



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

SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARA OPERANDO
COM MISTURA HOMOGÊNEA EM UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR CENTELHA

GISELLE ELIAS COUTO

Belo Horizonte, 2017

GISELLE ELIAS COUTO

**SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARA OPERANDO
COM MISTURA HOMOGÊNEA EM UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR CENTELHA**

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

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Ramon Molina Valle

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2017

C871s

Couto, Giselle Elias.

Sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura homogênea em um motor de ignição por centelha [manuscrito] / Giselle Elias Couto. – 2017.

125 f., enc.: il.

Orientador: Ramon Molina Valle.

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

Apêndices: f. 121-125.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Ignição - Teses. 3. Motores de combustão interna - Teses. I. Valle, Ramon Molina. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. 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

**"SISTEMA DE IGNIÇÃO COM PRÉ-CÂMARA OPERANDO COM
MISTURA HOMOGÊNEA EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR
CENTELHA"**

GISELLE ELIAS COUTO

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 21 de fevereiro de 2017.

Por:

Prof. Ramon Molina Valle
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Fernando Antônio Rodrigues Filho
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Prof. Thiago Augusto Araujo Moreira
Instituto Federal Minas Gerais

Prof. José Guilherme Coelho Baeta
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Aos meus avós Antônio e Maria.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por nunca me desamparar, e por ter sido meu melhor companheiro durante esta caminhada. À minha família, pela preocupação demonstrada, e ao meu noivo Wallace, por todo apoio, carinho, e por se fazer tão presente mesmo com toda a distância.

Ao meu orientador, professor Dr. Ramon Molina Valle, por ter me dado à honra de ser sua orientanda. Agradeço por ter me acolhido em sua renomada equipe, e por sempre me motivar e se mostrar disponível, mesmo com suas inúmeras outras atividades. Sou imensamente grata por todo apoio e preocupação durante meu mestrado, demonstrado nas inúmeras vezes em que me perguntou se eu estava aprendendo e gostando. Muito obrigada professor, sua humildade e sua paixão pelo que faz são exemplos a serem seguidos.

Ao meu amigo e parceiro de projeto, Carlos Eduardo Castilla Alvarez, pelos inúmeros ensinamentos diários. Agradeço por toda paciência, carinho, companheirismo e também por todas as críticas construtivas. Trabalhar com você foi sem dúvidas uma das experiências mais positivas que já tive, seu potencial e garra são motivadores. Sou eternamente grata por toda a ajuda, e por ter tornado este trabalho muito mais divertido e prazeroso. Tenho certeza que você terá uma brilhante carreira acadêmica e acrescentará muito ao nosso país. Obrigada por tudo.

Aos professores José Guilherme Coelho Baeta e Fabrício José Pacheco Pujatti por todo ensinamento transmitido e por toda a ajuda durante a realização do projeto. É uma honra poder aprender com professores tão conceituados. Meus sinceros agradecimentos.

Aos amigos Arthur Thiriet, Oscar Sandoval e Vinícius Roso pelos incontáveis ensinamentos teóricos e práticos e por todo carinho que vocês tiveram comigo. Eu não teria palavras suficientes para agradecê-los. Muito obrigada por tudo!

Aos amigos Alysson Teixeira e Thiago Vieira pelos inúmeros ensinamentos sobre motores, pela paciência e por toda a ajuda durante o projeto. Vocês são professores natos, desejo todo sucesso a vocês.

Aos amigos Camila Antunes, Victor Lima, Lucas Fonseca, Alice Lins, André Rossi, Bruno Lima, Bryan Castro, Michael Barbosa, Vinícius Rimsa, Nilton Diniz, Roberto Berlini, Alexandre Alves e Marcos Torres, por toda contribuição ao projeto e pela amizade.

Aos amigos Bruno Cota, Leonardo Fonseca, Márcio Guzzo, Ali Moallemi, Helder, Juan Garcia, e Jéssica Notório por tornarem minha estadia em Belo Horizonte tão agradável.

Ao Dr. Fernando Rodrigues Filho pela contribuição fornecida para continuação do projeto no motor Ford Sigma.

À Petronas pelo apoio ao projeto.

À FUMP-UFMG e à CAPES pelo auxílio durante meu mestrado.

À todos que contribuíram, diretamente ou indiretamente, para que este trabalho pudesse ser realizado. Especialmente aos amigos e colegas do CTM-UFMG pela contribuição para minha formação pessoal e profissional. Muito obrigada a todos!

SUMÁRIO

NOMENCLATURA.....	8
LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE TABELAS E QUADROS.....	14
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	15
RESUMO	18
1 INTRODUÇÃO	20
1.1 Objetivos da pesquisa	22
1.2 Relevância e justificativa.....	22
1.3 Estrutura da dissertação.....	23
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS	24
2.1.1 Motores de quatro tempos com ignição por centelha.....	24
2.1.2 Ciclo teórico e real para motores de ignição por centelha	26
2.1.3 Formação da mistura ar-combustível	28
2.1.4 Ignição da mistura ar-combustível.....	29
2.1.5 Parâmetros operacionais e de projeto de motores SI	31
2.1.6 Combustão em motores de ignição por centelha.....	41
2.1.7 Combustíveis utilizados em motores SI.....	47
2.1.8 Emissões de poluentes.....	49
2.2 ESTADO DA ARTE	51
2.2.1 Histórico da utilização de pré-câmaras em motores SI com mistura homogênea.....	52
2.2.2 Influência do uso de sistema de ignição com pré-câmara sobre a combustão	59
2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	60
3 MATERIAIS E MÉTODOS	62
3.1 Definição do escopo da pesquisa.....	62
3.2 Definição da estrutura e materiais necessários	63
3.2.1 Combustível utilizado	63
3.2.2 Motor utilizado.....	63
3.2.3 Sala dinamométrica.....	64
3.2.4 Sistema de gerenciamento eletrônico utilizado.....	67
3.2.5 Sistemas de medição utilizados.....	67
3.3 Definição das estratégias de calibração	71

3.4	Preparação do experimento	72
3.4.1	Seleção das pré-câmaras	72
3.4.2	Adaptações do cabeçote para inclusão das pré-câmaras	73
3.4.3	Avaliação Metrológica	74
3.4.4	Alinhamento do motor na bancada dinamométrica	78
3.4.5	Amaciamento do motor	78
3.5	Testes do motor com sistema de ignição convencional e com PCIS	79
3.6	Aquisição e tratamento de dados	81
3.7	Análise de dados	82
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	83
4.1	Comportamento do motor com PCIS e mistura estequiométrica	84
4.2	Comportamento do motor com PCIS e empobrecimento da mistura	97
5	CONCLUSÕES	109
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	112
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	113
	APÊNDICE A	121

NOMENCLATURA

Letras Latinas

A	Área [m ²]
B	Diâmetro do pistão [m]
d	Distância do ponto de medição ao ponto de aplicação da força [m]
H	Entalpia [kJ/mol]
l	Comprimento da biela [m]
L	Curso do pistão [m]
P	Pressão [kPa]
R	Relação geométrica [adimensional]
s	Distância entre o pino do pistão e o eixo da manivela [m]
V	Volume [m ³]
T	Torque [Nm] ou temperatura [°C]
F	Força [N]
m	Massa [kg]
N	Rotação do motor [rpm]
W	Trabalho [kJ]
\dot{W}	Potência [kW]
x	Distância percorrida pelo pistão [m], ou relacionado à fração de gases queimados
w	Trabalho específico [kJ/kg]
v	Volume específico [m ³ /kg]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
Q	Energia na forma de calor [kJ]

Letras Gregas

α	Raio da manivela [m] ou fator de correção de potência
γ	Razão entre calor específico à pressão constante e calor específico à volume constante
σ	Desvio-padrão
Δ	Varição
θ	Ângulo do virabrequim [°]

λ	Razão de equivalência ar-combustível [adimensional]
η	Eficiência [%]
ρ	Densidade [kg/m ³]

Subscritos

a	Relativo ao raio da manivela
ar	Relativo ao ar
at	Relativo ao calor aparente total
atm	Relativo à atmosférico
B	Relativo ao diâmetro do pistão
b	Relativo à dados de eixo (<i>brake</i>), à dados brutos, ou à queima (<i>burn</i>)
c	Relativo ao ciclo do motor , à combustão ou à câmara de combustão
cc	Relativo à eficiência de conversão de combustível
d	Relativo ao deslocamento do pistão ou desenvolvimento da chama
$comb$	Relativo ao combustível
est	Relativo à mistura estequiométrica
f	Relativo ao combustível (<i>fuel</i>) ou ao fim da queima
gas	Relativo à gasolina
i	Relativo aos dados indicados, medidos dentro do cilindro
l	Relativo ao comprimento da biela, ou a dado líquido
L	Relativo ao curso do pistão
m	Relativo à mecânica
p	Relativo ao pistão ou aos produtos da combustão
R	Relativo aos reagentes da combustão
$real$	Relativo à dados reais
ref	Relativo aos valores de referência
s	Relativo à condição seca ou ao avanço de ignição
sat	Relativo ao valor de saturação
t	Relativo à térmica
v	Relativo a volume
u	Relativo à mistura não queimada (<i>unburned</i>)
y	Relativo ao valor a ser corrigido
0	Relativo à condição inicial ou de referência

10%	Relativo a 10% de fração de massa queimada
90%	Relativo a 90% de fração de massa queimada
10%-90%	Relativo ao intervalo entre 10 e 90% de fração de massa queimada

Sobrescritos

a	Parâmetro ajustável relativo ao tempo de queima
m	Parâmetro ajustável relativo à propagação da chama
n	Expoente relacionado ao processo de expansão e compressão

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - Ciclo de operação de motores de quatro tempos.....	25
FIGURA 2.2 - Comparação entre o ciclo Otto teórico e o ciclo real	27
FIGURA 2.3 - Sistemas de injeção no pórtrico: monoponto (a) e multiponto (b)	29
FIGURA 2.4 - Sistema de ignição eletrônico.....	30
FIGURA 2.5 - Sistema de ignição com pré-câmara proposto por Ricardo.....	31
FIGURA 2.6 - Geometria básica de motores alternativos.....	32
FIGURA 2.7 - Curvas típicas de torque e potência para motores alternativos	34
FIGURA 2.8 - Diagrama PV (a); Diagrama logarítmico PV (b), para um motor SI	42
FIGURA 2.9 - Curva de fração de massa queimada versus posição angular do virabrequim .	44
FIGURA 2.10 - Pressão no cilindro de um motor SI monocilindro para 10 ciclos consecutivos	45
FIGURA 2.11 - Pressão no cilindro versus posição angular do virabrequim: combustão normal (a); detonação suave (b); detonação intensa (c).	47
FIGURA 2.12 - Sistema de ignição com pré-câmara da Ford.....	53
FIGURA 2.13 - Sistema TGP da Toyota.....	54
FIGURA 2.14 - Pré-câmara com inserto catalítico	54
FIGURA 2.15 - Pré-câmara estudada por Sá	55
FIGURA 2.16 - Montagem da pré-câmara (a) e configurações testadas (b).....	56
FIGURA 2.17 - Configurações propostas por Gomes.....	56
FIGURA 2.18 - Sistema BPI	57
FIGURA 2.19 - Pré-câmaras desenvolvidas por Baptista	58
FIGURA 2.20 - Instalação das pré-câmaras feita por Moreira.....	58
FIGURA 3.1 - Fluxograma com as etapas do experimento	62
FIGURA 3.2 - Motor Sigma 1.6 instalado na bancada dinamométrica	64
FIGURA 3.3 - Dinamômetro TITAN S 470	64
FIGURA 3.4 - Sistema de condicionamento de água.....	66
FIGURA 3.5 - Sistema de condicionamento de combustível (a) e de óleo (b).....	66
FIGURA 3.6 - Diagrama esquemático de montagem da instrumentação no motor.....	68
FIGURA 3.7 - Pontos de operação escolhidos para os testes.....	71
FIGURA 3.8 - Desenho tridimensional da parte superior (a) e inferior (b) da pré-câmara.	73

FIGURA 3.9 - Desenho tridimensional do cabeçote após modificações	74
FIGURA 3.10 - Estrutura para calibração do sistema de medição de torque.....	75
FIGURA 3.11 - Padrão utilizado para calibração dos sensores de temperatura.....	75
FIGURA 3.12 - Padrão de pressão utilizado	76
FIGURA 3.13 - Etapas de calibração do motor.....	79
FIGURA 3.14 - Torque versus avanço de ignição e indicação de MFB50% para 4500 rpm ..	81
FIGURA 4.1 - Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 2000 rpm.....	84
FIGURA 4.2 - Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 2500 rpm.....	85
FIGURA 4.3 - Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 3000 rpm.....	86
FIGURA 4.4 - Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 3500 rpm.....	87
FIGURA 4.5 - Temperatura dos gases de exaustão para o motor original e com PCIS.....	88
FIGURA 4.6 - Consumo específico de combustível para o motor original e com PCIS	89
FIGURA 4.7 - Eficiência de conversão de combustível para o motor original e com PCIS ...	90
FIGURA 4.8 - Coeficiente de variação da IMEP para o motor original e com PCIS	91
FIGURA 4.9 - Eficiência térmica do ciclo para o motor original e com PCIS	91
FIGURA 4.10 - Avanço de ignição para o motor original e com PCIS	92
FIGURA 4.11- Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 2000 rpm.....	94
FIGURA 4.12 - FIGURA 4.14 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 2500 rpm.....	94
FIGURA 4.13 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 3000 rpm	95
FIGURA 4.14 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 3500 rpm	95
FIGURA 4.15 - Ângulo de desenvolvimento da chama para o motor original e com PCIS....	96
FIGURA 4.16 - Pressão na câmara principal e na pré-câmara para a rotação de 3000 rpm	98
FIGURA 4.17 - Eficiência térmica do ciclo para o motor original e $\lambda=1,0$ e com PCIS e $\lambda=1,1$	99
FIGURA 4.18 - Pressão no cilindro para o motor original e $\lambda=1,0$ e o motor com PCIS e $\lambda=1,1$	100
FIGURA 4.19 - Taxa de liberação de calor aparente para a rotação de 3000 rpm.....	101
FIGURA 4.20 - Ângulo de desenvolvimento de chama para o motor original e com PCIS..	102
FIGURA 4.21 - Fração de massa queimada para o motor original e com PCIS	104

FIGURA 4.22 - Consumo específico de combustível para o motor original e com PCIS na rotação de 3000 rpm	105
FIGURA 4.23 - Eficiência de conversão de combustível para o motor original e com PCIS na rotação de 3000 rpm	105
FIGURA 4.24 - Pressão na admissão para o motor original e com PCIS para a rotação de 3000 rpm.....	106
FIGURA 4.25 - Temperatura na câmara de combustão para o motor original e com PCIS ..	106
FIGURA 4.26 - Temperatura no coletor de exaustão para o motor original e com PCIS.....	107
FIGURA 4.27 - Coeficiente de variação para o motor original e com PCIS	108

LISTA DE TABELAS E QUADROS

TAB 3.1 - Incertezas máximas associadas as grandezas para controle do motor no dinamômetro.....	77
TAB 3.2 - Incertezas máximas associadas ao sistema de medição de pressão no cilindro	77
TAB 3.3 - Incertezas máximas associadas aos resultados.....	78
TAB 4.1 - Redução do consumo específico de combustível para o motor com PCIS	89
TAB 4.2 - Duração da combustão para o motor original e com sistema PCIS	93
TAB 4.3 - Duração da combustão para o motor original ($\lambda=1,0$) e com PCIS ($\lambda=1,1$)	103
QUADRO (2.1) - Contribuição de fontes individuais para as emissões totais de hidrocarbonetos	50
QUADRO (3.1) - Principais características técnicas do motor Ford Sigma 1.6	63
QUADRO (3.2) - Principais características técnicas do dinamômetro TITAN S 470	65
QUADRO (3.3) - Principais características da MoTec M800	67
QUADRO (3.4) - Principais características da célula de carga HBM U2A-D1.....	69

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ADC	Ângulo de Desenvolvimento da Chama
A/F	Razão ar-combustível
AISI	American Iron and Steel Institute
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
AS	Saída do líquido de arrefecimento
BMEP	<i>Brake Mean Effective Pressure</i> (Pressão Média Efetiva para dados de eixo)
BPI	<i>Bowl-Prechamber-Ignition</i>
BSFC	<i>Brake Specific Fuel Consumption</i> (Consumo específico de combustível calculado a partir da potência no eixo)
CC	Célula de carga
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
COV	<i>Coefficient of variation</i> (Coeficiente de variação)
CTM	Centro de Tecnologia da Mobilidade
DI	<i>Direct Injection</i> (Injeção Direta)
EA	Entrada do líquido de arrefecimento
EC	Linha de alimentação de combustível
FIG	Figura
HP	Entalpia dos produtos
HR	Entalpia dos reagentes
SI	<i>Spark Ignition</i> (Ignição por centelha)

CI	<i>Compression Ignition</i> (Ignição por compressão)
IJPU	<i>Injector Pulse width</i> (Tempo máximo do pulso de injeção)
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i> (Pressão Média Efetiva para dados indicados)
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> (Organização Internacional para Padronização)
MAP	<i>Manifold Air Pressure</i> (Pressão no coletor de admissão)
MBT	<i>Maximum Break Torque</i> (Melhor avanço para o maior torque)
MCI	Motor de Combustão Interna
MFB	<i>Mass Fraction Burned</i> (Fração de massa queimada)
NBR	Norma Brasileira
nr	Número de revoluções do eixo por ciclo
PC	Pré-câmara
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCIS	<i>Prechamber Ignition System</i> (Sistema de ignição com pré-câmara)
PFI	<i>Port Fuel Injection</i> (Injeção no pósito)
PME	Pressão Média Efetiva
PMEP	<i>Pumping Mean Effective Pressure</i> (Pressão Média Efetiva de Bombeamento)
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PROCONVE	Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores
PV	Pressão versus Volume

rc	Razão volumétrica de compressão
rpm	Rotação por minuto
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> (Sociedade de Engenheiros Automotivos)
SB	Sensor de posição da borboleta
SC	Sensor de sincronismo
SFC	<i>Specific Fuel Consumption</i> (Consumo específico de combustível)
SL	Sonda lambda
TAB	Tabela
TGE	Temperatura dos Gases de Exaustão
TGP	<i>Turbulent Generating Pot</i>
UCE	Unidade Central Eletrônica
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UR	Umidade Relativa

RESUMO

A frota nacional de veículos terrestres atualmente é superior a oitenta milhões de veículos, tendo crescido nos últimos dez anos mais do que o dobro da média de crescimento mundial. Questões ambientais e de segurança energética são preocupações decorrentes desse aumento excessivo, uma vez que os veículos terrestres são um dos maiores causadores da poluição atmosférica global e que as reservas de petróleo confirmadas são suficientes para atender a apenas mais 52,5 anos da utilização global. Nesse contexto, a utilização de um sistema de ignição com pré-câmara para queima de misturas pobres surge como uma estratégia promissora, pois trabalha com menor quantidade de combustível e possibilita menores emissões de poluentes. O presente trabalho analisa o comportamento de um protótipo de motor dotado de sistema de ignição com pré-câmara, operando com mistura homogênea de gasolina. Por meio de testes realizados em dinamômetro de bancada e da avaliação da curva de pressão no interior do cilindro, analisou-se o comportamento de alguns parâmetros de operação do motor, tais como a temperatura dos gases de exaustão, o consumo específico de combustível, a eficiência de conversão de combustível, a eficiência térmica do ciclo, o coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada, a taxa de liberação de calor aparente, o ângulo de desenvolvimento de chama e a duração total da combustão. A análise desses parâmetros permitiu avaliar o desempenho do motor e quantificar os possíveis ganhos obtidos quando utilizado o sistema de ignição com pré-câmara. O protótipo com pré-câmara apresentou bom desempenho trabalhando com mistura estequiométrica, quando comparado ao motor original, conseguindo-se reduções do consumo específico de combustível em toda a faixa de velocidades e cargas analisada. Ao trabalhar com empobrecimento da mistura, o protótipo possibilitou reduções no consumo específico de combustível e no pico da temperatura de combustão de até 14% e 7 %, respectivamente, para a rotação avaliada. O protótipo possibilitou o desenvolvimento de uma combustão estável da mistura para $\lambda=1,1$, apresentando coeficientes de variação da IMEP menores que 2% para os pontos testados. Conclui-se 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.

Palavras chaves: Sistema de ignição com pré-câmara. Mistura homogênea. Motores de combustão interna.

ABSTRACT

The national fleet of land vehicles exceeds eighty million vehicles nowadays, growing the last ten years more than double the global growth average. Environmental issues and the energy security are critical concerns about this excessive increasing since land vehicles are one of the biggest contributors to global air pollution and confirmed oil reserves are sufficient to cover just 52.5 years of global use. In this context, the use of a prechamber ignition system for lean burn emerges as a promising strategy, allowing lower pollutants emissions and fuel consumption. The present work aims to analyze the behavior of a prototype engine equipped with a prechamber ignition system operating with a homogeneous gasoline mixture. Through experiments in a test bench dynamometer and from the evaluation of pressure curve inside the cylinder, the in-cylinder pressure, exhaust gas temperature, specific fuel consumption, fuel conversion efficiency, cycle thermal efficiency, coefficient of variation in indicated mean effective pressure, apparent heat release rate, flame development angle and burn duration were analyzed. The prototype demonstrated good performance with stoichiometric mixture, compared with the baseline engine, presenting specific fuel consumption reductions throughout all the studied range. When working with lean mixture, the prototype also presented good performance, achieving reductions in specific fuel consumption and peak combustion temperature of up to 15% and 7 %, respectively, compared with the conventional ignition system. The prechamber ignition system allowed stable combustion at $\lambda=1.1$, presenting coefficients of variation in IMEP lower than 2% for the tested points. It was concluded the proposed system has demonstrated a promising potential for reducing fuel consumption with good combustion stability when compared with baseline engine.

Key-words: Prechamber ignition system. Homogeneous mixture. Internal combustion engines.

1 INTRODUÇÃO

Considerado por muitos como a invenção mais significativa do século XIX, o motor de combustão interna (MCI) teve um impacto expressivo na sociedade, servindo como base para a evolução de muitas tecnologias comerciais e revolucionando a indústria do transporte no final da década de 1880. Atualmente, embora outras tecnologias venham sendo estudadas, o emprego do motor de combustão interna continua predominante no transporte terrestre, sem previsões concretas de ser totalmente substituído por outro tipo de motor (MARTINS, 2006).

A frota nacional de veículos terrestres atualmente é superior a oitenta milhões de veículos, tendo crescido nos últimos dez anos mais do que o dobro da média de crescimento mundial (PEDROSA *et al.*, 2016). Embora a utilização do MCI seja primordial para o desenvolvimento socioeconômico de um país, o crescimento excessivo da frota de veículos traz como consequências o agravamento das mudanças climáticas, efeitos adversos à saúde humana e o aumento da preocupação com a segurança energética dos países.

O aumento da poluição atmosférica, em decorrência dos gases de exaustão dos motores, traz graves consequências climáticas e impulsiona a atuação dos órgãos de proteção ambiental. O Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), por meio do Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), vem impondo limites de emissão de poluentes cada vez mais rigorosos, o que leva a necessidade de inovações e melhorias no desenvolvimento dos motores por parte da indústria automotiva e dos centros de pesquisa.

Os principais componentes tóxicos presentes nos gases de exaustão são o monóxido de carbono (CO), os hidrocarbonetos (HC) e os óxidos de nitrogênio (NO_x). De acordo com Hamori (2006), nos países ocidentais, a poluição gerada por veículos automotivos contribui para poluição atmosférica total com aproximadamente 69% das emissões de CO, 47% das emissões de HC e 63% das emissões de NO_x. Estes componentes, quando em grande quantidade, além de ocasionarem alterações climáticas também podem ocasionar problemas à saúde humana, desde irritações oculares e do sistema respiratório, até problemas mais graves, como o desenvolvimento de câncer (NIEUWENHUIJSEN *et al.*, 2016).

Além do aumento da poluição atmosférica, o crescimento do número de veículos traz como consequência a ameaça à segurança energética e um consequente aumento no preço

dos combustíveis, dado que os principais combustíveis utilizados no Brasil e no mundo são derivados de petróleo, que é um recurso natural não renovável. De acordo com a 64ª edição do Relatório Estatístico de Energia Global, com a demanda atual, o número total de reservas de petróleo confirmadas é suficiente para atender a 52,5 anos da produção global e, no caso do Brasil, essas reservas serão suficientes para garantir apenas 18,9 anos (BRITISH PETROLEUM, 2015).

Visando a escassez da oferta futura de combustível e o alto índice de componentes tóxicos proveniente dos motores de combustão interna, a queima de misturas pobres surge como uma estratégia promissora, por trabalhar com menor quantidade de combustível e possibilitar menores emissões de NO_x . Contudo, a baixa estabilidade de combustão em motores de ignição por centelha que utilizam essa estratégia é uma preocupação recorrente, e o empobrecimento da mistura é limitado pela capacidade de ignição do sistema utilizado em realizar a queima de maneira controlada.

Para superar essa limitação, estratégias alternativas de ignição tais como a ignição por jato de plasma, ignição assistida por micro-ondas, ignição induzida por laser e sistemas de ignição com pré-câmara de combustão, têm sido propostas e avaliadas por diversos pesquisadores (COUTO *et al.*, 2016).

A aplicação do sistema de ignição por jatos de plasma, embora apresente vantagens em relação à ignição convencional por centelha, contribui para o aumento das emissões de NO_x devido ao aumento das temperaturas de combustão (DALE *et al.*, 1997) e pode apresentar desgaste por erosão dos eletrodos, o que dificulta sua aplicação comercial (ROBINET *et al.*, 1999). O sistema de ignição assistido por micro-ondas, além de também ocasionar temperaturas de combustão excessivas e consequente aumento de NO_x , pode causar interferências tanto nos sistemas de medição quanto na unidade central eletrônica (STOCKMAN *et al.*, 2009; EHN *et al.*, 2016; HWANG *et al.*, 2016). A aplicação da ignição induzida por laser ainda está em fase de pesquisa e é dificultada pela complexidade e pelo preço excessivo do sistema (SHAH *et al.*, 2015).

Comparada a essas alternativas, o sistema de ignição com pré-câmara oferece uma solução mais simples, uma vez que requer mínimas modificações do motor e possui princípio de funcionamento menos complexo. Além disso, ao contrário das demais alternativas citadas, sua aplicação propicia temperaturas de combustão mais baixas, possibilitando a redução das emissões de NO_x a níveis próximos de zero (ATTARD, 2012).

O princípio de funcionamento dos sistemas de ignição com pré-câmara consiste na aplicação de uma câmara de combustão auxiliar de pequeno volume que é conectada à

câmara de combustão principal por meio de orifícios de interconexão. Com o auxílio de uma vela de ignição, a pequena quantidade de mistura ar-combustível contida na pré-câmara é ignitada e, devido ao aumento de pressão proveniente da combustão ocorrida na pré-câmara, os produtos da combustão saem pelo orifício de interconexão na forma de jatos de chama, promovendo a ignição da mistura contida na câmara principal.

Segundo Gomes (2004) o sistema de ignição com pré-câmara pode trabalhar com mistura estratificada ou homogênea. Quando trabalhando com estratificação da mistura, uma pequena quantidade de mistura levemente rica é injetada na pré-câmara por meio de um sistema auxiliar de alimentação de combustível. Quando trabalhando com mistura homogênea, parte da mistura que alimenta a câmara de combustão principal é empurrada para dentro da pré-câmara durante o curso de compressão, operando com a mesma razão de equivalência de ar-combustível, tanto na pré-câmara quanto na câmara de combustão principal.

1.1 Objetivos da pesquisa

O presente trabalho objetiva analisar experimentalmente um protótipo de motor dotado de sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura homogênea de gasolina.

Objetivos específicos:

- Comparar o consumo específico de combustível e as eficiências de conversão de combustível e térmica do ciclo para o motor com e sem pré-câmara;
- Analisar o comportamento do protótipo quando variadas a carga e a rotação do motor;
- Analisar os parâmetros de combustão do protótipo quando operando com mistura estequiométrica e com empobrecimento da mistura.

1.2 Relevância e justificativa

Com base no que foi apresentado, a redução do consumo de combustível e das emissões de componentes tóxicos nos gases de exaustão tornaram-se requisitos imprescindíveis para fabricação e comercialização dos motores de combustão interna.

Apesar de mais simples, o sistema de ignição com pré-câmara e mistura homogênea também possibilita a queima de misturas pobres, dado que a quantidade de mistura contida na pré-câmara é pequena o suficiente para ser ignitada por uma vela de ignição convencional e que o jato de chama proveniente da pré-câmara fornece alta energia para ignição na câmara principal, onde está contida a maior parte da mistura.

Maiores estudos do sistema de ignição com pré-câmara trabalhando com mistura homogênea se mostram necessários, uma vez que o sistema foi inicialmente desenvolvido para trabalhar com estratificação da mistura e poucas configurações para mistura homogênea foram exploradas.

1.3 Estrutura da dissertação

Este trabalho está estruturado em cinco capítulos. O capítulo introdutório apresenta o tema abordado, a justificativa e a relevância da pesquisa bem como seus objetivos gerais e específicos. O segundo capítulo expõe conceitos considerados essenciais para o entendimento e desenvolvimento do trabalho e traz uma revisão dos principais trabalhos desenvolvidos pela comunidade científica, relacionados ao tema desta dissertação. No terceiro capítulo são listados os materiais e métodos utilizados para atingir os objetivos propostos. Os resultados experimentais obtidos a partir a aplicação do método experimental são apresentados no quarto capítulo. Por fim, no quinto e último capítulo, considerações são feitas sobre os resultados obtidos e propostas para trabalhos futuros são apresentadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os conceitos fundamentais necessários para o pleno entendimento da pesquisa realizada e o estado da arte, contendo os principais trabalhos desenvolvidos a respeito do assunto abordado, que orientaram o desenvolvimento da pesquisa.

2.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

Todo motor pode ser descrito como um dispositivo que transforma uma forma de energia em outra. Desta forma, nos motores de combustão interna, a energia química do combustível é transformada em energia térmica e esta, por sua vez, é convertida em energia mecânica. Esta conversão é possível devido ao aumento de pressão dos gases provenientes da combustão que executam trabalho enquanto se expandem (GANESAN, 2003).

Os MCI podem ser classificados de acordo com diversos fatores, dentre eles se destacam as classificações quanto ao ciclo de operação, quanto ao tipo de ignição e quanto ao modo de preparação da mistura (HEYWOOD, 1988). Os ciclos de operação podem ser divididos em ciclos de dois tempos e ciclo de quatro tempos, os tipos de ignição podem ser classificados como ignição por compressão (CI – do inglês *Compression Ignition*) ou ignição por centelha (SI– do inglês *Spark Ignition*), e a mistura pode ser preparada com o auxílio de um carburador, pela injeção indireta de combustível, ou pela injeção direta de combustível no cilindro do motor.

Neste capítulo, um maior enfoque será dado aos motores de combustão interna de quatro tempos com ignição por centelha, visto que estas são as classificações do motor utilizado no presente trabalho.

2.1.1 Motores de quatro tempos com ignição por centelha

Para que um motor de combustão interna funcione corretamente, ele deve seguir um ciclo de operações de maneira sequencial. O ciclo de operações utilizado em motores de quatro tempos foi inicialmente descrito em 1862, pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas. No entanto, a produção de motores de ignição por centelha com ciclos de quatro tempos foi registrada somente em 1876 pelo engenheiro alemão Nikolaus Otto, motivo o qual

os motores de quatro tempos comumente são chamados de motores de ciclo Otto (OBERT, 1971).

Como mostrado na FIG 2.1, o ciclo de quatro tempos se completa a cada duas voltas do eixo de manivelas, também conhecido como virabrequim, onde cada tempo corresponde a um deslocamento angular de 180° do eixo. Durante os quatro tempos, cinco eventos são completados: a admissão, compressão, combustão, expansão e a exaustão (GANESAN, 2003).

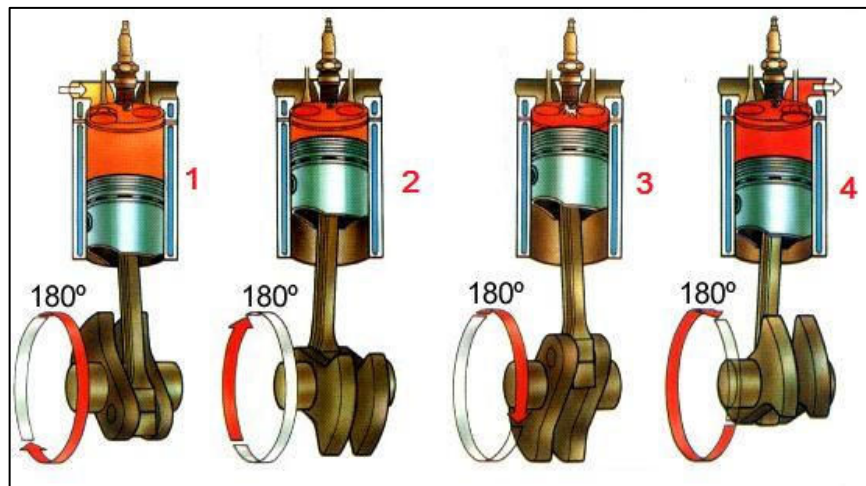


FIGURA 2.1 - Ciclo de operação de motores de quatro tempos

FONTE - LIMA, 2016.

