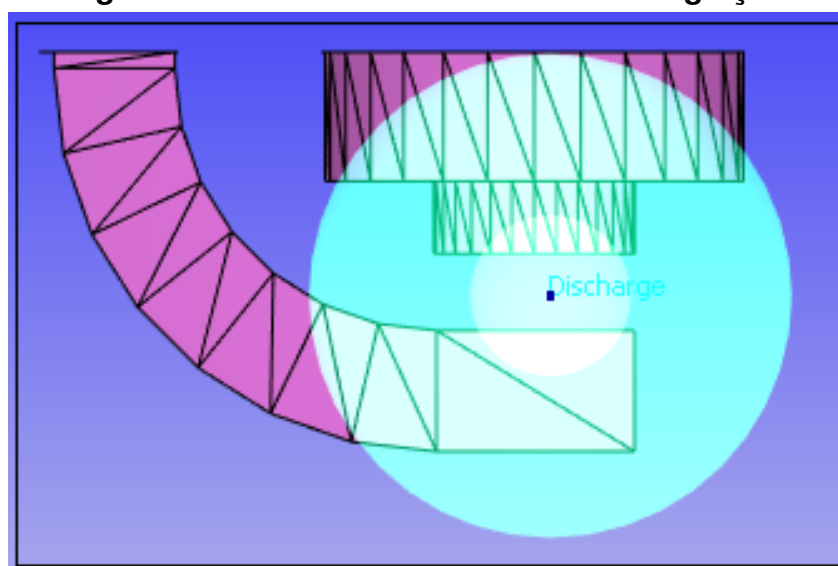


Fonte – Autor.

A malha do sistema é elaborada no software Converge CFD, o qual contém diferentes ferramentas para a geração e controle da malha antes e durante a simula-

ção. Inicialmente é gerada uma malha base para o domínio especificando o tamanho nas coordenadas dx, dy e dz. Neste trabalho se selecionou, inicialmente, um tamanho de malha base de 0,0068 m. A partir deste valor, serão feitos refinamentos até garantir a independência da malha nos resultados da simulação. Além disso, foi utilizada a ferramenta de refinamento adaptativo de malha (AMR, do inglês: *Adaptive mesh refinement*), o qual utiliza um algoritmo para refinar automaticamente a malha de acordo com as condições flutuantes e do movimento, como a temperatura ou velocidade. Além de AMR, também se utilizou a ferramenta de refinamento de malha fixo (*Fixed embedding*) o qual, refina a malha em pontos específicos do domínio como, por exemplo, em torno de uma válvula, ao redor do ponto da centelha etc. Neste trabalho se define o refinamento de malha fixo nas válvulas de admissão e exaustão, no cilindro e na vela de ignição. A FIGURA 32 apresenta o refinamento fixo na vela de ignição.

Figura 32 – Refinamento fixo na vela de ignição.



Fonte – Converge CFD (2018)

3.6 Metodologia de ajuste dos parâmetros α e β do modelo de combustão.

O primeiro objetivo deste trabalho é a validação do modelo de combustão, comparando os resultados da simulação numérica com os resultados dos testes experimentais realizados no motor. Como é mencionado na seção 2.2.7 o modelo de combustão empregado é o modelo ECFM, o qual precisa do ajuste dos parâmetros α e β para que os resultados do modelo possam ser considerados válidos e confiáveis. Os ajustes dos parâmetros α e β são realizados comparando a curva de pressão obtida no modelo numérico com a curva de pressão no cilindro obtida pelo modelo experimental para as mesmas condições de operação do motor.

Para o ajuste de α e β são utilizados, inicialmente, os parâmetros de α e β recomendados e definidos pelo programa computacional, neste caso 1,6 e 1,0 respectivamente. Uma vez obtidos os resultados da simulação são comparadas as curvas de pressão com as curvas de pressão obtidas experimentalmente. Essas comparações são tomadas como ponto de partida para o ajuste dos parâmetros α e β . Se existe diferença entre os parâmetros comparados entre os modelos, que geralmente existem, é feito o ajuste dos parâmetros com o objetivo de aproximar os valores da simulação aos valores experimentais.

Para realizar a validação do modelo ECFM respeito ao modelo experimental é ajustado inicialmente o parâmetro α , já que é o parâmetro mais sensível do modelo. Na hipótese que o pico de pressão do modelo computacional seja superior que o modelo experimental, se reduz o valor de α mantendo o parâmetro β constante e igual a um. Posteriormente, uma nova simulação é feita com o valor modificado. O parâmetro α é ajustado seguindo a metodologia utilizada até que os valores da curva de pressão sejam os mais próximos possíveis ao modelo experimental.

Uma vez ajustado o parâmetro α são feitas simulações para o ajuste do parâmetro β . No caso a curva de pressão ainda esteja um pouco acima para o ajuste de α , o valor de β é aumentado gradualmente até conseguir o ajuste desejado. Caso contrário, o valor de β é reduzido gradualmente até que os valores da simulação sejam os mais próximos ao modelo experimental. As considerações anteriores são feitas conforme a análises dos trabalhos realizados por Fonseca (2014), Seixas (2017).

Uma vez ajustados os parâmetros do modelo ECFM para o motor normal são utilizados para as simulações do motor adaptado com pré-câmara. Em caso de requerer um novo ajuste dos parâmetros é utilizada a metodologia planteada anteriormente.

3.7 TESTE DE MALHA.

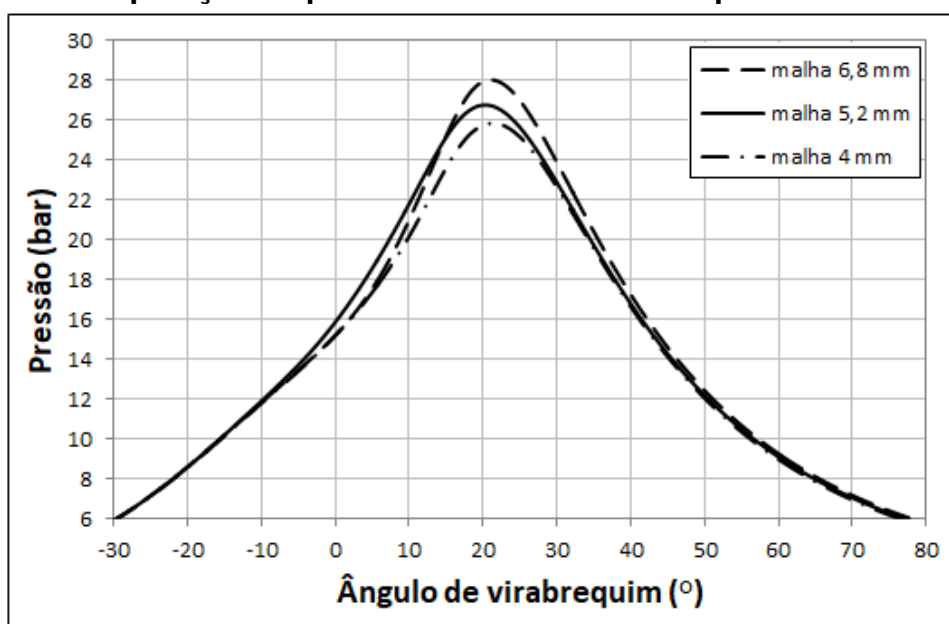
Uma vez definida a malha base inicial para as simulações se realiza um teste de malha para analisar a influência da mesma sobre os resultados globais. Com o objetivo de reduzir recursos computacionais, o teste de malha é dividido em duas etapas. Na primeira, se estuda a independência da malha base no domínio computacional do motor convencional. Uma vez determinada a malha base, são utilizadas as mesmas características para as simulações do motor com pré-câmara (Fig. 22), já que os modelos utilizam as mesmas dimensões geométricas e o mesmo modelo de combustão e turbulência. Na segunda etapa, se realiza um estudo de independência de malha na pré-câmara. Para isso, se utiliza a ferramenta de refinamento adaptativo, utilizando como critério a temperatura durante o processo de combustão, uma vez que é a grandeza com maior influência nesta região. O refinamento da malha base no motor convencional é realizado alterando o comprimento da mesma em cada simulação.

O refinamento é feito seguindo a recomendação da norma ASME V & V 20, através da EQ. 28

$$r = h_{gross}/h_{ref} \quad (28)$$

Em que h_{gross} é malha grosseira, h_{ref} é a malha refinada e r é a relação entre as duas ($r > 1.3$). Para garantir a repetibilidade, os resultados das diferentes malhas são comparados através da curva de pressão e o intervalo de queima (CA 10-90). Quando a diferença máxima entre todos os pontos da curva de pressão e duração da queima for menor a 5%, é considerado que a malha base não influencia nos resultados das simulações. Para o teste de malha do motor convencional se utilizaram três tamanhos diferentes de célula (6,8 mm, 5,2 mm e 4 mm). A curva de pressão no cilindro para as diferentes malhas testadas são apresentadas na FIGURA 33.

Figura 33 – Comparação da pressão dentro do cilindro para as malhas testadas.



Fonte – Autor.

Como se mostrado na Fig. 33, as curvas de pressão apresentam uma boa concordância para os diferentes tamanhos de célula. A diferença máxima da malha de 5.2 mm em relação à malha 6,8 mm é de 4,52%, enquanto que para a malha de 4 mm é de 3,42%.

Os resultados da duração da combustão (CA 10-90) para as malhas testadas são mostrados na Tab. 10.

Tabela 10 – CA 10-90 motor convencional

Malha	CA 10-90	Diferença (%)
6,8 mm	24,2	
5,2 mm	28,8	15,7
4 mm	27,6	4,2

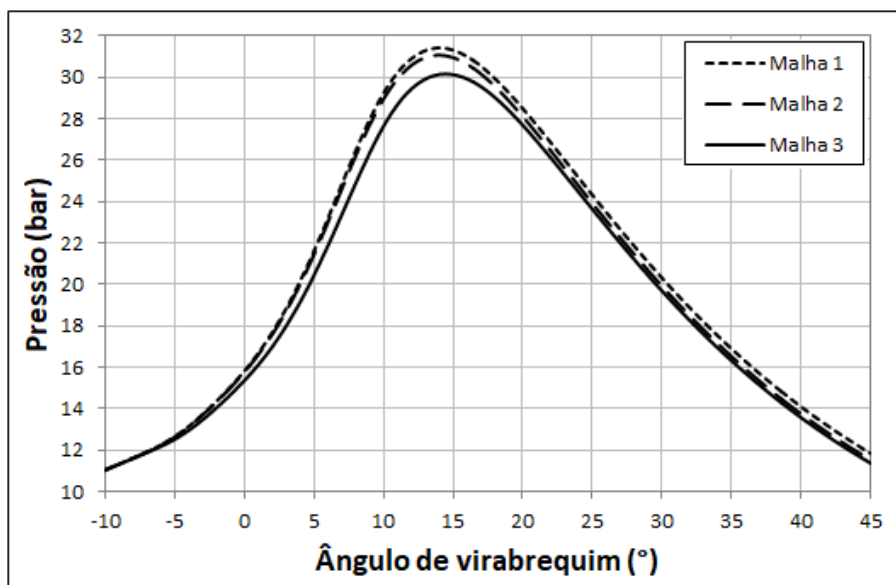
Fonte – **Autor**

Com base nos resultados apresentados para os diferentes tamanhos de células, é selecionada malha de 5,2 mm, uma vez que os resultados se mostram independentes da malha a partir deste valor e requerem menores recursos computacionais.

Uma vez selecionada a malha base são geradas três malhas para avaliar a independência da mesma na região da pré-câmara. Com o objetivo de reduzir o tempo da simulação e os esforços computacionais, o refinamento da malha só é feito na pré-câmara e na câmara principal utilizando a ferramenta de refinamento adaptativo de malha (AMR), o qual é ativado durante a duração da combustão. Converse CFD (2018) utiliza a EQ.29 para descrever o refinamento de malha adaptativo.

$$dx' = dx^N \quad (29)$$

Em que dx' é o tamanho da malha refinada, dx o tamanho da malha base e N o fator de refinamento (valor negativo). Nestes testes é usado um fator de refinamento de 3, 4 e 5 utilizando a mesma condição de operação que o motor convencional e o mesmo critério de refinamento para avaliar a independência da malha. A FIGURA 34 mostra as pressões no cilindro para os diferentes fatores de refinamento do motor com pré-câmara.

Figura 34 – Comparação da pressão dentro do cilindro para as malhas testadas.

Fonte – Autor.

As curvas de pressão para os diferentes fatores de refinamento apresentam uma boa concordância, mostrando uma diferença percentual máxima de 1,58% e 4,47% da malha um para a malha dois e três, respectivamente.

A duração da queimada (CA 10-90) para as malhas testadas são mostrados na Tab. 11

Tabela 11 – CA 10-90 motor com pré-câmara.

Malha	CA 10-90	Diferença (%)
1	17,2	
2	17,5	1,1
3	17,8	1,7

Fonte – Autor

De acordo com os resultados apresentados para o motor com pré-câmara, é selecionado um fator de refinamento de 3, uma vez a partir deste refinamento, os resultados são independentes da malha e precisam de menores recursos computacionais.

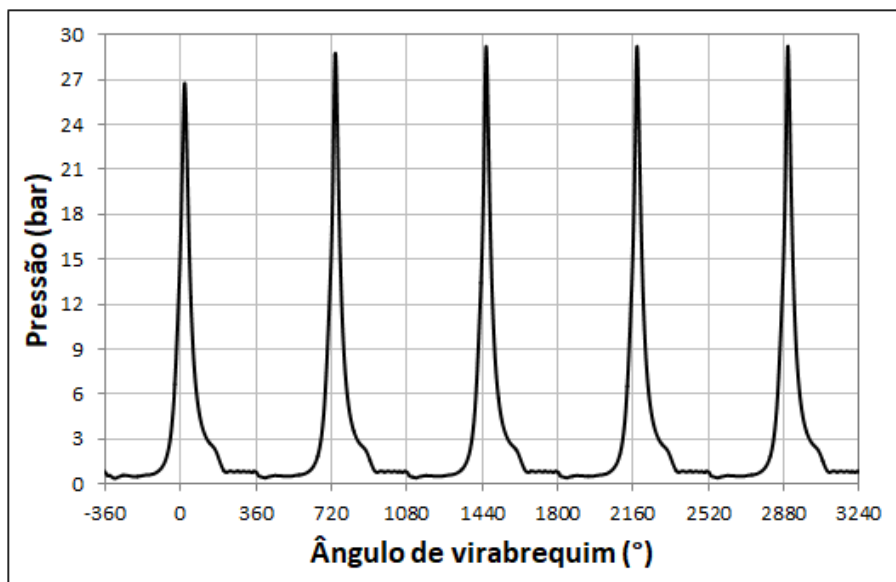
Portanto, para as simulações apresentadas nas próximas seções será utilizado um tamanho de malha base de 5,2 mm com um refinamento adaptativo durante o processo de combustão na câmara principal e na pré-câmara. O fator de refinamento nestas regiões é de 3, o que representa um tamanho de malha de 0,65 mm. Além disso, as simulações têm refinamento fixo nas válvulas de admissão e exaustão ($N =$

4), no cilindro ($N = 2$) e na vela de ignição ($N = 4$) e refinamento adaptativos nos dutos de admissão e exaustão, na câmara principal e na pré-câmara, usando como critério a velocidade do fluxo,

3.8 Teste do número de ciclos.

Para avaliar a influência das condições iniciais e a variação cíclica entre os ciclos se realiza uma simulação com cinco ciclos tomando como critério a variação do pico de pressão. A simulação teve início no ângulo de virabrequim de -577° , mas será considerado que o primeiro ciclo ocorre de -360° até o ângulo de 360° , e assim a cada 720° . A FIGURA 35 mostra o comportamento do pico de pressão para os diferentes ciclos.

Figura 35 – Teste de número de ciclos.



Fonte – Autor.

Na fig. 35 é possível observar que todos os ciclos testados mostram uma boa concordância, mas é selecionado o terceiro ciclo uma vez que sua diferença percentual com o ciclo dois é menor a 1%. Portanto, para cada simulação apresentada neste trabalho será considerado só o terceiro ciclo.