1. Admissão: No primeiro tempo, com a válvula de admissão aberta e a válvula de descarga fechada, o pistão sai do ponto morto superior (PMS) em direção ao ponto morto inferior (PMI). A mistura ar-combustível formada no coletor de admissão é admitida no motor devido ao diferencial de pressão decorrente do aumento do volume gerado pela movimentação do pistão.
2. Compressão: Quando o pistão atinge o PMI se inicia o segundo tempo. A válvula de admissão se fecha e o pistão inicia o movimento ascendente em direção ao PMS, comprimindo a mistura ar-combustível admitida.
3. Combustão/Expansão: Próximo ao PMS uma centelha elétrica é disparada com intuito de introduzir energia para a ignição da mistura ar-combustível comprimida, promovendo o início da combustão. Com o aumento da pressão no cilindro, a força exercida sobre o pistão é suficiente para promover seu movimento descendente, e os gases provenientes da combustão da mistura se expandem enquanto o pistão atinge o PMI, terminando assim o tempo de expansão.

4. Exaustão: O quarto tempo se inicia com o movimento ascendente do pistão em direção ao PMS. A válvula de exaustão é aberta e os gases de exaustão são empurrados para fora do cilindro. Ao término do quarto tempo, o pistão retorna ao PMS, a válvula de exaustão é fechada, e um novo ciclo poderá ser iniciado.

2.1.2 Ciclo teórico e real para motores SI

A ocorrência de um ciclo termodinâmico pode ser identificada quando o fluido atuante de um sistema retorna ao seu estado inicial após ter passado por uma série de processos termodinâmicos. Nos motores de combustão interna, após a ocorrência da combustão, os gases provenientes são expelidos e o cilindro é preenchido com uma nova mistura de ar-combustível. Desta forma, o motor opera em um ciclo mecânico, mas o fluido de trabalho não realiza um ciclo termodinâmico (OBERT, 1971).

Devido à complexidade dos ciclos reais dos MCI, para estudo dos mesmos recorre-se a aproximações teóricas, baseadas em diferentes suposições simplificativas que se aproximam do ciclo real. Apesar de não serem correspondentes, os ciclos teóricos constituem uma referência útil para estudo termodinâmico e para comparação entre diversos tipos de motores.

A FIG 2.2 ilustra uma comparação feita por Giacosa (1970) entre os diagramas de pressão por volume (Diagrama PV) para um ciclo Otto teórico e um ciclo real. Observa-se que as curvas de compressão e expansão têm formas diferentes, isto se deve em parte 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, já no ciclo real, uma vez que o motor está sendo refrigerado, parte do calor do fluido é perdido para as paredes do cilindro, resultando em uma perda do trabalho útil que é evidenciada na região “A” da FIG 2.2. Além disso, observa-se que a combustão não ocorre a volume constante como suposto no ciclo teórico. 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 evidenciada na região “B” seja a menor possível.

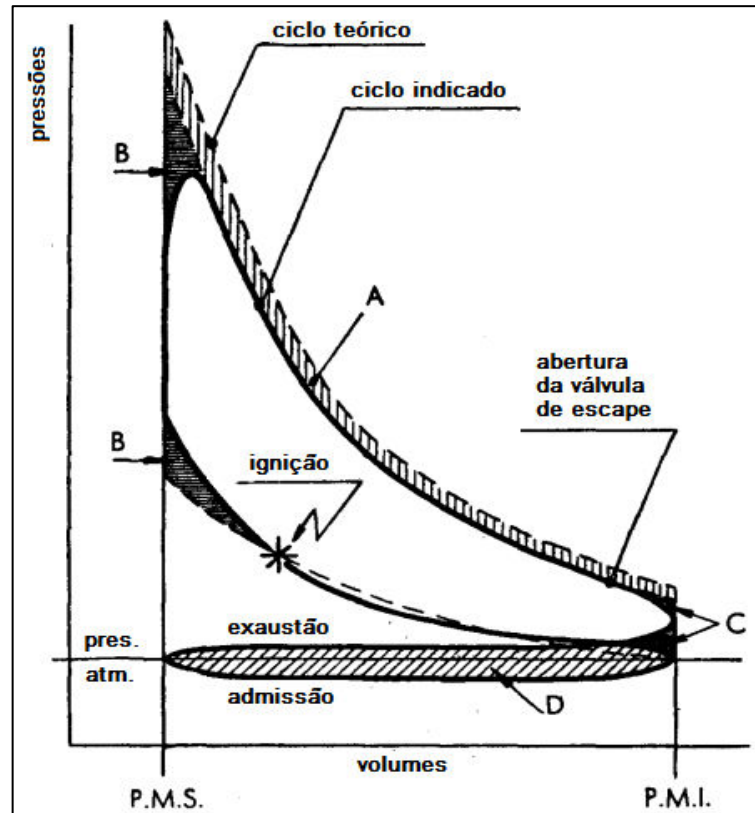


FIGURA 2.2 - Comparação entre o ciclo Otto teórico e o ciclo real

FONTE - Traduzido de GIACOSA, 1970

Outra diferença importante é que no ciclo real os processos não se realizam dentro dos limites representados pelo o PMS e o PMI, como suposto no ciclo ideal. A abertura da válvula de admissão não ocorre no mesmo momento em que o pistão sai do PMS, mas em um momento ideal para melhor admissão da mistura. Seu fechamento ocorre estrategicamente após o início do tempo de compressão, e apesar do movimento contrário do pistão, a mistura continua a ser admitida devido à inércia do fluido, até que a pressão interna se equilibre com a pressão atmosférica, momento em que a válvula de admissão deve ser fechada.

A válvula de exaustão é aberta ainda no curso de expansão, e os gases que no momento da abertura se encontram a uma pressão superior a atmosférica são abruptamente expulsos para o exterior, processo que é conhecido pelo termo *blowdown*. As perdas decorrentes do processo de *blowdown* são evidenciadas na região “C” da FIG 2.2, e são menores do que as perdas de bombeamento decorrentes caso a abertura da válvula de exaustão não fosse antecipada. Além disso, no ciclo real perdas por bombeamento nos cursos de admissão e exaustão devem ser consideradas, evidenciadas na região “D”.

2.1.3 Formação da mistura ar-combustível

Para formação da mistura ar-combustível, faz-se necessário um sistema de injeção de combustível com o objetivo principal de suprir a demanda de combustível de acordo com o regime de operação do motor. Devido aos limites de emissões cada vez mais rigorosos impostos pelos órgãos governamentais, os antigos sistemas de carburação para formação da mistura ar-combustível foram substituídos pelos sistemas de injeção eletrônica.

Os sistemas de injeção eletrônica podem ser classificados quanto ao fato do combustível ser injetado dentro ou fora da câmara de combustão. Nos casos em que o combustível é injetado dentro da câmara de combustão, diz-se que a injeção é direta, nos casos em que a formação da mistura ar-combustível é feita no coletor de admissão, a injeção é dita indireta.

Os sistemas de injeção direta (DI – do inglês *Direct Injection*) podem injetar o combustível durante o tempo de admissão, quando trabalhando com a linha de alimentação de baixa pressão, ou durante o tempo de compressão, quando trabalhando com linha de alta pressão. Além disso, a injeção direta possibilita a formação de uma mistura homogênea, em altas cargas quando o combustível é injetado no tempo de admissão, ou estratificada, em baixas cargas quando o combustível é injetado no tempo de compressão (MARTINS, 2006).

Os sistemas de injeção indireta (PFI – do inglês *Port Fuel Injection*) podem ser do tipo monoponto ou multiponto. Esses dois tipos diferenciam-se, principalmente, pelo número de injetores, que é apenas um no primeiro caso e um por cilindro no segundo. A FIG 2.3 ilustra a diferença entre os sistemas monoponto (a) e multiponto (b) (GERHARDT; GOLLIN, 1999).

Os sistemas DI apresentam vantagens sobre os sistemas PFI, uma vez que possibilitam a eliminação da condensação do combustível nas paredes do coletor de admissão, garantindo um menor consumo de combustível devido à uniformidade da combustão e à estratificação da mistura, além de possibilitarem o aumento da razão volumétrica de compressão. Contudo, os sistemas PFI ainda possuem um menor custo e uma maior facilidade de manutenção (MARTINS, 2006).

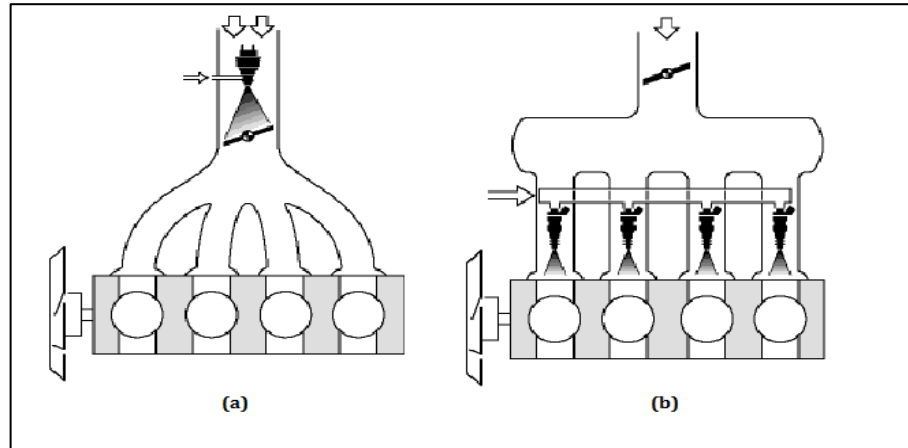


FIGURA 2.3 - Sistemas de injeção no pórtilo: monoponto (a) e multiponto (b)
 FONTE - ROBERT BOSCH GMBH, 1996.

2.1.4 Ignição da mistura ar-combustível

Como visto anteriormente, no final do curso de compressão dos motores SI uma centelha elétrica é fornecida para a promoção da combustão da mistura ar-combustível. O sistema de ignição é o responsável pela geração e fornecimento dessa centelha.

2.1.4.1 Sistema de ignição por centelha convencional

O sistema de ignição por centelha convencional baseia-se no princípio de elevação da tensão fornecida pela bateria por meio da utilização de bobinas 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).

Nos veículos atuais utiliza-se um sistema de ignição eletrônica mapeada, no qual uma central de controle eletrônico reconhece a condição instantânea de funcionamento do motor e, em função de dados obtidos durante a calibração do motor em bancada, informa o melhor ângulo de avanço de ignição para essa condição. Os sistemas de ignição eletrônica mais comuns são os sistemas de ignição com distribuidor, os sistemas de ignição sincronizada e os sistemas de ignição banco a banco.

Nos sistemas de ignição com distribuidor, o acionamento do primário da bobina de ignição é realizado pela central eletrônica, e o distribuidor, dotado de um sensor para determinação da rotação e referência do PMS, fica responsável pelo direcionamento da

centelha proveniente da bobina para o cilindro em fase final de compressão. Nos sistemas de ignição sincronizada são utilizadas bobinas individuais para cada cilindro do motor e o sistema de controle de ignição induz a centelha apenas na bobina do cilindro que se encontra no final do tempo de compressão. Já nos sistemas de ignição banco a banco cada bobina alimenta dois cilindros, gerando duas centelhas simultaneamente, uma no cilindro que se encontra na fase final do tempo de compressão e outra no cilindro que se encontra na fase final do tempo de expansão, sendo, por isso, chamado de sistema de ignição por centelha perdida (PUJATTI, 2007). A FIG 2.4 ilustra o sistema de ignição eletrônica por centelha perdida.

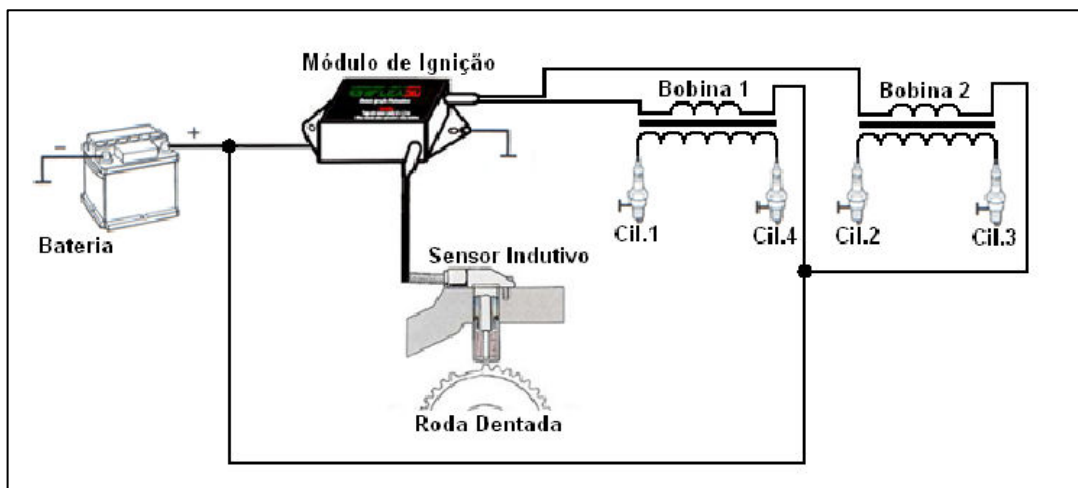


FIGURA 2.4 - Sistema de ignição eletrônica por centelha perdida

FONTE - LOBÃO, 2011

2.1.4.2 Sistema de ignição com pré-câmara

A utilização de pré-câmaras em motores de combustão interna remonta aos primeiros desenvolvimentos de motores da era pré-diesel. Devido ao seu potencial de redução de emissões e consumo de combustível, diversas organizações e pesquisadores independentes se interessaram por incorporá-las em motores de ignição por centelha. Contudo, devido a limitações de tecnologia da época as tentativas não foram bem sucedidas (ROESSLER; MURASZEW, 1975).

A primeira tentativa exitosa de incorporação de pré-câmaras de combustão em motores de ignição por centelha ocorreu no ano de 1916, com o sistema de ignição desenvolvido pelo engenheiro inglês Harry Ralph Ricardo. Esse sistema foi patenteado por Ricardo em 1918 e divulgado em um artigo submetido à *Society of Automotive Engineers*

(SAE) no ano de 1922 (RICARDO, 1918, 1922). A FIG 2.5 apresenta o primeiro sistema de ignição com pré-câmara desenvolvido para motores de ignição por centelha.

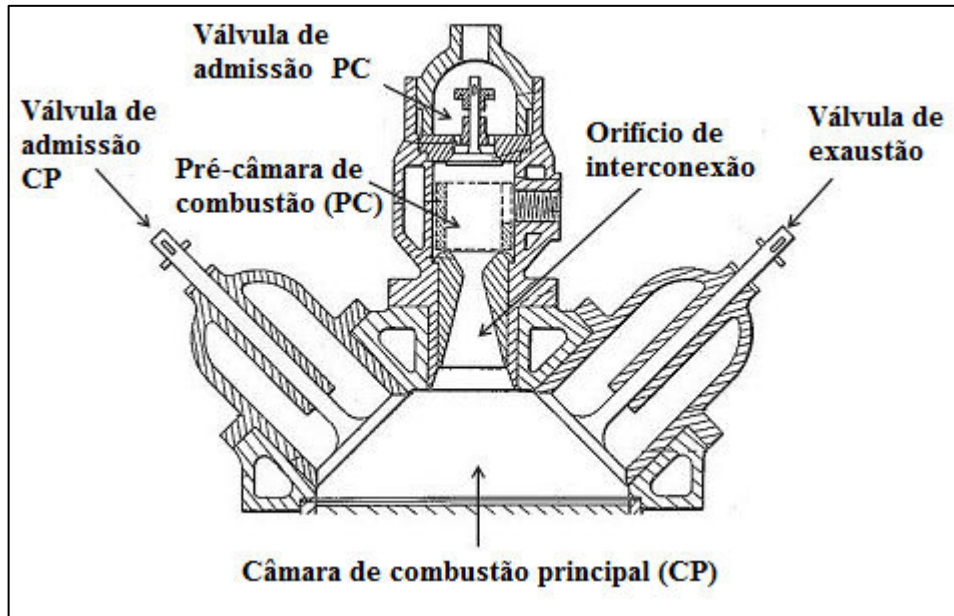


FIGURA 2.5 - Sistema de ignição com pré-câmara proposto por Ricardo

FONTE - RICARDO, 1918

Nos sistemas de ignição com pré-câmara modernos, a centelha é fornecida pela vela de ignição, porém, diferentemente do sistema de ignição convencional em que a centelha é disparada na câmara formada entre o cabeçote e a cabeça do pistão, nesses sistemas, a centelha é disparada na pré-câmara de combustão, queimando a pequena parcela de mistura nela contida. Como consequência da combustão, a pressão na pré-câmara aumenta rapidamente, forçando jatos de chama e produtos da combustão a saírem pelo orifício de interconexão. Desta forma, a mistura contida na câmara principal é ignitada pelos jatos de chama em várias regiões, simultaneamente, promovendo o início da combustão na câmara principal.

2.1.5 Parâmetros operacionais e de projeto de motores SI

Os motores de combustão interna podem ser caracterizados por meio de algumas relações geométricas e parâmetros operacionais. Nesta subseção são descritos os principais parâmetros e relações, bem como a influência da variação desses parâmetros sobre o desempenho dos MCI.

2.1.5.1 Relações geométricas

A FIG 2.6 mostra algumas variáveis que definem a geometria básica de motores de combustão interna de movimento alternativo. Observa-se que o movimento do pistão é limitado pelas linhas tracejadas que representam a chegada do pistão ao PMS e ao PMI. A distância percorrida pelo pistão entre esses pontos é denominada como curso do pistão (L), e o volume deslocado pelo pistão entre o PMS e o PMI é denominado volume de deslocamento (V_d). A combustão é iniciada no volume acima da cabeça do pistão (V_c) quando o mesmo atinge o PMS, e a esse volume dá-se o nome de câmara de combustão. As demais variáveis representam o diâmetro do pistão (B), o comprimento da biela (l), o raio da manivela (a), a distância entre o pino do pistão e o eixo da manivela (s) e o ângulo do virabrequim (θ).

Segundo Jorge Martins (2006), as principais relações geométricas provenientes das variáveis mostradas na FIG 2.6 são a razão volumétrica de compressão (rc), definida pelo quociente entre os volumes do motor quando o pistão se encontra no PMI e quando se encontra no PMS; a relação entre o diâmetro e o curso do pistão (R_{BL}), e a relação entre o comprimento da biela e o da manivela (R_{la}).

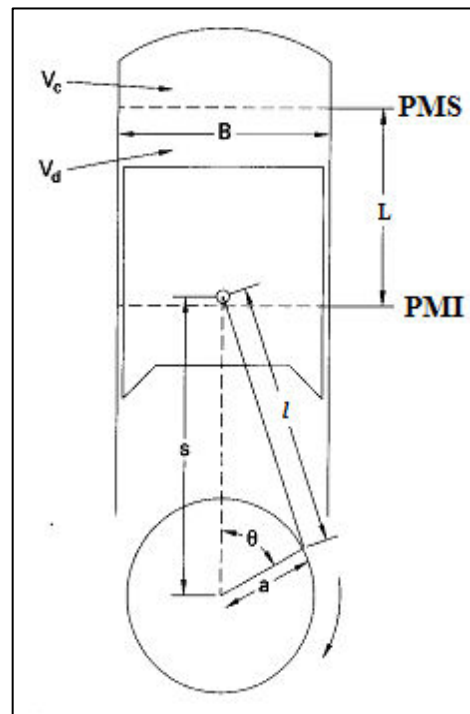


FIGURA 2.6 - Geometria básica de motores alternativos

FONTE - PULKRABEK, 1997

2.1.5.2 Torque e potência

As principais especificações comerciais de um MCI geralmente são dadas pelos valores de torque e potência máximos. O torque (T) é um bom indicador da capacidade do motor em realizar trabalho, enquanto a potência indica a taxa a que esse trabalho é produzido (MARTINS, 2006).

O torque é uma grandeza que governa o movimento de rotação de um corpo, e pode ser definido como o produto da força (F) aplicada a um ponto, pela distância (d) entre o ponto de aplicação da força e o eixo de rotação do corpo. O torque exercido por um motor normalmente é medido por um dinamômetro e pode ser calculado pela EQUAÇÃO (2.1).

$$T = F \times d \quad (2.1)$$

A potência entregue pelo motor é uma grandeza que determina a rapidez com que o trabalho é realizado. Conforme mostra a EQUAÇÃO (2.2), a potência (\dot{W}) pode ser definida como o produto do torque pela rotação do motor (N).

$$\dot{W} = T \times 2\pi \times N \quad (2.2)$$

A potência do motor pode ser relacionada ao trabalho por ciclo (W_c) por meio da EQUAÇÃO (2.3), onde n_R refere-se ao número de revoluções do eixo por ciclo.

$$\dot{W} = \frac{W_c \times N}{n_R} \quad (2.3)$$

A FIG 2.7 apresenta as curvas típicas de torque e potência para motores de movimento alternativo em função da rotação do motor. Observa-se que, à determinada rotação, o torque atinge o MBT e então decresce com o aumento da rotação, isto ocorre devido à incapacidade do motor de admitir uma quantidade plena de ar com o motor a altas rotações. Observa-se, ainda, que a potência de eixo aumenta com o aumento da rotação do motor até atingir um valor máximo onde começa a decrescer. Isto ocorre, pois as perdas por fricção se tornam um fator dominante quando o motor opera com altas rotações (PULKRABEK, 1997).

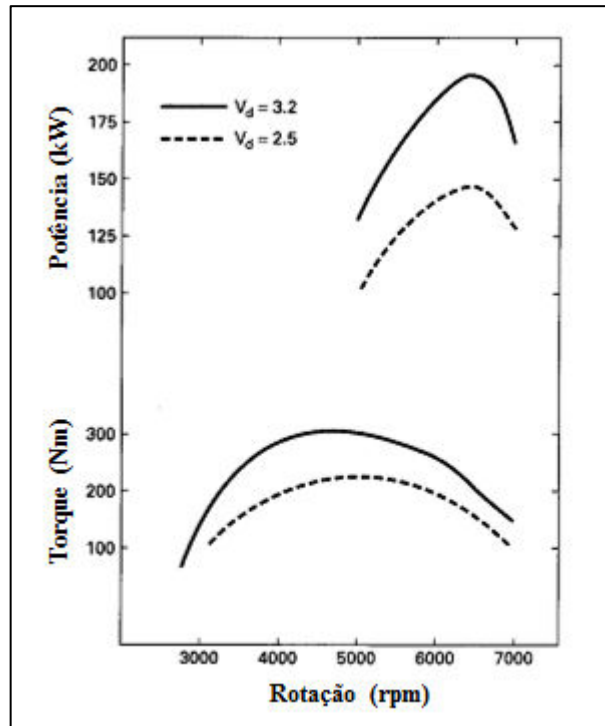


FIGURA 2.7 - Curvas típicas de torque e potência para motores alternativos

FONTE - PULKRABEK, 1997

2.1.5.3 Trabalho de eixo e trabalho indicado

Segundo Pulkrabek (1997), a produção de trabalho é a principal finalidade de um motor a combustão interna. Conforme apresentado na EQUAÇÃO (2.4), o trabalho (W) é resultado da força (F) exercida sobre a área da cabeça do pistão (A_p), deslocando-se a uma distância (x) devido a pressão (P) dos gases provenientes da combustão.

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \quad (2.4)$$

O produto da área do pistão pela distância percorrida pelo mesmo equivale ao volume (V) deslocado pelo pistão. Em alguns casos é conveniente analisar o seu ciclo por unidade de massa (m) de gás dentro do cilindro. Para tal análise, o volume (V) é substituído pelo volume específico (v) e o trabalho (W) pelo trabalho específico (w), obtendo-se a EQUAÇÃO (2.5).

$$w = \int P dv \quad (2.5)$$

Se P representa a pressão dentro da câmara de combustão, então o trabalho calculado pela EQUAÇÃO (2.5) é denominado de trabalho indicado, e refere-se ao trabalho transferido dos gases de exaustão para o pistão. Esse trabalho é maior do que o trabalho entregue ao eixo do motor, devido às perdas por fricção das partes mecânicas que o compõem, ao trabalho de bombeamento e à transferência de calor para as paredes do cilindro.

Os termos “de eixo” e “indicado” também são usados para descrever outros parâmetros do motor, tais como a pressão média efetiva, a potência, o consumo específico de combustível e as emissões específicas, de maneira similar à usada para discriminar o trabalho (HEYWOOD, 1988).

2.1.5.4 Eficiência mecânica

À razão entre o trabalho de eixo (w_b) e o trabalho indicado (w_i) dá-se o nome de eficiência mecânica, conforme indicado na EQUAÇÃO (2.6). Segundo Pulkrabek (1997), para motores de ignição por centelha, a eficiência mecânica encontra-se na faixa de 75% a 95%

$$\eta_m = \frac{w_b}{w_i} \quad (2.6)$$

Dado que o trabalho entregue ao eixo varia de acordo com o trabalho requerido para bombear a mistura e os gases para dentro e para fora do motor, a eficiência mecânica dependerá da posição de borboleta bem como do projeto do motor (HEYWOOD, 1988).

2.1.5.5 Pressão média efetiva

Embora os dados de potência e torque máximos sejam constantemente utilizados para caracterização de diferentes motores, esses parâmetros não são indicados para compará-los, uma vez que dependem do tamanho, da carga e da rotação do motor. Utilizando-se os valores de torque para comparação, um motor de maiores proporções apresentará valores mais atrativos. Da mesma forma, se utilizarmos os valores de potência para comparação, a rotação e a carga do motor serão de grande importância (PULKRABEK, 1997).

Um parâmetro mais fidedigno para comparação do desempenho de motores é obtido dividindo-se o trabalho por ciclo pelo volume deslocado por ciclo, conforme

apresentado na EQUAÇÃO (2.7). A esse parâmetro, que possui unidade de força por unidade de área, dá-se o nome de Pressão Média Efetiva (PME) (HEYWOOD, 1988).

$$PME = \frac{2\pi n_R T}{V_d} \quad (2.7)$$

Onde n_R é o número de revoluções do eixo por ciclo, T se refere ao torque do motor e V_d ao volume de deslocamento.

A PME representa a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o trabalho equivalente, e constantemente é designada, para dados de eixo ou dados indicados, como BMEP ou IMEP, do inglês *Brake* e *Indicated Mean Effective Pressure*, respectivamente (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2001). Por meio da substituição da EQUAÇÃO (2.3) e (2.2) na EQUAÇÃO (2.7), é possível relacionar a PME com a potência e o torque do motor.

A IMEP, pode ser denominada como IMEP bruta ($IMEP_b$), quando considera o trabalho indicado entregue ao pistão durante os cursos de compressão e expansão, ou IMEP líquida ($IMEP_l$) quando as perdas por bombeamento nos cursos de admissão e exaustão são contabilizadas.

A pressão média efetiva de bombeamento (PMEP, do inglês *Pumping Mean Effective Pressure*) é definida como a pressão média hipotética no cilindro que durante o tempo de expansão produziria o trabalho equivalente aos tempos de admissão e exaustão (MACHADO, 2012). A PMEP pode ser relacionada à IMEP por meio da EQUAÇÃO (2.8).

$$IMEP_b = IMEP_l + PMEP \quad (2.8)$$

2.1.5.6 Razão ar-combustível

Para que a combustão ocorra adequadamente em um motor SI, é necessário que uma mistura de combustível e de ar, seja fornecida ao motor em proporções adequadas (PULKRABEK, 1997). A razão ar-combustível (A/F), exibida na EQUAÇÃO (2.9), é um parâmetro utilizado para descrever essa proporção, obtida pela divisão da vazão mássica de ar (\dot{m}_{ar}) pela vazão mássica de combustível (\dot{m}_{comb}).

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (2.9)$$

Diz-se que a mistura estequiométrica é aquela que possui, na reação química, a quantidade de ar teórico exata para que a combustão completa ocorra. Nos casos em que a quantidade de combustível fornecida é maior ou menor do que a quantidade requerida pela estequiometria, a mistura ar-combustível é denominada rica ou pobre, respectivamente (MARTINS, 2006).

Como a razão ar-combustível estequiométrica varia de acordo com o combustível a ser queimado, a relação entre a razão ar-combustível real $(A/F)_{real}$ e a estequiométrica é comumente empregada para definir a proporção da mistura (HEYWOOD, 1988). A essa relação dá-se o nome de razão de equivalência ar-combustível (λ), conforme mostrado na EQUAÇÃO (2.10).

$$\lambda = \frac{A/F_{real}}{A/F_{est}} \quad (2.10)$$

Para $\lambda > 1$ diz-se que a mistura é pobre, para $\lambda < 1$ diz-se que a mistura é rica, e para $\lambda = 1$ diz-se que a mistura é estequiométrica.

2.1.5.7 Consumo específico e eficiência de conversão de combustível

O consumo específico de combustível (SFC- do inglês *specific fuel consumption*) é um parâmetro utilizado para medir a eficiência de um motor ao usar o combustível fornecido para produzir trabalho (HEYWOOD, 1988). Esse parâmetro pode ser calculado pelo quociente entre a vazão mássica de combustível e a potência do motor, conforme mostrado na EQUAÇÃO (2.11).

$$SFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}} \quad (2.11)$$

Embora o consumo específico de combustível seja um indicador da eficiência do motor, faz-se necessário um parâmetro adimensional relacionando a saída desejada do motor com a entrada requerida. A esse parâmetro dá-se o nome de eficiência de conversão de combustível (n_{cc}), por vezes também denominado de eficiência global e eficiência térmica.

Esse parâmetro representa o quociente entre o trabalho por ciclo e o produto da massa de combustível admitida pelo poder calorífico inferior do combustível (PCI), conforme mostra a EQUAÇÃO (2.12).

$$n_{cc} = \frac{1}{SFC \times PCI} \times 100 \quad (2.12)$$

Nesta dissertação, considera-se a eficiência mostrada pela EQUAÇÃO (2.12) como eficiência de conversão de combustível.

De acordo com Heywood (1988), para o ciclo teórico, a eficiência térmica é representada pela EQUAÇÃO (2.13).

$$n_{th} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (2.13)$$

Onde r_c representa a razão volumétrica de compressão e γ representa a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante.

Nota-se pela EQUAÇÃO (2.13) que a eficiência térmica para o ciclo teórico depende somente da razão de compressão e da relação dos calores específicos, sem considerar as perdas de calor (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2001). Além disso, na prática, nem toda a energia fornecida pelo combustível é liberada pelo processo de combustão, podendo ocorrer combustão incompleta. Define-se então a eficiência de combustão (n_c) como uma forma de contabilizar a fração do combustível fornecido que é queimada (HEYWOOD, 1988).

A EQUAÇÃO (2.14) demonstra o cálculo da eficiência de combustão (n_c), Onde H_R representa a entalpia dos reagentes e H_P representa a entalpia dos produtos da combustão.

$$n_c = \frac{H_R - H_P}{m_{comb} \times PCI} \quad (2.14)$$

Segundo Machado (2012), a partir da análise termodinâmica do ciclo real é possível calcular a energia aparente total liberada pela combustão (Q_{at}) em um cilindro por ciclo, assim, é possível definir a eficiência da combustão como a razão entre essa energia e a energia disponibilizada pelo combustível em um cilindro por ciclo, sendo calculada pela EQUAÇÃO (2.15).

$$n_c = \frac{Q_{at}}{m_{comb/cil} \times PCI} \quad (2.15)$$

A energia aparente total liberada pelo combustível exclui as parcelas de energia que foram transferidas para o sistema de arrefecimento do motor, e a parcela de mistura não queimada que ficou aprisionada no volume entre o pistão e os anéis de vedação, sendo assim a parcela de energia do combustível que efetivamente contribui para gerar trabalho indicado. O modelo utilizado para o cálculo do calor total aparente pode ser encontrado no trabalho de Teixeira (2015). A eficiência térmica real do ciclo (n_{t_c}) pode ser calculada então pela EQUAÇÃO (2.16), sendo definida como a razão entre o trabalho indicado do ciclo e a energia total aparente liberada pela combustão no ciclo.

$$n_{t_c} = \frac{W_i}{Q_{at}} \quad (2.16)$$

2.1.5.8 Eficiência volumétrica

A quantidade teórica de ar que um motor de dado volume de deslocamento pode admitir não equivale à quantidade de ar realmente admitida. Isto ocorre, pois ao entrar no motor, o ar é restringido pelos componentes do sistema de admissão, tais como o filtro de ar e a válvula borboleta. (HEYWOOD, 1988).

O parâmetro usado para medir a eficiência do processo de admissão de ar é denominado eficiência volumétrica (n_v). Seu cálculo pode ser realizado por meio do quociente da massa de ar admitida (m_{ar}) pelo produto entre a densidade do ar admitido ($\rho_{ar,i}$) e o volume de deslocamento do motor (V_d), conforme demonstrado na EQUAÇÃO (2.17).

$$n_v = \frac{m_{ar}}{\rho_{ar,i} V_d} \quad (2.17)$$

De acordo com Heywood (1988), valores típicos de eficiência volumétrica para motores naturalmente aspirados em plena carga encontram-se na faixa de 80% a 90%.

2.1.5.9 Fatores de correção de potência

Ao realizarem-se ensaios em motores SI naturalmente aspirados, para que os resultados provenientes tenham confiabilidade e possam ser repetidos, é indispensável que as condições atmosféricas no local de realização sejam medidas e monitoradas. A correção dos resultados se faz necessária, uma vez que as condições atmosféricas influenciam a vazão mássica de ar admitida e, conseqüentemente, a potência de saída do motor (HEYWOOD, 1988).

A norma de ensaio de motores para veículos rodoviários NBR 1585 (ABNT, 1996) estabelece condições atmosféricas de referência para que os resultados de desempenho do motor possam ser comparados, independentemente do local de ensaio.

A temperatura de referência (T_{ref}) é 298 K (25°C) e a pressão seca de referência (P_{s_ref}) é 99 kPa. Para condições atmosféricas diferentes das de referência, os valores de potência devem ser corrigidos para as condições padrão utilizando-se a EQUAÇÃO (2.18).

$$\dot{W}_{ref} = \dot{W}_y \times \alpha_a \quad (2.18)$$

Onde \dot{W}_{ref} é a potência corrigida, \dot{W}_y é a potência medida e α_a é o fator de correção para motores SI, calculado pela EQUAÇÃO (2.19).

$$\alpha_a = \left(\frac{99}{P_s}\right)^{1,2} \times \left(\frac{T_{ar}}{298}\right)^{0,6} \quad (2.19)$$

Sendo T_{ar} a temperatura do ar, em kelvins, na entrada do motor, e P_s a pressão atmosférica seca, ou seja, a pressão barométrica total menos a pressão de vapor de água, em quilopascals. De acordo com Barros (2003) a pressão P_s pode ser calculada pela EQUAÇÃO (2.20).

$$P_s = P_{atm} - \left[\left(\frac{UR}{100}\right) \times P_{sat} \right] \quad (2.20)$$

Onde P_{atm} é a pressão atmosférica, UR é a umidade relativa do ar e P_{sat} é a pressão de saturação da água, calculada pela EQUAÇÃO (2.21).

$$P_{sat} = P_{atm} \exp\left(\frac{-5314,5}{T_{ar}} + 14,354\right) \quad (2.21)$$

2.1.6 Combustão em motores de ignição por centelha

Para que a combustão ocorra de forma adequada em motores SI, necessita-se de uma mistura de ar e combustível, que uma vez ignitada pela centelha, sustente o processo de reação de forma que a chama gerada se propague pelo cilindro do motor (FERGUSON; KIRKPATRICK, 2001).

Segundo Heywood (1988), o processo de combustão em motores SI pode ser dividido em quatro fases: (1) centelha; (2) desenvolvimento da chama; (3) propagação da chama; (4) extinção da chama.

Na primeira fase, a combustão é iniciada por uma descarga elétrica originada na vela de ignição. Essa fase ocorre geralmente entre 10 e 30 graus antes do PMS, dependendo da geometria da câmara de combustão e das condições de operação do motor. A descarga elétrica produzida dura aproximadamente um milissegundo com temperatura média de 6000 °C, liberando de 30 a 50 mJ de energia (PULKRABEK, 1997).

Durante o desenvolvimento inicial da chama, de 5 a 10% da mistura ar-combustível é consumida. O processo de combustão se inicia, porém, quase não há aumento de pressão e pouco ou nenhum trabalho útil é produzido (HEYWOOD, 1988).

Na fase de propagação da chama, de 90 a 95% da mistura ar-combustível é queimada, sendo esta a fase em que praticamente todo o trabalho útil é produzido. A pressão do cilindro aumenta, proporcionando a força para produzir trabalho no curso de expansão.

Um conceito importante associado à fase de propagação da chama é o de velocidade média da chama, que pode ser entendido como o quociente da distância entre a centelha e a parte mais remota da câmara de combustão pelo tempo total de queima. De acordo com Taylor (1971), a velocidade de chama varia de forma proporcional à velocidade do pistão.

Por fim, quando o pistão atinge aproximadamente 15 a 20 graus após o PMS, o restante da mistura ar-combustível é queimado, as chamas são extintas, a pressão diminui rapidamente e a combustão termina (PULKRABEK, 1997).

2.1.6.1 Caracterização da combustão

De acordo com Heywood (1988), a combustão e as mudanças de volume têm grandes efeitos sobre as variações de pressão dentro do cilindro. Desta forma, a partir de dados precisos de pressão, informações importantes sobre a taxa de combustão podem ser obtidas. A qualidade dos dados de pressão do cilindro pode ser verificada por meio de um diagrama logarítmico de pressão versus volume, conforme mostrado na FIG 2.8.

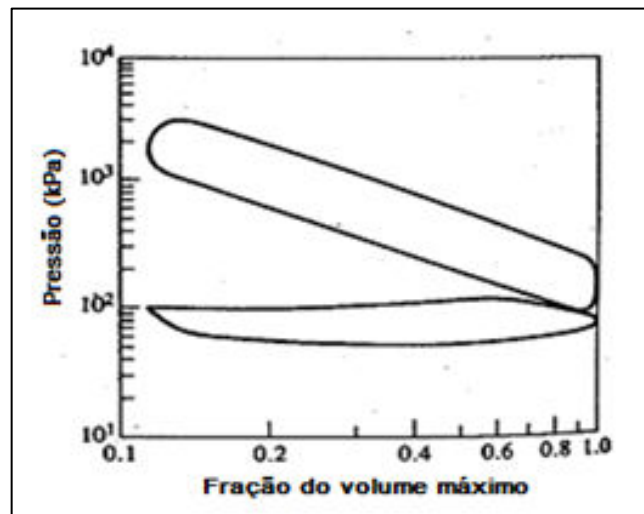


FIGURA 2.8 - Diagrama logarítmico PV de um motor SI

FONTE – HEYWOOD, 1988

O começo da combustão pode ser identificado no diagrama logarítmico PV pelo início da curvatura no final da linha referente à compressão, e seu término, pelo fim da curvatura e início da reta referente à expansão. Embora esse diagrama não forneça dados sobre a fração de massa queimada (x_b), Heywood (1988) afirma que a mesma pode ser relacionada aos dados de pressão e volume por meio da EQUAÇÃO (2.22).

$$x_b = 1 - \frac{V_{u,0}}{V_0} = \frac{V_{b,f}}{V_f} \quad (2.22)$$

Onde V_0 e V_f são os volumes total no cilindro no momento do disparo da centelha e no final da combustão, respectivamente. E V_u e V_b são o volume que os gases não queimados ocupam a frente da chama e o volume ocupado pelos gases queimados atrás da chama, a um dado ângulo do virabrequim, respectivamente.

Desta forma, $V_{u,0}$ representa o volume ocupado pelos gases não queimados no momento da centelha, conforme demonstrado na EQUAÇÃO (2.23), e $V_{b,f}$ representa o volume ocupado pelos gases queimados no final da combustão, demonstrado na EQUAÇÃO (2.24).

$$V_{u,0} = V_u \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1/n} \quad (2.23)$$

$$V_{b,f} = V_b \left(\frac{P}{P_f} \right)^{1/n} \quad (2.24)$$

Onde P_0 e P_f se referem à pressão no interior do cilindro no momento do disparo da centelha e no final da combustão, respectivamente. E o coeficiente politrópico n , pode ser obtido pelo coeficiente angular das retas correspondentes à fase de compressão e expansão do diagrama logarítmico PV (MACHADO, 2012).

Considerando que o volume total dos gases é igual à soma de V_u e V_b , substituindo-se a EQUAÇÃO (2.23) e (2.24) na EQUAÇÃO (2.22), obtêm-se a EQUAÇÃO (2.25).

$$x_b = \frac{P^{(1/n)} V - P_0^{(1/n)} V_0}{P_f^{(1/n)} V_f - P_0^{(1/n)} V_0} \quad (2.25)$$

Segundo Heywood (1988), outra forma funcional de representar a fração de massa queimada é através da função de Wiebe mostrada na EQUAÇÃO (2.26). Considera-se que θ representa a posição angular do virabrequim, θ_0 representa o início da combustão e $\Delta\theta$ representa a duração total da combustão.

$$x_b = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (2.26)$$

Os parâmetros a e m são ajustáveis. De acordo com Melo (2006), o coeficiente a consegue fazer a representação da queima atingindo o seu fim em um tempo maior ou menor,

podendo simular a posição ou o número de velas de ignição. Já o parâmetro m permite controlar o comportamento com que a queima evolui durante a propagação da frente de chama. Heywood (1988) recomenda $a = 5$ e $m = 2$ como valores tipicamente utilizados.

A FIG 2.9 apresenta a curva típica de fração de massa queimada (MFB - do inglês *Mass Fraction Burned*) para motores de combustão interna.

Observa-se a representação do ângulo de avanço de ignição (θ_s), o período de desenvolvimento de chama ($\Delta\theta_d$) e o período de queima rápida ($\Delta\theta_b$). O período de desenvolvimento de chama corresponde ao intervalo angular entre θ_s e o ângulo em que a MFB atinge 10% ($\theta_{10\%}$), e o período de queima rápida é estabelecido como o intervalo angular entre $\theta_{10\%}$ e o ângulo correspondente a 90% de MFB ($\theta_{90\%}$).

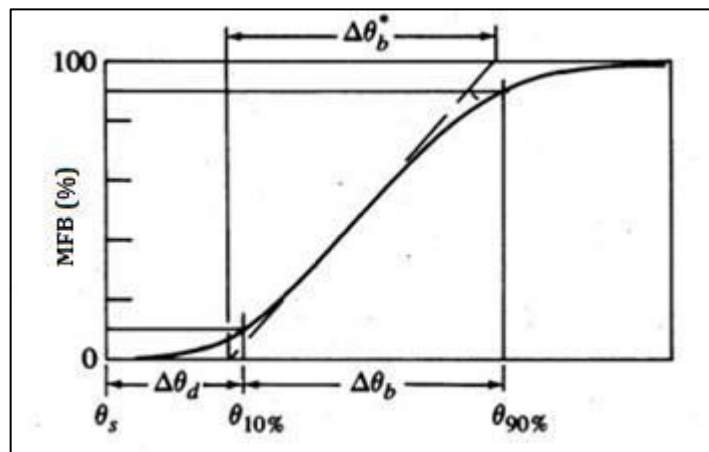


FIGURA 2.9 - Curva de fração de massa queimada versus posição angular do virabrequim
FONTE – HEYWOOD, 1988

2.1.6.2 Variações cíclicas na combustão

Observando-se a curva de pressão dentro do cilindro para vários ciclos de operação nota-se a existência de variações cíclicas substanciais, indicando a ocorrência de variações no processo de combustão da mistura. Além dessas variações ciclo-a-ciclo dentro do cilindro, em motores multicilindro também pode haver variações no processo de combustão entre cada cilindro. A FIG 2.10 mostra um exemplo das variações cíclicas nos dados de pressão de um motor monocilindro.

As variações cíclicas no processo de combustão são causadas pelas variações na movimentação da mistura dentro do cilindro no momento do centelhamento, pelas variações na quantidade de ar e combustível admitida e pelas variações ciclo-a-ciclo da quantidade de

gases residuais e mistura fresca, principalmente nas proximidades da vela de ignição (HEYWOOD, 1988).

O aumento da variação cíclica é ocasionado por fatores que tendem a retardar a combustão, como por exemplo: a queima de misturas pobres, a presença de gases residuais na câmara de combustão e a operação em baixas cargas, devido à baixa temperatura e pressão no cilindro (STONE, 1999).

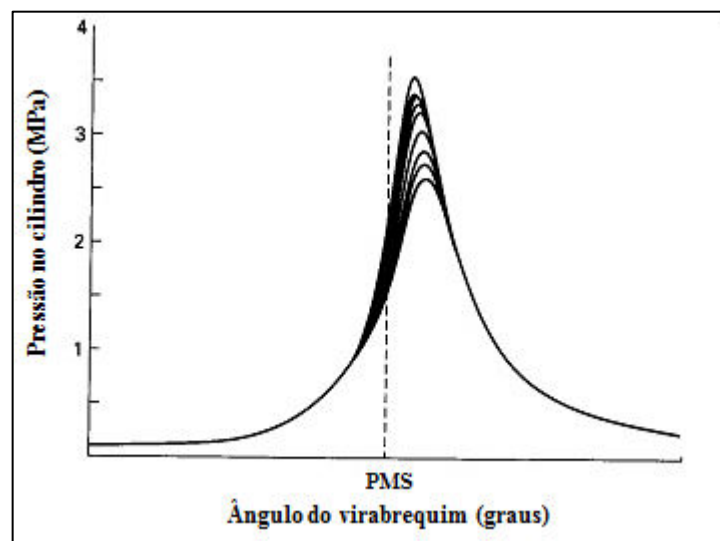


FIGURA 2.10 - Pressão no cilindro de um motor SI monocilindro para 10 ciclos consecutivos

FONTE - PULKRABEK, 1997

O conhecimento das variações cíclicas é de extrema importância para o estudo de motores de combustão. Uma vez que o avanço de ignição ótimo é ajustado para um o ciclo médio, ciclos mais rápidos e mais lentos do que o médio terão, respectivamente, o avanço de ignição adiantado ou atrasado em relação ao ideal, resultando em perdas de potência e eficiência. Além disso, os extremos da variação cíclica limitam a operação do motor. Os ciclos com queima mais rápida estão mais propensos à ocorrência de detonação, limitando a razão de compressão a ser utilizada. Por outro lado, os ciclos com queima mais lenta possuem maior chance de ocorrência de queima incompleta (HEYWOOD, 1988).

O cálculo do coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada (COV_{IMEP}) é uma maneira usual de medição da variabilidade cíclica utilizando os dados de pressão. Conforme mostra a EQUAÇÃO (2.27), o COV_{IMEP} percentual representa o quociente do desvio-padrão das medições da IMEP (σ_{IMEP}) pela IMEP média.

$$COV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP} \times 100 \quad (2.27)$$

Como cada parâmetro de desempenho do motor possui um valor diferente para o coeficiente de variação, é importante que seja bem definido o modo de medição da variação cíclica e os limites referentes a essa medição (STONE, 1999). Tipicamente, o limite de estabilidade da combustão é definido para uma covariância da IMEP de 3-5% (SCARCELLI *et al.*, 2015).

2.1.6.3 Efeitos da turbulência sobre a combustão

O movimento dos gases dentro do cilindro exerce um papel importante no controle do processo de combustão de motores SI. A velocidade de chama é baixa em misturas não turbulentas e aumenta conforme a turbulência é aumentada. Isto ocorre principalmente devido a mistura adicional das partículas queimadas e não queimadas na frente de chama.

O fluxo dentro do cilindro pode ocorrer de formas distintas. A turbulência pode ser gerada na entrada da mistura devido à configuração geométrica dos dutos e válvulas de admissão ou devido à programação de abertura das válvulas, gerando movimentos organizados conhecidos como *swirl* (movimento circular em volta do eixo axial do cilindro), ou *tumble* (movimento circular perpendicular ao eixo do cilindro). A dissipação dessas estruturas organizadas pela ação do pistão durante o curso de compressão ocasiona a formação de micro-turbulências no interior do cilindro (GANESAN, 2003; HEYWOOD, 1988).

2.1.6.4 Combustão anormal

Considera-se a combustão anormal em motores SI como aquela na qual a combustão não é iniciada pela a centelha produzida pelo sistema de ignição, mas sim por outro mecanismo, ou diz-se de uma combustão onde parte da mistura é consumida a taxas extremamente altas (BAETA, 2006). De acordo com Heywood (1988), as duas principais formas de combustão anormal em motores SI são a ignição superficial e a detonação.

A ignição superficial acontece quando a combustão origina-se a partir de um ponto suficientemente quente da câmara de combustão ou do pistão. Caso a ignição superficial ocorra antes do disparo da centelha ela é denominada de pré-ignição, caso ocorra

depois, é nomeada de pós-ignição (HEYWOOD, 1988). Essa anormalidade na combustão não pode ser evitada pela redução do avanço de ignição, pois quando a centelha ocorre a mistura já se encontra queimada. É possível evitá-la dando a devida atenção ao projeto do motor, e pela utilização de combustíveis e lubrificantes de qualidade (HEYWOOD, 1988).

A detonação, tradução para o termo de língua inglesa *knock*, caracteriza o tipo de combustão anormal em que a frente de chama varre a câmara de combustão e a porção final de mistura ainda não queimada fica submetida à alta temperatura e pressão, resultando em uma combustão extremamente rápida e descontrolada (HEYWOOD, 1988).

Esse tipo de combustão anormal é caracterizado por velocidades de propagação de chama excessivamente elevadas e por um barulho metálico característico. A detecção dessa anomalia pode ser feita por meio da instalação um sensor no bloco do motor, capaz de medir a faixa de frequência de vibração característica da ocorrência de detonação. Outra forma de detectá-la é por meio da observação da curva de pressão no cilindro e a verificação de ruídos na pressão característicos do processo, conforme pode ser observado na FIG 2.11.

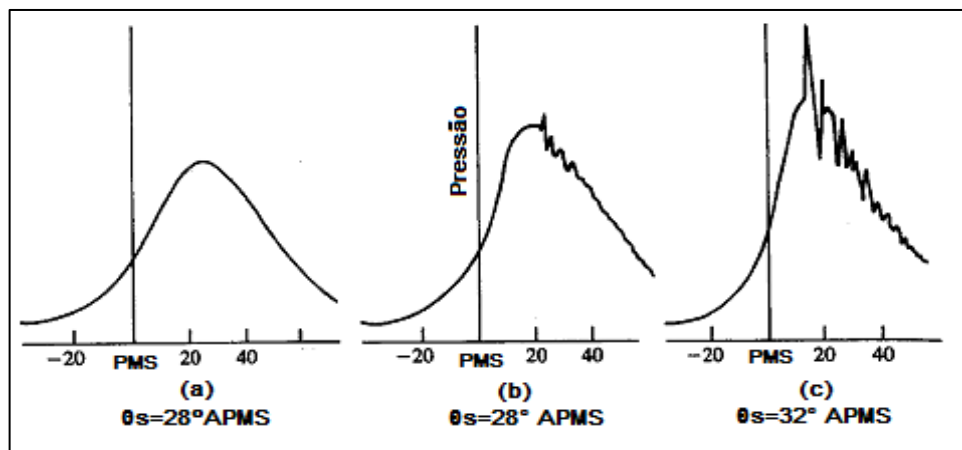


FIGURA 2.11 - Pressão no cilindro versus posição angular do virabrequim: combustão normal (a); detonação suave (b); detonação intensa (c).

FONTE - HEYWOOD, 1988

2.1.7 Combustíveis utilizados em motores SI

Os combustíveis utilizados em motores SI possuem características químicas e físicas distintas e níveis de emissões de poluentes diretos e indiretos próprios, além de possuírem diferentes métodos de obtenção e custo variado, fatores que influenciam em sua escolha para diferentes aplicações.

Uma característica importante dos combustíveis é o índice de octanos, definido como uma medida prática da 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 corresponde ao valor zero da escala; 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. Desta forma, quanto mais alto o número de octanos, mais resistente o combustível à ocorrência de detonação (HEYWOOD, 1988).

O combustível de uso mais comum em motores SI é a gasolina, porém, combustíveis alternativos estão sendo cada vez mais difundidos em pesquisas e no mercado global. Dentre eles, se destacam o etanol, o gás natural e os biocombustíveis (AMORIM, 2005).

2.1.7.1 Gasolina

A gasolina é o principal combustível utilizado atualmente em motores SI e consiste, em maior parte, da mistura de hidrocarbonetos. Tais hidrocarbonetos são obtidos do petróleo bruto por meio de processos químicos, tais como o craqueamento, no qual moléculas orgânicas complexas são quebradas em moléculas mais simples pela ação de calor e/ou catalisador (MARTINS, 2006).

A gasolina empregada nos motores SI deve possuir algumas características básicas, tais como: volatilidade média, ausência de impurezas, alto poder calorífico inferior, e alta resistência à ocorrência de detonação (PENIDO FILHO, 1983).

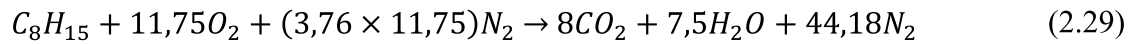
A melhor representação da gasolina, em termos de número de octanos e relação ar-combustível, se dá por meio de um hidrocarboneto único com a mesma composição média, com fórmula química representada por C_8H_{15} e peso molecular igual a 111 kg/kmol (PULKRABEK, 1997).

A combustão completa da gasolina considerando-a como um componente único é dada pela EQUAÇÃO (2.28).



Contudo, a mistura ar-combustível utilizada em motores SI é composta de ar ambiente, considerado como uma mistura de gases e não somente como oxigênio (O_2). Para

fins de simplificação, a fração do ar ambiente que não é oxigênio é considerada como nitrogênio (N_2), sendo que para cada mol de oxigênio tem-se 3,76 moles de nitrogênio. Desta forma, a EQUAÇÃO (2.28) pode ser reescrita pela EQUAÇÃO (2.29).



A razão ar combustível para a gasolina $(A/F)_{gas}$ pode ser calculada pela EQUAÇÃO (2.30), considerando o número de moles e a massa molar de cada componente.

$$(A/F)_{gas} = \frac{m_{ar}}{m_{comb}} \approx 14,53 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{comb} \quad (2.30)$$

Contudo, a gasolina comum no Brasil tem uma adição de 27% de álcool anidro (MAPA, 2015). Desta forma, a razão ar-combustível da gasolina brasileira é de aproximadamente $12,86 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{comb}$ (CANDIDO, 2016).

2.1.8 Emissões de poluentes

Diz-se que a combustão ocorre de forma ideal quando existe oxigênio suficiente para consumir todo combustível utilizado. Para a utilização de hidrocarbonetos e álcoois como combustível, os produtos da combustão completa são o dióxido de carbono (CO_2) e a água na forma de vapor (H_2O).

Contudo, para motores de combustão interna, devido à busca pela maior potência ou pelo menor consumo, é frequente a operação com misturas ricas ou pobres, de forma a ocorrer combustão incompleta da mistura. Nesse caso, além do CO_2 e do H_2O , os gases de exaustão contêm outros componentes poluentes, tais como o monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC).

2.1.8.1 Monóxido de carbono

O monóxido de carbono (CO) é extremamente tóxico e pode ser fatal, uma vez que é capaz de se combinar com as moléculas de hemoglobina impedindo o transporte de oxigênio pelo sangue. Mesmo em pequenas concentrações pode danificar artérias do corpo humano (HAMORI, 2006).

Em motores SI as emissões de CO são controladas essencialmente pela razão de equivalência ar-combustível. Para misturas pobres a formação de CO é baixa, ao passo que ao se enriquecer a mistura os níveis de CO aumentam. Isto ocorre devido à indisponibilidade de O₂ para reagir e formar CO₂ (HEYWOOD, 1988).

2.1.8.2 Hidrocarbonetos não-queimados

As emissões de hidrocarbonetos (HC) podem provocar irritação nos olhos, nariz e pele e no aparelho respiratório. Além disso, podem causar dano celular, sendo que diversos hidrocarbonetos são considerados carcinogênicos (MONTEIRO, 1998).

O QUADRO (2.1) apresenta a contribuição das fontes individuais para a ocorrência das emissões de HC em motores SI.

QUADRO 2.1

Contribuição de fontes individuais para as emissões totais de hidrocarbonetos

1. Extinção de chama nas paredes	15%
2. <i>Crevice</i>	20%
3. Absorção/Dessorção de óleo	10%
4. Preparação incompleta da mistura	15%
5. Extinção de chama adicional devido às superfícies frias	15%
6. Período de sobreposição de abertura das válvulas	15%
7. Vazamentos na válvula	10%

FONTE – (HAMORI, 2006), p. 25

2.1.8.3 Óxidos de nitrogênio

Os óxidos de nitrogênio (NO_x) referem-se a vários compostos químicos gasosos, formados pela combinação do oxigênio com o nitrogênio. Para motores SI, consideram-se dois dos óxidos de nitrogênio, são eles o óxido nítrico (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO₂).

Ao contrário da maioria dos radicais livres, o NO tem tanto propriedades benéficas à saúde quanto propriedades fatais. Em pequenas quantidades, auxilia na regulação da pressão arterial, porém, em quantidades elevadas pode causar danos oxidativos aos sistemas celulares vitais.

Já o NO₂ é extremamente perigoso para a saúde, em baixas concentrações, pode levar a problemas crônicos de saúde, e em concentrações elevadas pode levar a óbito. Além disso, quando exposto a luz solar, o NO₂ divide-se em NO e oxigênio (O). Este átomo de

oxigênio pode reagir com o oxigênio molecular (O_2), produzindo o *smog* fotoquímico, uma junção de fumaça e neblina, que pode provocar irritação das vias respiratórias e dores de cabeça (HAMORI, 2006).

A quantidade de NO_x produzida pelo motor dependerá da temperatura no cilindro bem como da quantidade de oxigênio disponível. A temperatura elevada no interior do cilindro durante o processo de combustão favorece a reação do oxigênio com o nitrogênio. Para misturas ricas, devido à menor concentração de oxigênio, haverá menor formação de NO_x . Enquanto que para misturas pobres, embora haja maior concentração de oxigênio, as temperaturas no cilindro são mais baixas, resultando na redução da quantidade NO_x produzida.

2.2 ESTADO DA ARTE

A combustão de misturas pobres, ou seja, misturas com excesso de ar, em motores SI possui várias vantagens sobre a combustão de misturas estequiométricas. De acordo com Toulson (2008) as baixas temperaturas de combustão são uma das vantagens mais atrativas, pois resultam em menores formações de óxidos de nitrogênio (NO_x). Além disso, o consumo de combustível é reduzido e a potência do motor pode ser controlada pela variação da quantidade de combustível fornecido para a câmara de combustão, fato que reduz as perdas por bombeamento provenientes da variação da abertura da borboleta.

Contudo, Heywood (1988) ressalta que conforme se empobrece a mistura, a magnitude da variação cíclica da combustão aumenta. Alguns ciclos passam a ter velocidade de queima tão baixa que a combustão não consegue se completar antes da abertura da válvula de exaustão. Além disso, para misturas muito pobres falhas de ignição podem ocorrer, impactando na eficiência, nas emissões de hidrocarbonetos, e ocasionando variações indesejadas de torque.

Segundo Jamrozik (2015), um método efetivo de queima pobre em motores de combustão interna é a utilização de sistemas de ignição com pré-câmara. Como descrito anteriormente, em tal sistema, a câmara de combustão é dividida em duas partes: uma câmara de combustão principal dentro do cilindro, e uma pré-câmara de combustão no cabeçote do motor, ambas interligadas por meio de um orifício de interconexão. A ignição da mistura contida na câmara principal ocorre pelos jatos advindos da pré-câmara em várias regiões, simultaneamente. Evitando assim, o aumento da variabilidade cíclica relacionada à queima de misturas pobres.

Devido ao fato de que a presente dissertação abrange apenas o estudo da utilização de pré-câmaras com mistura homogênea um maior enfoque será dado a este tipo de utilização. Os principais trabalhos sobre sistemas de ignição com pré-câmara e estratificação da mistura podem ser encontrados em Turkish (1975), Rodrigues Filho (2016) e Couto *et al.* (2017).

2.2.1 Histórico da utilização de pré-câmaras em motores SI com mistura homogênea

O primeiro sistema de ignição com pré-câmara sem estratificação da mistura foi desenvolvido no início da década de 1970, pela fabricante de automóveis Ford, sendo adaptado para testes em 1972 no automóvel Gran Torino. Tal sistema, exibido na FIG 2.12, consistia de uma câmara de combustão principal interligada por múltiplos furos à uma pré-câmara, com volume menor que 5% do volume total da câmara de combustão, na qual era contida uma vela de ignição (ROESSLER; MURASZEW, 1975).

Nos sistemas de ignição com pré-câmara que trabalham com mistura homogênea, uma pequena parte da mistura de ar-combustível fornecida ao motor entra na pré-câmara pelos orifícios de interconexão durante o curso de compressão do motor. A centelha é disparada pela vela de ignição contida na pré-câmara dando início a combustão da mistura nela contida. Da mesma forma que para a aplicação com estratificação da mistura, os jatos de chama penetram na câmara principal promovendo alta turbulência e múltipla ignição da outra parcela da mistura.

Noguchi *et al.* (1976) desenvolveram para a fabricante de automóveis Toyota um motor de mistura homogênea com uma pré-câmara designada de TGP, do inglês *Turbulent Generating Pot*. Eles estudaram o aumento do limite de inflamabilidade e da velocidade de propagação da chama, descobrindo que ambos eram fortemente influenciadas pela geometria da TGP e pela localização da vela de ignição. Os autores relataram ainda que a forte turbulência gerada pela pré-câmara resultou em um aumento da velocidade de propagação da chama e drástica redução dos níveis de NO_x . A configuração do sistema TGP no motor é mostrada na FIG 2.13.

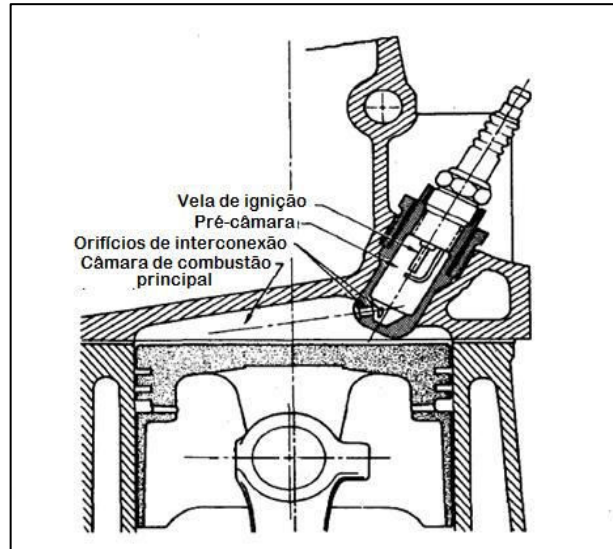


FIGURA 2.12 - Sistema de ignição com pré-câmara da Ford

FONTE - ROESSLER; MURASZEW, 1975.

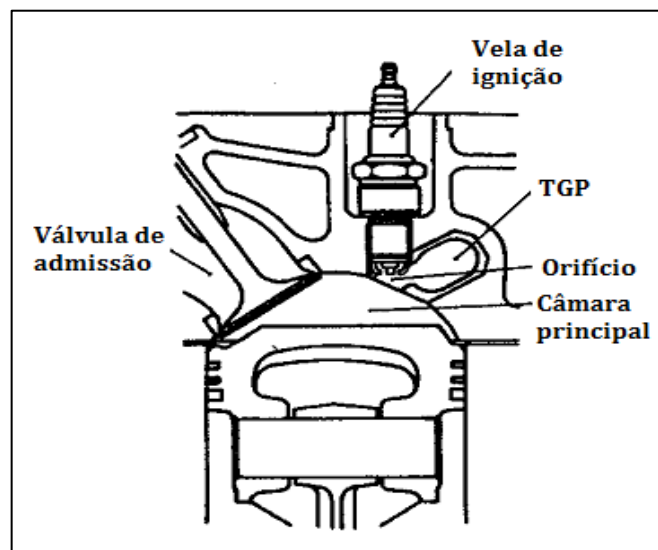


FIGURA 2.13 - Sistema TGP da Toyota

FONTE - HEYWOOD, 1988, p. 448.

Rychter *et al.* (1981) propuseram um novo conceito de pré-câmara com a introdução de insertos catalíticos, que consistiam de bobinas feitas com fios de cobre ou platina. A configuração proposta pode ser vista na FIG 2.14. Os insertos tinham o objetivo de promover a ativação química da mistura na pré-câmara antes da ignição, obtendo como resultado uma ignição facilitada na pré-câmara e uma melhor formação do núcleo da chama, além de reduzir as variações ciclo-a-ciclo nos perfis de pressão. Esses resultados foram confirmados por Beyerlein e Wojcicki (1988).

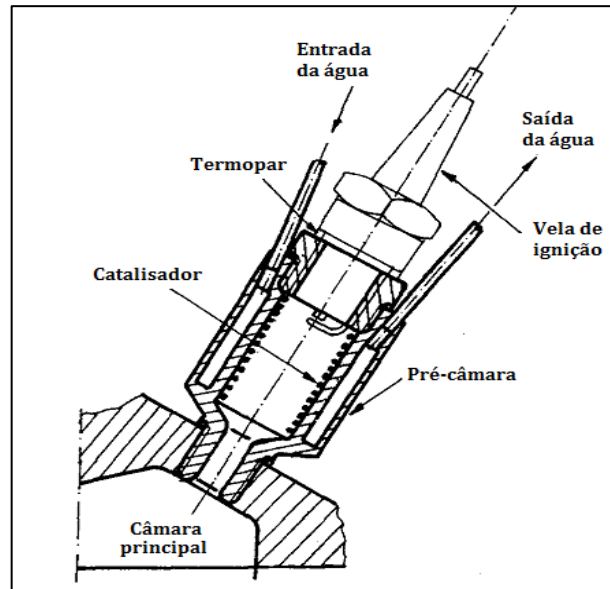


FIGURA 2.14 - Pré-câmara com inserto catalítico

FONTE - RYCHTER *et al.*, 1981, p. 3

Jarosinski *et al.* (2001) também realizaram testes com pré-câmaras dotadas de insertos catalíticos de níquel e platina. As pré-câmaras foram adaptadas em um motor de ciclo Diesel de quatro cilindros modificado para trabalhar com ciclo Otto. Os insertos utilizados na pré-câmara tem o intuito de facilitar a ignição, e também gerar turbulência, uma vez que intensificam o processo de combustão na pré-câmara. Os autores encontraram que o uso do inserto catalítico, em comparação ao mesmo motor sem o inserto, estendeu o limite de empobrecimento, reduziu o consumo de combustível, proporcionou uma maior estabilidade de combustão e reduziu as emissões de hidrocarbonetos em mais de 50% quando operando em cargas parciais.

Sá (2001) investigou a utilização de um sistema de geração de turbulência com pré-câmara em um motor de testes de único cilindro. A estrutura da pré-câmara, exibida na FIG 2.15, era constituída de componentes removíveis, possibilitando que a mesma fosse usada para aplicações com mistura homogênea ou estratificada. Problemas de superaquecimento da pré-câmara foram encontrados, o que não favoreceu a obtenção de resultados satisfatórios para o sistema com pré-câmara quando comparado ao sistema de ignição convencional. Contudo, o trabalho serviu como ponto de partida para o desenvolvimento de melhores protótipos de ignição com pré-câmara no Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM-UFGM).



FIGURA 2.15 - Pré-câmara estudada por Sá
 FONTE - SÁ, 2001, p.69.