3.9 Validação do modelo.

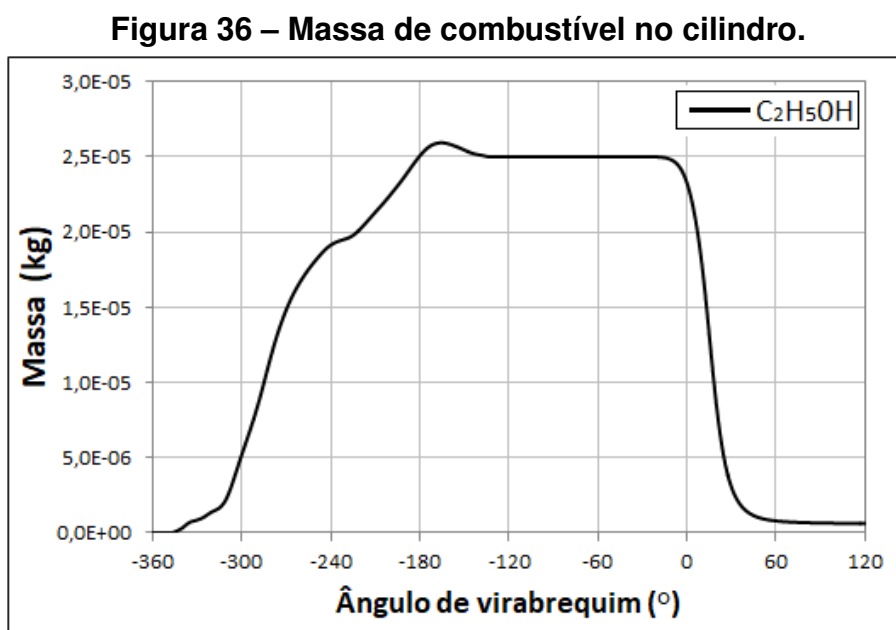
Nesta seção é avaliada a metodologia implementada para o motor convencional e o motor com sistema de ignição com pré-câmara. Para isso, se compara os dados da simulação tridimensional com os dados experimentais. Para considerar a metodologia confiável é calculado o erro percentual do pico de pressão e o IMEP. A metodologia

é considerada válida quando o valor médio da diferença percentual é inferior a 10% em todo o ciclo e o valor de pico de pressão é inferior a 5% respeito aos resultados experimentais.

Além disso, será comparada a fração de massa queimada, mas não são utilizadas como parâmetros de avaliação do modelo ECFM já que estas variáveis não são medidas diretamente no modelo experimental.

3.9.1 Validação dos dados para o motor convencional.

A vazão de combustível medido no procedimento experimental é 7095,3 g/h, isto representa $2,6E-5$ kg de combustível por ciclo, para cada cilindro do motor a 2250 rpm. A quantidade de combustível acumulado dentro do cilindro no modelo tridimensional é de $2,5E-5$ kg, o que representa uma diferença de 4,86% em comparação com os dados experimentais. A Fig. 36 mostra a quantidade de combustível preso no cilindro para o modelo tridimensional.



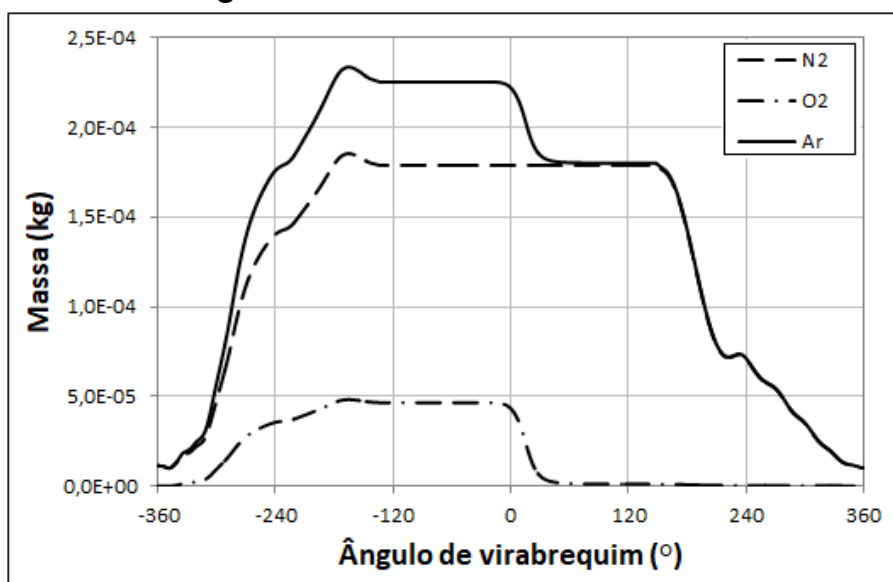
Fonte – Autor.

A queda de massa de combustível observada aproximadamente em -170° mostra o fluxo reverso que ocorre enquanto a válvula de admissão ainda está aberta. A queda mais acentuada na curva ocorre aproximadamente em -10° até 40° e mostra a queima de combustível dentro do cilindro.

O fluxo de massa de ar pressuado por ciclo no modelo tridimensional é apresentado na Fig. 37. Para o cálculo da massa de ar é considerados somente oxigênio, representado pela linha tracejada com pontos alternados, e nitrogênio, representado pela

linha tracejada. A soma destas duas espécies (linha preta) representa a quantidade de ar dentro do cilindro por ciclo.

Figura 37 – Massa de ar no cilindro.



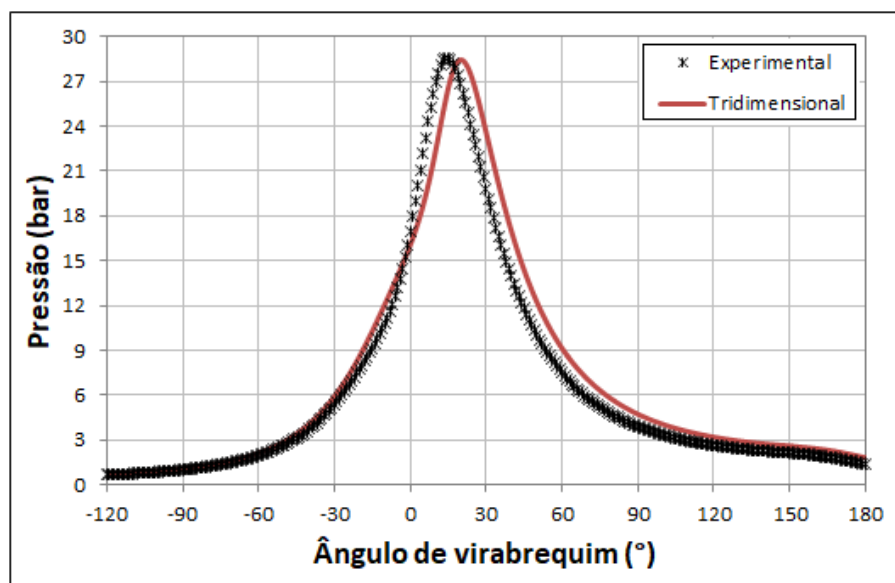
Fonte – Autor.

A massa total de ar aprisionado para o modelo tridimensional é de $2,25E-4$ Kg. Com a massa de ar, a massa de combustível e a razão estequiométrica para o etanol apresentado na seção 2.1.6.1, é calculado o fator lambda ($\lambda = 1,001$) para o modelo tridimensional, o qual apresenta uma diferença percentual de 6,33% entre o modelo experimental e o modelo tridimensional.

Como descrito na seção 3.6, é realizado um ajuste dos parâmetros α e β do modelo ECFM para tornar os resultados válidos e confiáveis. Essas constantes são ajustadas para atingir uma queima do 50% da massa de combustível em 8° de ângulo de virabrequim. Esse critério de queima é utilizado seguindo a metodologia utilizada nos testes experimentais (ALVAREZ, 2018).

Na simulação do motor convencional se atingiu uma boa concordância com o modelo experimental usando um valor para α de 1,6 e um valor para β de 1,0. A Fig. 38 mostra a comparação das curvas de pressão no cilindro para o modelo experimental e o modelo tridimensional.

Figura 38 – Comparação da pressão no cilindro para o modelo experimental e o modelo tridimensional.



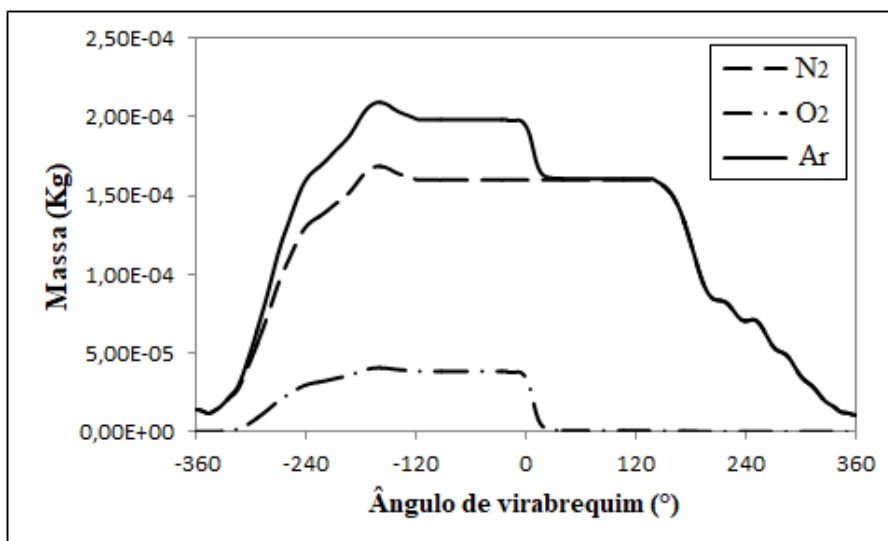
Fonte – Autor.

Na Fig. 38 é possível observar que o modelo de combustão implementado permite representar adequadamente a evolução da curva de pressão. O erro percentual do pico de pressão entre as curvas é de 0,54% e o erro do IMEP é de 0,3 %, o que mostra uma boa concordância entre os testes experimentais e a simulação tridimensional.

3.9.2 Validação dos dados para o motor com a pré-câmara.

A quantidade de ar preso no cilindro para o modelo tridimensional é apresentado na Fig. 39.

Figura 39 – Massa de ar no cilindro.

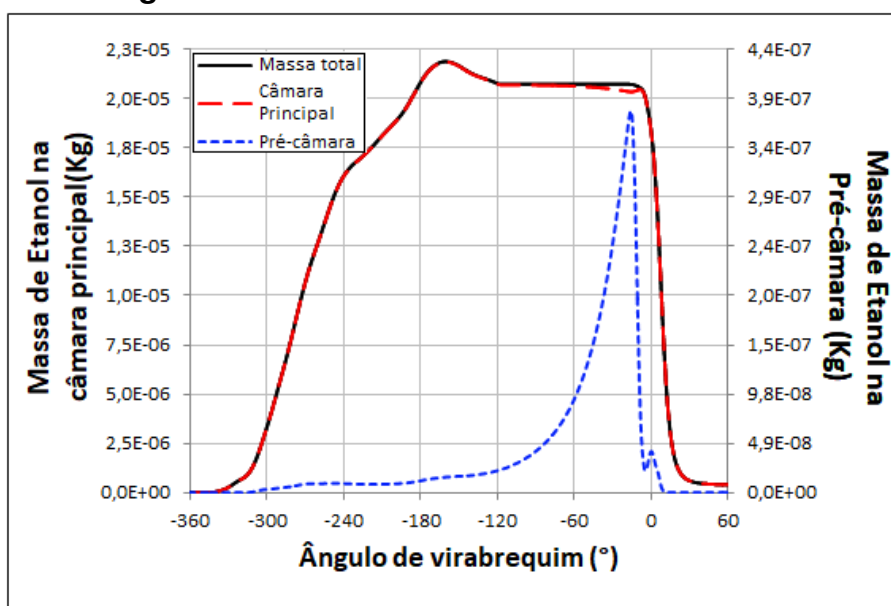


Fonte – Autor.

A massa total de ar aprisionado para o modelo tridimensional é de $1,97E-4$ Kg por ciclo enquanto, o escoamento de ar medido pelo procedimento experimental é de 50,6 kg/h, que equivale a $1,87E-4$ Kg por ciclo. A diferença entre percentual entre os dois modelos é de 4,87% o que mostra uma boa correlação entre os modelos.

A quantidade de combustível preso no cilindro para o modelo tridimensional é apresentado na Fig. 40.

Figura 40 – Massa de combustível no cilindro.

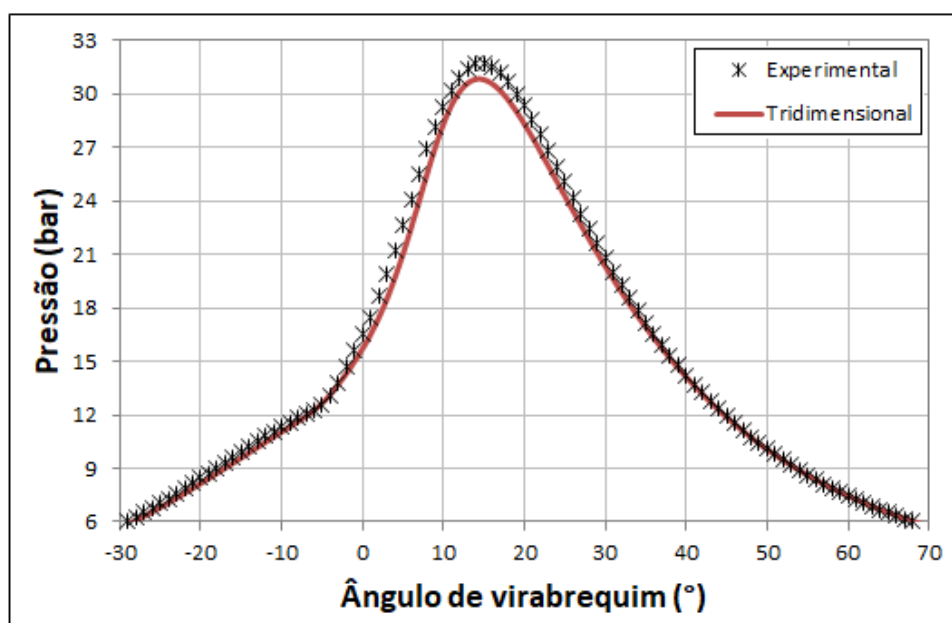


Fonte – Autor.

A massa de combustível no modelo tridimensional é de $2,07E-5$ Kg por ciclo. O fator lambda calculado para o motor com pré-câmara é de 1,056, que equivale a 11,4% de diferença com o modelo experimental.

Da mesma forma que a simulação do motor convencional, na simulação com pré-câmara é necessário ajustar as constantes do modelo ECFM para representara adequadamente as características da combustão. A simulação do motor com pré-câmara mostra boa concordância com os resultados experimentais ao utilizar um valor para α de 1,9 e um valor para β de 1,0. A Fig. 41 mostra a comparação da curva de pressão no cilindro para o modelo experimental e o modelo tridimensional.

Figura 41 – Comparação da pressão no cilindro para o modelo experimental e o modelo tridimensional.



Fonte – Autor.

Na Fig. 41 é possível observar que o modelo tridimensional consegue representar adequadamente a curva de pressão obtida experimentalmente. O pico de pressão para o modelo experimental é de 31,77 (bar) enquanto que para o modelo tridimensional é de 30,71 (bar), o que representa a uma diferença de 3,06%. A diferença percentual para o IMEP entre os modelos é de 0,23 %.

A tabela 12 mostra a comparação da fração de massa queimada entre os modelos para o motor com pré-câmara.

Tabela 12 – Comparação da fração de massa queimada para o modelo experimental e a simulação.

	Experimental	Simulação	Diferença (%)
CA10	0,3	0,4	11,8
CA50	8,2	8,1	0,8
CA90	16,8	17,3	2,6

Fonte – Autor

3.10 RESULTADOS A OBTER.

Uma vez validada a metodologia numérica são analisados qualitativamente no próximo capítulo, o fluxo de massa no interior do motor e a propagação da chama para as geometrias de pré-câmaras citadas na metodologia. Uma análise quantitativa dos tempos de queima, das curvas de pressão e da taxa de liberação de calor também é realizada. Os resultados obtidos são utilizados para analisar a influencia da geometria da pré-câmara nas características da combustão e assim, utilizar como base para selecionar ou projetar uma nova pré-câmara que será utilizada em experimentos futuros.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos através da aplicação da metodologia descrita no capítulo 3. A análise é dividida em três partes: a primeira parte apresenta os resultados da comparação do comportamento do sistema de ignição com pré-câmara e do sistema convencional SI. Na segunda parte são apresentados os resultados da influência da geometria da pré-câmara nos parâmetros da combustão. Para isso, são comparados três novos projetos de pré-câmaras com a pré-câmara proposta por Alvarez (2018). Por ultimo é analisada a influência do volume da pré-câmara nos parâmetros da combustão.

4.1 Resultados da comparação do motor convencional com o motor com pré-câmara.

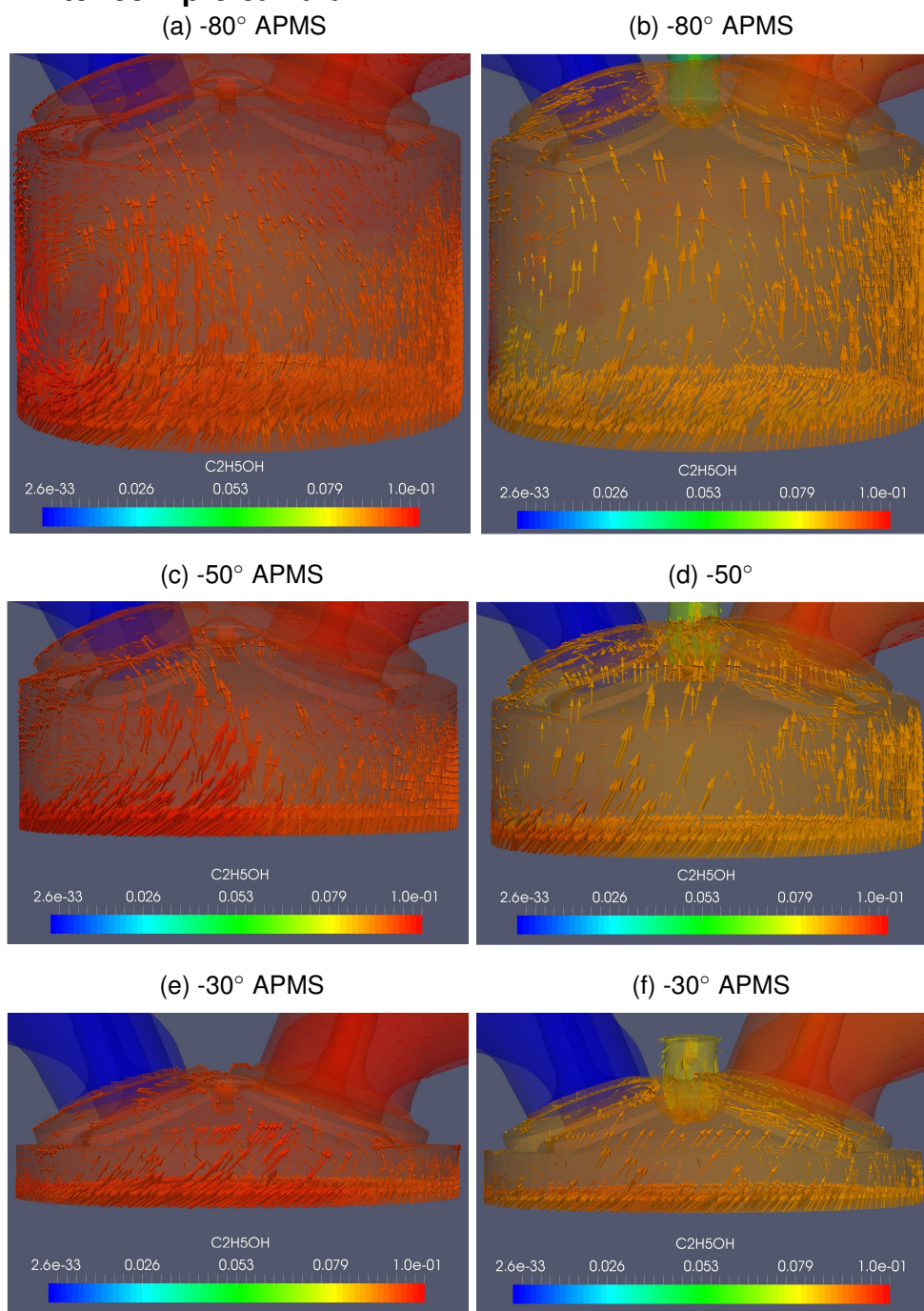
Para a análise da influência do sistema de ignição com pré-câmara são utilizados os resultados da simulação do motor convencional e do motor com a pré-câmara projetada por Alvarez (2018).

Na figura 42 são mostradas as características de escoamento no cilindro durante o processo de compressão e concentração de combustível para o motor convencional e o motor com pré-câmara no plano normal ao eixo Y. As características de escoamento são apresentadas para -80, -50 e -30 graus antes do ponto morto superior (APMS) em função do ângulo do virabrequim, onde -360 graus representa o início do curso de admissão e 360 graus representa o final do curso de exaustão, o seja, um ciclo do completo do motor. Nesta figura é possível observar que o movimento do escoamento através das válvulas de admissão cria uma turbulência que promove a mistura ar/combustível. As características turbulentas remanescentes do processo de admissão são evidenciadas no início do processo de compressão (Fig. 42a, 42b).

A turbulência criada pelas válvulas no processo de admissão faz com que a concentração de combustível seja maior no lado esquerdo do cilindro e da câmara de combustão, mas conforme o pistão comprime a mistura (Fig. 42c, 42d) a concentração de combustível se torna mais homogênea em todas as regiões da câmara de combustão (Fig. 42e, 42f).

No motor convencional, é possível observar que antes do momento da centelha, os vetores de velocidade são direcionados, pelo movimento turbulento e o deslocamento do pistão, para a vela de ignição e para as válvulas de exaustão, o que influenciará na características de propagação da combustão. Já, no motor com pré-câmara, os vectores de velocidade são direcionados principalmente para a pré-câmara. Esse comportamento mostra que a massa de A/F tende a fluir para a pré-câmara devido a o movimento ascendente do pistão e a diferença de pressão, o que modifica o escoamento na câmara principal.

Figura 42 – Vetores de velocidade e concentração de combustível no plano y durante o processo de compressão para o motor convencional e o motor com pré-câmara.



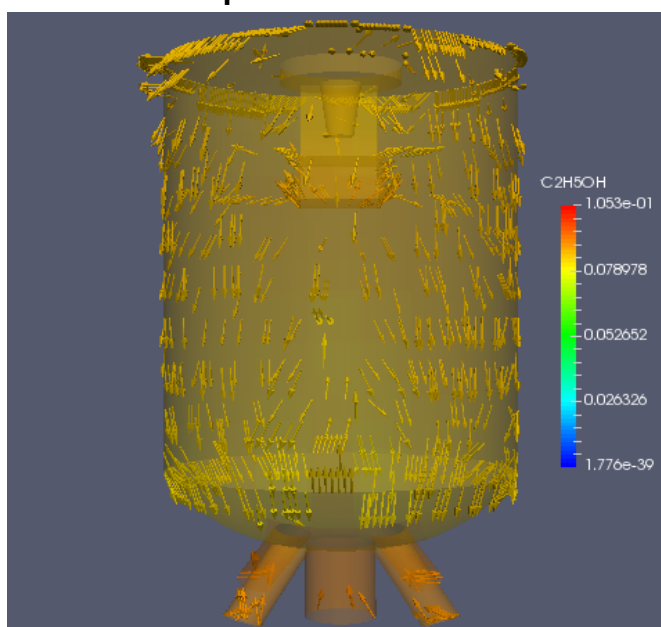
Fonte – Autor.

É importante ressaltar que a diferença de concentração de combustível no motor convencional e o motor com pré-câmara é dada pelas condições de contorno, as quais mudam para cada modelo. Além disso, o avanço de ignição para o motor com pré-câmara é menor em comparação com o motor convencional. Nesse ponto, a ho-

mogenização da mistura é maior que a mostrada na Figura 42f.

No motor com pré-câmara o movimento ascendente do pistão durante o processo compressão, faz com que a mistura ar/combustível seja forçada a fluir, através dos canais de interconexão, para a pré-câmara. Essa característica de escoamento é observada através dos vetores de velocidade que entram na pré-câmara, mostrados na Figura 42f. O movimento do fluido dentro da pré-câmara é fortemente influenciado pelos canais de interconexão, os quais criam características turbulentas que promovem a homogeneização da mistura dentro da pré-câmara. As características de escoamento e a concentração de combustível dentro da pré-câmara são apresentadas com mais detalhe na Figura 43.

Figura 43 – Características de escoamento e concentração de combustível da pré-câmara em -20° APMS.



Fonte – Autor.

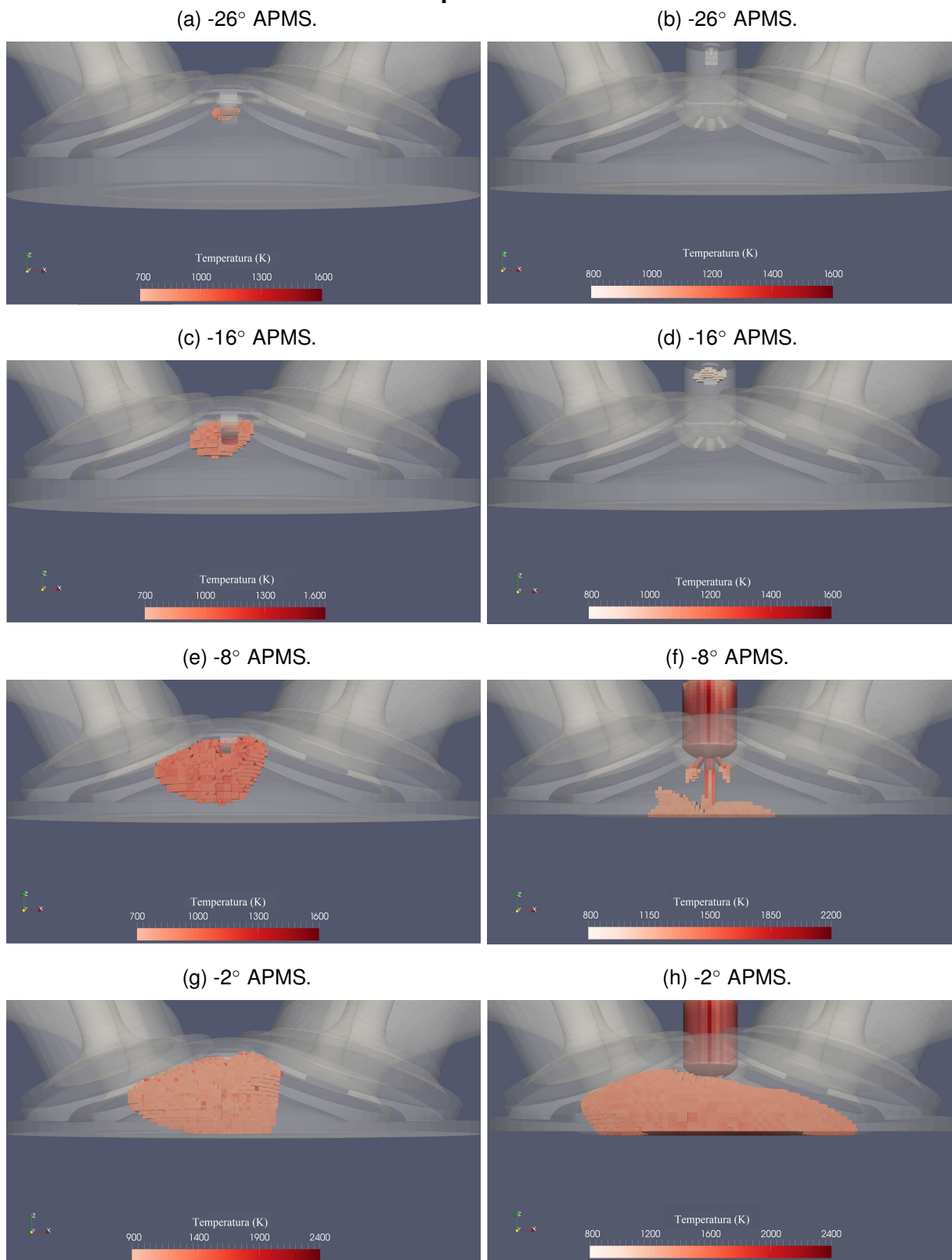
Na Fig. 43 é possível observar, pelas características de escoamento, que a maior parte da mistura é admitida pelo furo central. Essa tendência é apresentada devido a que o furo central tem um diâmetro maior e portanto, menor resistência ao escoamento.

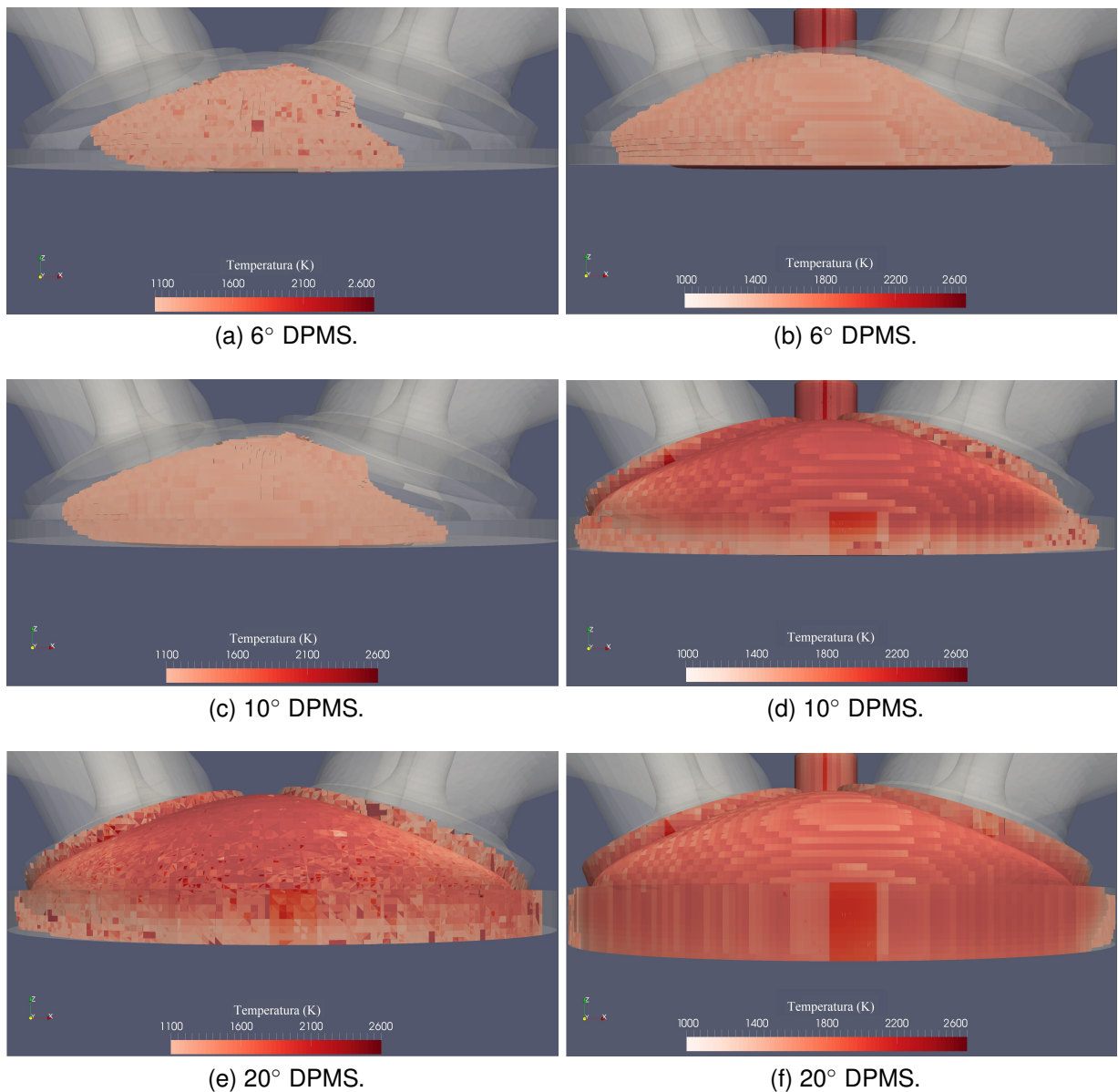
A Figura 44 mostra a propagação da frente de chama para o motor convencional e o motor com pré-câmara desde o início até o término da combustão. É importante ressaltar que o avanço de ignição para o motor convencional é de 27° enquanto que para o motor com pré-câmara é de $18,9^\circ$ antes do ponto morto superior.