Roethlisberger e Favrat (2001, 2002a, 2002b, 2003) analisaram o comportamento de um motor a gás de seis cilindros com utilização de pré-câmaras de geração de turbulência. Foram testados diferentes formas e volumes de pré-câmara e diferentes quantidades, tamanhos e disposições dos orifícios de interconexão com o objetivo de avaliar a influência dessas configurações sobre as emissões de poluentes. A disposição da pré-câmara no cilindro bem como as diferentes formas das pré-câmaras são mostradas na FIG 2.16 (a) e (b), respectivamente.

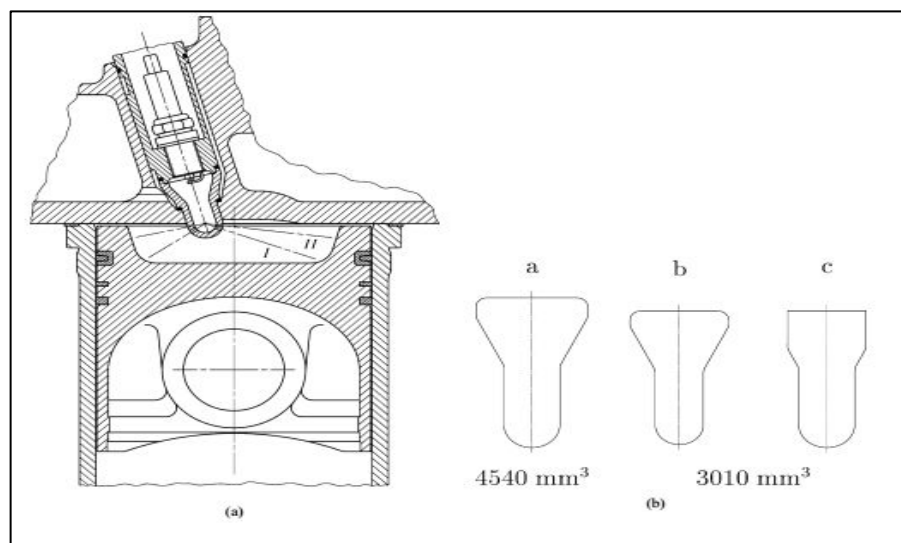


FIGURA 2.16 - Montagem da pré-câmara (a) e configurações testadas (b)
 FONTE - ROETHLISBERGER; FAVRAT, 2003, p.3.

Os resultados encontrados por Roethlisberger e Favrat (2001, 2002a, 2002b, 2003) apontaram que, em comparação ao sistema de ignição convencional, o sistema de ignição com pré-câmara intensificou e acelerou o processo de combustão por meio dos jatos de produtos da combustão. Os autores afirmam que se alcançaram reduções de 40% e 55% nas emissões de monóxidos de carbono e hidrocarbonetos, respectivamente, com apenas 2% de redução na eficiência de conversão de combustível.

Gomes (2004), para um maior entendimento da importância das características geométricas da pré-câmara em motores com mistura homogênea, adaptou um motor comercial de quatro cilindros com três configurações diferentes de pré-câmara, mostradas na FIG 2.17.

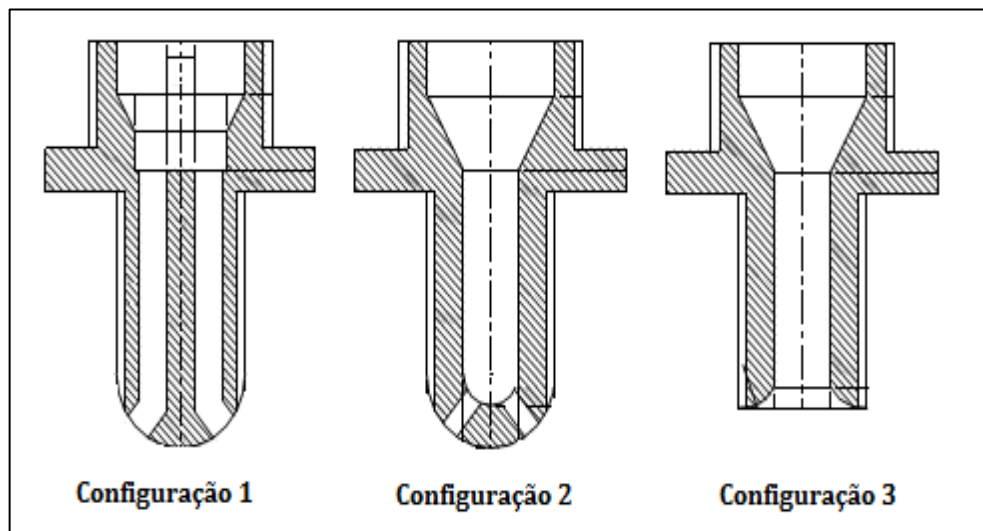


FIGURA 2.17 - Configurações propostas por Gomes

FONTE - GOMES, 2004, p. 41.

De acordo com Gomes (2004), o sistema de ignição utilizando pré-câmara de combustão de configuração 3 apresenta melhores resultados de desempenho. Após realização dos testes dinamométricos a plena carga, verificaram-se pequenas perdas em desempenho e menores emissões de CO e CO₂ em comparação com o motor utilizando sistema de ignição original.

Outro sistema de ignição com pré-câmara onde é possível a utilização de misturas homogêneas ou estratificadas foi desenvolvido por Kettner *et al.* (2005). No sistema BPI, do inglês *Bowl-Prechamber-Ignition*, o combustível é injetado na câmara de combustão, em direção a uma cavidade do pistão designada de *bowl*, durante o curso de admissão do motor. Devido à diferença de pressão entre a câmara principal e a pré-câmara, parte da mistura é

transportada com alta turbulência para dentro da pré-câmara. O sistema BPI, mostrado na FIG 2.18, possibilita a operação com mistura homogênea ou estratificada por meio de uma segunda injeção de combustível durante o curso de compressão.

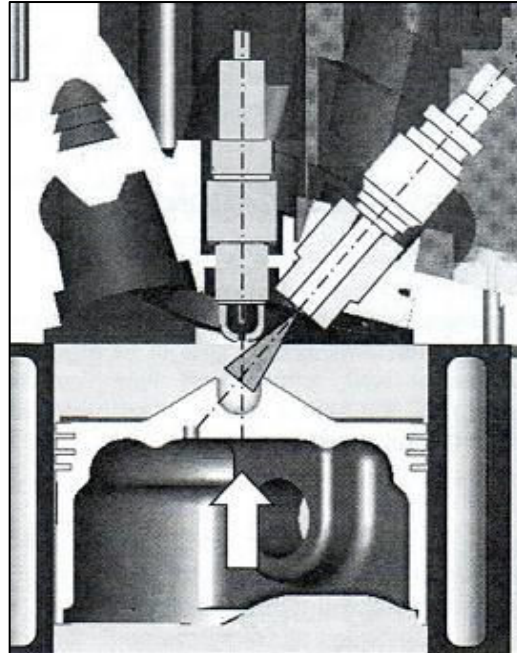


FIGURA 2.18 - Sistema BPI

FONTE – KETTNER, 2005, p. 4.

O diferencial do sistema BPI é que a pequena pré-câmara se encontra dentro da vela de ignição, logo, quando a centelha é disparada, essa pequena parcela da mistura contida na pré-câmara é ignitada rapidamente. Os resultados desse estudo mostraram que para o sistema BPI operando com mistura homogênea, a tendência à ocorrência de detonação foi reduzida. Além disso, as variações de pressão ciclo-a-ciclo foram reduzidas, e houve uma diminuição do consumo de combustível quando comparado à operação do motor com sistema de ignição convencional.

Baptista (2007) realizou estudos em um sistema de ignição com pré-câmara de geometria fixa. As pré-câmaras desenvolvidas com as velas de ignição instaladas são exibidas na FIG 2.19, as mesmas foram instaladas em um motor comercial flexível, e seus resultados foram comparados com a operação do motor com sistema de ignição convencional. Com o sistema dotado de pré-câmaras verificou-se a possibilidade de trabalho com menores avanços de ignição e possibilidade de operação com misturas mais pobres, devido ao aumento da velocidade de queima e a maior turbulência gerada na câmara principal.



FIGURA 2.19 - Pré-câmaras desenvolvidas por Baptista

FONTE - BAPTISTA, 2007, p. 58.

Moreira (2014a, 2014b, 2014c, 2015) realizou a análise numérica e a caracterização de um sistema de ignição com pré-câmara trabalhando com mistura homogênea. Para tal, realizaram-se alterações no cabeçote original para instalação das pré-câmaras em contato com o sistema de arrefecimento, a fim de evitar superaquecimento das pré-câmaras. Essa instalação é mostrada na FIG 2.20.



FIGURA 2.20 - Instalação das pré-câmaras feita por Moreira

FONTE - MOREIRA, 2014, p.112

Com a instalação proposta, Moreira (2014a) comparou a operação dos sistemas de ignição com e sem pré-câmara. Com a utilização da pré-câmara conseguiu-se trabalhar com empobrecimento da mistura e estabilidade de combustão para razões de equivalência ar-combustível de até 1,2. Verificou-se por meio 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. Encontraram-se reduções no consumo específico de combustível e consequente aumento da eficiência global, de até 10% dentro da faixa de estabilidade de operação do

motor com pré-câmara. O motor com pré-câmara obteve reduções de até 91% e 67% para as emissões de monóxido de carbono e de óxidos de nitrogênio, respectivamente.

Costa (2015) desenvolveu e caracterizou um protótipo de sistema de ignição com pré-câmara adaptado a um motor monocilindro de pesquisa com acesso óptico, para queima de misturas pobres de etanol hidratado (E100). O sistema foi projetado, fabricado e adaptado ao motor, não necessitando alterações no cabeçote, sendo a pré-câmara montada no furo da vela de ignição original. O sistema caracterizado possibilitou redução de consumo de combustível, em cerca de 5,0%. Além disso, o processo de combustão foi avaliado utilizando técnicas ópticas de visualização e filmagem em alta velocidade, possibilitando a análise numérica do sistema (RADICCHI *et al.*, 2015).

2.2.2 Influência do uso de sistema de ignição com pré-câmara sobre a combustão

Diversos autores identificaram a baixa velocidade de propagação da chama e a necessidade de um maior fornecimento de energia para ignição da mistura como os principais problemas da combustão de misturas pobres quando se utiliza o sistema de ignição convencional (AYALA *et al.*, 2006; GETZLAFF *et al.*, 2007; ROBINET *et al.*, 1999; YOUSEFI; RODRIGUES FILHO, 2014; BIROUK, 2016).

O uso de sistemas de ignição com pré-câmaras de combustão surge como uma alternativa viável para ignição de misturas pobres, devido à alta energia liberada pelos jatos de chama, influenciando diretamente sobre aspectos de combustão tais como: limite de empobrecimento, avanço de ignição, início da combustão, e velocidade de propagação da chama.

Uma das principais vantagens da utilização de sistemas de ignição com pré-câmara é o considerável aumento do limite de empobrecimento da mistura ar-combustível, mantendo a qualidade e a estabilidade da combustão. Estudos recentes acerca de aplicação de pré-câmaras de combustão possibilitaram o alcance de razões de equivalência ar-combustível na faixa de 1,8 a 2,5 (TOULSON *et al.*, 2007; TOULSON, 2008; ATTARD *et al.*, 2012).

Ryu *et al.* (1987) observaram ainda 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.

Sakai *et al.* (1974) e Ryu *et al.* (1985) observaram que o atraso de ignição para um motor com o sistema de ignição com pré-câmara foi constante para todas as razões ar-combustível testadas, e foi menor do que os valores obtidos com o motor original. Attard *et*

al. (2012) afirma que isso ocorre devido aos múltiplos pontos de ignição na câmara principal e à mistura mais homogênea presente na pré-câmara, que permite uma melhor formação do núcleo de chama do que no motor original, onde há maior diluição da mistura.

Quanto à velocidade de propagação da chama, embora a mesma seja menor para a combustão de misturas pobres, diversos artigos comprovam que esse problema pode ser solucionado com a utilização de sistemas de ignição com pré-câmara (SAKAI *et al.*, 1974; GENTZ *et al.*, 2015a, 2015b).

Attard *et al.* (2010) encontraram resultados satisfatórios em suas pesquisas com pré-câmara, uma vez que a duração da combustão (10-90% MFB) foi menor para todas as razões ar-combustível testadas, indicando que a velocidade de propagação da chama foi maior do que para o motor original. Resultados similares foram encontrados por Rodrigues Filho (2014) e Gentz *et al.* (2015a).

O uso de pré-câmaras para ignição de misturas pobres também auxilia na redução da ocorrência de detonação, uma vez que a parcela final de gás a ser queimada que geralmente é responsável pela ocorrência de detonação em motores convencionais, pode ser queimada em múltiplos pontos antes de ter a chance de se auto-ignitar (TOULSON *et al.*, 2012). Alguns autores atribuem o controle da ocorrência de detonação devido a maior turbulência gerada pelos jatos provenientes da pré-câmara (GORCZAKOWSKI *et al.*, 2000; JAROSINSKI *et al.*, 2001), devido às temperaturas de combustão mais baixas (KETTNER *et al.*, 2005; TOULSON *et al.*, 2012), e devido a maior velocidade de propagação da chama (WIMMER; LEE, 1973; ATTARD *et al.*, 2012b;).

2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Conforme exposto, o bom desempenho dos motores de combustão interna envolve o estudo de diversos parâmetros térmicos, fluidodinâmicos, reações químicas e transformações físicas, acarretando um alto nível de complexidade a pesquisas sobre esse tema.

Embora a queima de misturas pobres em motores de combustão interna apresente diversos benefícios, tais como as baixas temperaturas de combustão e a redução das emissões de NO_x, o empobrecimento da mistura pode levar ao aumento das variações cíclicas da combustão, redução da velocidade de propagação da chama e a falhas na ignição.

Os sistemas de ignição com pré-câmara mostram-se promissores para a queima de misturas pobres, uma vez que a mistura pobre presente na câmara principal, que não

conseguiria ser acesa pela centelha da vela de ignição em sistemas convencionais, é acesa pelos jatos de chama em múltiplos pontos simultaneamente, evitando a variabilidade cíclica consequente da queima de misturas pobres.

As pesquisas realizadas sobre o tema apontam que com a geometria adequada, um sistema eficiente de arrefecimento e com o correto posicionamento da vela de ignição, se torna possível a redução de emissões de NO_x a níveis próximos de zero com a utilização de sistemas de ignição com pré-câmara, além da possibilidade de redução do consumo específico de combustível e da extensão do limite de inflamabilidade.

Por fim, nota-se a carência de maiores estudos sobre sistemas de ignição com pré-câmara trabalhando com mistura homogênea, uma vez que o sistema foi inicialmente desenvolvido para trabalhar com estratificação da mistura.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentados os materiais, os sistemas de medição necessários e toda a estrutura utilizada para a realização dos experimentos. Expõe-se também o delineamento dos experimentos e os métodos adotados.

A FIG 3.1 apresenta o fluxograma com as etapas de desenvolvimento do experimento. Para fins de simplificação, utiliza-se a sigla PCIS, do inglês *Pre-chamber Ignition System*, para identificação do sistema de ignição com pré-câmara.

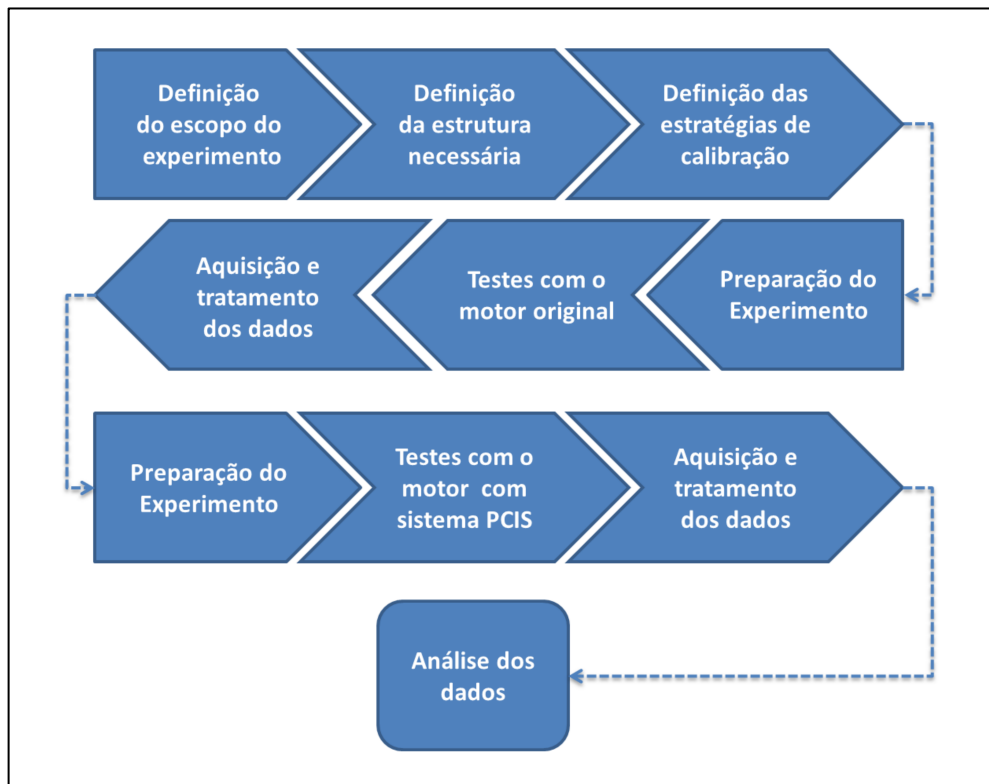


FIGURA 3.1 - Fluxograma com as etapas do experimento

3.1 Definição do escopo da pesquisa

Dadas as condições e equipamentos disponíveis durante a realização da pesquisa, o escopo definido para o experimento abrange apenas a comparação dos dados de consumo específico, eficiência de conversão de combustível e dos parâmetros de combustão, obtidos a partir da curva de pressão no cilindro, para o motor com sistema de ignição convencional operando com mistura estequiométrica de gasolina e para o motor com PCIS operando com mistura estequiométrica e empobrecimento da mistura.

3.2 Definição da estrutura e materiais necessários

Nesta subseção é descrita a estrutura física utilizada para realização dos experimentos. São descritos os componentes da sala dinamométrica, as principais características técnicas dos equipamentos utilizados e os sistemas de medição utilizados de acordo com a sua finalidade.

3.2.1 Combustível utilizado

Para as calibrações realizadas no motor original e no motor com PCIS utilizou-se como combustível a gasolina comum, também denominada como Gasolina C. A gasolina comum no Brasil também é denominada como combustível E27 por ser composta de 73% de gasolina A e 27% de etanol anidro em volume.

3.2.2 Motor utilizado

Para a realização dos experimentos utilizou-se um motor flexível Ford Sigma 1.6 de 16 válvulas e injeção PFI. O QUADRO (3.1) apresenta as principais características técnicas do motor escolhido e a FIG 3.2 mostra o motor utilizado instalado na bancada dinamométrica.

QUADRO 3.1

Principais características do motor Ford Sigma 1.6

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)
Torque máximo	151,2 Nm a 4250 rpm (gasolina)
Rotação máxima do motor	6250 rpm

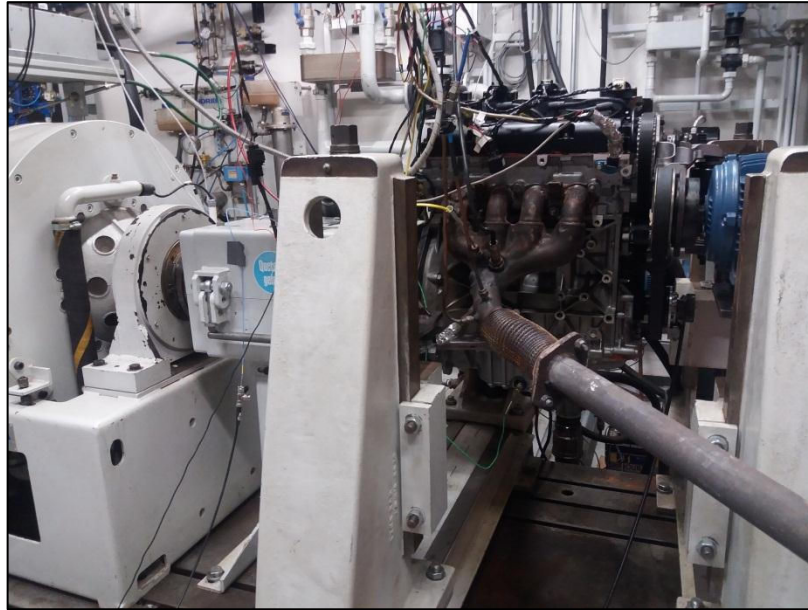


FIGURA 3.2 - Motor Sigma 1.6 instalado na bancada dinamométrica

3.2.3 Sala dinamométrica

Os testes foram realizados em um dinamômetro de bancada da marca Horiba, modelo TITAN S 470. A FIG 3.3 mostra o dinamômetro utilizado, classificado como do tipo passivo, elétrico, com medição por corrente parasita (Foucault).



FIGURA 3.3 - Dinamômetro TITAN S 470

As principais características do dinamômetro TITAN S 470 são exibidas no QUADRO (3.2).

QUADRO 3.2

Principais características técnicas do dinamômetro TITAN S 470

Potência Máxima	470 kW
Torque Máximo	2800 Nm
Rotação Máxima	10000 rpm

FONTE - HORIBA, 2009

Por se tratar de um dinamômetro para motores de grande porte, necessitou-se de um motor elétrico para auxiliar a partida do motor ensaiado a fim de que o mesmo pudesse vencer a inércia do dinamômetro. Utilizou-se um motor da marca WEG, trifásico, com rendimento de 85,5 % e potência nominal de 3,7 kW.

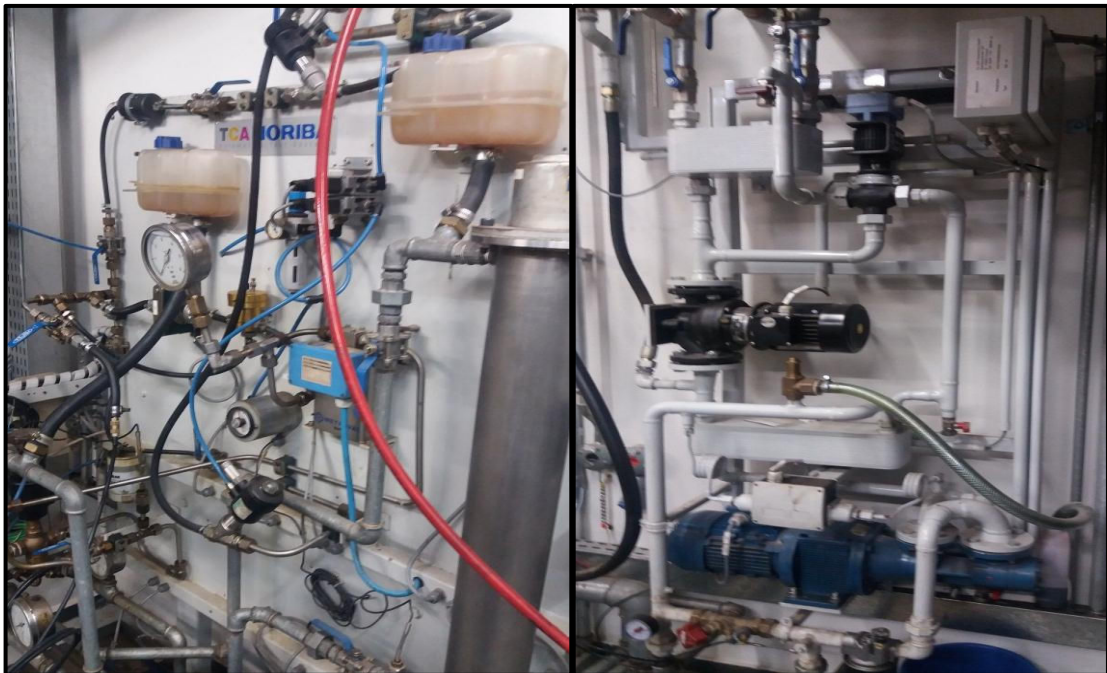
Para acionamento do motor elétrico utilizou-se um inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW06, acionado remotamente por meio de uma caixa de controle de partida do motor instalada na sala de controle.

A sala dinamométrica possui um sistema de condicionamento de água para controle da temperatura do líquido de arrefecimento do motor. Esse sistema, exibido na FIG 3.4, mantém o motor a uma temperatura de funcionamento previamente determinada por meio da variação da proporção entre a vazão de água que passa pelo trocador de calor para ser resfriada e a vazão de água a circular no motor.

Outros sistemas presentes na sala dinamométrica são os sistemas para condicionamento e distribuição do combustível e para controle da temperatura e da pressão do óleo lubrificante, exibidos na FIG 3.5 (a) e (b), respectivamente. O sistema de condicionamento de óleo controla o volume de óleo a ser resfriado para que a temperatura de óleo desejada seja mantida e é composto por dois circuitos de arrefecimento, denominados de circuito primário e secundário. O circuito primário é composto por um trocador de calor óleo/água responsável pela refrigeração do óleo lubrificante, e o circuito secundário é composto por um trocador de calor água/água responsável pela refrigeração da água utilizada no sistema primário. Já o sistema de distribuição de combustível, controla a pressão e temperatura estipuladas e distribui o combustível desejado para realização dos experimentos.



FIGURA 3.4 - Sistema de condicionamento de água



(a)

(b)

FIGURA 3.5 - Sistema de condicionamento de combustível (a) e de óleo (b)

A sala possui ainda um sistema de ventilação, para manutenção da temperatura ambiente e circulação interna de ar. E um sistema de exaustão, no qual é conectado o tubo de escape do motor.

3.2.4 Sistema de gerenciamento eletrônico utilizado

A fim de permitir a calibração do motor para cada combustível e condição operacional ensaiada, utilizou-se uma unidade de gerenciamento eletrônico programável da marca MoTeC, modelo M800, por possuir alto grau de tecnologia e facilidade de uso. As principais características técnicas da unidade central eletrônica (UCE) são apresentadas no QUADRO (3.3).

QUADRO 3.3

Principais características da MoTec M800

Microprocessador	32 Bit
Resolução do tempo de injeção	10 μ s
Resolução do ângulo de ignição	0,25 graus
Faixa de temperatura de trabalho	-10 °C a 70 °C

FONTE - MOTEC, 2008

3.2.5 Sistemas de medição utilizados

Os sistemas de medição necessários para a realização dos testes foram divididos em subgrupos. O primeiro é constituído da instrumentação necessária para o sistema de controle e aquisição do dinamômetro, o segundo para o sistema de controle do motor através da UCE MoTeC, o terceiro para a aquisição dos dados de pressão do cilindro e o quarto é composto pela instrumentação adicional para sistemas independentes.

A FIG 3.6 mostra um diagrama esquemático com os sistemas de medição utilizados nos experimentos. As cores azul e vermelha indicam os lados de admissão e exaustão do motor, respectivamente. As linhas tracejadas indicam a instrumentação que envia sinal para o módulo de controle do dinamômetro e as linhas pontilhadas indicam a instrumentação necessária para o gerenciamento eletrônico feito pela UCE. As indicações T1, T2, T3, T4, T5 e T6 representam as temperaturas dos gases de exaustão, do óleo no cárter, do líquido de arrefecimento na entrada do motor, do líquido de arrefecimento na saída do motor, do ar admitido, e a temperatura na entrada do motor para controle da UCE, respectivamente. As indicações CC, R, SL, SB, SC e E representam a célula de carga, o sensor de rotação, a sonda lambda, o sensor de posição da borboleta, o sensor de sincronismo e o encoder óptico,

respectivamente. As indicações EC, EA, e AS representam a linha de combustível e a entrada e a saída do líquido de arrefecimento, respectivamente. As indicações P1 e P2 representam a medição de pressão nas câmaras de combustão e a pressão no coletor de exaustão, respectivamente.

O módulo de controle do dinamômetro, a UCE e o IndiModul, foram conectados a um só computador no diagrama para fins de simplificação, na prática, cada sistema possui um computador.

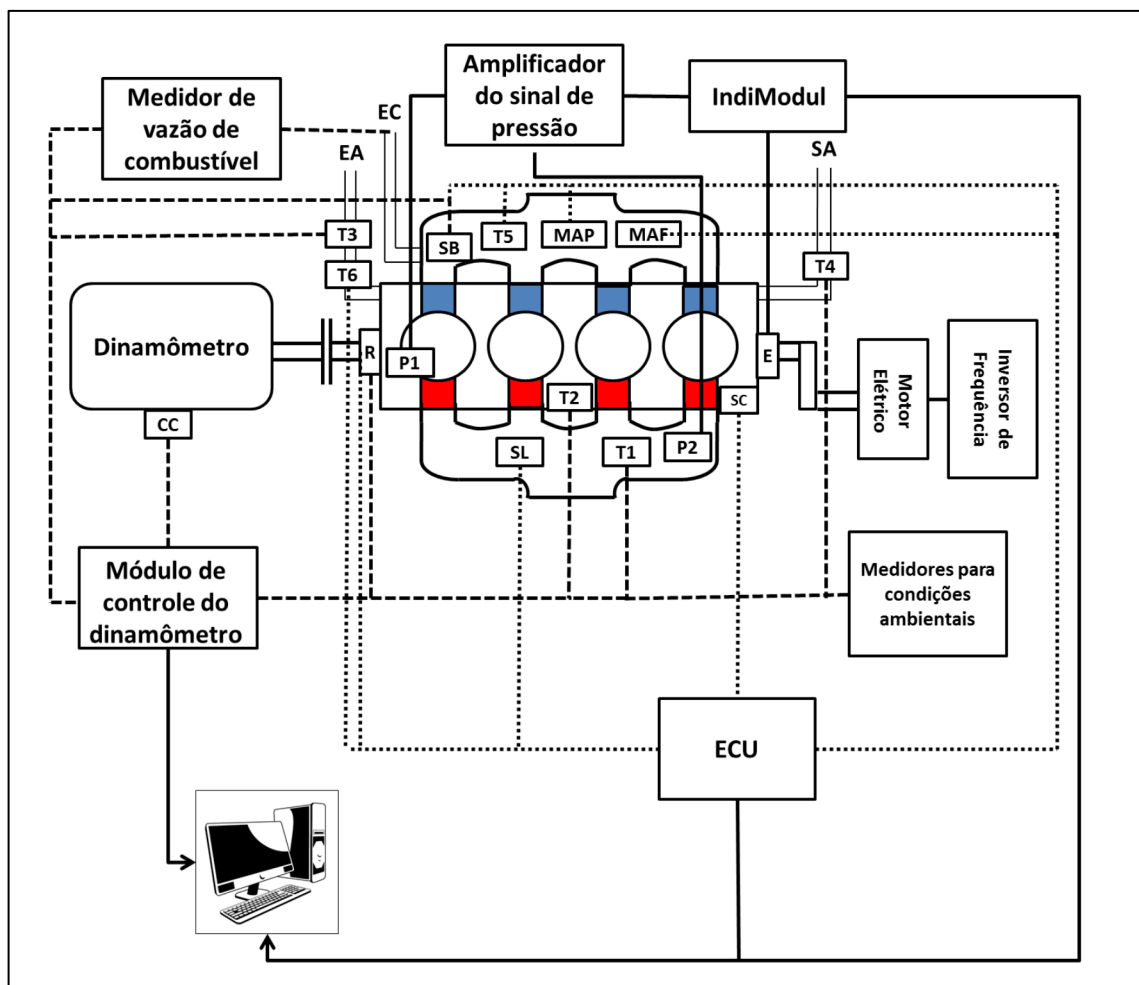


FIGURA 3.6 - Diagrama esquemático de montagem da instrumentação no motor

3.2.5.1 Sistemas de medição necessários para o controle do dinamômetro

A medição de torque é feita de forma indireta, utilizando-se uma célula de carga acoplada à carcaça do dinamômetro. Utilizou-se uma célula de carga modelo U2A-D1, marca HBM, com capacidade de medição de 500 kg. Este modelo possibilita a medição tanto por

tração como por compressão. As principais características técnicas da célula de carga utilizada são mostradas no QUADRO (3.4).

QUADRO 3.4

Principais características da célula de carga HBM U2A-D1

Capacidade Máxima (E_{max})	500 kgf
Sensibilidade (C_N)	2 mV/V
Mínimo intervalo de leitura (iv)	0,0286 % do E_{max}
Excitação máxima	12 V
Não linearidade máxima (lin)	$< \pm 0,05$ % de C_N
Histerese máxima (dy)	$< \pm 0,05$ % de C_N
Erro de fluência (cr)	$< \pm 0,05$ % de C_N
Faixa de temperatura útil	-10...+40 °C
Efeito da temperatura na sensibilidade (T_{KC})	$< \pm 0,005$ % / °C
Efeito da temperatura no zero (T_{K0})	$< \pm 0,004$ % / °C
Tolerância sobre a sensibilidade (ts)	$< \pm 0,5$ %

FONTE - HBM, s.d., p.3

Para medição das temperaturas dos gases de exaustão e do óleo foram instalados dois termopares do tipo K no coletor de exaustão e no cárter, respectivamente. A temperatura do fluido de arrefecimento é medida na entrada e na saída do motor por meio da instalação de dois termômetros de resistência de bulbo de platina (PT-100).

A rotação do motor é medida por um sensor indutivo instalado no eixo do dinamômetro e a vazão mássica de combustível é medida por um transmissor de fluxo mássico do tipo Coriolis, da marca Metroval, modelo RHM03, cuja indicação é feita por uma unidade eletrônica de mesma marca, modelo RHE08.

A identificação da posição da borboleta e do pedal de aceleração é feita por dois sensores resistivos. Além disso, este subgrupo também é composto de medidores de pressão barométrica, temperatura ambiente e umidade relativa do ar para o monitoramento das condições ambientais.