Com o objetivo de analisar detalhadamente a propagação da frente da chama são comparados os ângulos -26° , -16° , -8° , -2° antes do ponto morto superior (APMS)

e 6°, 10° e 20° depois do ponto morto superior (DPMS), uma vez que são os ângulos que mostram maior diferença na propagação da chama entre os sistemas analisados.

Figura 44 – Comparação da propagação da frente de chama para o motor convencional e o motor com pré-câmara.





Fonte – Autor.

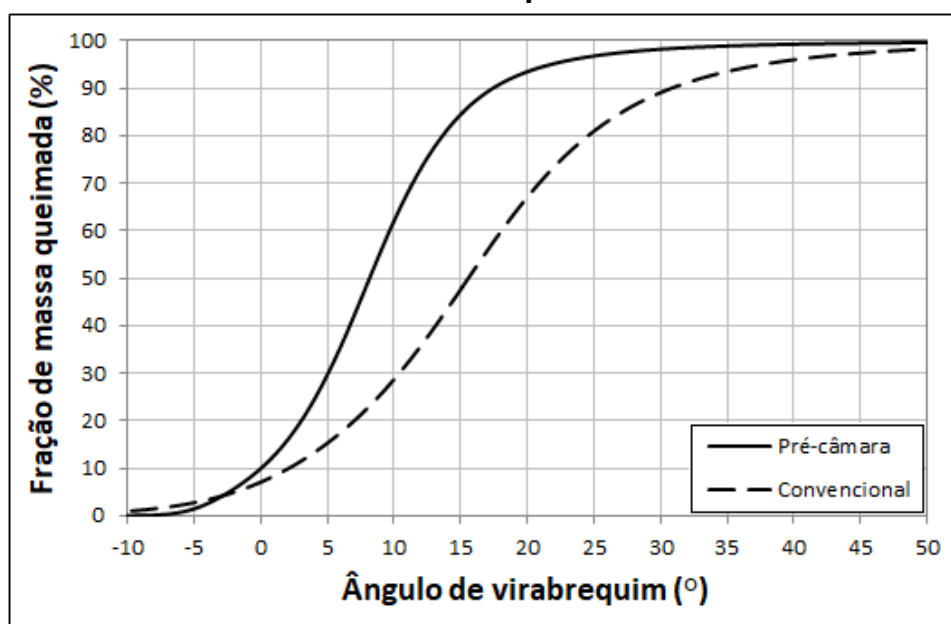
A Fig. 44 permite observar que mesmo que a ignição do motor convencional ocorrer antes que a ignição do motor com pré-câmara, a duração da combustão do motor com pré-câmara é menor. A redução na duração da combustão é produzida pelo aumento da velocidade de queima induzido pelo sistema de ignição.

Nos sistemas de ignição com pré-câmara, o incremento na velocidade de queima é dado, principalmente, pelo aumento da energia disponível para iniciar a combustão na câmara principal e pela turbulência gerada pelos canais de interconexão. Como observado na Fig 44f, a configuração geométrica da pré-câmara promove a formação de jatos que são liberados em diferentes direções na câmara principal. Isto permite que a queima dentro da câmara principal se propague mais facilmente em comparação com o motor convencional, e portanto, permita que a combustão seja mais rápida

e homogênea.

A fração de massa queimada para o motor convencional e o motor com pré-câmara é apresentado na Figura 45.

Figura 45 – Fração de massa queimada para o motor convencional e o motor com pré-câmara.



Fonte – Autor.

A figura 45 ratifica que a velocidade de queima para o motor com pré-câmara é maior que a velocidade do motor convencional. Além disso, mostra que a duração da combustão é maior para o motor convencional que para o motor com pré-câmara, uma vez que precisa de mais graus de ângulo de virabrequim para queimar a massa de combustível na câmara principal. Com o objetivo de observar de uma maneira mais detalhada as características da combustão é apresentado a duração da queima para o motor convencional e o motor com pré-câmara (Tabela 13) obtida através da simulação numérica.

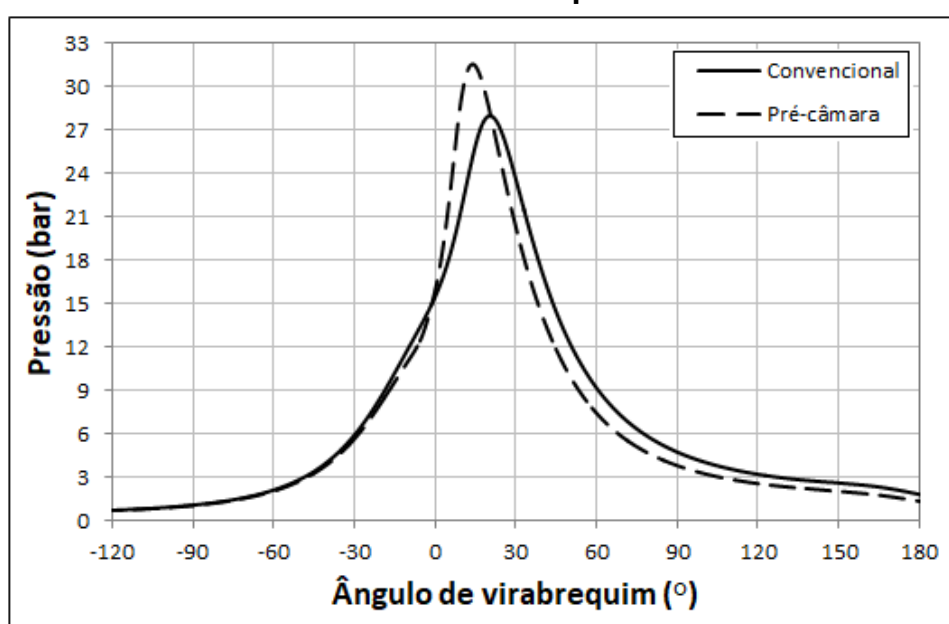
Tabela 13 – Duração da combustão para o motor convencional e o motor com pré-câmara obtida através de simulação computacional

	Convencional	Pré-câmara	(%) Redução
CA10-50	12,6	8,1	35,6
CA50-90	13	9,3	28,1
CA10-90	25,6	17,4	31,8

Fonte – Autor

Através da tabela 13 é possível constatar que com a utilização do sistema de ignição com pré-câmara é obtido uma redução significativa no tempo de queima da mistura. Como mostrado na tabela, a diminuição da duração combustão é exibida na primeira metade da etapa de desenvolvimento da chama, atingindo uma diminuição total de 36,4 em comparação com o motor convencional. A evolução da curva de pressão para o motor convencional e o motor com pré-câmara obtida através de simulação computacional é apresentada na Figura 46

Figura 46 – Comparação da curva de pressão para o motor convencional e o motor com pré-câmara.



Fonte – Autor.

O aumento da energia disponível para iniciar a combustão da câmara principal e a turbulência gerada pelos furos, influencia também, na evolução da curva de pressão, atingindo um pico de pressão de 11,3% maior em comparação com o motor convencional.

De acordo com apresentado na seção 4.1, acredita-se que o sistema de ignição com pré-câmara é um excelente caminho para reduzir as emissões de poluentes e de consumo específico de combustível, uma vez que permite suprir as necessidades de maior velocidade de propagação de chama e de energia disponível para iniciar a combustão na câmara principal presentes na queima de misturas pobres.

4.2 Resultados da comparação das geometrias das pré-câmaras.

Para analisar a influência das pré-câmaras propostas nas características da combustão são comparados, qualitativa e quantitativamente, os resultados das mes-

mas com os resultados da pré-câmara proposta por Alvarez (2018).

Para facilitar a apresentação e discussão dos resultados, as pré-câmaras de cinco, seis e sete furos com diferente diâmetro de interconexão, apresentadas na Fig. 26, são nomeadas de “Pc1”, “Pc2”, “Pc3” e “Pc4”, respectivamente. Do mesmo modo, os resultados para a pré-câmara proposta por Alvarez (2018) será nomeada de “Pref”.

Uma das características importantes das pré-câmaras é a capacidade de distribuir uniformemente os jatos na câmara principal. Com o objetivo de avaliar essa característica, se realiza uma comparação do processo de combustão nas diferentes pré-câmaras propostas. A análise é feita usando uma temperatura de referência para cada instante de queima, a qual permite filtrar as temperaturas inferiores a essa nas diferentes regiões do domínio computacional, conseguindo assim, captar as frentes de chama.

O momento de ignição foi modificado, dependendo das necessidades de cada pré-câmara, para atingir o torque máximo de eixo seguindo as considerações de Alvarez (2018). É importante ressaltar que o avanço de ignição, além de ser influenciado pela velocidade de combustão promovida por cada configuração da pré-câmara, também foi influenciado pela área total dos canais de interconexão, no entanto, a diferença do avanço entre as pré-câmaras é pequena. O avanço de ignição e a para cada pré-câmara é apresentado na Tabela 14.

Tabela 14 – Avanço de ignição

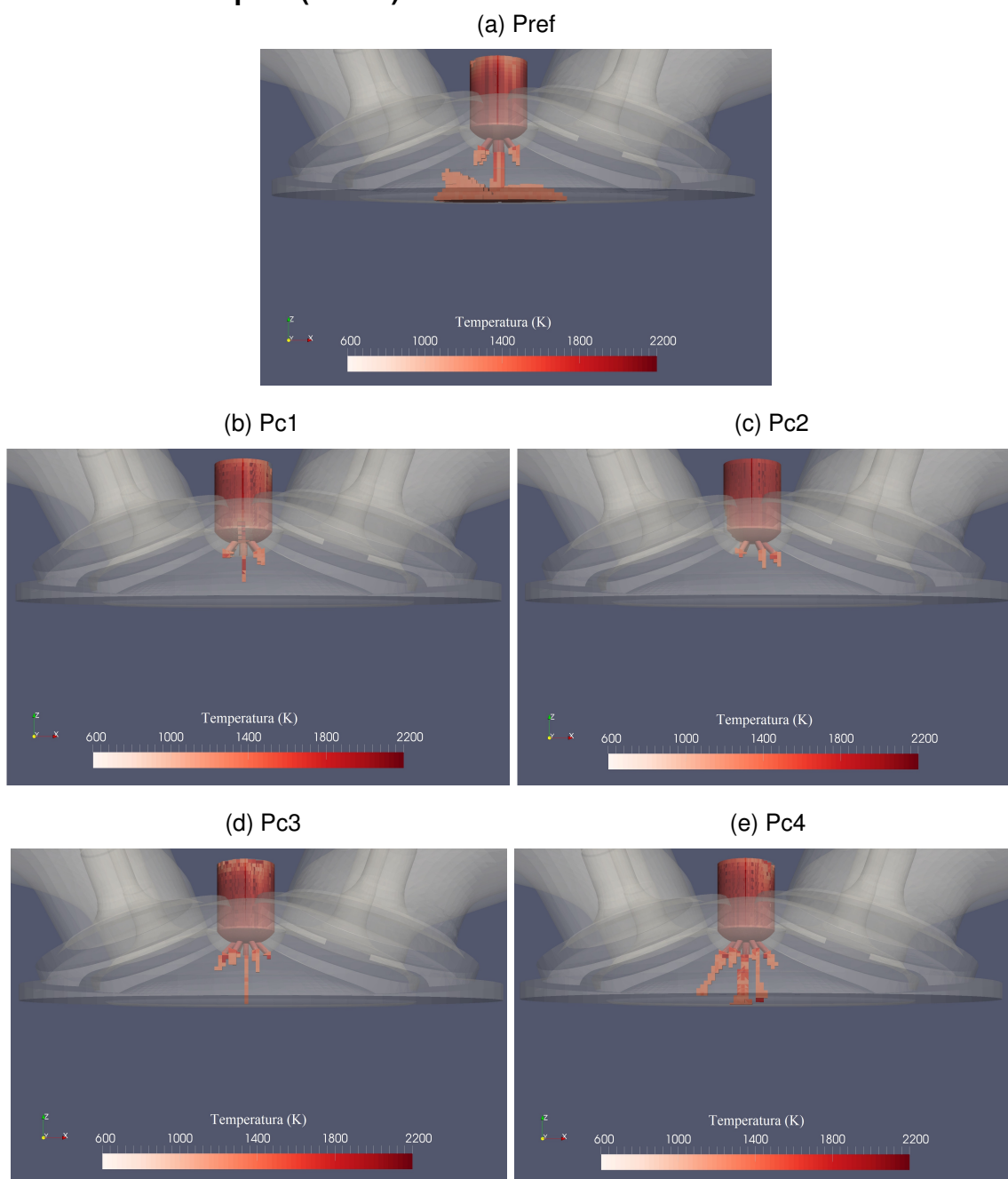
Pre-câmara	Avanço de ignição (CA)
Pref	18,9
Pc1	20
Pc2	19,9
Pc3	19,9
Pc4	20,5

Fonte – Autor

A evolução da frente de chama para as pré-câmaras projetadas são mostradas nas Figuras 47, 48, 49, 50. Com o objetivo de analisar detalhadamente a propagação da frente da chama são comparados os ângulos -8° , -6° , -4° antes do ponto morto superior e 8° depois do ponto morto superior, já que são os ângulos que mostram maior diferença na propagação da chama entre as pré-câmaras analisadas.

A Figura 47 apresenta a propagação da frente de chama em -8 graus antes do ponto morto superior.

Figura 47 – Comparação da propagação da frente de chama em -8° de ângulo de virabrequim (APMS).

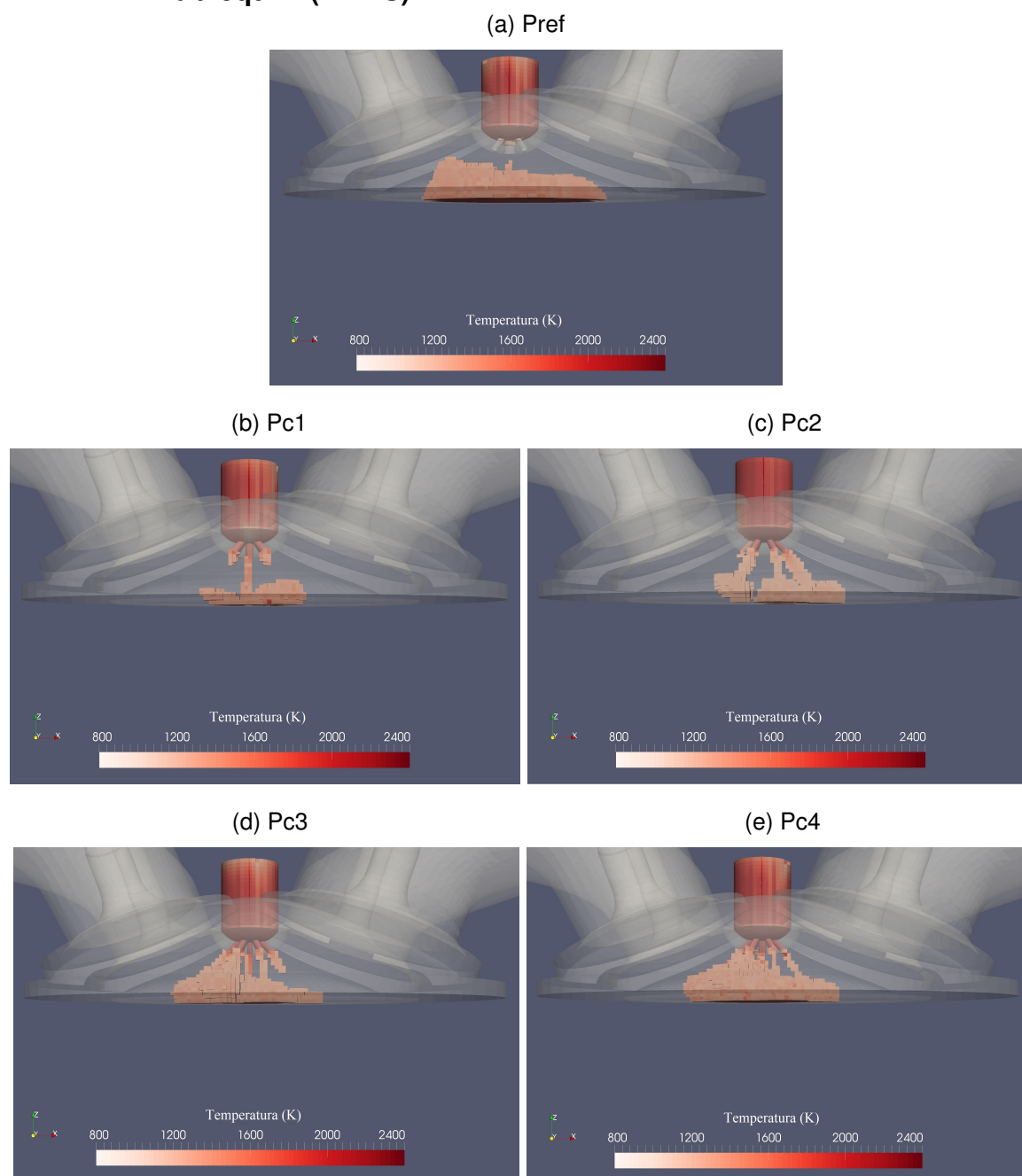


Fonte – Autor.

A Figura 47 mostra o instante que as frentes de chama são direcionadas, pelos furos de interconexão, para a câmara principal. Nesta, se observa que as pré-câmaras Pref e Pc4 conseguem liberar com maior facilidade os jatos produzidos na pré-câmara. Esse comportamento é dado porque essas duas configurações apresentam menor resistência à passagem dos jatos devido à maior área total dos furos de interconexão.

A Figura 48 apresenta a propagação da frente de chama em -6 graus antes do ponto morto superior.

Figura 48 – Comparação da propagação da frente de chama em -6° de ângulo de virabrequim (APMS).



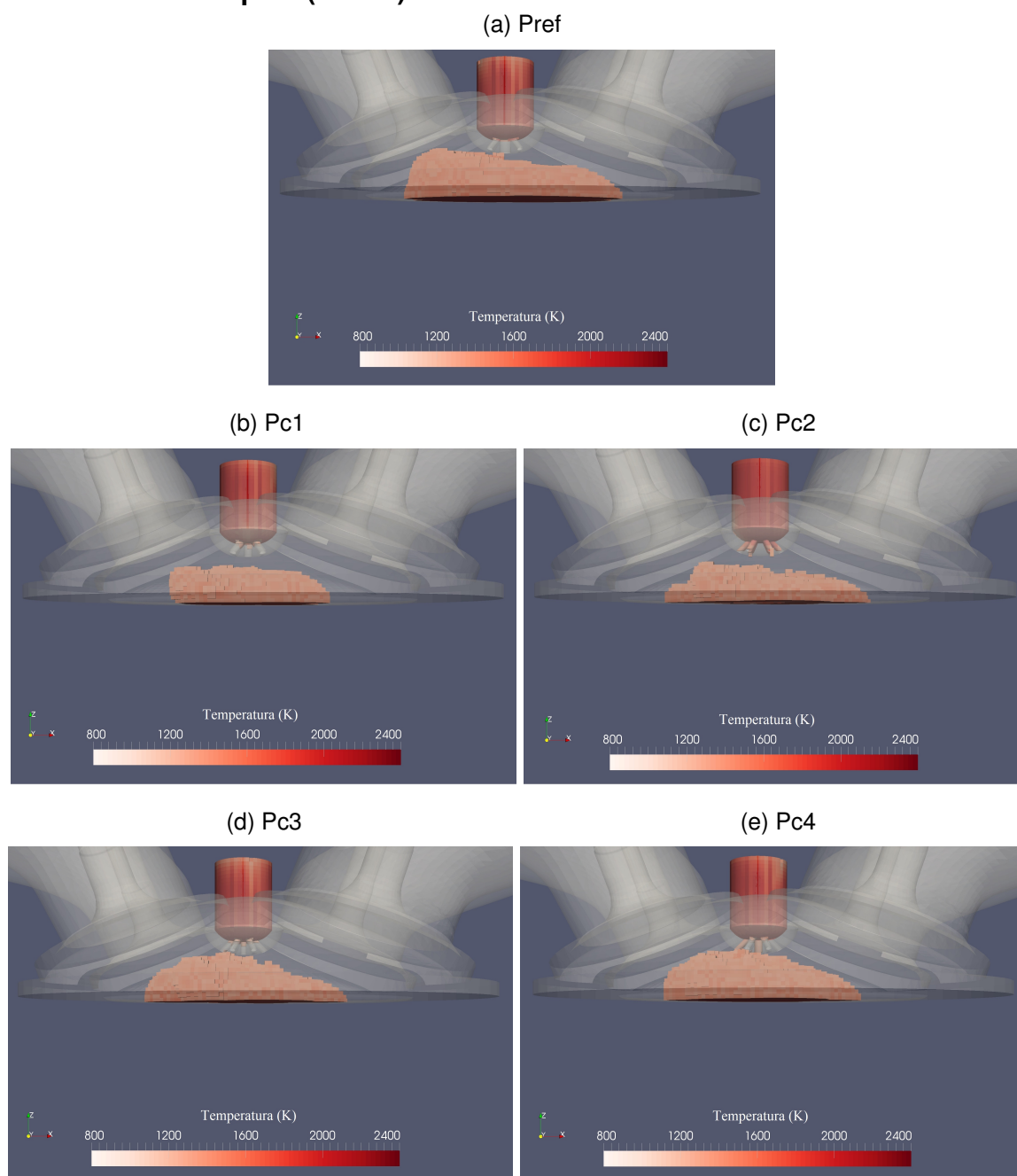
Fonte – Autor.

A Figura 48 mostra a liberação das frentes de chama na câmara principal. Em conjunto com a figura 47 é possível observar que as pré-câmaras com canal de interconexão central, permitem que grande parte dos jatos sejam direcionados através deste. Esse comportamento é dado porque a queima se propaga na mesma dire-

ção do furo central, proporcionando uma resistência menor ao escoamento. Nas pré-câmaras Pref e Pc4 o comportamento é acentuado devido a que o furo central tem um diâmetro maior que os furos laterais.

A Figura 49 apresenta a propagação da frente de chama em -4 graus antes do ponto morto superior.

Figura 49 – **Comparação da propagação da frente de chama em -4° de ângulo de virabrequim (APMS).**

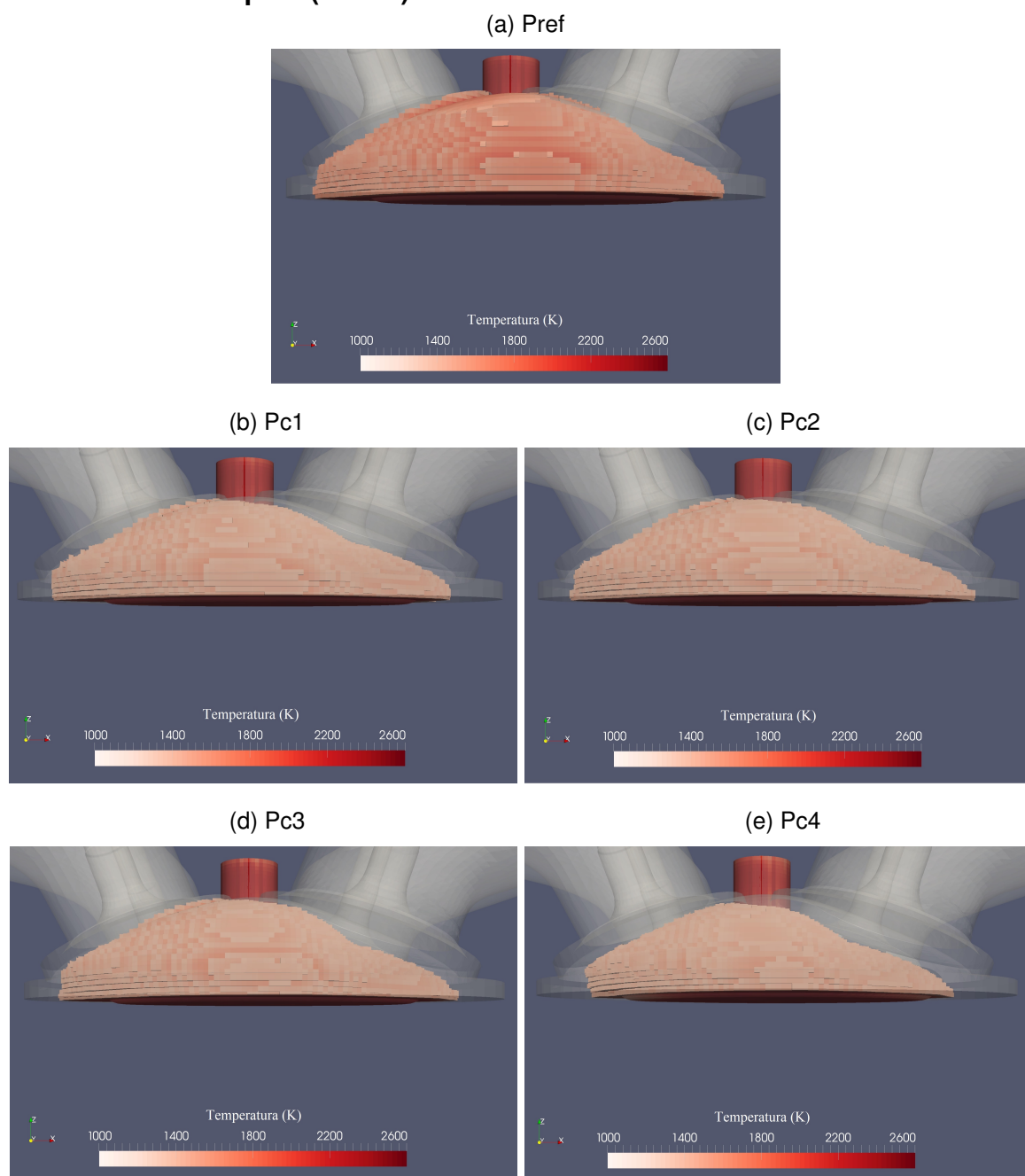


Fonte – Autor.

A Figura 49 mostra a propagação das frentes de chama na câmara principal. Neste ponto se observa que a energia liberada pela pré-câmara consegue iniciar a combustão na câmara principal, a qual se expande em diferentes direções através das diferentes frentes de chama proporcionadas pela configuração da pré-câmara. É importante observar que apesar de que a pré-câmara Pref é a configuração que tem menor avanço de ignição, consegue produzir uma queima inicial da mistura na câmara principal mais rápida que as pré-câmaras Pc1, Pc2 e PC3. Esse comportamento é dado por que a Pref tem um área total dos canais de interconexão maior que as pré-câmaras Pc1 e Pc2 o que gera uma menor perda de carga em comparação as mesmas no entanto, é importante ressaltar que a energia cinética produzida pela diminuição dos diâmetros dos canais de interconexão podem promover uma velocidade de queima maior e portanto, um duração de combustão menor.

A Figura 50 apresenta a propagação da frente de chama em 8 graus depois do ponto morto superior.

Figura 50 – Comparação da propagação da frente de chama em 8° de ângulo de virabrequim (DPMS).



Fonte – Autor.

A figura 50 mostra que a combustão dentro da câmara principal se direciona, principalmente, para as válvulas de exaustão. Essa tendência é influenciada pelo movimento turbulento da mistura dentro da câmara principal, mostrado na seção 4.1, e pela temperatura das válvulas de exaustão.

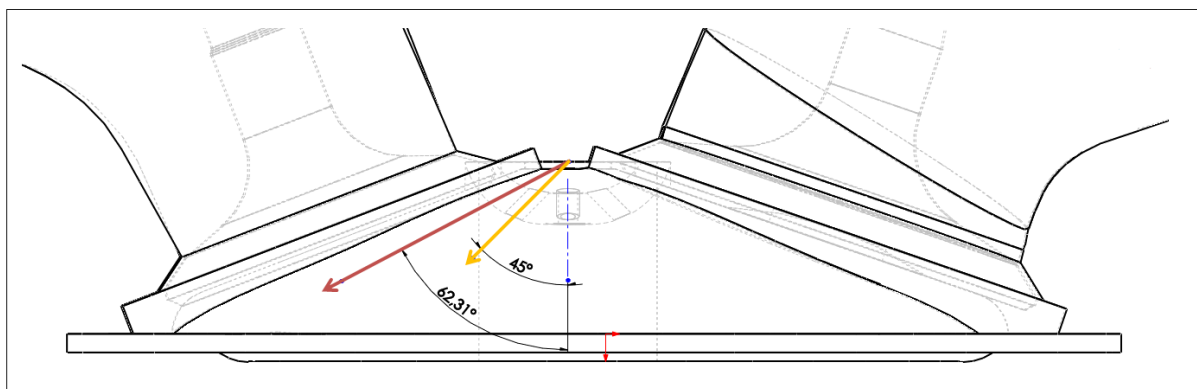
Como mostrado nas figuras 47-50, as características do processo de propagação da frente de chama foram fortemente influenciadas pelo diâmetro dos canais

de interconexão e pela área disponível para a passagem dos jatos. Nas pré-câmaras onde o diâmetros dos canais de interconexão foram mantido constante (Pc2 e Pc3), se observou uma distribuição mais homogênea dos jatos na câmara principal, no entanto, nas pre-câmaras onde o diâmetro do furo central teve uma dimensão maior (Pref e Pc1), observou-se que os jatos conseguiram sair mais facilmente por esse furo, originando uma propagação inicial um uma só direção.

A diferença das pré-câmaras Pref e Pc1, observou-se que a pré-câmara Pc4, que também tem um diâmetro central maior que os diâmetros laterais, atingiu uma propagação mais simétrica dentro da câmara principal. Acredita-se que esse comportamento é dado pela quantidade de canais disponíveis para movimentar os jatos, pois a distribuição de perda de carga é mais uniforme nos furos laterais e diminui no furo central.

É importante observar, para todas as pré-câmaras estudadas, que o ângulo dos canais de interconexão laterais podem ser aumentado a fim de atingir uma penetração maior na câmara principal. A figura 51 mostra graficamente, a penetração que pode ser obtida ao aumentar o ângulos dos canais de interconexão.

Figura 51 – Penetração dos jatos na câmara principal.

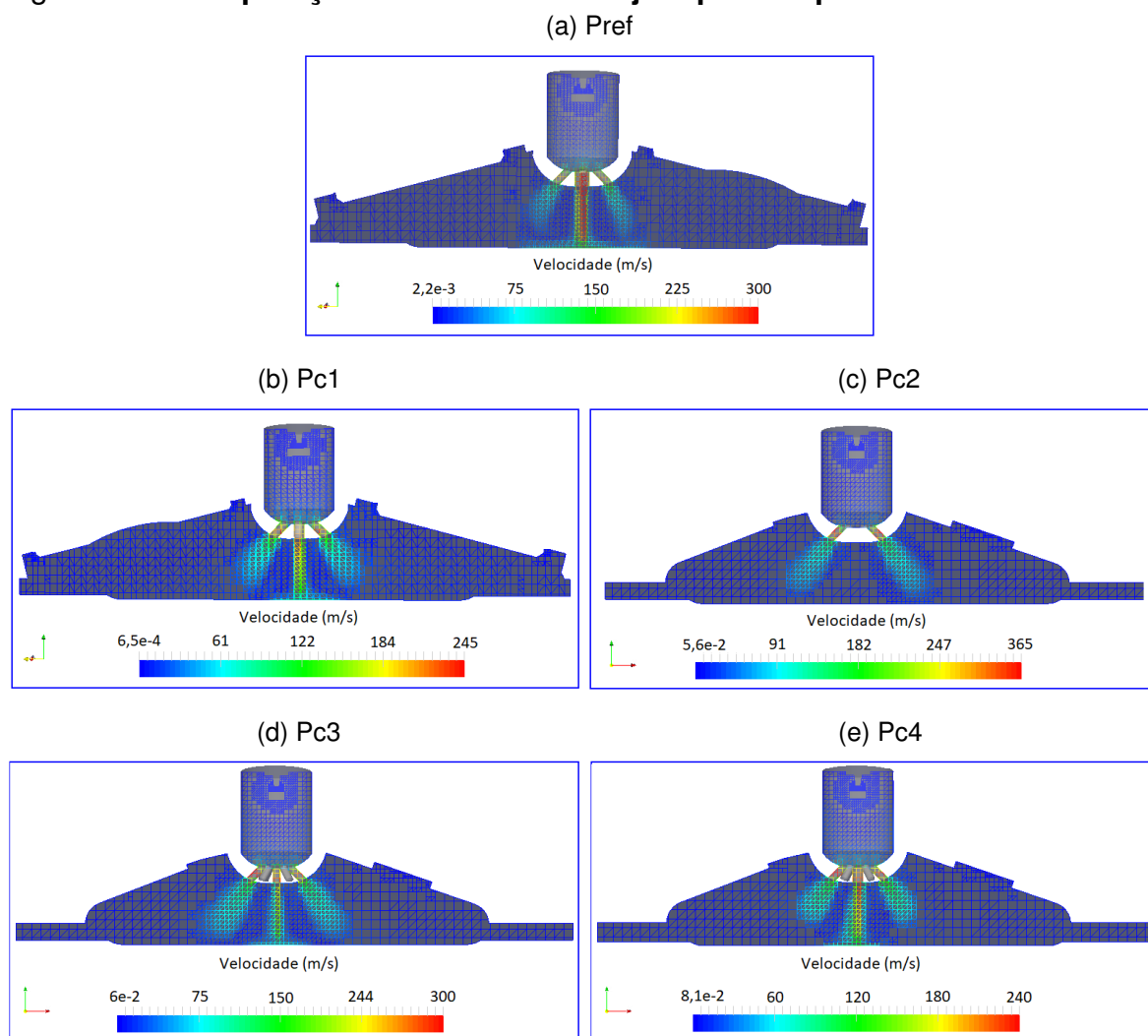


Fonte – Autor.