3.2.5.2 Sistemas de medição para controle do motor através da UCE MoTeC

A unidade de gerenciamento do motor recebe sinal de dois sensores indutivos, um para detecção da frequência de rotação do motor, instalado na polia do virabrequim, e outro para a realização do sincronismo do motor, instalado no cabeçote, próximo ao comando de válvulas de escapamento.

A quantidade de ar que entra no motor é medida por um sensor de fluxo de ar que fornece um sinal de tensão que varia de acordo com a quantidade de ar que passa pelo sensor. Outros sinais recebidos pela UCE são o da sonda lambda de tipo banda larga, permitindo o monitoramento da razão ar-combustível, e o sinal proveniente do potenciômetro de controle da borboleta.

As temperaturas do ar no coletor de admissão e do líquido de arrefecimento do motor são medidas por dois sensores do tipo NTC, e a pressão do ar no coletor de admissão é medida por um sensor do tipo MAP, do inglês *Manifold Air Pressure*.

3.2.5.3 Sistema de medição de pressão no cilindro e na pré-câmara

Para medição da pressão no cilindro, utilizou-se um transdutor de pressão piezoelétrico da marca AVL, modelo GH14P. Este sensor é instalado na câmara de combustão do primeiro cilindro através de um furo usinado no cabeçote de dimensões e inclinação especificadas pelo fabricante do sensor. Como esse transdutor de pressão mede variações de pressão, instalou-se um sensor de pressão absoluta, da marca AVL, modelo LP11DA, no coletor de admissão.

Instalou-se no motor um medidor de posição angular do tipo encoder óptico, que fornece um sinal digital na forma de pulso para indicação do ângulo do eixo de manivelas. O sinal elétrico proveniente do transdutor de pressão passa por um amplificador para condicionamento e amplificação do sinal, antes do processamento e da digitalização em um conversor analógico-digital. O amplificador utilizado é da marca AVL, modelo Micro IFEM. Utilizou-se um sistema de medição de dados de combustão da marca AVL, modelo IndiModul XTension, para tratamento e gravação dos dados de pressão em intervalos de 0,1° de ângulo do virabrequim. Os dados utilizados nos resultados foram calculados da média de 100 ciclos coletados para cada condição de testes com este sensor.

Para medição da pressão na pré-câmara de combustão, utilizou-se um sensor integrado à vela de ignição da marca AVL, modelo Z121_U3CPRT, conectado ao

amplificador da mesma forma que o transdutor da câmara principal, com o intuito de comparar as pressões da câmara principal com as da pré- câmara.

3.2.5.4 Sistemas de medição adicionais

Instalou-se no motor um sensor de detecção de detonação do tipo piezoelétrico. Este sensor registra a intensidade das vibrações provocadas pela combustão, e seu sinal é lido, juntamente com o sinal de rotação, por um módulo específico denominado *Knock Meter*, da marca FuelTech. Esse módulo apresenta informações sobre os ruídos da combustão em seu display e emite um alerta sonoro após atingir um limite predeterminado.

3.3 Definição das estratégias de calibração

Com o objetivo de determinar as perdas e ganhos obtidos pelo motor com PCIS e mistura homogênea, realizou-se a comparação com o motor com sistema de ignição convencional para os mesmos pontos de operação.

Os pontos de operação usados como referência foram definidos com base em valores de rotação e BMEP fixos. A FIG 3.7 mostra os pontos de operação utilizados para comparação do motor, com e sem PCIS, quando operando com mistura estequiométrica.

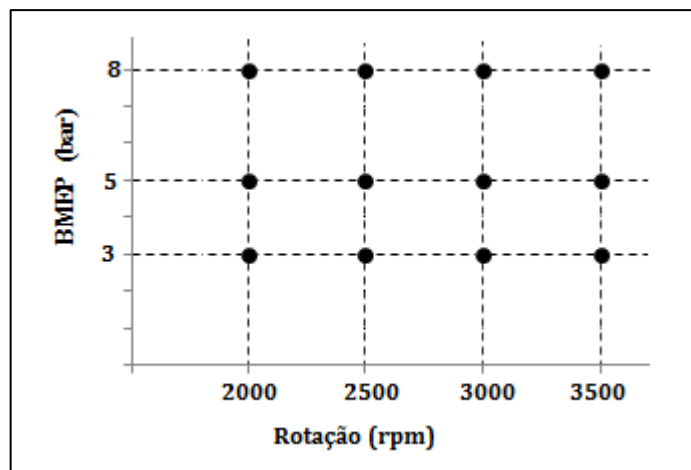


FIGURA 3.7 - Pontos de operação escolhidos para os testes

Por limitações de tempo durante o projeto, a avaliação do comportamento do motor com PCIS e mistura pobre ($\lambda = 1,1$) é realizada para os mesmos valores de BMEP, porém, somente para uma rotação. A rotação escolhida é a de 3000 rpm por ser um valor de

comum utilização do motor quando em aplicação comercial e por estar aproximadamente na metade da faixa máxima de rotação.

Durante os experimentos configurou-se o controle de temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo para 80°C e 90°C, respectivamente, e a pressão na linha de combustível para 3 bar.

De modo a garantir que as condições ambientais durante a realização dos experimentos não influenciassem os resultados, os valores de torque e potência, e todos os cálculos realizados a partir desses valores, foram corrigidos para as condições ambientais presentes no momento da realização do experimento, seguindo as orientações da norma NBR ISO 1585.

3.4 Preparação do experimento

Antes da realização dos experimentos com o motor com sistema de ignição convencional, realizou-se uma análise metrológica dos sistemas de medição utilizados a fim de se encontrar as incertezas associadas às medições. A cada troca do cabeçote realizou-se o alinhamento do motor ao dinamômetro. Como o motor não havia sido utilizado anteriormente realizou-se o amaciamento do motor para acomodação de suas peças móveis.

Após a realização dos experimentos com o sistema de ignição convencional, as pré-câmaras selecionadas foram inseridas no cabeçote adaptado que foi montado no motor para realização dos testes com o sistema PCIS.

3.4.1 Seleção das pré-câmaras

As pré-câmaras utilizadas no presente trabalho foram desenvolvidas por Rodrigues Filho (2014) durante seu doutorado, porém não haviam sido testadas. Utilizou-se o aço inoxidável AISI 420 para a construção das pré-câmaras devido a sua alta resistência à deformação e baixa oxidação quando submetido a altas temperaturas.

A configuração final das pré-câmaras é obtida pela união por soldagem entre as suas partes superior e inferior, ambas mostradas na FIG 3.8. A parte superior (FIG 3.8 a) é construída visando a melhor adaptação da vela de ignição em seu interior. A parte inferior (FIG 3.8 b) caracteriza o volume da pré-câmara, correspondente a 7% do volume total da câmara de combustão, e é projetada para ser predominantemente cilíndrica visando um maior

índice de turbulência. O orifício de interconexão entre a pré-câmara e câmara principal possui 6 mm de diâmetro.

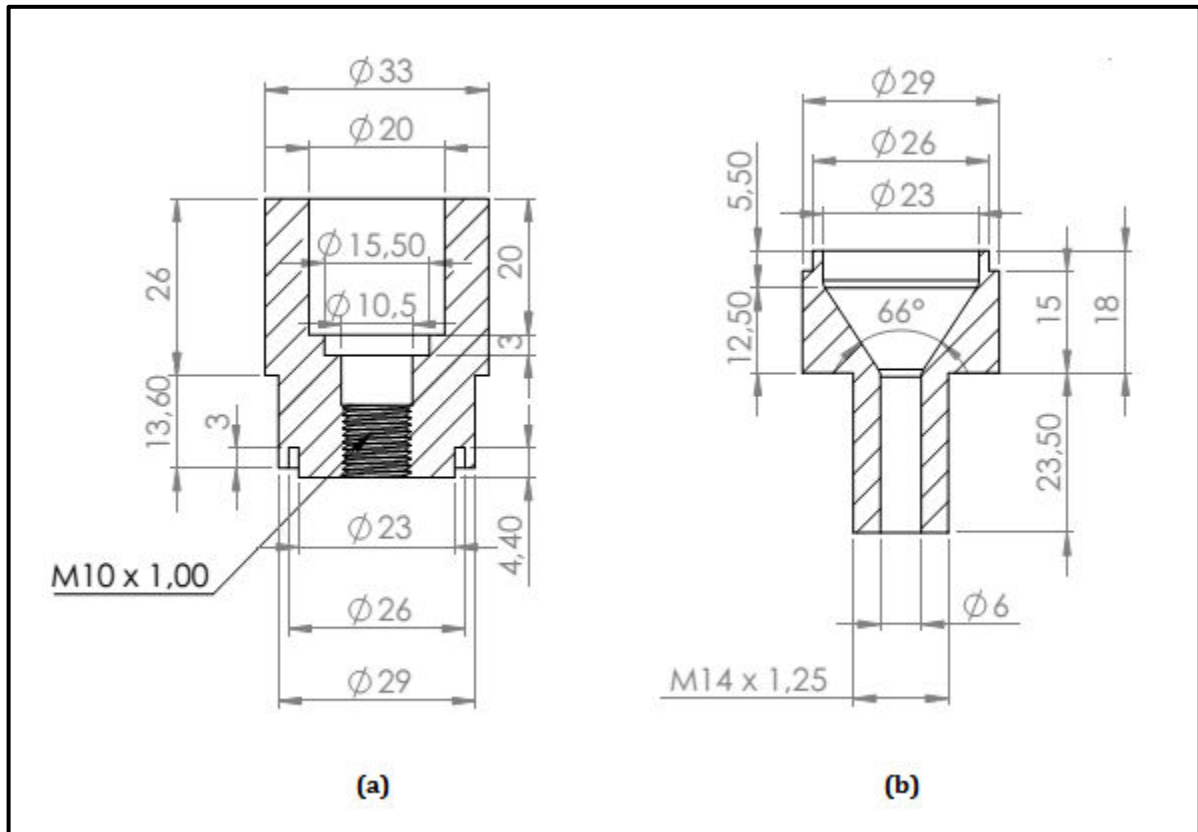


FIGURA 3.8 - Dimensões da parte superior (a) e inferior (b) da pré-câmara

Escolheu-se esse modelo de pré-câmara após a conclusão dos estudos de Alvarez *et al.* (2015) que confirmaram que o volume da pré-câmara e o diâmetro do orifício de interconexão utilizados se tratavam de configurações ótimas para esse tipo de pré-câmara.

3.4.2 Adaptações do cabeçote para inclusão das pré-câmaras

Para realização do devido arrefecimento das pré-câmaras, Rodrigues Filho (2014) propôs adaptações no cabeçote original para a inserção das pré-câmaras na galeria de arrefecimento. Para tal inserção o cabeçote precisou passar por processos de usinagem e soldagem, além da inclusão de dois anéis de vedação. A configuração final do cabeçote após modificações para inclusão das pré-câmaras pode ser vista na FIG 3.9.

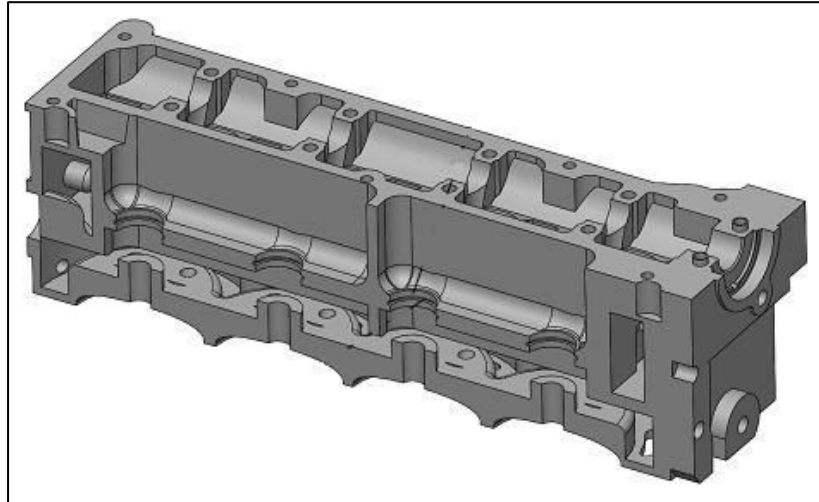


FIGURA 3.9 - Desenho tridimensional do cabeçote após modificações
FONTE - RODRIGUES FILHO, 2014.

Devido ao aumento do volume da câmara de combustão quando incluída a pré-câmara, para que fosse mantida a razão volumétrica de compressão, realizou-se a usinagem do bloco do motor e utilizou-se uma junta de maior espessura entre o bloco e o cabeçote do motor quando trabalhando sem o sistema de ignição com pré-câmara.

3.4.3 Avaliação Metrológica

Para garantia da confiabilidade dos resultados, realizou-se a avaliação metrológica dos sistemas de medição utilizados. A avaliação constituiu-se de inspeção visual, calibração e coleta de dados dos sistemas. Posteriormente, realizou-se o cálculo das incertezas de medição seguindo o Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (JCGM, 2008), a norma NBR ISO 376 (ABNT, 2012) e as orientações propostas por Albertazzi e Souza (2008). Para os sensores os quais não foi possível a realização de calibração adotou-se dados fornecidos pelos fabricantes.

Para a calibração da célula de carga, forças conhecidas foram aplicadas a um braço de alavanca, de comprimento também conhecido, instalado entre o motor ensaiado e o dinamômetro. Por meio da multiplicação do módulo de cada força pela distância entre o ponto de sua aplicação e o centro do eixo, calculou-se o valor padrão de torque. Os valores padrão foram comparados com cada respectivo valor de torque indicado pelo sistema de medição, possibilitando a calibração do sistema. A FIG 3.10 representa parte do esquema de calibração utilizado, mostrando um dos braços de calibração e um dos pratos utilizados para posicionamento das massas-padrão.



FIGURA 3.10 - Estrutura para calibração do sistema de medição de torque

Os termopares e termoresistências utilizados para monitorar a temperatura em diversas partes do motor, foram calibrados com o auxílio de um calibrador portátil, modelo Forno BT da marca Ecil, juntamente com um inserto homogeneizador de temperaturas e uma termoresistência padrão calibrada por laboratório certificado. A FIG 3.11 mostra a termoresistência padrão e o calibrador utilizado.



FIGURA 3.11 - Padrão utilizado para calibração dos sensores de temperatura

Realizou-se a calibração do sensor MAP utilizando-se como padrão um manômetro digital da marca Zurich, e uma bomba de calibração também da marca Zurich, modelo 800-D, mostrada na FIG 3.12. Utilizou-se o método de intercomparação, gerando-se pressão hidráulicamente, com utilização de água destilada. Aplicou-se um carregamento crescente de pressão, em pontos pré-determinados, e quando alcançado o ponto máximo estipulado aliviou-se continuamente a pressão, efetuando-se os registros dos respectivos pontos em ordem decrescente.



FIGURA 3.12 - Padrão de pressão utilizado

3.4.1.1 Incertezas de medição

As TAB 3.1 e 3.2 apresentam as incertezas máximas das grandezas envolvidas nos resultados apresentados. Os dados apresentados são provenientes da calibração ou de manuais e certificados de calibração dos instrumentos. Quando a incerteza do instrumento não foi disponibilizada, utilizou-se a resolução do instrumento dividida pela raiz quadrada de três, conforme aconselhado por Melo (2006).

TABELA 3.1

Incertezas máximas associadas as grandezas para controle do motor no dinamômetro

Grandeza Relacionada	Tipo de sensor	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza¹ (Tipo B)
Rotação (dados de eixo)	Indutivo	0 a 10000 rpm	Fabricante	$\pm 0,05\%$ FE
Torque (dinamômetro)	Célula de carga	0 a 500 kgf	Calibração	$< \pm 0,2\%$ FE
Posição da borboleta	Resistivo	0 a 100 %	Fabricante	$< \pm 0,3$
Sincronismo	Indutivo	1 a 720°	Calculado	$\pm 0,01 \%$ FE
Vazão mássica de combustível	Medidor mássico Coriolis	0,1 a 5 kg/min	Fabricante	$\pm 0,2$ %VM
Temperatura do líquido de arrefecimento (entrada)	PT100	-200 a 800 °C	Calibração	$\pm 0,1\%$ FE
Temperatura do líquido de arrefecimento (saída)	PT100	-200 a 800 °C	Calibração	$\pm 0,2\%$ FE
Temperatura do ar na admissão	PT100	-200 a 800 °C	Calibração	$\pm 0,1\%$ FE
Temperatura dos gases na exaustão	Termopar tipo K	-40 a 1000 °C	Calibração	$\pm 0,4 \%$ FE
Temperatura do óleo no cárter	Termopar tipo K	-40 a 1000 °C	Calibração	$\pm 0,4 \%$ FE
Pressão barométrica	Piezoresistivo	0 a 160 mbar	Fabricante	$\pm 0,15\%$ FE
Temperatura ambiente	Termopar tipo K	-40 a 1000 °C	Calibração	$\pm 0,2 \%$ FE

TABELA 3.2

Incertezas máximas associadas ao sistema de medição de pressão no cilindro

Grandeza Relacionada	Tipo de sensor	Faixa de medição	Origem da incerteza	Incerteza (Tipo B)
Rotação (dados indicados)	Óptico	50 a 20000 rpm	Fabricante	$< \pm 0,03^\circ$
Pressão na pré-câmara	Piezoelétrico	0 a 200 bar	Fabricante	$\pm 0,5\%$ FE
Pressão na câmara principal	Piezoelétrico	0 a 250 bar	Fabricante	$\pm 0,3\%$ FE
Pressão na admissão	Piezoresistivo	0 a 10 bar	Fabricante	$\pm 0,1\%$ FE

¹ FE = Fundo de Escala; VM = Valor Medido.

A TAB 3.3 apresenta as incertezas máximas associadas aos resultados dos experimentos. As incertezas máximas combinadas foram obtidas seguindo o método de cálculo descrito no Apêndice A.

TABELA 3.1

Incetezas máximas associadas aos resultados

Medição	Incerteza associada
Rotação	± 5 rpm
BMEP	$\pm 0,7$ bar
BSFC	± 2 g/kWh
Eficiência de conversão de combustível	$\pm 0,6$ %
Eficiência térmica do ciclo	$\pm 0,3$ %
IMEP	$\pm 0,3$ bar
Temperatura na exaustão	± 4 °C

3.4.4 Alinhamento do motor na bancada dinamométrica

Após a instalação de todos os acessórios e instrumentação do motor para realização dos experimentos com o motor original, e após a troca do cabeçote para operar com o sistema de ignição com pré-câmara, fez-se o alinhamento do motor ao eixo cardã, responsável por conectar o motor ao dinamômetro.

O alinhamento é realizado por meio da instalação de dois relógios comparadores de resolução de centésimos de milímetros, um em cada extremidade do eixo. O alinhamento horizontal e vertical do motor é realizado considerando uma tolerância de 0,05 mm.

3.4.5 Amaciamento do motor

Realizada a instalação da instrumentação e o alinhamento do motor com o dinamômetro, realizou-se o amaciamento do motor para acomodação de suas peças móveis.

O amaciamento é feito entre as rotações de 1000 rpm e 3500 rpm, aumentando-se a carga a cada aumento de rotação. O motor permaneceu operando 20 minutos em cada ponto de rotação e carga utilizado durante o amaciamento.

3.5 Testes do motor com sistema de ignição convencional e com PCIS

A realização dos testes com o motor com sistema de ignição original e do motor com pré-câmara consistiu da calibração do motor para operação com a razão de equivalência ar-combustível desejada nos pontos de operação predeterminados. Para tal, baseou-se no método de calibração proposto por Baeta (2006) e por Rodrigues Filho (2014) que compreende as etapas exibidas na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

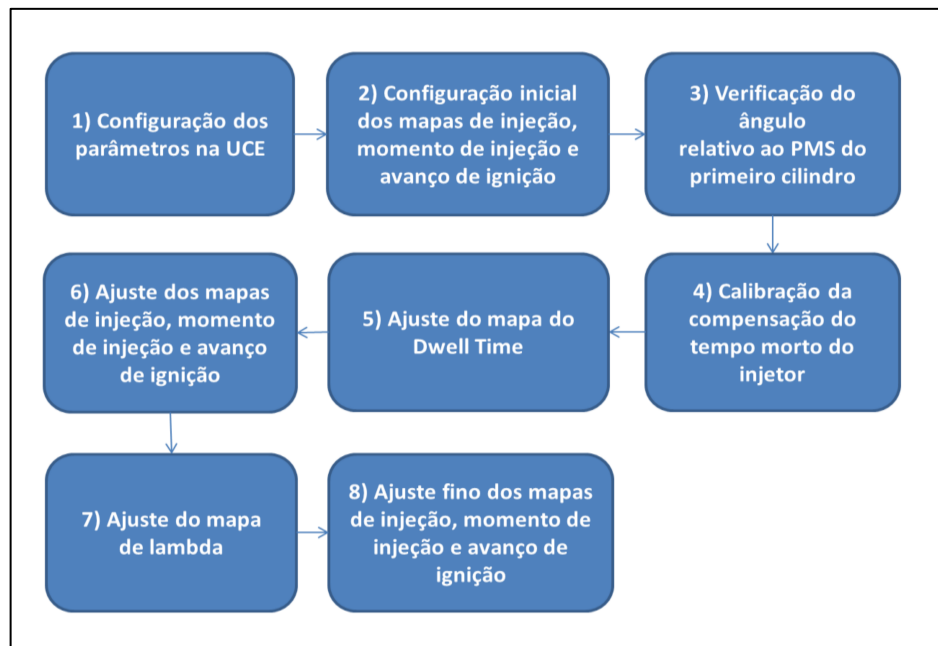


FIGURA 3.13 - Etapas de calibração do motor

Na primeira etapa as características do motor e dos sensores utilizados são configuradas na UCE, bem como outros parâmetros pertinentes. Na etapa seguinte, as porcentagens do tempo máximo do pulso de injeção (IJPU, do inglês *Injector Pulse width*) e os valores do momento de injeção e do avanço de ignição são estimados de modo conservador, tendo como base mapas de calibração utilizados em testes anteriores feitos com o mesmo tipo de motor.

A terceira etapa consiste da verificação do ângulo compreendido entre a posição do primeiro dente após a falha da roda fônica com a linha de centro do sensor de rotação

quando o pistão do primeiro cilindro atinge o ponto morto superior. Esta etapa é de extrema importância, uma vez que visa informar à central eletrônica a correta posição dos pistões dentro dos cilindros.

A quarta etapa consiste do ajuste da compensação do tempo morto do injetor para correção do tempo de injeção em função da variação da tensão da bateria. Utilizando-se uma fonte de alimentação ajustável no lugar da bateria varia-se a tensão de alimentação e faz-se a alteração da compensação do tempo de injeção em μs , visando manter invariável o valor do fator lambda em toda a faixa de operação da UCE.

A quinta etapa visa o ajuste do mapa de Dwell Time utilizando-se um sensor hall para detecção de corrente conectado ao circuito primário da bobina do primeiro e quarto cilindros e um osciloscópio para leitura do sinal. O Dwell Time é aumentado de forma a atingir o valor de pico de corrente para garantir a máxima energia disponível no processo de indução do circuito secundário e consequentemente na combustão.

Na sexta etapa faz-se o ajuste inicial dos mapas de controle de injeção e do avanço de ignição entre as rotações e pressões de operação do experimento. Com o motor estabilizado próximo da condição de operação desejada, dá-se início a um processo iterativo de ajustes da posição da borboleta, tempo de injeção, avanço de ignição e momento de injeção, de forma a atingir a melhor condição para cada BMEP fixada. Os ajustes são realizados por coluna, considerando duas casas a frente e duas casas acima do ponto desejado, de forma que a interpolação entre casas ocorresse de maneira estável. Durante essa etapa atenção especial é dada a curva de pressão no cilindro e ao *Knock Meter* instalado na mesa de controle.

Para cada condição de operação do motor existe uma faixa de valores de avanço de ignição em que o torque do motor atinge seu valor máximo, essa condição é denominada MBT, do inglês *Maximum Brake Torque*. Por se tratar de um processo iterativo de grande complexidade, para melhor ajuste do avanço de ignição e do momento de injeção considera-se que a condição de MBT se encontra na faixa de MFB50% próxima a 8° . Rodrigues Filho (2014) afirma que essa condição de controle do MBT se confirma para diferentes cargas e rotações e exemplifica a ocorrência de maior torque para a condição de MFB50% a 8° por meio da FIG 3.14.

Após ajuste inicial do mapa de injeção, para que não ocorram mudanças bruscas nos valores de lambda, o controle da injeção de combustível é configurado para trabalhar em malha fechada.

Na sétima etapa, a tabela de valores de lambda é totalmente preenchida com os valores 1,0 ou 1,1, de acordo com o teste a ser realizado. Após a temperatura do motor

alcançar 72 °C, o controle por malha fechada é ativado toda vez que a tabela de avanço de ignição ou momento de injeção é aberta, sendo automaticamente desativado quando a tabela de ajuste de porcentagem do tempo de injeção é acessada. Por fim, na última etapa, realiza-se o ajuste fino dos mapas de momento de injeção e do avanço de ignição com o lambda sendo controlado por malha fechada.

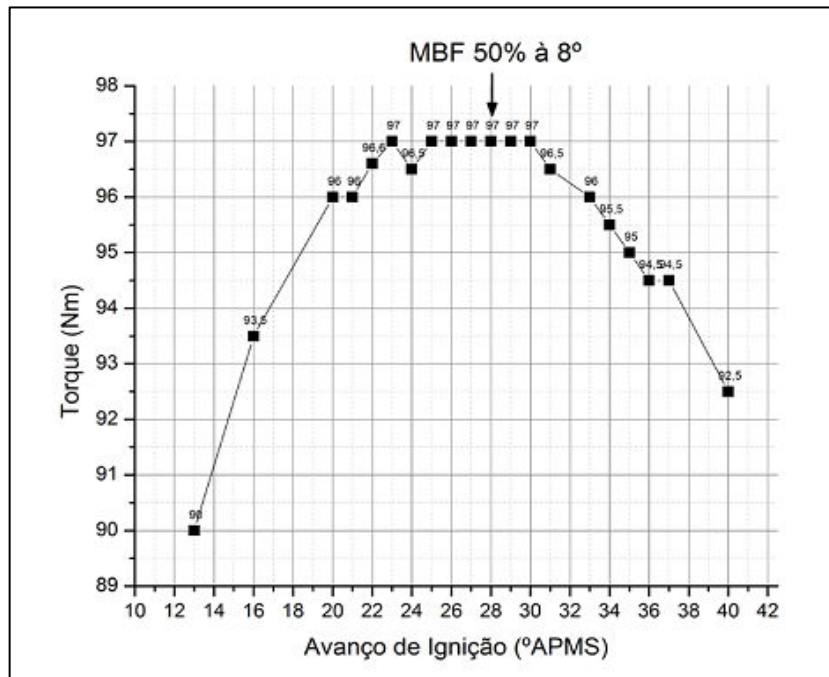


FIGURA 3.14 - Torque versus avanço de ignição e indicação de MFB50% para 4500 rpm

FONTE - RODRIGUES FILHO, 2014, p. 110

3.6 Aquisição e tratamento de dados

Os parâmetros medidos durante os experimentos puderam ser vistos em tempo real por computadores instalados na sala de controle. Para a visualização e a aquisição dos dados de gerenciamento do dinamômetro, utilizou-se o programa STARS que permite o controle dos parâmetros de funcionamento do motor, tais como temperatura dos fluidos de lubrificação e arrefecimento, bem como a realização de cálculos necessários para os experimentos e a realização de calibração interna dos sensores utilizados.

Os parâmetros lidos e controlados pela UCE MoTec são exibidos na tela do programa MoTec ECU *Manager*, instalado em um computador portátil que é conectado à central eletrônica programável. Esse programa permite que características como o número de cilindros, tipo de alimentação, tipos de sensores, características do sistema de injeção de combustível, características do sistema de ignição, entre outras, sejam configuradas para cada

tipo de motor a ser calibrado. Além disso, o programa permite a realização das modificações e do acompanhamento dos parâmetros de calibração do motor de acordo com a estratégia de calibração escolhida. A aquisição e análise dos dados da UCE foram feitas com o auxílio do programa MoTec i2.

A leitura e aquisição dos dados de pressão no cilindro é feita com o auxílio do programa AVL IndiCom™. Este programa permite a análise gráfica e numérica dos parâmetros de combustão em tempo real, além de possibilitar a escolha do número de ciclos a serem medidos para posterior avaliação.

Para posterior tratamento dos dados foram utilizados os programas Microsoft Excel® e Matlab®.

3.7 Análise de dados

Após a aquisição e tratamento dos dados dos experimentos com o motor em sua configuração original e com o sistema de ignição com pré-câmara, os dados coletados foram analisados e comparados. Os parâmetros de combustão foram analisados a partir das curvas médias de pressão no interior do cilindro para 200 ciclos. Os resultados e discussões dessa análise são apresentados no Capítulo 4 desta dissertação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados obtidos durante o desenvolvimento da pesquisa. A análise dos resultados é dividida em duas partes: a primeira parte abrange o estudo do comportamento do sistema de ignição com pré-câmara trabalhando com mistura estequiométrica quando variadas a rotação do motor e a carga aplicada. A segunda parte apresenta o estudo do seu comportamento quando trabalhando com mistura pobre para uma determinada rotação.

Para melhor entendimento dos resultados, o motor, quando operando com sistema de ignição com pré-câmara, é representado pela sigla PCIS, e quando operando com sistema de ignição convencional é denominado “Original”.

São analisadas a pressão nas câmaras de combustão, a temperatura dos gases de exaustão, o consumo específico de combustível, a eficiência de conversão de combustível, a eficiência térmica do ciclo, o coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada, a taxa de liberação de calor aparente, o ângulo de desenvolvimento de chama e a duração total da combustão.

Uma vez que o motor original é projetado para operar comercialmente com mistura estequiométrica devido aos requisitos de operação do catalisador, em todas as análises os dados do motor original são obtidos para o motor operando com $\lambda = 1,0$. Na primeira parte da análise, os resultados do motor original são comparados com os do motor com pré-câmara trabalhando, em ambos os casos, com mistura estequiométrica. Neste caso, a faixa de rotação estudada é de 2000 rpm a 3500 rpm, em intervalos de 500 rpm, para a BMEP de 3, 5 e 8 bar. Na segunda parte do trabalho, analisa-se o comportamento do motor com PCIS operando com $\lambda = 1,1$, para a rotação de 3000 rpm e para os mesmos pontos de BMEP considerados na primeira parte da análise.

Para a melhor visualização dos resultados apresentados, os gráficos relacionados à análise da combustão cujos parâmetros são representados por valores médios unitários, são plotados separadamente para cada rotação ensaiada. Nos casos em que os parâmetros estudados necessitam ser plotados em função do ângulo do virabrequim, os gráficos são apresentados agrupados de acordo com a rotação em questão.

4.1 Comportamento do motor com PCIS e mistura estequiométrica

A fim de verificar os ganhos e o comportamento do motor com pré-câmara, quando variadas a rotação e a carga do motor, as FIG. 4.1 a 4.4 apresentam as curvas médias de pressão no cilindro para o motor original e com pré-câmara e a curva de pressão no interior da pré-câmara, obtidas a partir de 200 ciclos. A pressão no interior da pré-câmara é representada pela sigla PC e a pressão na câmara principal pela sigla PCIS. Todos os dados apresentados nessa subseção foram obtidos para os dois sistemas trabalhando com $\lambda=1,0$.

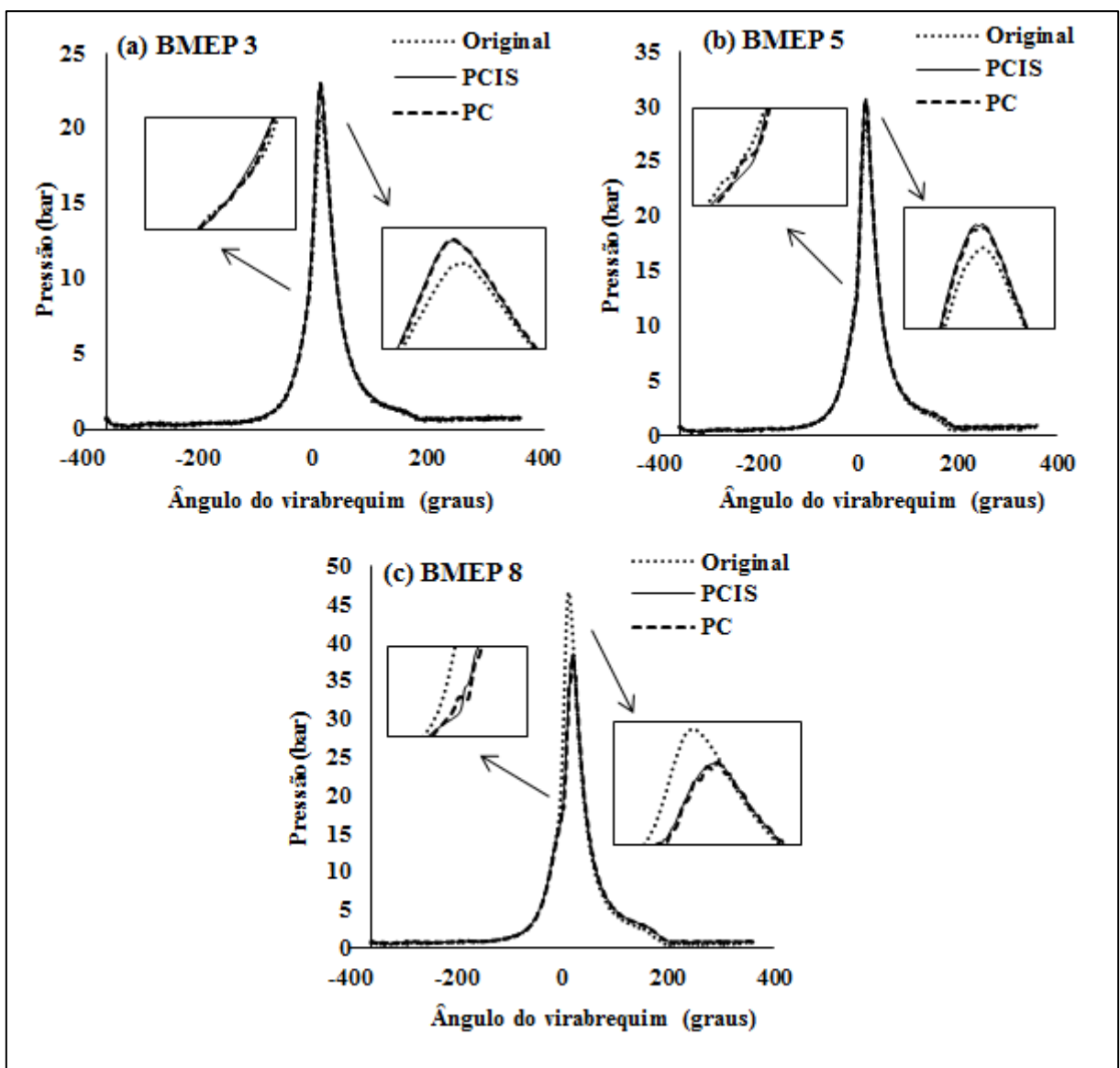


FIGURA 4.1 – Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 2000 rpm

Observa-se que para baixas cargas e baixas rotações, como mostrado na FIG 4.1(a), o fluxo de descarregamento dos jatos de chama para a câmara principal não é tão intenso. Isso pode ser notado pelo detalhe das curvas de pressão à esquerda da figura, que mostram que não há aumento perceptivo da pressão na pré-câmara.