A inclinação dos canais de interconexão laterais pode ser aumentado até um ângulo de $\pm 60^\circ$. Acredita-se que com o aumento do ângulos dos canais de interconexão, e portanto da penetração dos jatos, será gerado um amento da velocidade de queima e uma redução da duração da combustão, uma vez que a mistura perto das regiões do cilindro serão atingidas mais rapidamente pela frente de chama.

A figura 52 mostra a comparação da velocidade de jato para as pré-câmaras estudadas.

Figura 52 – Comparação da velocidade de jato para as pré-câmaras estudadas.



Fonte – Autor.

De acordo com a figura 52, a configuração que apresenta uma maior velocidade de jato é a pré-câmaras Pc2. É importante observar que a velocidade dos jatos atingida por essa configuração é maior que a velocidade do som, pelo qual é possível afirmar, em base às pesquisas realizadas por (TOULSON, 2008), que existe uma extinção da chama ao passar pelo canal de interconexão (Jet ignition). Esse comportamento só foi observado na pré-câmara Pc2 e mostra a importância do dimensionamento e da distribuição adequada dos canais de interconexão.

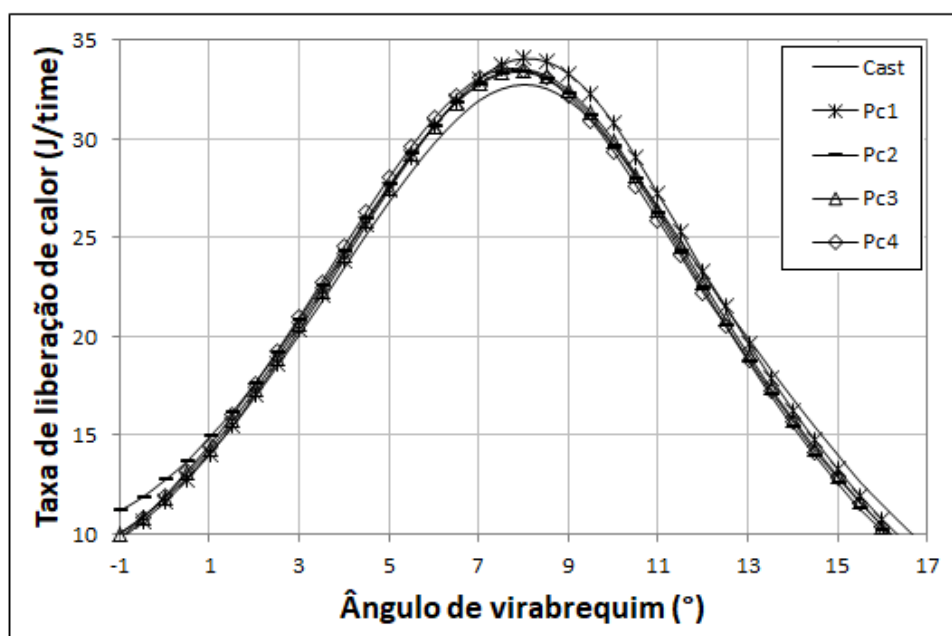
Nas configurações estudadas pode-se observar que a velocidade máxima é apresentada através dos canais de interconexão. A tendência da velocidade do jato mostra que com o aumento do número dos canais de interconexão e com a redução do diâmetro do canal central é produzido uma redução da velocidade do jato no entanto, a pré-câmara Pc2, a qual não tem furo central, conseguiu produzir uma velocidade de

jato maior. Acredita-se que esse comportamento é dado pela uniformidade e a área total disponível dos canais de interconexão, a qual é menor em comparação com as outras configurações estudadas.

Nas configurações com canal de interconexão central se observou que a velocidade de jato é maior através deste, esse comportamento é dado pela menor perda de carga neste canal o qual permite que a maior parte de energia gerada na pré-câmaras seja liberado através deste.

A figura 53 apresenta a taxa de liberação de calor para as pré-câmaras estudadas.

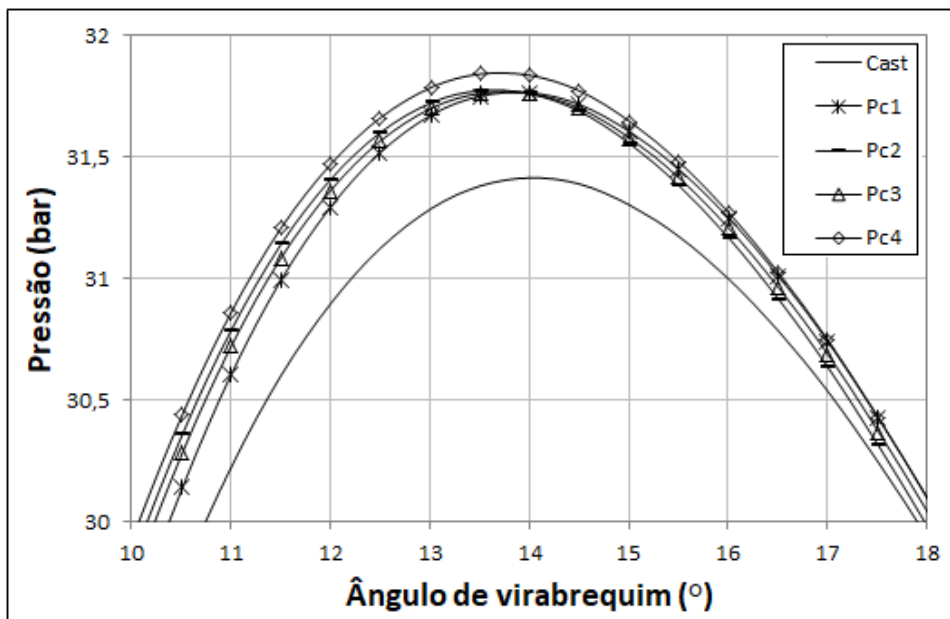
Figura 53 – Taxa de liberação de calor.



Fonte – Autor.

A Figura 53 mostra que as pré-câmaras propostas atingiram um aumento na velocidade da combustão. A tendência ao aumento da velocidade de queima é dado pelo aumento da intensidade de turbulência gerado pela diminuição do diâmetro dos furos de interconexão e a área disponível para a passagem dos jatos.

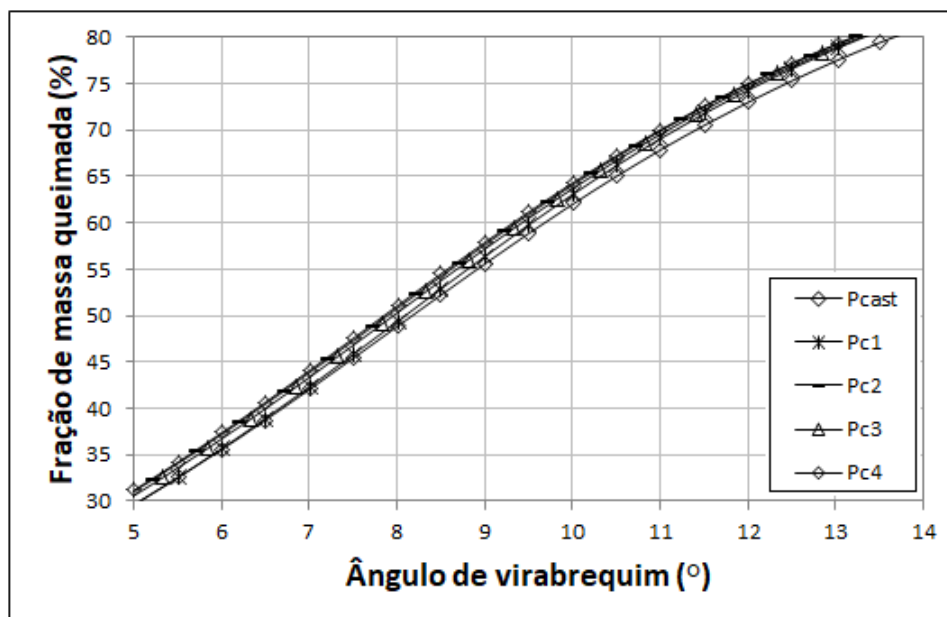
A turbulência gerada pela diminuição do diâmetro dos canais de interconexão, influenciam diretamente nos parâmetros da combustão. A Figura 54 apresenta a evolução da curva de pressão para as pré-câmaras projetadas e a pré-câmara proposta por Alvarez (2018).

Figura 54 – Pico de pressão para as pré-câmaras projetadas.

Fonte – Autor.

A figura 54 mostra, especificamente, o pico de pressão que é a região onde foi mais influenciada a curva de pressão. Nesta, é possível observar que as novas propostas permitem um pequeno ganho de pressão em comparação com a pré-câmara Pref, atingindo um valor máximo de 1,35% para a pré-câmaras Pc4 e um valor de 1,1, 1,13 e 1,1 para as pré-câmaras Pc1, Pc2 e Pc3, respectivamente.

A figura 55 apresenta a fração de massa queimada para as pré-câmaras em estudo. Nesta, também é evidenciado o aumento da velocidade de queima em comparação à pré-câmara proposta por Alvarez (2018). Como mencionado anteriormente, esse aumento é dado pelo aumento da turbulência produzido pela diminuição dos canais de interconexão. Além disso, se observa que a taxa de combustão aumenta à medida que acontece a queima da mistura, mostrando a diferença máxima na etapa final da fase da propagação da chama.

Figura 55 – Fração de massa queimada para as pré-câmaras em estudo.

Fonte – Autor.

Com o objetivo de observar de uma maneira mais detalhada a fração de massa queimada na câmara principal são mostrados os valores percentuais para cada configuração em função do ângulo da manivela (tabela 15).

Tabela 15 – Duração da combustão.

Pré-câmaras	CA 10-50	CA 50-90	CA 10-90
Pref	8,09	9,32	17,40
Pc1	7,89	9,00	16,89
Pc2	7,76	9,18	16,93
Pc3	7,94	9,12	17,06
Pc4	7,75	9,09	16,83

Fonte – Autor

Na tabela 15 se observa que as pré-câmaras propostas atingiram uma queima mais rápida na câmara principal que a pré-câmara proposta por Alvarez (2018). Essa tendência é dada pela diminuição do diâmetro e pelo aumento dos canais de interconexão, que permitem um aumento na intensidade da turbulência e promovem uma queima mais uniforme na câmara principal.

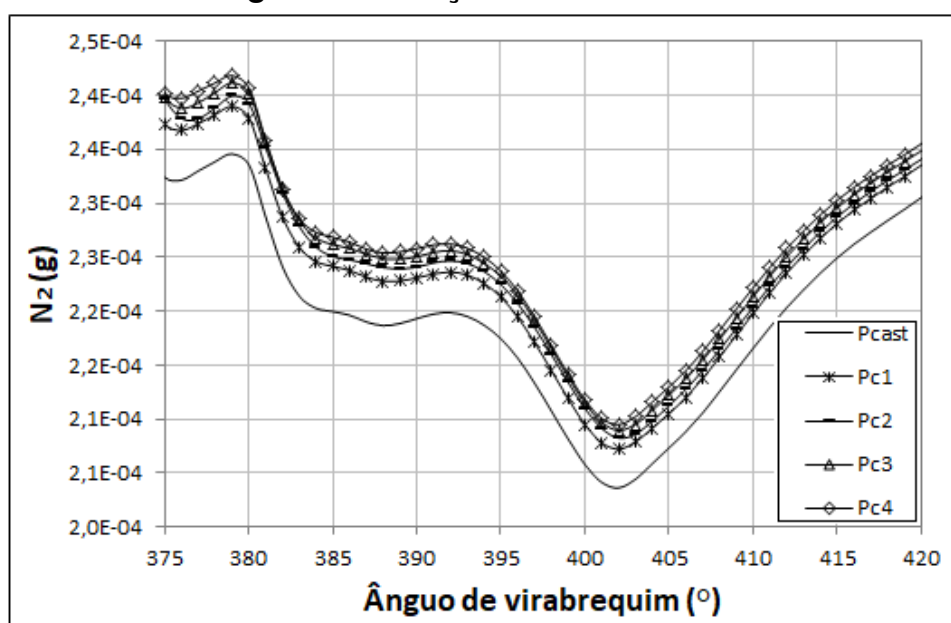
É importante ressaltar que o aumento no avanço de ignição é dado pelo diminuição da área disponível para a passagem dos jatos, uma vez que incrementa a perda de carga e portanto, a resistência à propagação da chama. Além disso, é possível observar que a redução da área dos canais de interconexão não permita mo-

vimentar eficazmente os gases residuais depois da combustão, o que também poderia influenciar no avanço de ignição.

Com o objetivo de avaliar essa hipótese, é realizada uma análise dos gases residuais que ficam dentro das pré-câmaras em estudo. Para isso, é avaliado quantitativamente a fração de massa de N_2 depois do fechamento das válvulas de exaustão.

A Figura 56 apresenta a quantidade de N_2 dentro da pré-câmaras propostas.

Figura 56 – Fração de massa de N_2 .



Fonte – Autor.

O fechamento da válvula de exaustão ocorre em 380° de ângulo de manivela. A análise é feita em 403° , já que é o ponto do ciclo onde as pré-câmaras apresentam menor fração de massa de gás durante o ciclo e, neste ponto o nitrogênio remanescente do processo de combustão ainda não é influenciado pelo nitrogênio fresco que entra no processo de admissão.

Através da figura 56 é possível observar que a pré-câmara que consegue movimentar mais eficientemente os gases depois da combustão é a pré-câmara proposta por Alvarez (2018), atingindo um valor percentual máximo de 2,8% em comparação com a Pc4. Acredita-se que as características de escoamento da mistura durante o processo de admissão para a pré-câmara e a diminuição da área disponível dos canais de interconexão, influencia diretamente neste resultado. Por outro lado, é possível observar que depois do fechamento das válvulas ainda continua saindo gases da pré-câmara. Esse fato é dado pelo movimento do pistão e pelo cruzamento de válvulas o qual cria características de fluxo que influencia na saída dos gases da pré-câmara.

É importante ressaltar que a análise realizada para os gases residuais dentro

da pré-câmara é uma estimativa, uma vez que se avalia a capacidade de movimentar os gases através de uma só espécie química.

A tabela 16 apresenta a eficiência de combustão do motor para as pré-câmaras propostas.