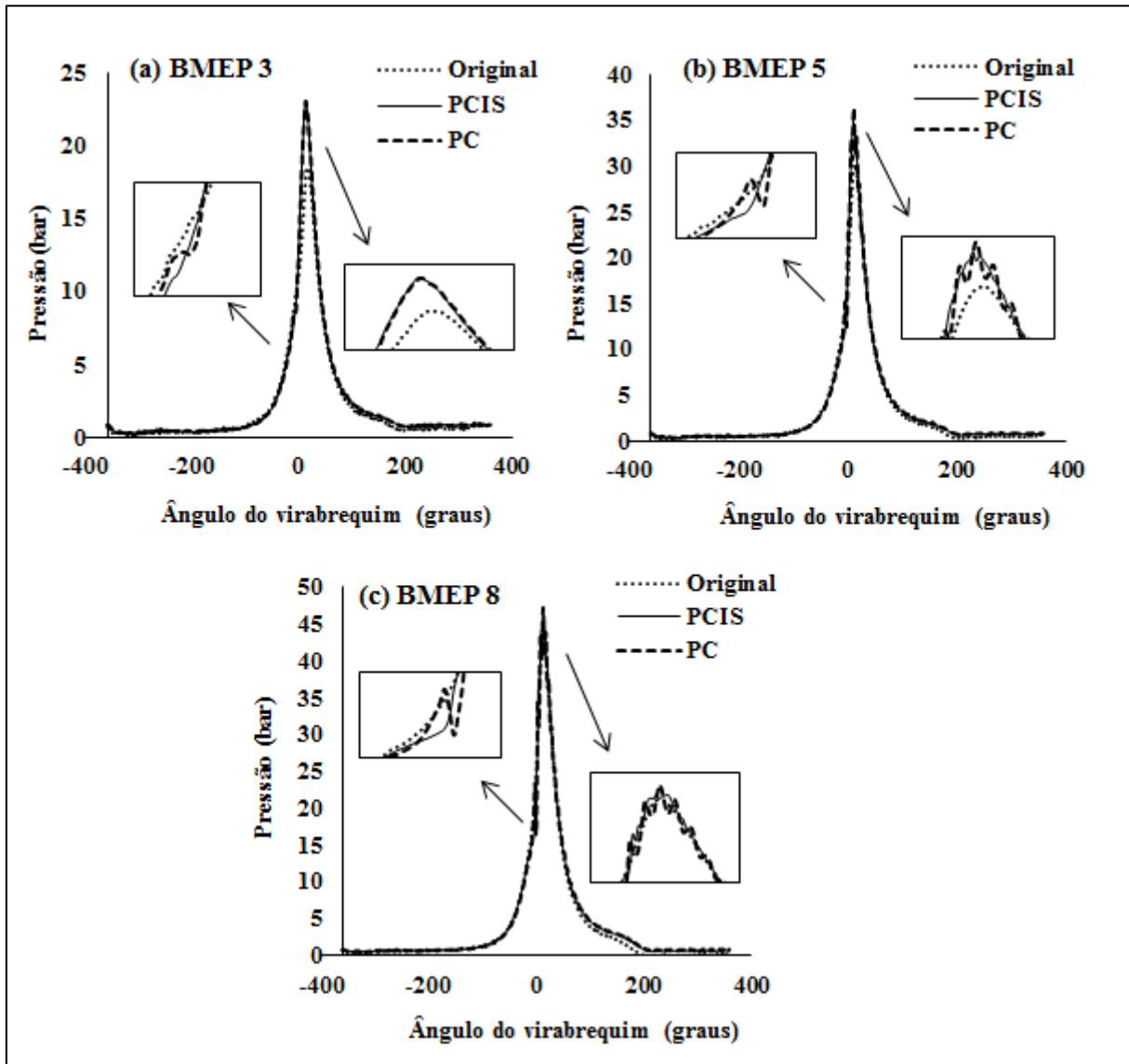


FIGURA 4.2 – Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 2500 rpm

A partir da rotação de 2500 rpm, observa-se no detalhe à esquerda das curvas das FIG. 4.2 (a) a 4.4 (a), que o descarregamento dos jatos já se torna perceptível, caracterizado pelo primeiro ponto de inflexão na curva de pressão da pré-câmara, indicando o momento que os jatos são impulsionados para fora da pré-câmara devido ao aumento da pressão na mesma. À medida que os jatos se propagam e ignitam a mistura na câmara principal provocam um aumento da pressão local, promovendo um fluxo reverso para a pré-câmara, momento em que

ocorre o segundo ponto de inflexão e a pressão dentro da pré-câmara volta a se igualar com a pressão da câmara principal.

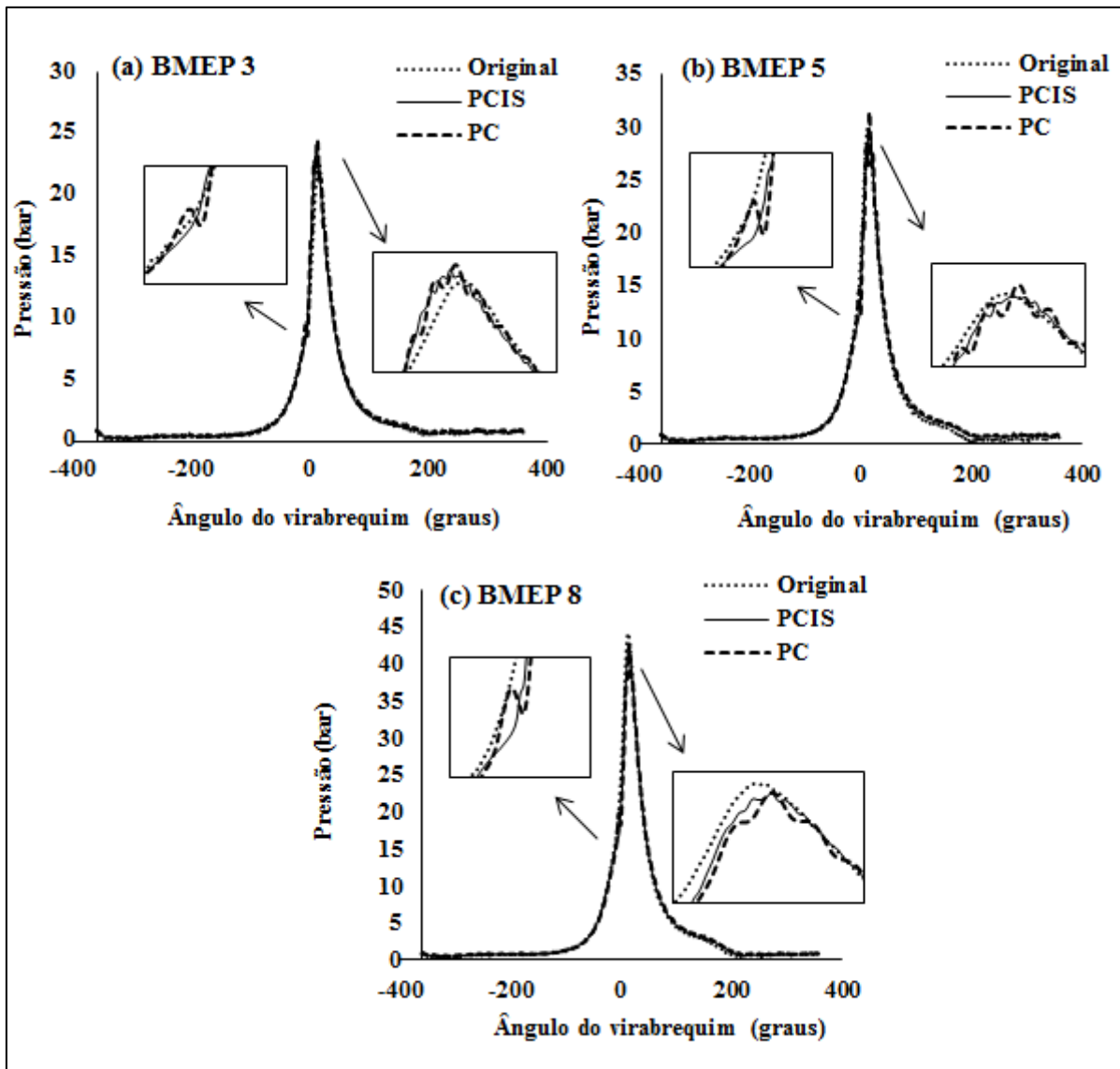


FIGURA 4.3 – Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 3000 rpm

Quanto à variação da carga, observa-se que os picos de pressão na câmara principal e na pré-câmara são maiores do que para o motor original nos pontos de 3 bar de BMEP, e menores do que no motor original nos pontos de 8 bar de BMEP, tendendo a se aproximar da pressão do motor original nos pontos de 5 bar de BMEP. Esse comportamento só não é observado para a rotação de 3500 rpm, onde o pico de pressão para o motor com pré-câmara sempre é menor do que para o motor original. Acredita-se que para essa rotação, devido ao pequeno intervalo entre ciclos, não ocorra a lavagem adequada da pré-câmara, o que é agravado devido à alta turbulência na câmara principal.

Como dito anteriormente, os picos de pressão no motor com pré-câmara, apresentados nas FIG 4.1 a 4.4, são maiores do que os picos de pressão para o motor original em alguns pontos de operação. É importante ressaltar que nesses casos o pico de temperatura na câmara de combustão também é maior. Embora o propósito de aplicação do sistema de ignição com pré-câmara seja a operação com misturas pobres, para o caso de operação com mistura estequiométrica, uma análise é necessária para verificar a influência desses picos mais altos de temperatura sobre essas emissões de NO_x .

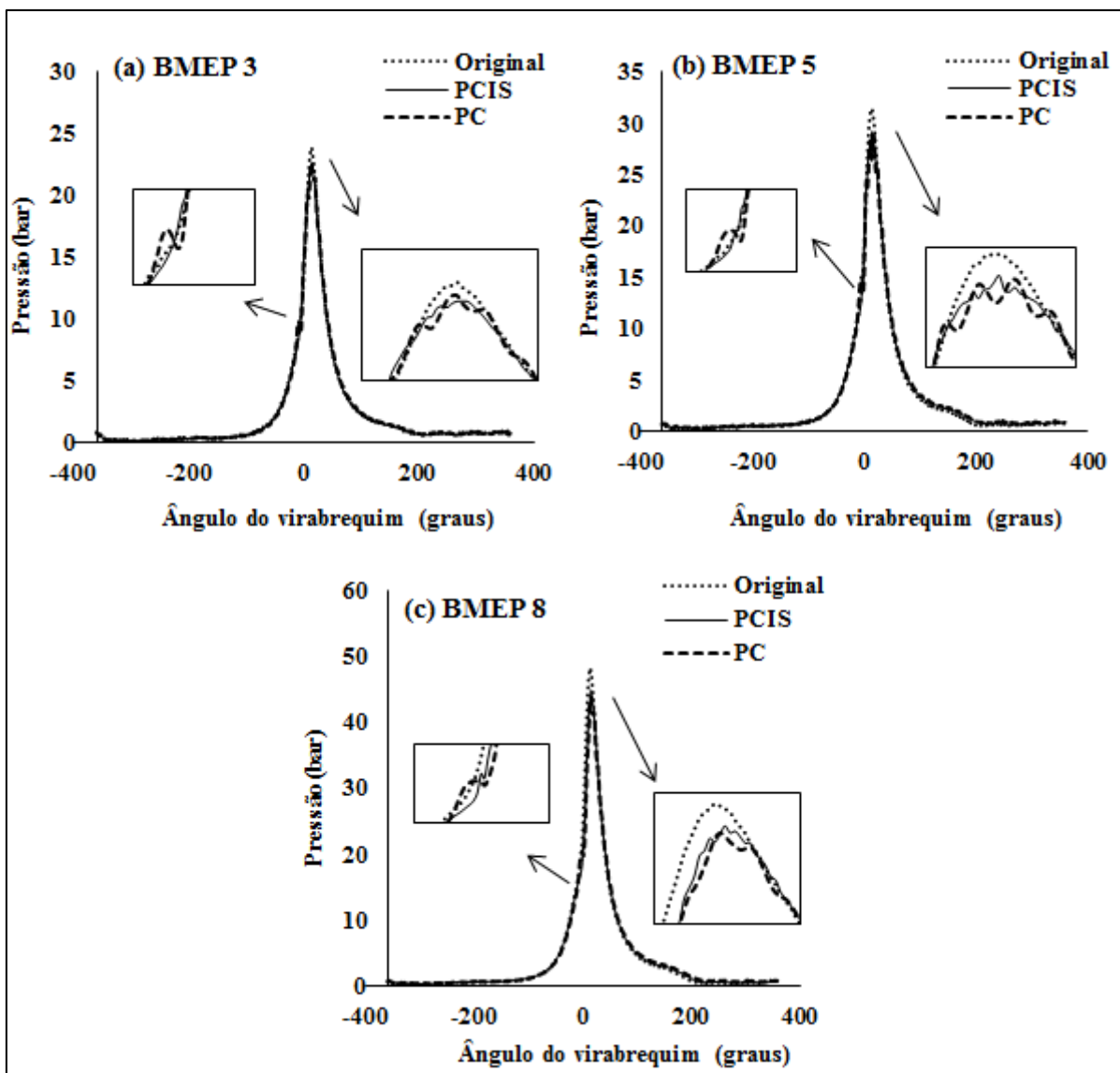


FIGURA 4.4 – Pressão no cilindro e na pré-câmara para $\lambda=1,0$ e rotação de 3500 rpm

Para todas as rotações e BMEP testadas, observa-se que a pressão durante o curso de exaustão é maior para o motor com pré-câmara do que para o motor original, havendo maiores perdas por bombeamento para o motor com pré-câmara.

Observa-se ainda que para a rotação de 2000 rpm, mostrada na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** 4.1, não há grande oscilação da pressão no interior da pré-câmara. Já para as rotações de 2500 rpm a 3500 rpm, mostradas na FIG 4.2 a 4.4, observa-se que para todos os valores de BMEP há grande oscilação da pressão no interior da pré-câmara, se tornando mais perceptível à medida de que a rotação é aumentada. Esse comportamento indica o aumento da turbulência devido aos jatos de chama à medida que a rotação é aumentada, o que provoca um maior fluxo de gases para o interior da pré-câmara e faz com que a oscilação aumente.

Outra possível influência do aumento da turbulência é a redução da temperatura dos gases no coletor de exaustão, uma vez que a maior turbulência aumenta a transferência de calor para as paredes. A temperatura dos gases no coletor de exaustão (TGE) é apresentada na FIG 4.5. As linhas pontilhadas representam os valores obtidos com o motor operando com sistema de ignição convencional e as linhas contínuas representam os valores obtidos para o motor operando com sistema de ignição com pré-câmara, ambos trabalhando com $\lambda=1,0$.

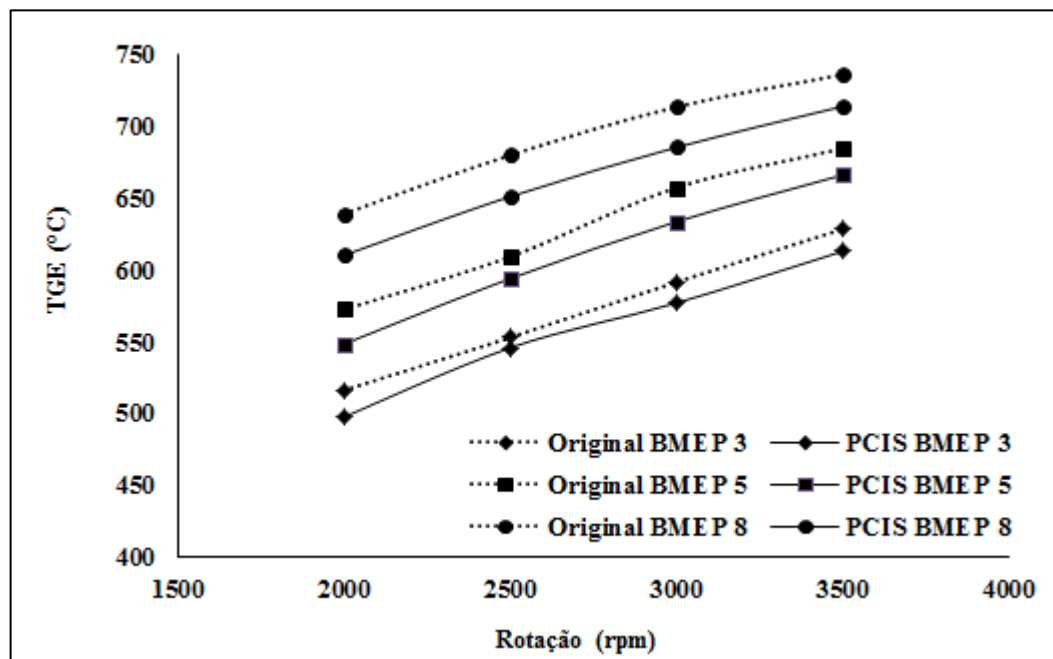


FIGURA 4.5 - Temperatura dos gases de exaustão para o motor original e com PCIS

Observa-se pela FIG 4.5 que a temperatura dos gases medida no coletor de exaustão é sempre menor para o motor com pré-câmara e que esta redução aumenta à medida que se aumenta a carga do motor. Acredita-se que a temperatura da sala dinamométrica no dia da realização dos testes para o motor com pré-câmara tenha contribuído ainda mais para esta

redução, uma vez que a temperatura média da sala estava 4 °C menor do que no dia em que foram realizados os testes para o motor original.

O consumo específico de combustível (BSFC), para o motor com sistema de ignição convencional e com pré-câmara, é apresentado na FIG 4.6.

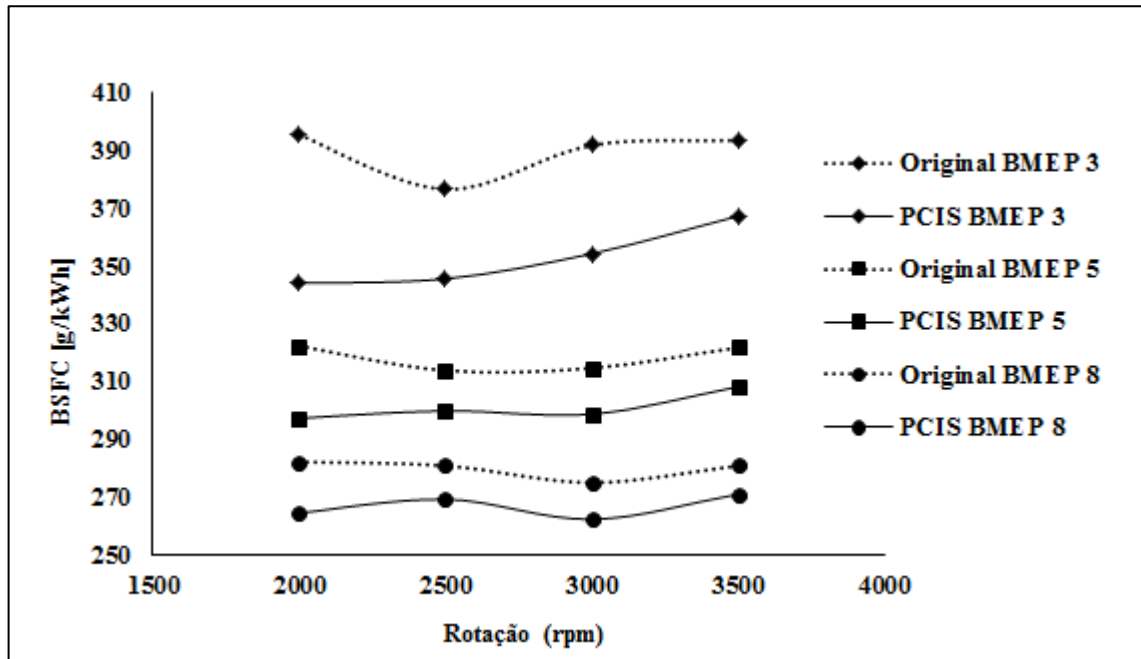


FIGURA 4.6 – Consumo específico de combustível para o motor original e com PCIS

Observa-se a partir da FIG 4.6 que o consumo específico de combustível é menor para o motor com sistema de ignição com pré-câmara para todas as rotações e BMEP testadas. O maior percentual de redução é de 13% e o menor percentual de redução é de 4%. As reduções no consumo de combustível são apresentadas na TAB 4.1.

TABELA 4.1

Redução do consumo específico de combustível para o motor com PCIS

BMEP (bar)	2000 rpm	2500 rpm	3000 rpm	3500 rpm
3	13 %	8 %	10 %	7 %
5	8 %	4 %	5 %	4 %
8	6 %	4 %	5 %	4 %

Embora o consumo específico de combustível seja uma medida do quão eficientemente o motor está produzindo trabalho, a eficiência de conversão de combustível é

um parâmetro adimensional que relaciona o trabalho produzido à quantidade de energia fornecida pelo combustível. A FIG 4.7 permite a visualização desse parâmetro para o motor original e o motor com PCIS.

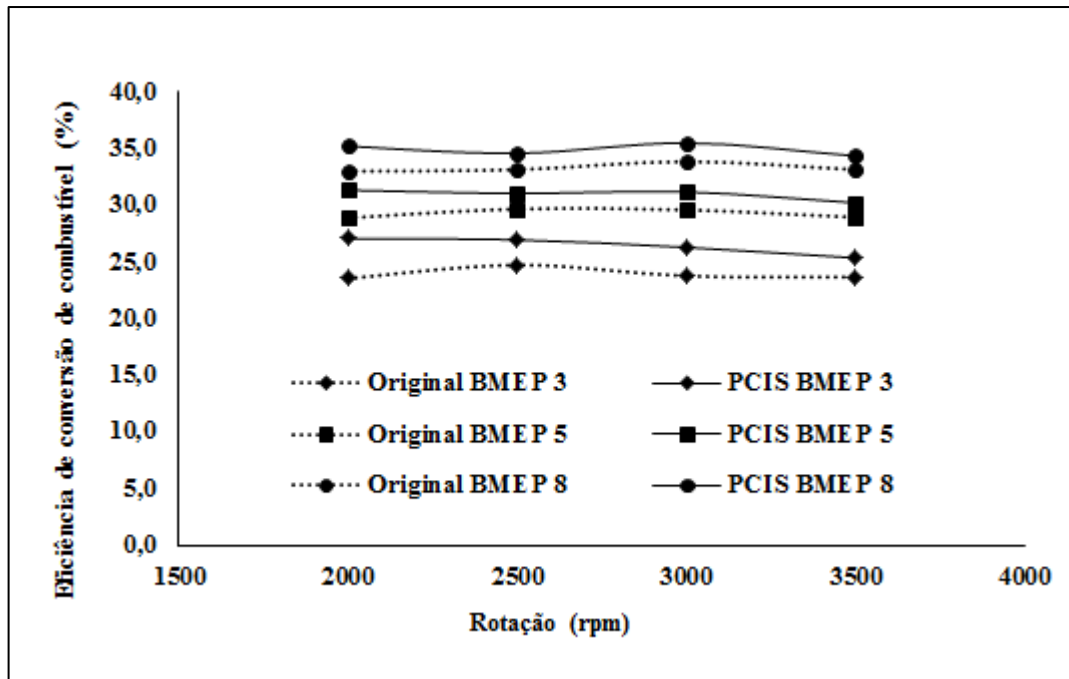


FIGURA 4.7 - Eficiência de conversão de combustível para o motor original e com PCIS

Para um mesmo combustível, a eficiência de conversão de combustível é inversamente proporcional ao consumo específico de combustível, desta forma, nota-se na FIG 4.7 que os pontos de maior e menor eficiência encontrados foram os de menor e maior consumo, respectivamente.

Percebe-se por meio das FIG 4.6 e 4.7 que o consumo específico de combustível e a eficiência de conversão de combustível sofrem maiores alterações com a variação da carga do que com a variação da rotação.

A FIG 4.8 apresenta o coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada. Observa-se que o coeficiente de variação da IMEP é menor para o sistema com pré-câmara em todas as cargas e rotações testadas. A redução da variabilidade em relação ao sistema de ignição convencional ocorre como consequência da alta energia e turbulência dos jatos de chama que saem do orifício de interconexão em direção à câmara principal. Observa-se que para a BMEP de 3 bar houve uma maior redução do coeficiente de variação da IMEP, acreditando-se que a combustão mais estável seja a maior causa da redução de consumo promovida pelo sistema de ignição com pré-câmara quando operando em baixas cargas.

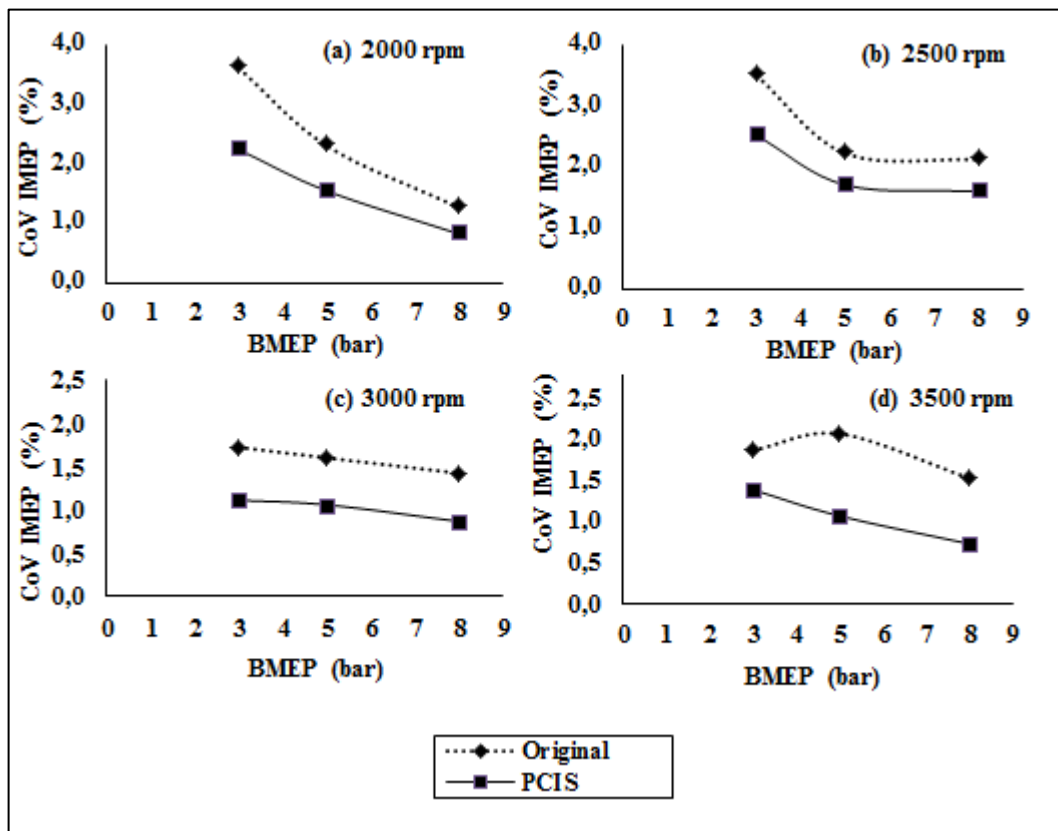


FIGURA 4.8 - Coeficiente de variação da IMEP para o motor original e com PCIS

A FIG 4.9 apresenta a eficiência térmica do ciclo para os dois sistemas de ignição testados.

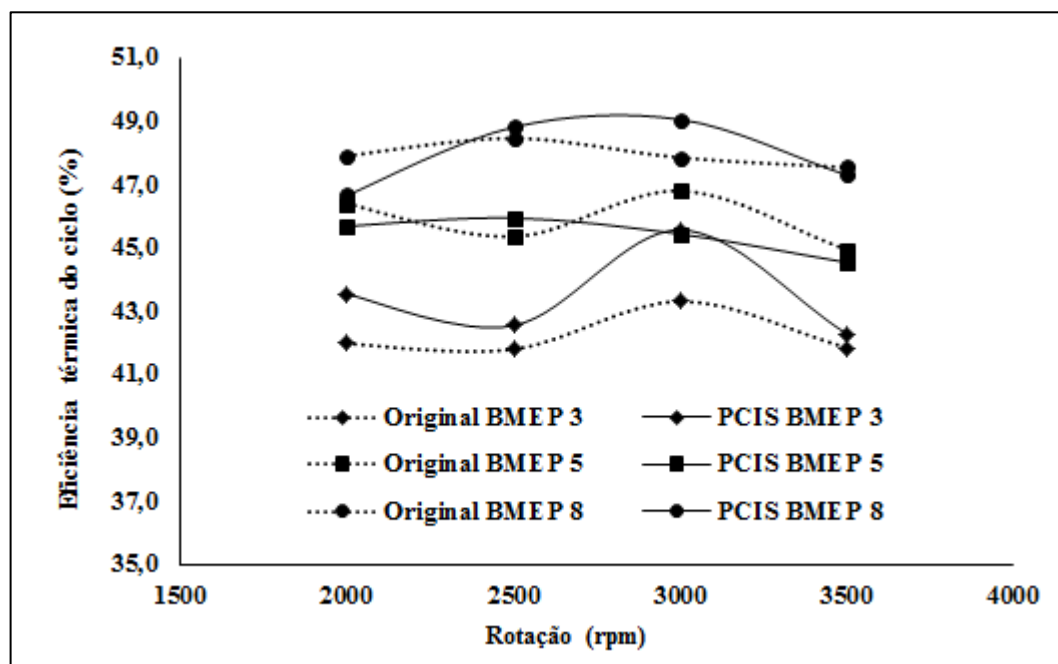


FIGURA 4.9 - Eficiência térmica do ciclo para o motor original e com PCIS

A eficiência térmica do ciclo é calculada considerando a parcela de energia do combustível que efetivamente contribuiu para gerar o trabalho, ou seja, excluindo a parcela da energia liberada na forma de calor que é transferida para as paredes da câmara de combustão. Observa-se que a eficiência térmica do ciclo foi maior para o motor com pré-câmara quando operando com a BMEP de 3 bar.

A FIG 4.10 apresenta o avanço de ignição requerido para o motor operando com e sem pré-câmara. Observa-se que para a rotação de 3500 rpm, o avanço de ignição requerido para o motor com sistema de ignição com pré-câmara é maior do que o requerido para o motor original. Acredita-se que isso ocorra devido à lavagem insuficiente da pré-câmara quando operando em altas rotações, devido ao pequeno intervalo de tempo entre ciclos.

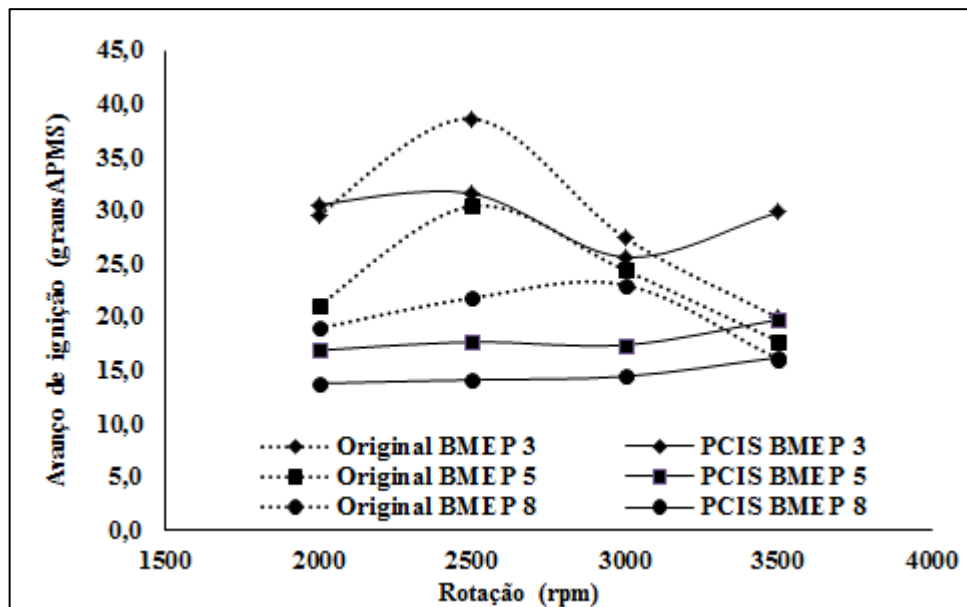


FIGURA 4.10 – Avanço de ignição para o motor original e com PCIS

Para os outros pontos de rotação e BMEP testados o avanço de ignição requerido para o motor com pré-câmara é menor. Isso se deve à aceleração da duração da combustão, que pode ser verificada pela análise da taxa de liberação de calor aparente e da fração de massa queimada.