Tabela 16 – Eficiência de combustão para as pré-câmaras propostas

Pré-câmara	Eficiência da combustão
Pref	98,30
Pc1	98,35
Pc2	98,32
Pc3	98,36
Pc4	98,37

Fonte – **Autor**

Na tabela 16 se observa que as pré-câmaras propostas atingem uma eficiência de combustão maior em comparação com a pré-câmara Pref. Mesmo que a diferença não seja muito grande, esse parâmetro ratifica os ganhos apresentados para as configurações propostas e mostra que através do dimensionamento adequado das características geométricas das pré-câmaras, se obtém pequenos ganhos em termos de eficiência de combustão.

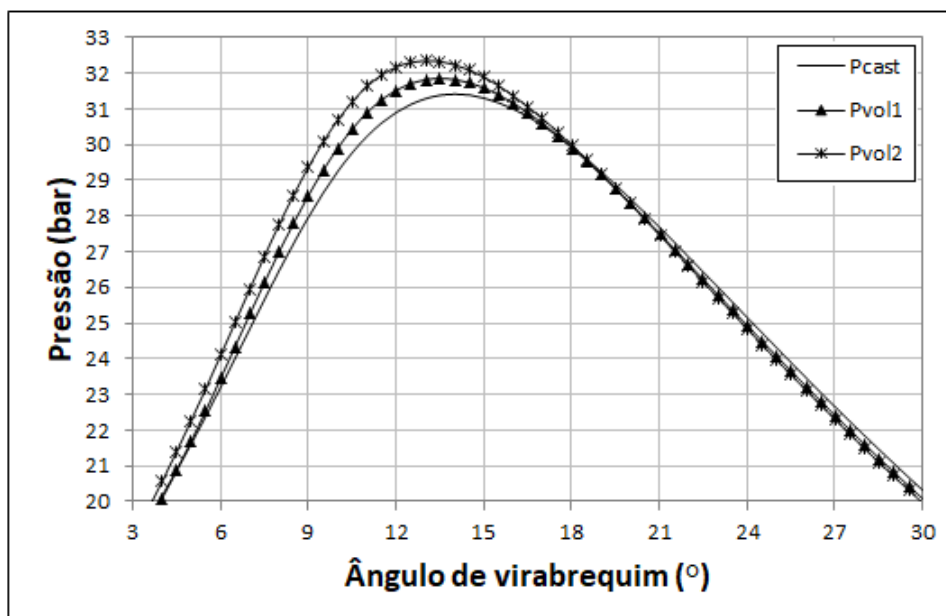
De acordo com o apresentado na seção 4.2 é possível afirmar que a configuração que teve melhor desempenho foi a pré-câmara Pc4, uma vez que conseguiu uma distribuição mais uniforme dos jatos na câmara principal, possibilitando um aumento na velocidade de queima, no pico de pressão e uma redução na duração da combustão. No entanto, é importante ressaltar que todas as pré-câmaras propostas também apresentaram ganhos significativos em todos os parâmetros estudados.

4.3 Resultados da comparação dos volumes das pré-câmaras.

Para analisar a influência do volume das pré-câmaras nas características da combustão são comparados, qualitativa e quantitativamente, os resultados das mesmas com os resultados da pré-câmara proposta por Alvarez (2018).

Para facilitar a apresentação e discussão dos resultados, os resultados para a pré-câmara proposta por Alvarez (2018) será nomeada “Pref” e as pré-câmaras com volume de $1,52 \text{ cm}^3$ e $1,82 \text{ cm}^3$ serão nomeadas Pvol1 e Pvol2, respectivamente.

As variações da curva de pressão para as duas diferentes configurações da pré-câmaras em comparação com a pré-câmara proposta por Alvarez (2018) são apresentadas na Fig. 57.

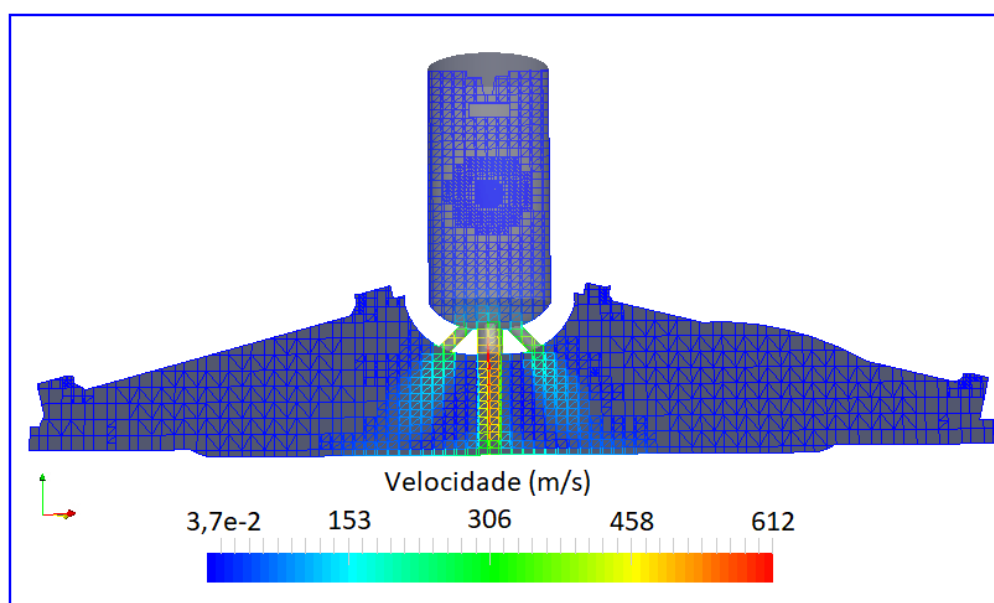
Figura 57 – Pico de pressão para as pré-câmaras projetadas.

Fonte – Autor.

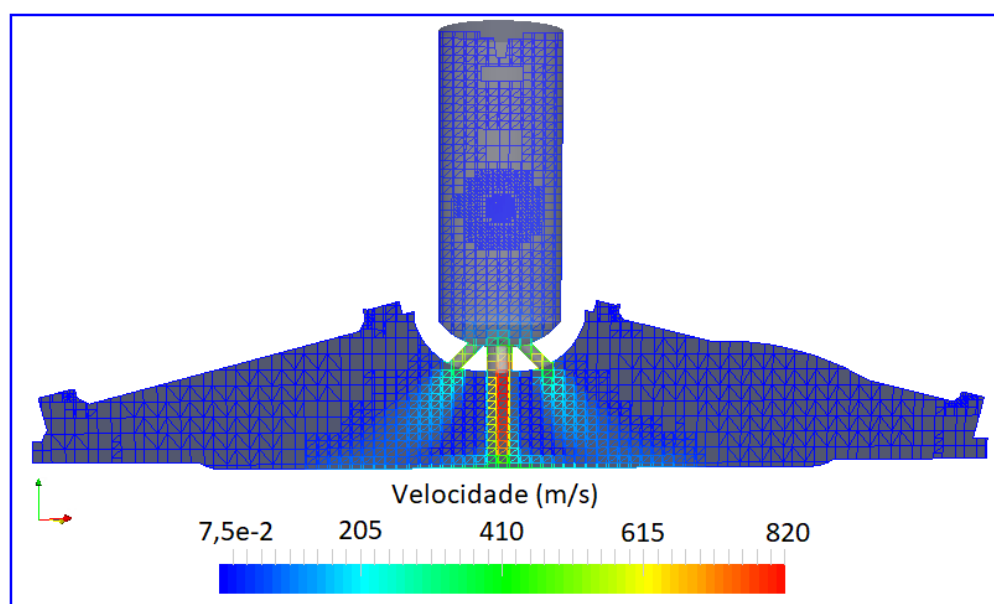
A figura 57 mostra que as pré-câmaras Pvol1 e Pvol2 conseguiram uma pressão maior que a pré-câmara Pref, atingindo um pico de pressão de 1,4% e 2,9% maior, respectivamente. A tendência mostra que com o aumento do volume se produz um aumento no pico de pressão. Acredita-se que esse comportamento é dado por duas razões. Em primeiro lugar, o aumento de volume incrementa a massa da mistura ar/combustível admitida na pré-câmara e portanto, incrementa a energia disponível para a câmara principal. Em segundo lugar, o aumento da energia produz um incremento na intensidade de turbulência ao movimentar os jatos através dos canais de interconexão, em comparação à pré-câmara proposta por Alvarez (2018). O aumento da turbulência é a sua vez gerado pelo aumento da velocidade dos jatos ao passar pelos canais de interconexão. A figura 58 mostra o aumento da velocidade dos jatos ao aumentar o volume interno da pré-câmara.

Figura 58 – Comparação da velocidade de jato para as pré-câmaras estudadas.

(a) Pvol1



(b) Pvol2

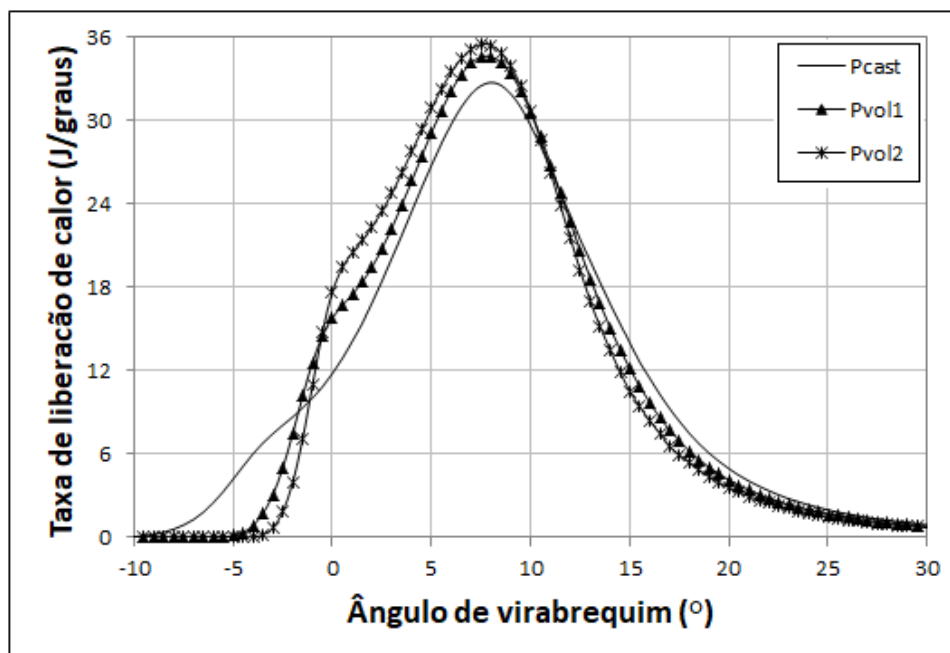


Fonte – Autor.

É importante observar que as pré-câmaras Pvol1 e Pvol2 atingiram uma velocidade maior que a velocidade do som, pelo qual se pode afirmar, seguindo as considerações de (TOULSON, 2008), que a chama se extingue através dos canais de interconexão (Jet Ignition).

A taxa de liberação de calor para as três configurações é apresentada na Figura 59.

Figura 59 – Taxa de liberação de calor.



Fonte – Autor.

A figura 59 mostra um aumento na velocidade da combustão e uma redução progressiva no período da combustão conforme aumenta o volume da pré-câmara. O aumento da velocidade de queima é dado pelo aumento da intensidade de turbulência gerado pela frente de chama na câmara principal ao passar pelos furos de interconexão e pelo aumento da energia disponível da pré-câmara. Do mesmo modo, a melhoria na velocidade da combustão gera uma diminuição significativa no avanço de ignição o que por sua vez produz uma redução no período da combustão. Este mesmo comportamento foi observado por Nakazono e Natsume (1994), quem ademais argumenta que o aumento do volume da pré-câmara gera uma combustão mais estável.

A duração da combustão na câmara principal para as três configurações de pré-câmaras é analisada através dos ângulos 10%, 50% e 90% da fração mássica queimada apresentada na tabela 17

Tabela 17 – Avanço e duração da combustão.

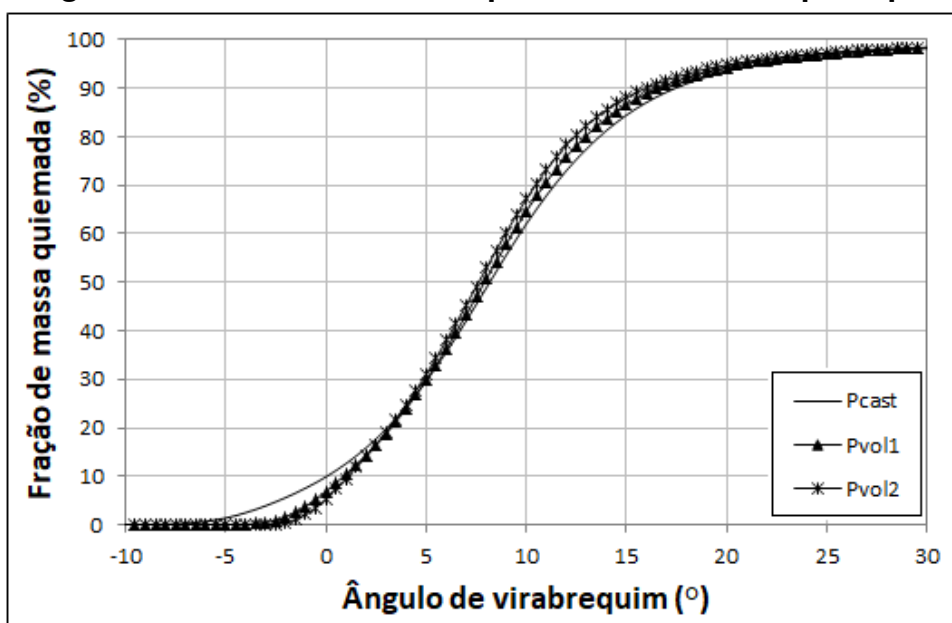
Pré-câmaras	Avanço de Ignição	MBF 10%	MBF 50%	MBF 90%	CA 10-50	CA 50-90	CA 10-90
Pref	18,9	0,14	8,22	17,54	8,09	9,32	17,40
Pvol1	13	0,91	8,02	16,63	7,11	8,60	15,71
Pvol2	11	1,21	7,73	16,01	6,51	8,28	14,80

Fonte – Autor

Através da Tabela 17 pode-se verificar que o tempo total da combustão, definido pelo CA 10-90, para a pré-câmara Pvol1 e Pvol2 é menor, comparado-se à pré-câmara Pref. É importante observar que a queima produzida pelas pré-câmaras Pvol1 e Pvol2 é mais rápida na primeira metade da etapa de desenvolvimento da chama (CA 10-50) que na segunda metade (CA 50-90) da combustão. Acredita-se que esse comportamento é dado pelo aumento da da turbulência e a penetração dos jatos ao incrementar a energia disponível da pré-câmara para a câmara principal. Essa mesma observação é descritas por Gholamisheeri et al. (2016), que afirma também que é possível variar a distancia da penetração dos jatos variando o volume da pré-câmara.

Os resultados apresentados na tabela 17 são constatados através da curva de fração de massa queimada apresentada na Figura 60. Nesta, é possível observar que apesar do avanço de ignição da pré-câmara Pref ser maior, as pré-câmaras Pvol1 e Pvol2 atingem uma queima do 90% da mistura ar/combustível mais rápido.

Figura 60 – Fração de massa queimada na câmara principal.



Fonte – Autor.

A Tabela 18 apresenta a eficiência de combustão para três configurações de pré-câmara.

Tabela 18 – Eficiência de combustão para as pré-câmaras estudadas.

Pré-câmara	Eficiência da combustão
Pref	98,30
Pvol1	98,44
Pvol2	98,52

Fonte – **Autor**

A tabela 18 mostra que a eficiência de conversão de combustível incrementa à medida que aumenta o volume da pré-câmara, no entanto, existe um ponto ótimo para o dimensionamento desse parâmetro pois, em caso do volume ser muito grande, aumentara a perda de calor, a perda de carga nos furos de interconexão e a concentração de gases não queimados na pré-câmara, gerando uma redução em termos de eficiência térmica e um aumento nas emissões de gases poluentes.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi apresentada a metodologia e os resultados da simulação tridimensional de um motor com sistema de ignição com pré-câmara operando a etanol com carga homogênea. A metodologia numérica implementada, em conjunto com o modelo de combustão ECFM, permitiu validar e analisar as características do escoamento e de combustão de um motor convencional e de um motor com sistema de ignição com pré-câmara. Uma vez validado o modelo, a metodologia foi utilizada para estudar o comportamento de novas configurações de pré-câmaras, permitindo caracterizar a influencia do sistema de ignição nos parâmetros gerais da combustão e no processo de propagação da chama dentro do motor. As principais conclusões do trabalho são apresentadas a continuação:

- Através deste estudo foi possível identificar que o volume, em comparação com o diâmetro e a quantidade dos canais de interconexão, é o parâmetro que mais afeta no processo de combustão nos sistemas de ignição com pré-câmara, uma vez que influencia na capacidade de liberação de energia, na intensidade de turbulência, na velocidade e na duração da combustão. No entanto, o adequado dimensionamento e disposição dos canais de interconexão possibilitam pequenos ganhos nos parâmetros da combustão e permitem uma adequada distribuição dos jatos e dos gases residuais para a câmara principal;
- A simulação tridimensional mostrou que a inclinação dos canais de interconexão laterais pode ser aumentado até um ângulo de $\pm 60^\circ$ e assim, gerar uma penetração maior dos jatos provenientes da pré-câmara na câmara principal. Acredita-se que com o aumento da penetração dos jatos será gerado um aumento na velocidade de queima uma vez que a mistura ar/combustível perto das regiões do cilindro será atingido mais rápido pelo frente de chama;
- Os resultados mostraram que o aumento do volume (P_{vol1} e P_{vol2}) e a adequada distribuição dos canais de interconexão e de perda de carga (P_{c2}) nas pré-câmaras permite um aumento na velocidade dos jatos liberados na câmara principal. Nestas configurações, a velocidade atingiu uma velocidade maior que a velocidade supersônica, pelo qual é possível afirmar que existe extinção da chama (Jet Ignition);
- Para todas as pré-câmaras projetadas foi evidenciado uma aceleração da combustão, se comparando com o sistema de ignição proposto por Alvarez (2018). Esse comportamento foi dado pelo aumento da energia cinética dos jatos ao diminuir o diâmetro do canal de interconexão e pelo aumento dos pontos de ignição na câmara principal ao aumentar a quantidade dos mesmos;

- O aumento do volume da pré-câmara produziu uma diminuição significativa no avanço e no período da combustão. Esse comportamento foi dado pelo aumento da turbulência e da energia disponível do sistema ao aumentar a quantidade de mistura ar/combustível admitida na pré-câmara. No entanto, é importante ressaltar que o incremento do volume da pré-câmara e, portanto da área de transferência de calor, gera um aumento das perdas de calor o que a sua vez se vê traduzido em perdas de eficiência do motor. De acordo com referências estudadas, nos sistemas de ignição com pré-câmara estratificada, devido que o aumento de energia disponível é dado pelo combustível injetado diretamente na pré-câmara, a tendência é utilizar a configuração com o menor volume que seja capaz de ignitar a mistura na câmara principal e assim, evitar as perdas do sistema por transferência de calor;
- A simulação tridimensional se mostrou uma excelente ferramenta para o estudo e análise dos processos físicos e químicos que envolvem os motores de combustão interna, uma vez que permite caracterizar e prever características importantes do processo de combustão, reduzindo tempo e custos dos processo experimentais.

6 TRABALHOS FUTUROS

- Utilizar a metodologia implementada para testar pré-câmaras com geometrias internas diferentes;
- Simular o sistema de ignição com pré-câmara operando com estratificação da mistura;
- Analisar as características de escoamento da pré-câmara com injeção de combustível;
- Avaliar o comportamento do motor com sistema de ignição *Jet ignition* através de simulação computacional;
- Validar experimentalmente os resultados obtidos;
- Realizar pesquisas sobre a inibição da detonação utilizando os sistemas de ignição com pré-câmara;
- Repetir o trabalho apresentado utilizando outros combustíveis.

REFERÊNCIAS

- ADLER U.; BAUER, H. R. J. *Automotive Handbook*. [S.l.]: Robert Bosch GmbH. Postfach, 30 02 20, D-70442 Stuttgart. 3rd Edition. Automotive Equipment Business Sector, Department for Technical Information (KH/VDT), 1993.
- ALVAREZ, C. E. C. Análise da combustão e das emissões gasosas de um motor multicomcombustível de ignição por centelha com pré-câmara. UFMG, 2018.
- ALVAREZ, C. E. C.; COUTO, G. E.; ROSO, V. R.; THIRIET, A. B.; VALLE, R. M. A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for si engines. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 128, p. 107–120, 2018.
- AMORIM, F. G. Avaliação da sensibilidade de parâmetros do escoamento em motor de combustão interna a diferentes malhas e modelos de turbulência para simulações cfd. *Belo Horizonte. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais*, 2014.
- ANDERSON, J. D.; WENDT, J. *Computational fluid dynamics*. [S.l.]: Springer, 1995. v. 206.
- AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. *Effects of combustion phasing, relative air-fuel ratio, compression ratio, and load on SI engine efficiency*. [S.l.], 2006.
- BAETA, J. G. C. Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. UFMG, 2006.
- BAETA, J. G. C.; RODRIGUES, F. A.; PONTOPPIDAN, M.; VALLE, R. M.; SILVA, T. R. V. da. Exploring the performance limits of a stratified torch ignition engine using numerical simulation and detailed experimental approaches. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 126, p. 1093–1105, 2016.
- BAPTISTA, B. de S. Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para motor ciclo otto. UFMG, 2007.
- BOSCH. *Sistemas de inyección*. 2006. <<http://vdm.com.br/v1/wp-content/uploads/2013/11/BOSCH-IGNICAO.pdf>>. Accessed: 05/04/2018.
- BOSCH. *Catálogo de aplicações de tampas do distribuidor, rotores, bobinas e sistemas de ignição*. 2013. <<http://vdm.com.br/v1/wp-content/uploads/2013/11/BOSCH-IGNICAO.pdf>>. Accessed: 05/04/2018.
- BRAGA, G. T. Uma contribuição ao controle de motores de combustão interna de ignição por centelha na condição de marcha lenta. *Belo Horizonte*, 2007.
- ÇELIK, M. B.; OZDALYAN, B. Gasoline direct injection. In: *Fuel Injection*. [S.l.]: InTech, 2010.
- CENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos fluidos-3*. [S.l.]: AMGH Editora, 2015.
- CFD, C. *CONVERGE CFD MANUAL*. [S.l.]: CONVERGE CFD SOFTWARE, 2018.

- CHEVILLARD, S.; COLIN, O.; BOHBOT, J.; WANG, M.; POMRANING, E.; SENECA, P. *Advanced Methodology to Investigate Knock for Downsized Gasoline Direct Injection Engine Using 3D RANS Simulations*. [S.l.], 2017.
- COLIN, O.; BENKENIDA, A. The 3-zones extended coherent flame model (ecfm3z) for computing premixed/diffusion combustion. *Oil & Gas Science and Technology*, EDP Sciences, v. 59, n. 6, p. 593–609, 2004.
- COLIN, O.; BENKENIDA, A.; ANGELBERGER, C. 3d modeling of mixing, ignition and combustion phenomena in highly stratified gasoline engines. *Oil & gas science and technology*, EDP Sciences, v. 58, n. 1, p. 47–62, 2003.
- COSTA, R. B. R. Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para um motor de combustão interna com acesso óptico. *Belo Horizonte. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais*, 2015.
- COUTO, G. E. Sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura homogênea em um motor de ignição por centelha. UFMG, 2017.
- CRUZ, I. W. S. L.; ALVAREZ, C. E. C.; TEIXEIRA, A. F.; VALLE, R. M. Zero-dimensional mathematical model of the torch ignited engine. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 103, p. 1237–1250, 2016.
- DENTON, T. *Automobile electrical and electronic systems*. [S.l.]: Arnold, Londres, 2000.
- FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. *Internal combustion engines: applied thermosciences*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2015.
- FONSECA, L. G. Caracterização do escoamento de ar em um motor de combustão interna utilizando mecânica dos fluidos computacional. UFMG, 2014.
- GANESAN, V. *Internal combustion engines*. [S.l.]: McGraw Hill Education (India) Pvt Ltd, 2012.
- GENTZ, G.; THELEN, B.; LITKE, P.; HOKE, J.; TOULSON, E. Combustion visualization, performance, and cfd modeling of a pre-chamber turbulent jet ignition system in a rapid compression machine. *SAE International Journal of Engines*, JSTOR, v. 8, n. 2, p. 538–546, 2015.
- GHOLAMISHEERI, M.; THELEN, B.; GENTZ, G.; TOULSON, E. *CFD modeling of an auxiliary fueled turbulent jet ignition system in a rapid compression machine*. [S.l.], 2016.
- GIACOSA, D. *Motori endotermici*. [S.l.]: HOEPLI EDITORE, 2000.
- GOMES, J. Projeto e adaptação de um sistema de ignição por lança-chamas a um motor térmico do ciclo otto. *Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia. Universidade Federal de Minas Gerais*, 2004.
- GORCZAKOWSKI, A.; JAROSINSKI, J. The phenomena of flame propagation in a cylindrical combustion chamber with a swirling mixture. *SAE transactions*, JSTOR, p. 42–49, 2000.

- HEYWOOD, J. B. *Internal combustion engine fundamentals*. Mcgraw-hill New York, 1988.
- HIRSCH, C. *Numerical computation of internal and external flows: The fundamentals of computational fluid dynamics*. [S.l.]: Elsevier, 2007.
- HYNES, J. *Turbulence effects on combustion in spark ignition engines*. Tese (Doutorado) — University of Leeds, 1986.
- JAMROZIK, A. Lean combustion by a pre-chamber charge stratification in a stationary spark ignited engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Springer, v. 29, n. 5, p. 2269–2278, 2015.
- JAMROZIK, A.; TUTAK, W.; KOCISZEWSKI, A.; SOSNOWSKI, M. Numerical simulation of two-stage combustion in si engine with prechamber. *Applied Mathematical Modelling*, Elsevier, v. 37, n. 5, p. 2961–2982, 2013.
- JUNIOR, F. V. Z. *Simulação numérica do escoamento turbulento em motores de combustão interna*. 2010.
- KETTNER, M.; ROTHE, M.; VELJI, A.; SPICHER, U.; KUHNERT, D.; LATSCH, R. *A new flame jet concept to improve the inflammation of lean burn mixtures in SI engines*. [S.l.], 2005.
- LIMA, B. *Modelagem tridimensional da combustão em um motor adaptado com pré-câmara*. UFMG, 2018.
- LIMA, B.; TEIXEIRA, F.; THIRIET, A.; MOLINA, R. Three-dimensional model obtained from reverse engineering for analysis of combustion in an engine adapted with pre-chamber. *SAE International*, JSTOR, v. 2017-36-0346, 2017.
- MARBLE, F. E.; BROADWELL, J. E. *The coherent flame model for turbulent chemical reactions*. [S.l.], 1977.
- MARTINS, J. *Motores de combustão interna*. [S.l.]: Publindústria, 2006.
- MELO, T. *Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina*. Rio de Janeiro. Tese de Doutorado. COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012.
- METGHALCHI, M.; KECK, J. C. Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature. *Combustion and flame*, Elsevier, v. 48, p. 191–210, 1982.
- MILHOR, C. E. *Sistema de desenvolvimento para controle eletrônico dos motores de combustão interna ciclo Otto*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2002.
- MOREIRA, T. Projeto e construção de um sistema de ignição por lança chamas com carga estratificada para motor do ciclo otto. *Belo Horizonte. Masters degree. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais*, 2009.
- MOREIRA, T. A. A. *Análise e caracterização de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea*. UFMG, 2014.

- MOTT, R. L. *Mecânica de fluidos*. [S.l.]: Pearson educação, 2006.
- NAKAZONO, T.; NATSUME, Y. Effect of dimensions of prechamber on lean burn gas engine. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, The Japan Society of Mechanical Engineers, v. 37, n. 4, p. 951–956, 1994.
- NOGUCHI, M.; SANDA, S.; NAKAMURA, N. *Development of Toyota lean burn engine*. [S.l.], 1976.
- ORSZAG, S. A.; YAKHOT, V. Renormalization group analysis of turbulence. In: *Proceedings of the International Congress of Mathematicians*. [S.l.: s.n.], 1986. p. 1395–9.
- PARIOTIS, E.; KOSMADAKIS, G.; RAKOPOULOS, C. Comparative analysis of three simulation models applied on a motored internal combustion engine. *Energy conversion and management*, Elsevier, v. 60, p. 45–55, 2012.
- PUJATTI, F. J. P. Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico para motores de ignição por centelha. UFMG, 2007.
- PULKRABEK, W. W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. [S.l.: s.n.], 1997.
- RAMAJO, D. *Simulación computacional de los procesos fluido-dinámicos en el interior de motores de combustión interna*. Tese (Doutorado) — Ph. D. thesis, Universidad Nacional del Litoral, Santa Fe, Argentina, 2008.
- REIF, K. *Gasoline Engine Management: Systems and Components*. [S.l.]: ISBN 9783658039646., 2014.
- RICARDO, H. R. *Internal-combustion engine*. [S.l.]: Google Patents, 1918. US Patent 1,271,942.
- RICARDO, H. R. *Recent research work on the internal-combustion engine*. [S.l.], 1922.
- RODRIGUES, F. A. Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada. UFMG, 2014.
- RODRIGUES, F. A.; MOREIRA, T. A. A.; VALLE, R. M.; BAÊTA, J. G. C.; PONTOPPIDAN, M.; TEIXEIRA, A. F. E25 stratified torch ignition engine performance, co2 emission and combustion analysis. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 115, p. 299–307, 2016.
- ROESSLER, W.; MURASZEW, A. *Evaluation of prechamber spark ignition engine concepts*. [S.l.], 1975.
- RYU, H.; CHTSU, A.; ASANUMA, T. Effect of torch jet direction on combustion and performance of a prechamber spark-ignition engine. *SAE transactions*, JSTOR, p. 201–211, 1987.
- SÁ, D. Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo otto. *Belo Horizonte. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais*, 2001.

- SCHLICHTING, H.; GERSTEN, K. *Boundary-layer theory*. [S.l.]: Springer, 2016.
- SEIXAS, P. H. T. Efeitos da razão volumétrica de compressão e do tipo de combustível na combustão, eficiência e emissões de um motor com injeção direta. UFMG, 2017.
- SENDYKA, B.; NOGA, M. Combustion process in the spark-ignition engine with dual-injection system. In: *Advances in Internal Combustion Engines and Fuel Technologies*. [S.l.]: InTech, 2013.
- SENS, M.; BINDER, E.; BENZ, A.; KRÄMER, L.; BLUMENRÖDER, K. Pre-chamber ignition as a key technology for highly efficient si engines – new approaches and operating strategies. *Internationales Wiener Motorensymposium*, v. 39, 2018.
- STATISTA. 2018. <<https://www.statista.com/statistics/262747/worldwide-automobile-production-since-2000/>>. Accessed: 11-30-2018.
- THELEN, B. C.; GENTZ, G.; TOULSON, E. *Computational study of a turbulent jet ignition system for lean burn operation in a rapid compression machine*. [S.l.], 2015.
- TOULSON, E. *Applying alternative fuels in place of hydrogen to the jet ignition process*. Tese (Doutorado), 2008.
- TOULSON, E.; HUISJEN, A.; CHEN, X.; SQUIBB, C.; ZHU, G.; SCHOCK, H.; ATTARD, W. P. Visualization of propane and natural gas spark ignition and turbulent jet ignition combustion. *SAE International Journal of Engines*, JSTOR, v. 5, n. 4, p. 1821–1835, 2012.
- TURKISH, M. C. Prechamber and valve gear design for 3-valve stratified charge engines. *SAE Transactions*, JSTOR, p. 2827–2856, 1975.
- URNS, S. R. et al. *An introduction to combustion*. [S.l.]: McGraw-hill New York, 1996. v. 499.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. [S.l.]: Pearson Education, 2007.
- WIMMER, D. B.; LEE, R. *An Evaluation of the Performance and Emissions of a CFR Engine Equipped with a Prechamber*. [S.l.], 1973.
- WYCZALEK, F. A.; HARNED, J. L.; MAKSYMCIUK, S.; BLEVINS, J. R. *EFI prechamber torch ignition of lean mixtures*. [S.l.], 1975.
- XAMÁN, J. *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. [S.l.]: Palibrio, 2016.