A TAB 4.2 apresenta as durações entre 10% e 50%, 50% e 90% e 10% e 90% da fração de massa queimada. Esses intervalos representam a primeira e a segunda parte da duração de combustão e a duração total da combustão, respectivamente.

TABELA 4.2

Duração da combustão para o motor original e com sistema PCIS

Rotação	BMEP	MFB 10-50 % (graus)		MFB 50-90 % (graus)		MFB 10-90 % (graus)	
		Original	PCIS	Original	PCIS	Original	PCIS
2000	3	9,7	9,8	10,6	10,1	20,3	19,9
	5	9,1	7,6	10,7	9,6	19,8	17,2
	8	8,4	7,0	10,1	9,3	18,5	16,2
2500	3	9,6	8,9	11,7	10,5	21,3	19,4
	5	9,2	7,5	11,1	10,0	20,3	17,6
	8	8,7	7,2	10,9	10,2	19,6	17,5
3000	3	8,5	8,0	9,7	10,3	18,3	18,3
	5	8,7	7,4	10,1	9,8	18,8	17,2
	8	8,8	7,1	10,6	10,1	19,4	17,2
3500	3	7,8	9,7	10,0	12,6	17,8	22,4
	5	7,9	8,8	10,2	12,0	18,1	20,8
	8	7,6	8,0	9,3	11,2	16,9	19,2

Observa-se que nos pontos em que o avanço de ignição requerido é maior, a combustão teve maior duração para o sistema de ignição com pré-câmara. Para os demais pontos, em que o avanço de ignição é menor, apesar do atraso para início da combustão em relação ao início da combustão no motor original, a duração total da combustão é menor para o motor operando com sistema de ignição com pré-câmara do que para o motor original, demonstrando a aceleração da combustão proporcionada pelos jatos de chama. Esse comportamento pode ser confirmado a partir da análise das curvas de liberação de calor aparente.

Da FIG 4.11 a 4.14 são apresentadas as taxas de liberação de calor aparente para o motor operando com os dois sistemas de ignição testados, nas rotações de 2000 rpm à 3500 rpm, respectivamente.

Observa-se que para os pontos em que o avanço de ignição requerido é mais alto, uma maior parcela de calor é liberada no início da combustão, resultando em um pico de liberação de calor menor. Observa-se ainda que para todas as rotações, à medida que a carga é aumentada a curva de liberação de calor é gradualmente deslocada para o curso de expansão.

Para as rotações de 2000 rpm à 3000 rpm, observa-se que os picos de liberação de calor para o motor com pré-câmara aumentam à medida que a rotação aumenta. Esse comportamento indica a intensificação do processo de combustão promovida pelos jatos de chama à medida que a turbulência é aumentada.

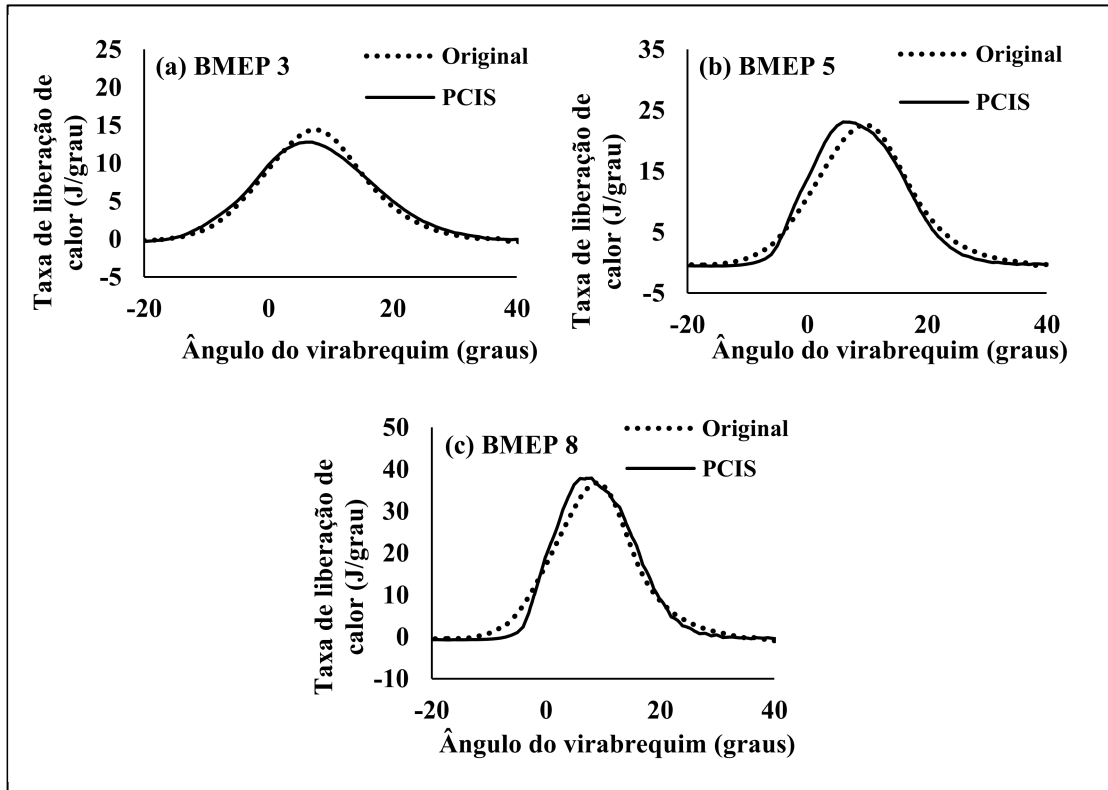


FIGURA 4.11 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 2000 rpm

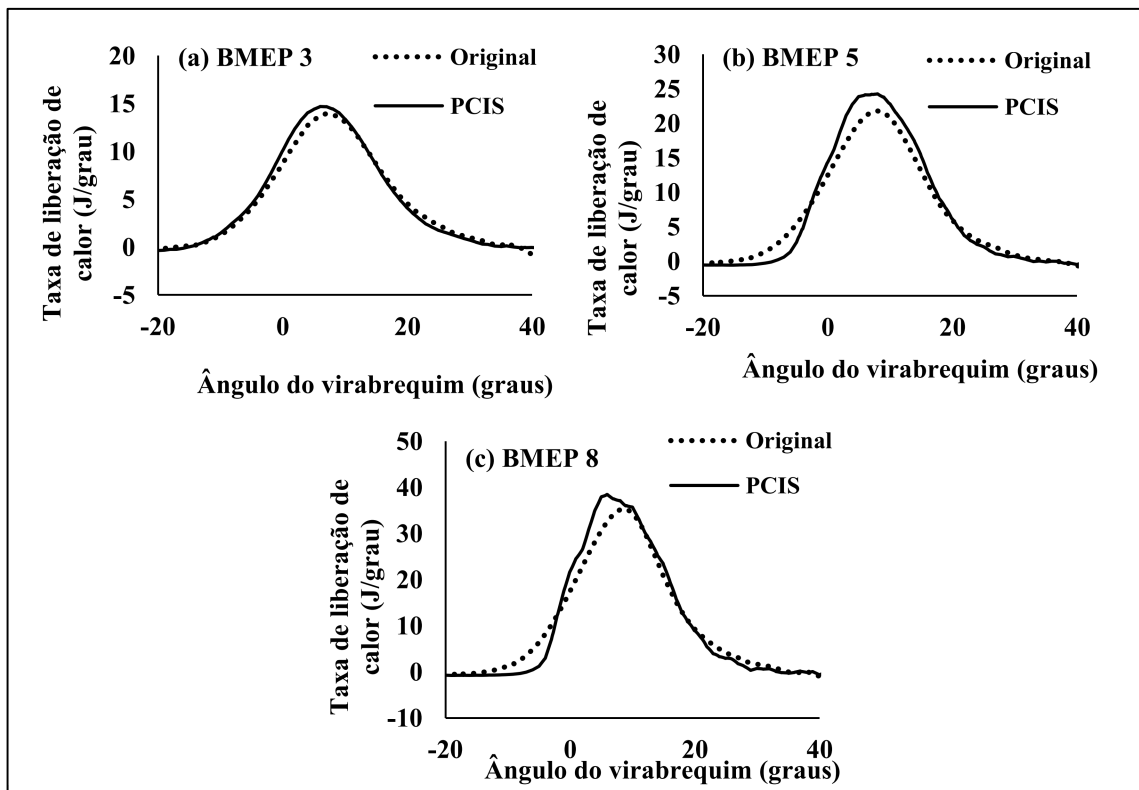


FIGURA 4.12 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 2500 rpm

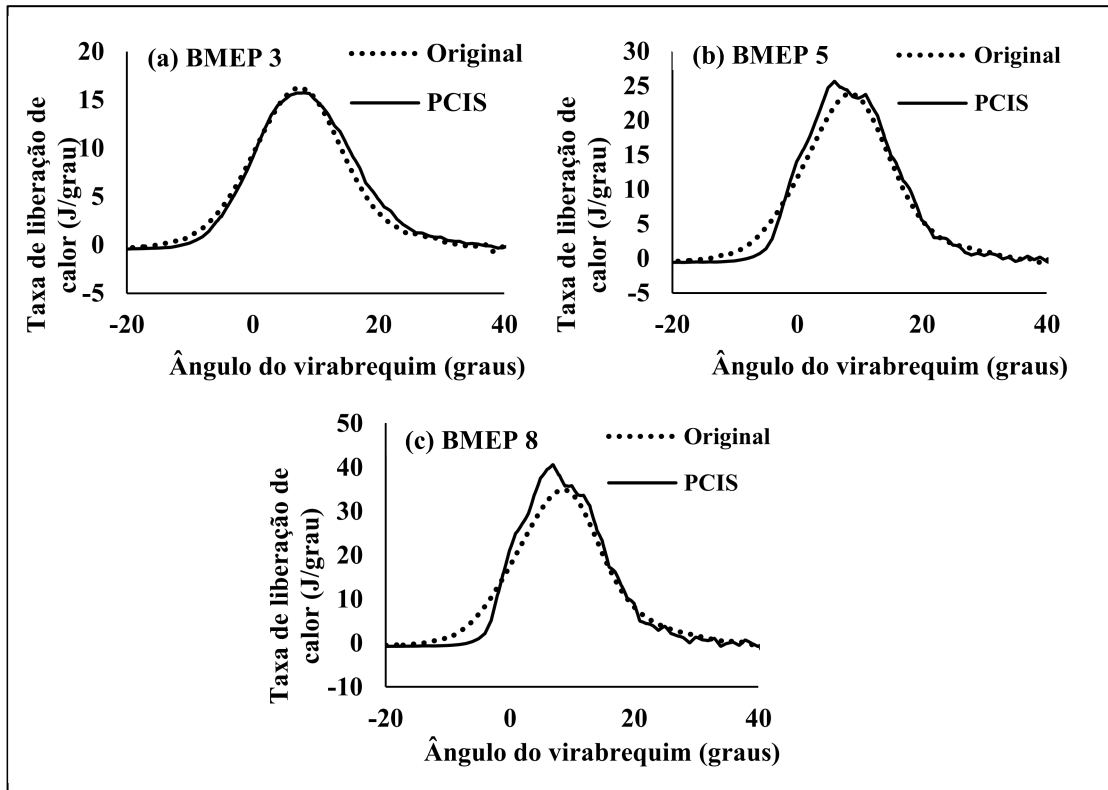


FIGURA 4.13 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 3000 rpm

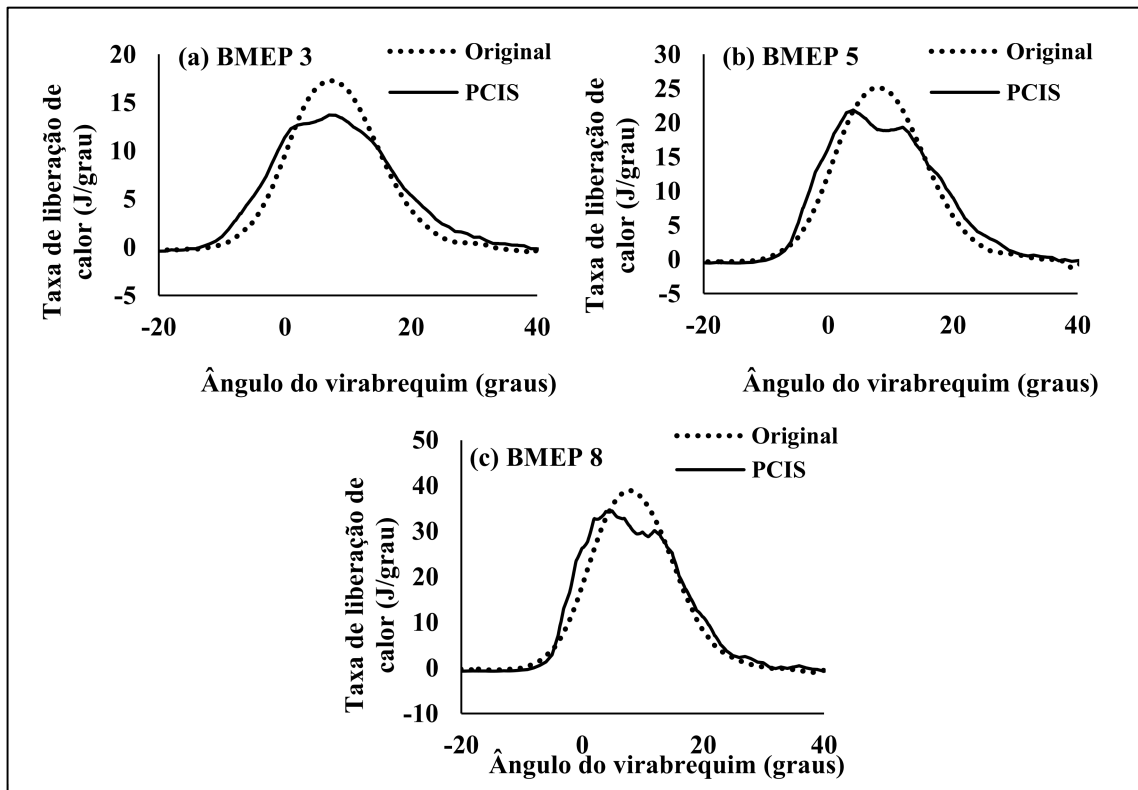


FIGURA 4.14 - Taxa de liberação de calor em função do ângulo do virabrequim para a rotação de 3500 rpm

Apesar de o momento de ignição ocorrer mais tarde para a maioria dos pontos de operação estudados, a similaridade do final das curvas de liberação de calor para ambos os sistemas de ignição indica que há uma aceleração da combustão quando a pré-câmara é utilizada, reforçando os resultados encontrados na TAB 4.1.

O intervalo entre o momento em que a centelha é disparada e o momento em que uma pequena, mas significativa, fração de mistura é queimada é denominado de ângulo de desenvolvimento da chama (ADC). A FIG 4.15 apresenta a comparação do ângulo de desenvolvimento da chama para o motor operando com e sem o sistema de ignição com pré-câmara.

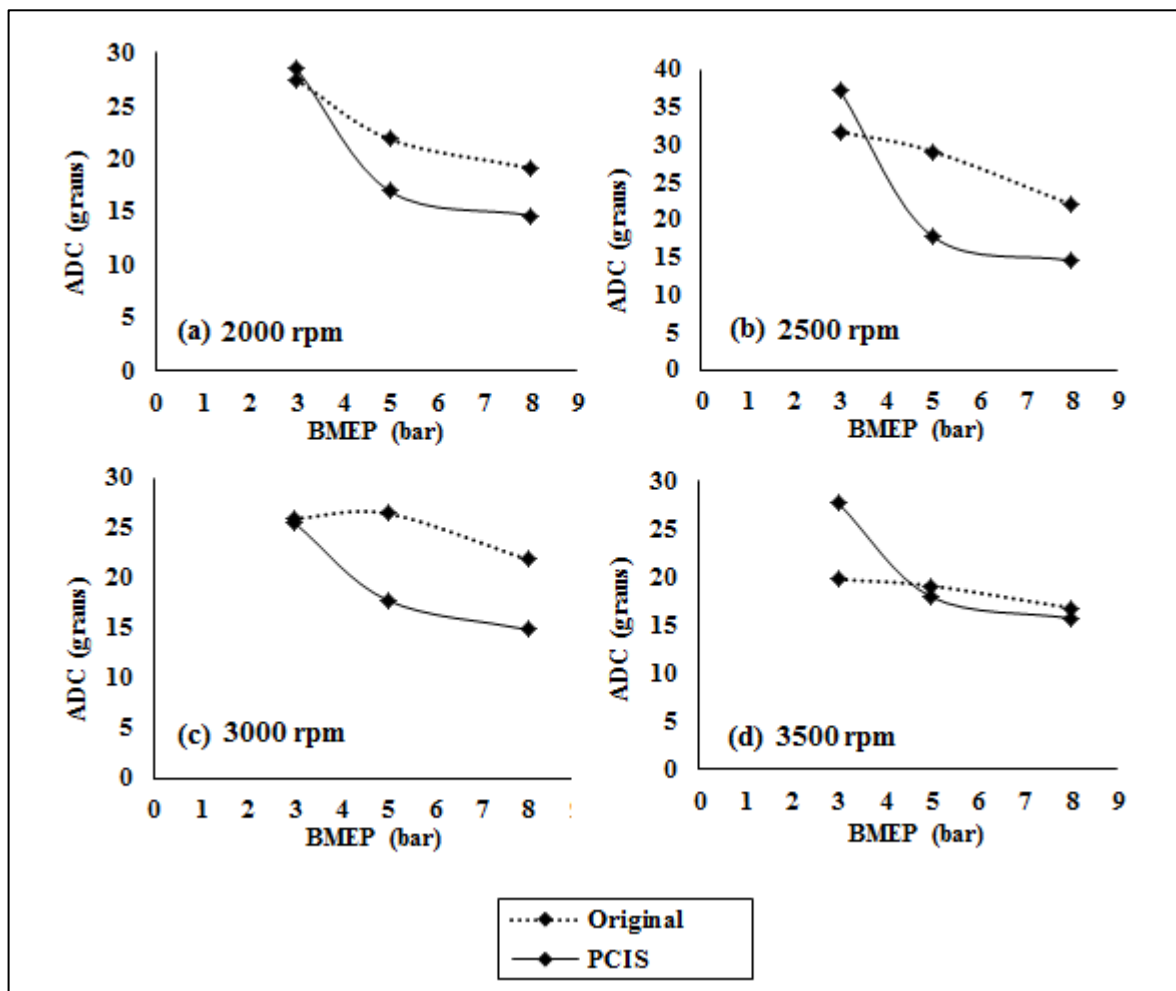


FIGURA 4.15 - Ângulo de desenvolvimento da chama para o motor original e com PCIS

A partir da FIG 4.15, observa-se que o ângulo de desenvolvimento da chama é menor para o motor com pré-câmara para a BMEP de 5 e 8 bar, em toda faixa de rotação ensaiada. Esses valores menores indicam o início mais rápido da combustão para o motor com pré-câmara. Nota-se que o ângulo de desenvolvimento da chama é maior para o motor com

pré-câmara somente para a BMEP de 3 bar. Acredita-se que esse aumento possa ocorrer devido à maior quantidade de gases residuais na pré-câmara e no cilindro quando o motor opera em baixas cargas. Estando a mistura mais diluída pela presença dos gases remanescentes da combustão o desenvolvimento da chama ocorre de forma mais lenta.

4.2 Comportamento do motor com PCIS e empobrecimento da mistura

Com o intuito de avaliar o comportamento do motor com sistema de ignição com pré-câmara quando trabalhando com mistura pobre, a FIG 4.16 apresenta a comparação da curva média de pressão na câmara principal do motor com pré-câmara, indicada pela sigla PCIS, e da curva média de pressão no interior da pré-câmara, indicada pela sigla PC. Todos os dados apresentados nesta subseção foram coletados para o motor original trabalhando com $\lambda=1,0$ e o motor com pré-câmara trabalhando com $\lambda=1,1$.

Como pode ser visto na FIG 4.16, durante a compressão há uma grande similaridade das curvas de pressão na pré-câmara e na câmara principal, indicando o bom enchimento da pré-câmara. O detalhe à esquerda das curvas de pressão mostra que após o disparo da centelha a pressão na pré-câmara tem um leve aumento em relação à pressão da câmara principal, indicando o momento de ocorrência da combustão da mistura contida na pré-câmara.

Para os pontos de maior BMEP, mostrados na FIG 4.16 (b) e (c), observa-se ainda no detalhe à esquerda da curva, a presença dos dois pontos de inflexão típicos da curva de pressão da pré-câmara.

Observa-se pelo detalhe à direita das curvas de pressão na FIG 4.16 (b) e (c), que há a presença de oscilações no sinal de pressão da pré-câmara. Acredita-se que essas oscilações sejam ocasionadas pelas diferenças de pressão ao longo do orifício de interconexão durante o curso de expansão e pela alta turbulência provocada pelos jatos de chama.

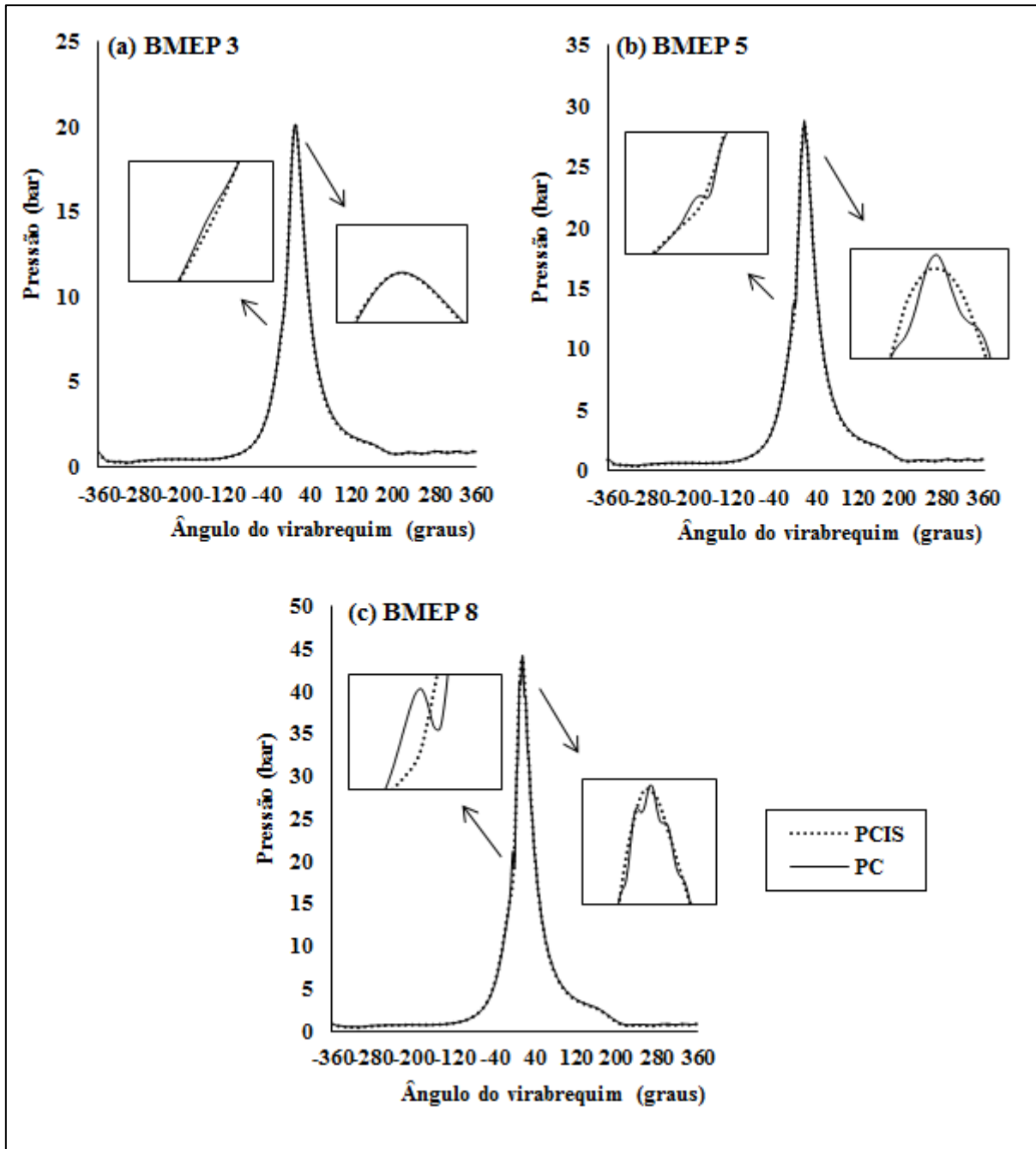


FIGURA 4.16 - Pressão na câmara principal e na pré-câmara para a rotação de 3000 rpm

A FIG 4.17 apresenta a eficiência térmica do ciclo para os dois sistemas de ignição testados. Acredita-se que a alta turbulência seja uma das contribuintes para a redução da eficiência térmica do ciclo do motor com pré-câmara, devido ao grande volume da pré-câmara.

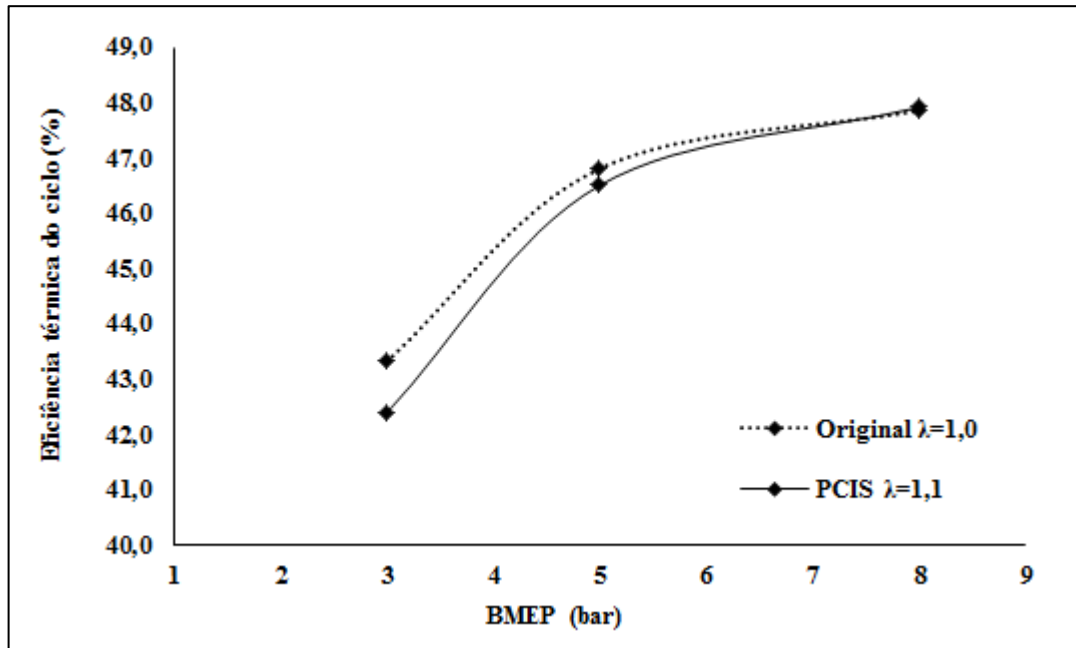


FIGURA 4.17 – Eficiência térmica do ciclo para o motor original com $\lambda=1,0$ e com PCIS e $\lambda=1,1$

Uma vez que o cálculo da eficiência térmica do ciclo, apresentada na FIG 4.17, contabiliza a quantidade da energia liberada pela combustão que é disponibilizada para realização de trabalho, acredita-se que a menor eficiência térmica do ciclo apresentada para o motor com pré-câmara seja consequência da maior transferência de calor para as paredes da câmara de combustão, que é facilitada pelo aumento da turbulência e pelo aumento da área para transferência de calor com a inserção da pré-câmara. Outra hipótese é que a inserção da pré-câmara tenha aumentado a quantidade de combustível contido na região de *crevice*.

A FIG 4.18 apresenta as curvas de pressão na câmara principal do motor com o sistema de ignição convencional e do motor com sistema de ignição com pré-câmara.

Verifica-se pela FIG 4.18 que o pico de pressão na câmara principal para a BMEP de 3 bar é menor para o motor operando com sistema de ignição com pré-câmara, praticamente igual para a BMEP de 5 bar, e maior para a BMEP de 8 bar, comportamento contrário ao apresentado quando o motor com PCIS trabalhava com mistura estequiométrica. O melhor entendimento do comportamento das curvas de pressão pode ser obtido por meio da análise da taxa de liberação de calor.

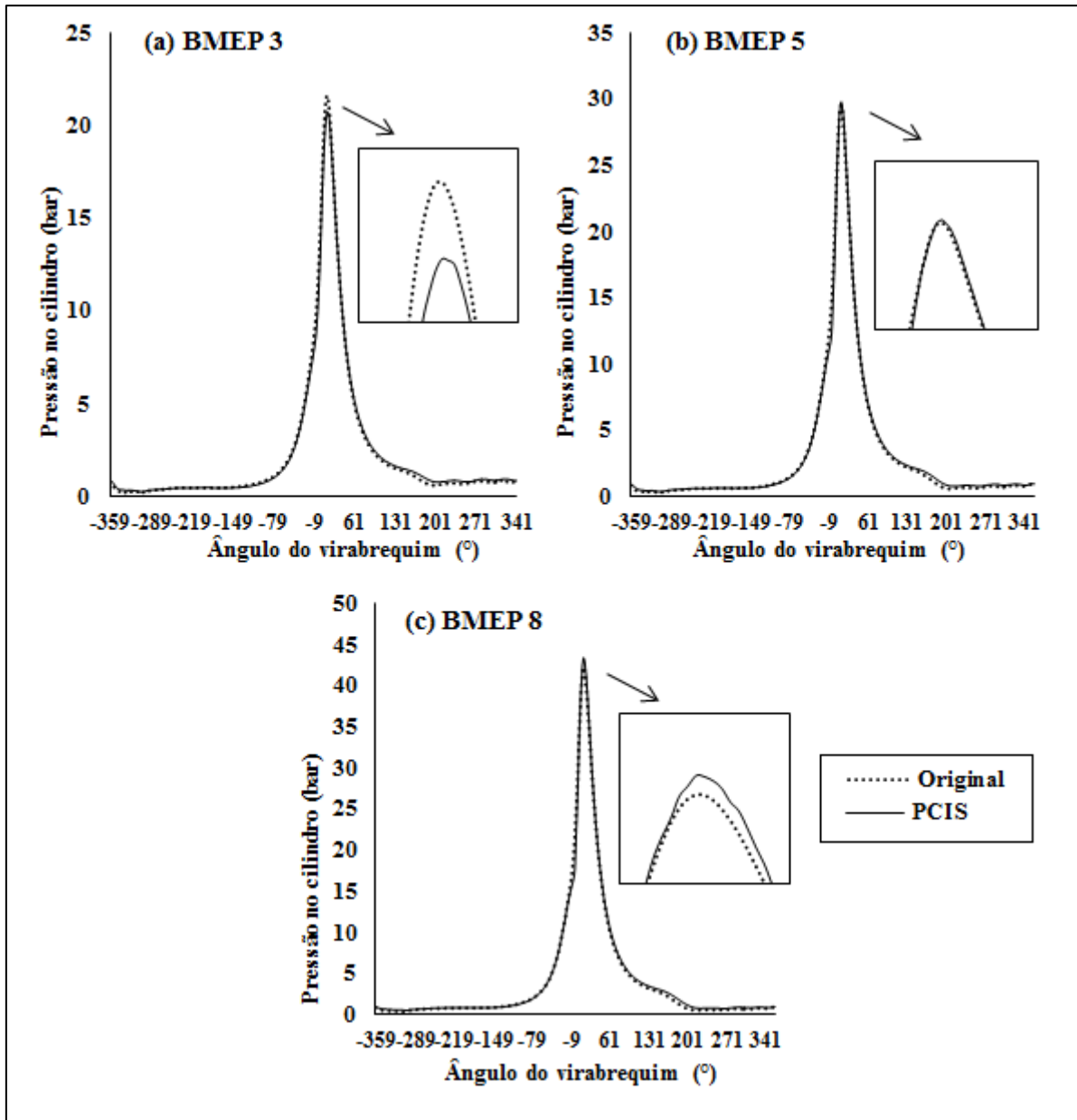


FIGURA 4.18 - Pressão no cilindro para o motor original e $\lambda=1,0$ e o motor com PCIS e $\lambda=1,1$

A FIG 4.19 apresenta a taxa de liberação de calor aparente para o motor com e sem pré-câmara para a BMEP de 3 bar (a), 5 bar (b) e 8 bar (c).

Observa-se que para a BMEP de 3 e 5 bar, mostradas na FIG 4.19 (a) e (b), respectivamente, grande parte do calor é liberado no estágio final da combustão, durante o curso de expansão. Esse comportamento pode contribuir para a redução do pico de pressão quando trabalhando com o sistema de ignição com pré-câmara, verificada na FIG 4.18 (a) e (b).

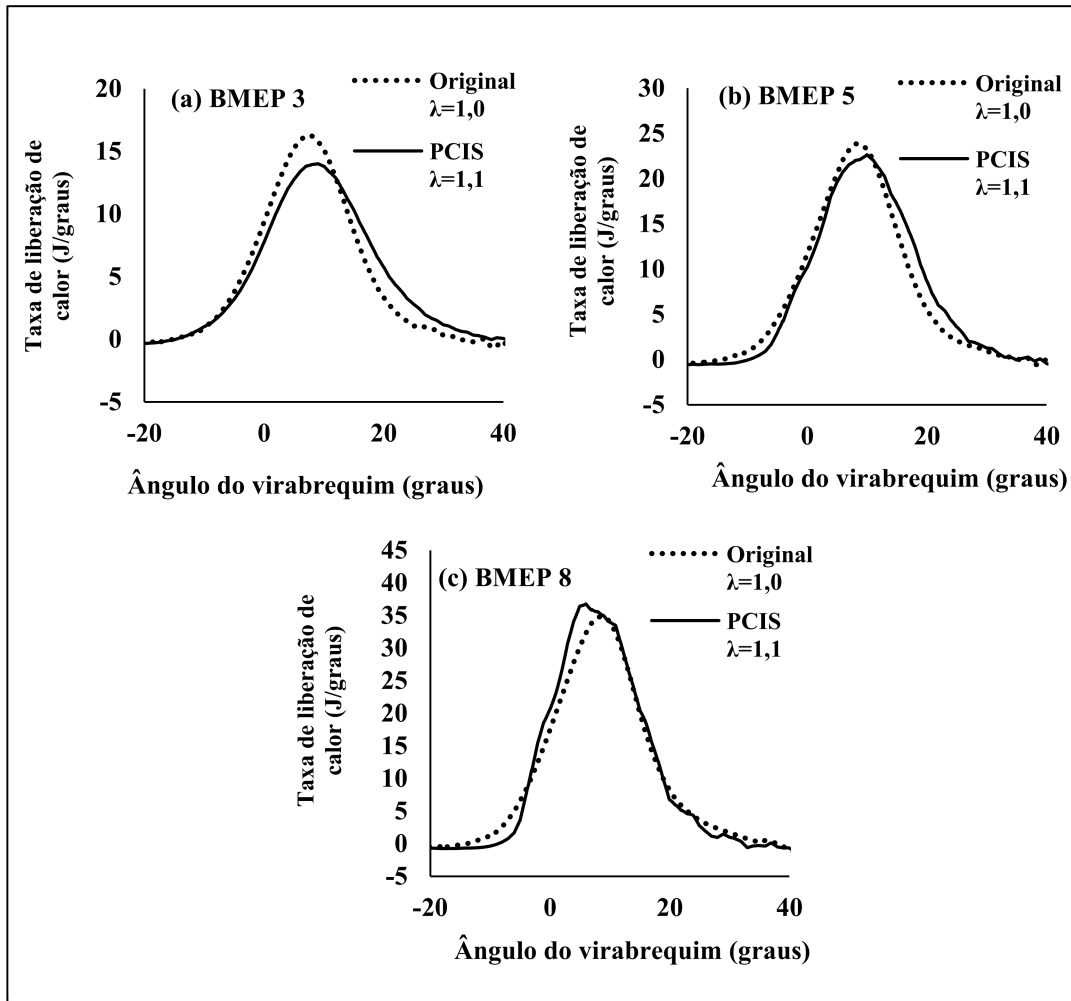


FIGURA 4.19 – Taxa de liberação de calor aparente para a rotação de 3000 rpm

Observa-se ainda na FIG 4.19 (c) que para a BMEP de 8 bar o pico de liberação de calor é maior para o motor com pré-câmara, o que indica a intensificação da combustão quando operando em altas cargas. A maior liberação de calor logo após o ponto morto superior resulta em um maior pico de pressão, evidenciado na FIG 4.18 (c), e um melhor aproveitamento do calor para produção de trabalho. Esse comportamento é confirmado pela FIG 4.23 onde é possível observar a maior eficiência de conversão de combustível para o ponto de 8 bar de BMEP.

Também se pode observar pela FIG 4.19 (b) e (c) que para os pontos de 5 e 8 bar de BMEP a combustão se inicia mais tarde para o motor com pré-câmara do que para o motor original. Contudo, mesmo com o início tardio, o desenvolvimento da chama ocorre de maneira mais rápida do que para o motor convencional. Esse comportamento pode ser comprovado quando analisado o ângulo de desenvolvimento de chama, apresentado na FIG 4.20.

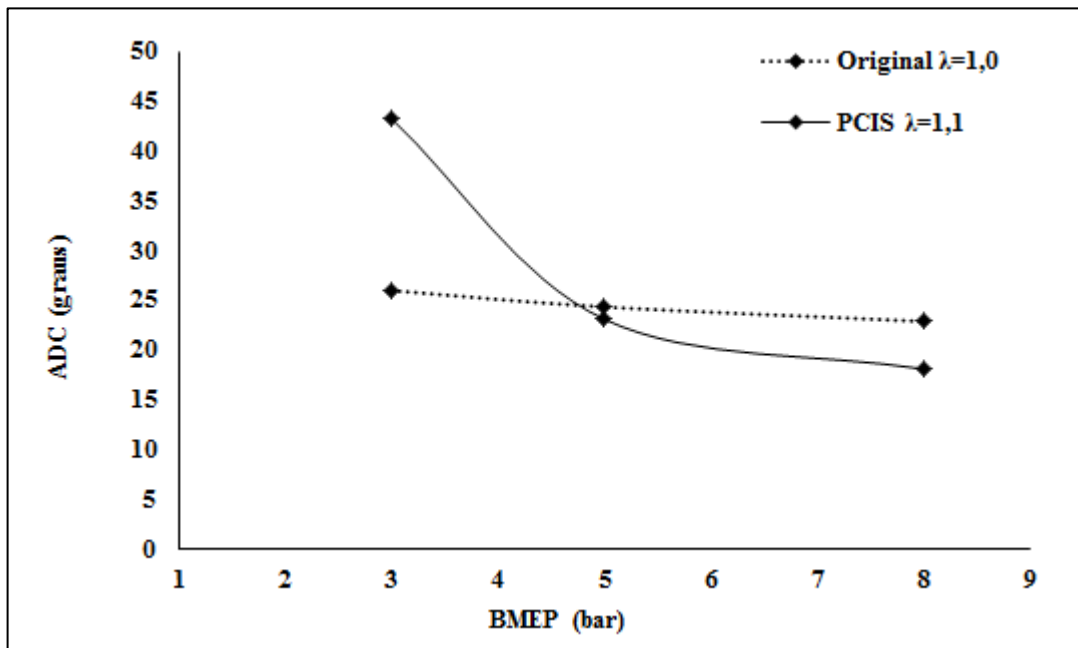


FIGURA 4.20 – Ângulo de desenvolvimento de chama para o motor original e com PCIS

Observa-se na FIG 4.20 que para os pontos de BMEP de 5 e 8 bar o período entre o disparo da centelha e o início efetivo da combustão é menor para o motor com pré-câmara, o que indica que a chama se desenvolve de maneira mais rápida mesmo com o empobrecimento da mistura.

É interessante notar que a ignição no motor com pré-câmara ocorre em dois estágios, começando com a ignição por centelhamento da mistura contida na pré-câmara e terminando com a ignição pelos jatos de chama da mistura na câmara principal. Para o motor com pré-câmara e $\lambda=1,1$ esses dois estágios ocorrem em menor tempo do que para o sistema de ignição convencional trabalhando com $\lambda=1,0$, comprovando que os jatos de chama fornecem muito mais energia do que a descarga elétrica proveniente da vela de ignição.

Ainda de acordo com a FIG 4.20, observa-se que para a BMEP de 3 bar o desenvolvimento da chama ocorre de maneira mais lenta para o motor com pré-câmara do que para o motor original. Acredita-se que esse comportamento ocorra devido à lavagem insuficiente da pré-câmara quando em cargas muito baixas, o que acarretaria em uma maior diluição da mistura contida na pré-câmara, dificultando o desenvolvimento da chama e necessitando assim de um maior avanço de ignição a fim de se manter a mesma BMEP de comparação.

A duração da combustão, apresentada na TAB 4.3, segue o mesmo comportamento do desenvolvimento da chama, tendo maior valor, quando comparada ao motor original, para a BMEP de 3 bar e menor valor para a BMEP de 5 bar e 8 bar.

TABELA 4.3

Duração da combustão para o motor original ($\lambda=1,0$) e o motor com PCIS ($\lambda=1,1$)

Rotação	BMEP	MFB 10-50 % (graus)		MFB 50-90 % (graus)		MFB 10-90 % (graus)	
		Original	PCIS	Original	PCIS	Original	PCIS
3000	3	8,5	9,2	9,7	10,9	18,3	20,1
	5	8,7	8,5	10,1	10,4	18,8	18,9
	8	8,8	7,6	10,6	9,8	19,4	17,4

Observa-se pela TAB 4.3 que para a BMEP de 3 bar tanto a primeira fase da propagação da chama (MFB 10-50%) quanto a fase final (MFB 50%-90%) tiveram maior tempo de duração para o motor com pré-câmara do que para o original. Acredita-se que para esse ponto, uma maior quantidade de gases de exaustão retorne para câmara principal aumentando a diluição da mistura, o que é agravado pela quantidade de gases remanescentes dentro da pré-câmara que são empurrados para a câmara principal devido ao aumento da pressão durante a combustão.

Para a BMEP de 5 bar, nota-se que a duração total da combustão (MFB 10-90%) para o motor com pré-câmara é bastante similar à duração da combustão para o motor original, possuindo uma duração maior somente no estágio final da combustão.

Para a BMEP de 8 bar, a combustão ocorre de forma mais rápida tanto em sua fase inicial quanto em sua fase final. Acredita-se que haja uma melhor lavagem da pré-câmara nesta condição e uma menor quantidade de gases de exaustão na câmara principal devido à maior pressão no coletor de admissão, o que justificaria a maior redução no tempo de desenvolvimento da chama mostrado na FIG 4.20.

Para melhor visualização dos parâmetros apresentados na TAB 4.3, a FIG 4.21 apresenta a curva de fração de massa queimada em função da variação do ângulo do virabrequim. Onde é possível observar a maior duração da combustão para o motor com pré-câmara para a BMEP de 3 bar, mostrado na FIG 4.21(a), e o menor tempo de desenvolvimento da chama para a BMEP de 5 e 8 bar, mostrado no início das curvas da FIG 4.21 (b) e (c), respectivamente.

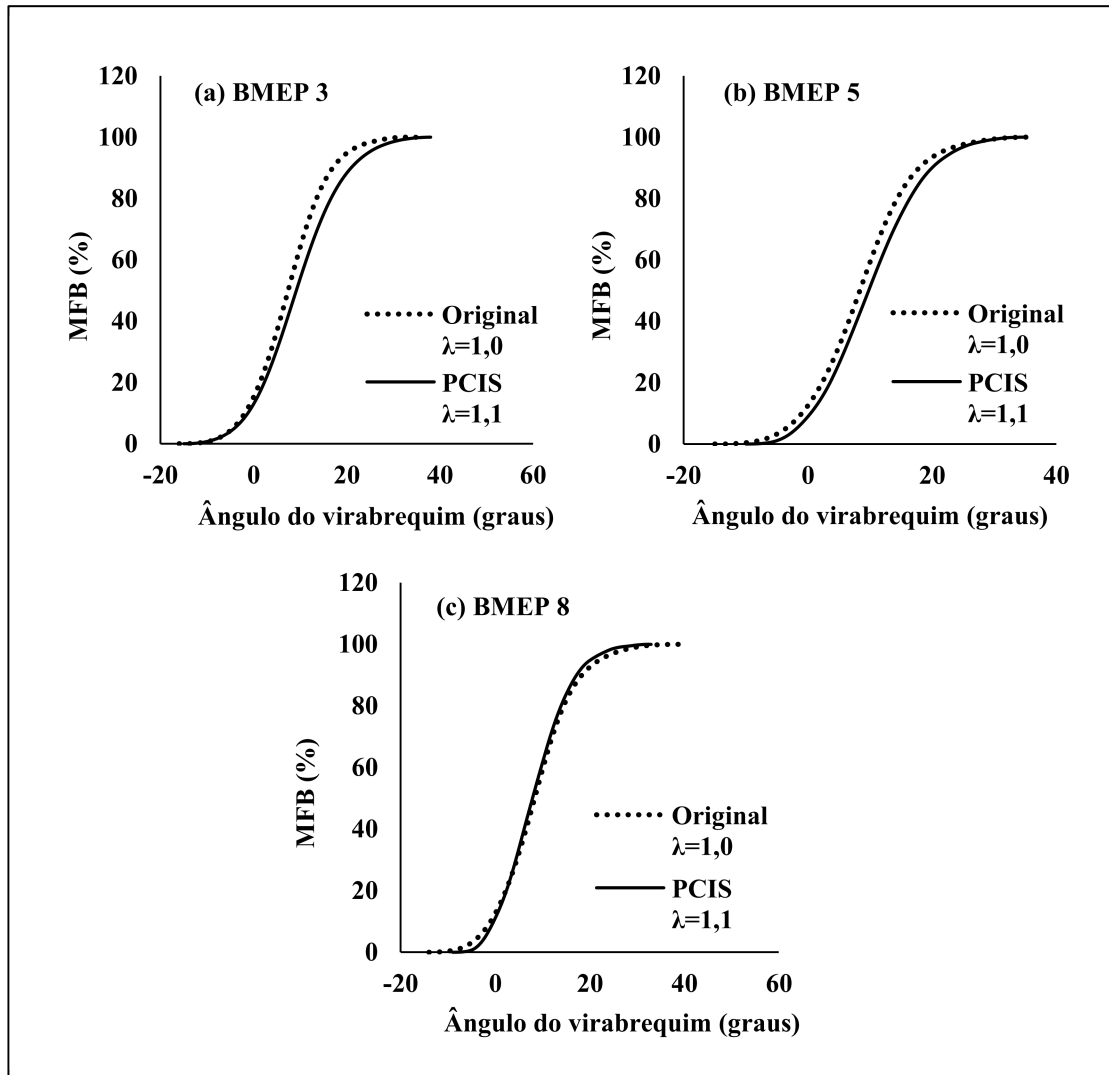


FIGURA 4.21 – Fração de massa queimada para o motor original e com PCIS

A FIG 4.22 apresenta o consumo específico de combustível para o motor com o sistema de ignição convencional e com pré-câmara.

Observa-se que o consumo específico de combustível é menor para o motor com pré-câmara para todos os pontos de BMEP testados. Obteve-se uma redução máxima de consumo específico de combustível de 14%, para a BMEP de 3 bar, quando comparado ao motor original operando com mistura estequiométrica na rotação de 3000 rpm. Como consequência, a eficiência de conversão de combustível é maior para o motor com pré-câmara, como mostrado na FIG 4.23.

A melhoria na eficiência de conversão de combustível quando operando com sistema de ignição com pré-câmara, mostrada na FIG 4.23, é resultado da combinação da redução da dissociação devido às temperaturas de combustão mais baixas e da maior abertura de borboleta.

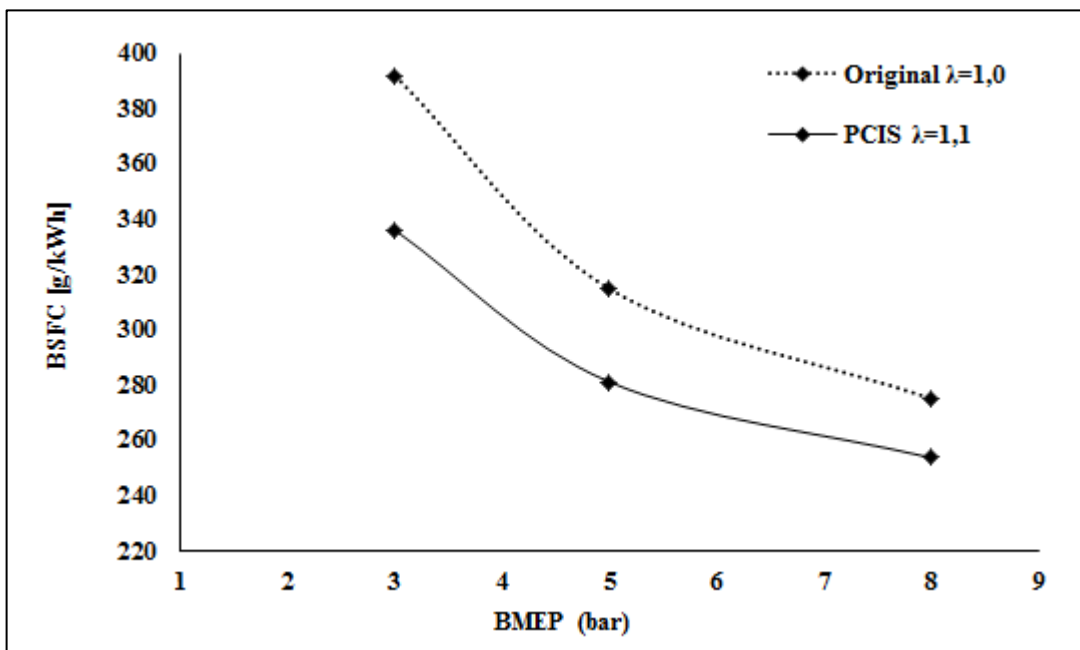


FIGURA 4.22 - Consumo específico de combustível para o motor original e com PCIS na rotação de 3000rpm

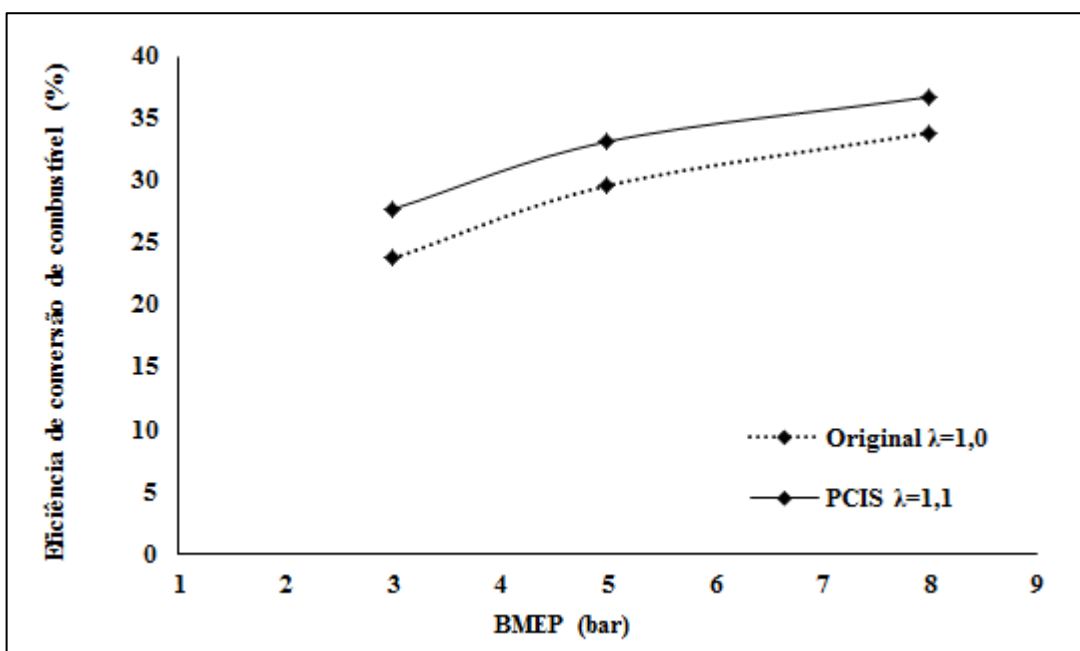


FIGURA 4.23 - Eficiência de conversão de combustível para o motor original e com PCIS na rotação de 3000rpm

A maior abertura da borboleta pode ser evidenciada pela pressão na admissão, mostrada na FIG 4.24. Nota-se que a pressão no coletor de admissão é maior para o motor com pré-câmara, mantendo-se a mesma BMEP que no motor original.

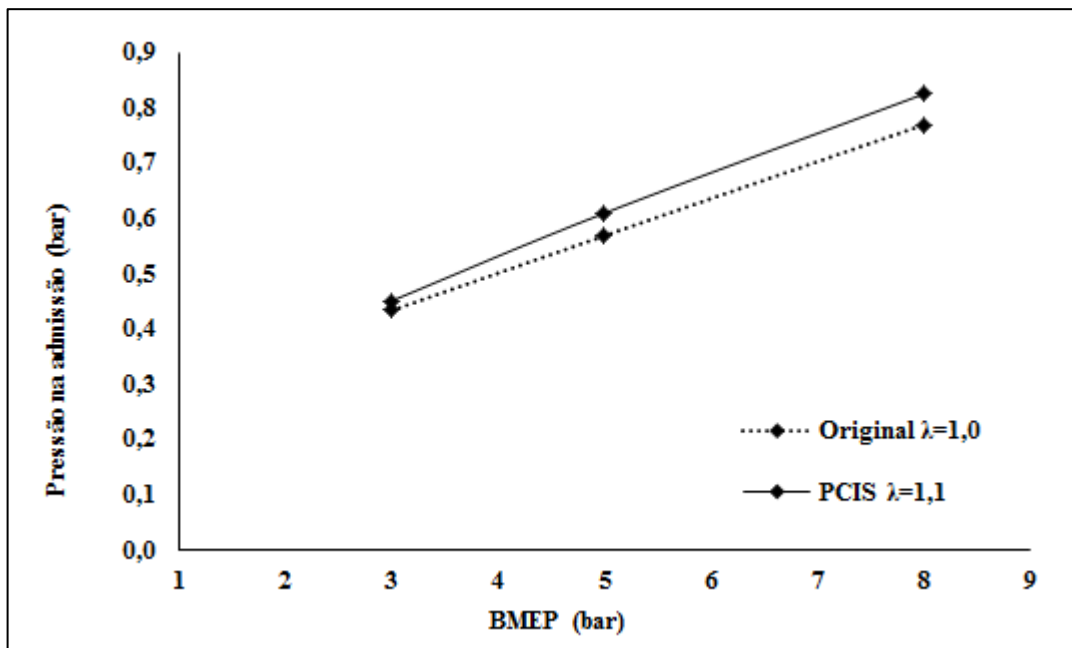


FIGURA 4.24 - Pressão na admissão para o motor original e com PCIS para a rotação de 3000 rpm

A FIG 4.25 apresenta a temperatura na câmara de combustão para o motor operando com sistema de ignição convencional e com PCIS.

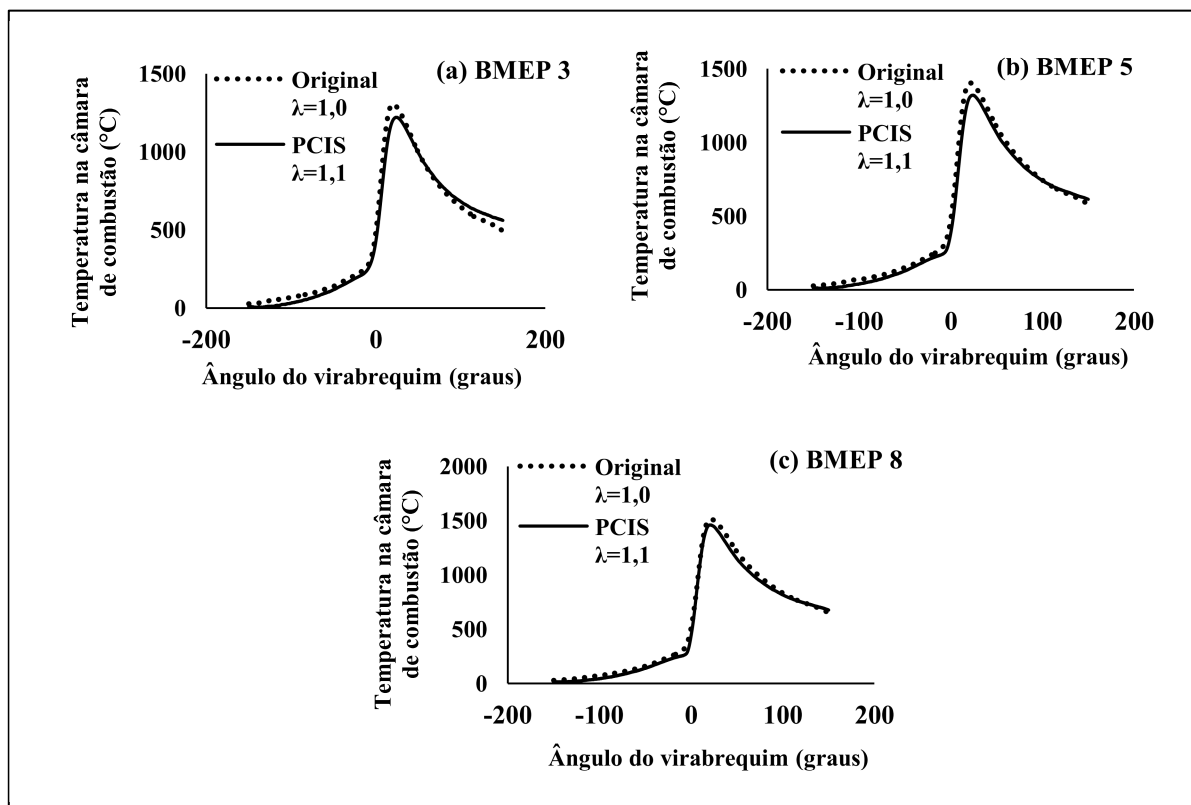


FIGURA 4.25 – Temperatura na câmara de combustão para o motor original e com PCIS

Observa-se na FIG 4.25 que o pico máximo de temperatura é menor para o motor dotado de pré-câmara para todas as BMEP testadas, alcançando-se uma redução máxima no pico de temperatura de 7%, para a BMEP de 3 bar. A menor temperatura de combustão encontrada para o motor com pré-câmara é uma das principais vantagens de sua utilização, uma vez que possibilita a redução da formação de NO_x .

A FIG 4.26 apresenta a temperatura dos gases de exaustão para o motor original e com pré-câmara, medida no coletor de exaustão.

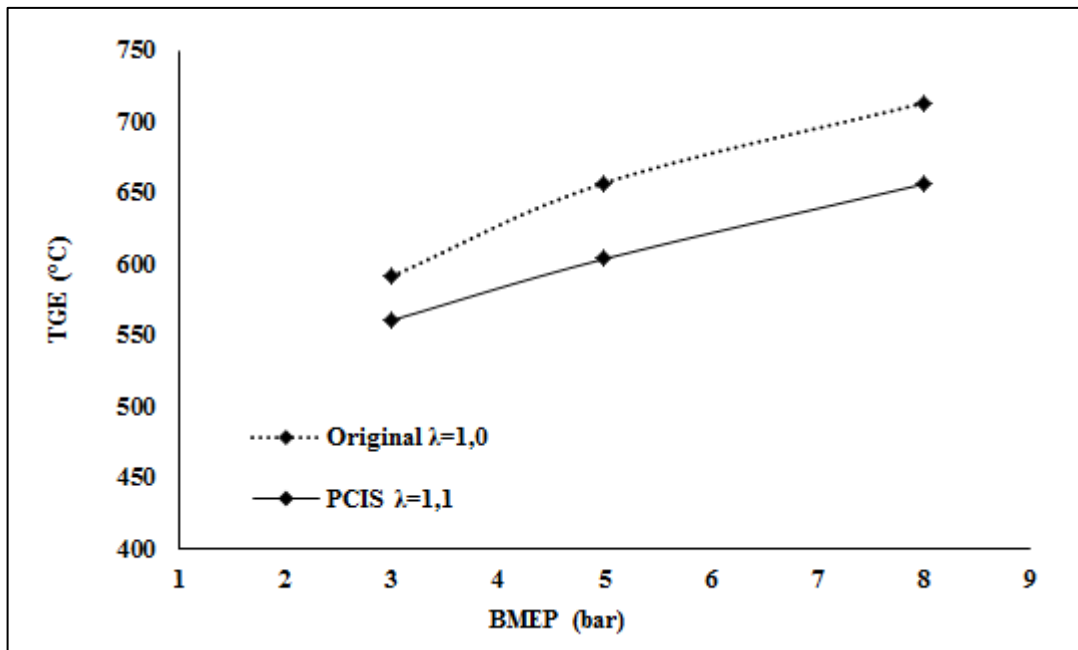


FIGURA 4.26 – Temperatura no coletor de exaustão para o motor original e com PCIS

Observa-se que assim como os picos de temperatura apresentados na FIG 4.26, a temperatura no coletor de exaustão também é menor para o motor com pré-câmara devido ao empobrecimento da mistura, tendo uma redução média de 50 °C. É importante ressaltar que a temperatura ambiente média, no dia da realização dos testes com o motor com pré-câmara e $\lambda=1,1$, estava 6 °C mais baixa do que a temperatura ambiente média no dia da realização dos testes com motor original, o que pode ter contribuído para maior transferência de calor para as paredes do coletor de exaustão.

A FIG 4.27 apresenta o coeficiente de variação da IMEP com o intuito de possibilitar a avaliação da variabilidade cíclica do motor quando operando com o sistema de ignição com pré-câmara e empobrecimento da mistura.

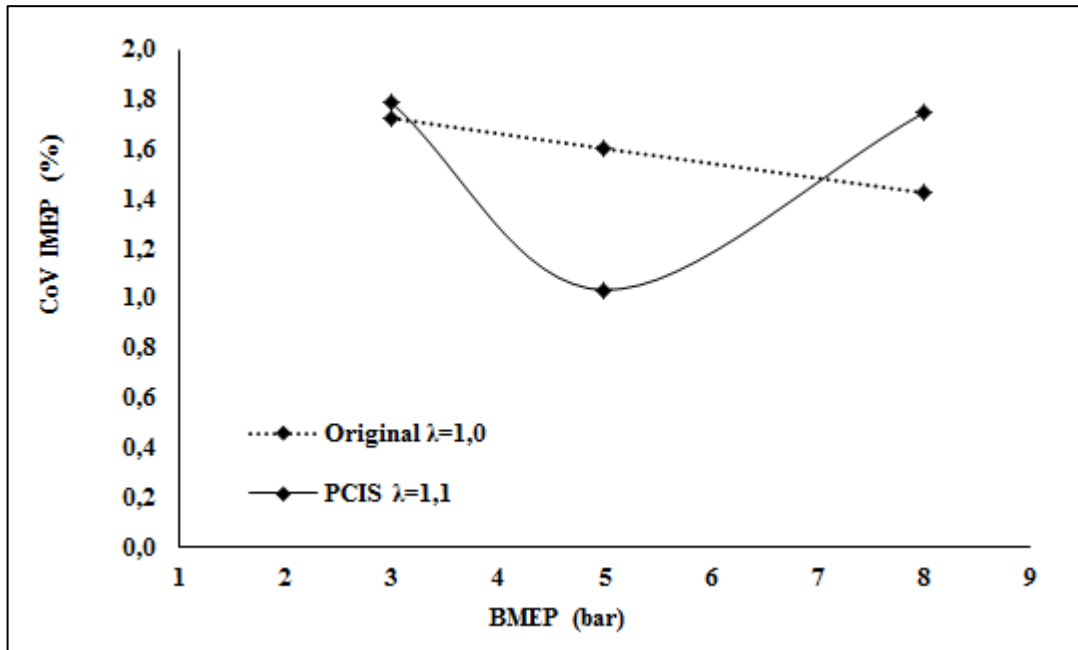


FIGURA 4.27 – Coeficiente de variação para o motor original e com PCIS

A partir da FIG 4.27 observa-se que para a BMEP de 3 bar e 8 bar houve um aumento da variabilidade cíclica para o motor operando com pré-câmara e mistura pobre. Contudo, mesmo com esse aumento da variabilidade o coeficiente de variação da IMEP para o motor com pré-câmara se manteve sempre abaixo de 2%, o que indica uma combustão suficientemente estável.

5 CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se ao método experimental utilizado, à análise do resultados com o protótipo de sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura estequiométrica e com empobrecimento da mistura.

Conclusões quanto ao método experimental utilizado:

- O método experimental utilizado para a comparação do motor com sistema de ignição convencional e do motor com sistema de ignição com pré-câmara se mostrou satisfatório, permitindo analisar os ganhos obtidos com o protótipo.
- A seleção e a instalação do aparato experimental mostraram-se adequadas para a caracterização do protótipo;
- A utilização do sistema de gerenciamento eletrônico programável permitiu o total controle das variáveis de operação do motor;
- As estratégias de calibração adotadas permitiram avaliar o motor dentro das faixas usuais de operação do motor em automóveis de passeio;
- O sistema de aquisição dos dados de pressão no cilindro e na pré-câmara permitiu a correta avaliação dos parâmetros de combustão do motor e a comparação da combustão para os dois sistemas testados.

Conclusões quanto ao comportamento do protótipo com mistura estequiométrica:

- Através da análise das curvas de pressão percebe-se o aumento da turbulência proporcionado pelo sistema de ignição com pré-câmara à medida que a rotação e a carga do motor são aumentadas.
- Em comparação ao motor com sistema de ignição convencional, o motor com pré-câmara e mistura estequiométrica proporcionou redução do consumo específico de combustível para todas as rotações e cargas testadas, tendo uma redução máxima de 13% para a BMEP de 3 bar e rotação de 2000 rpm. Observando-se maiores ganhos para baixas cargas.
- Observou-se também uma redução média de 20°C na temperatura dos gases de exaustão medidas no coletor de exaustão. Contudo, uma análise das emissões de NO_x

se faz necessária para maiores conclusões, uma vez que para alguns pontos de operação o pico de pressão na câmara principal é maior do que o apresentado para o motor convencional.

- Quanto aos parâmetros de combustão, observou-se uma maior estabilidade do motor com pré-câmara em relação ao motor original, apresentando menor coeficiente de variação da pressão média efetiva indicada para todos os pontos testados. Considera-se que a maior estabilidade da combustão seja o maior contribuinte para a redução do consumo específico de combustível, principalmente nos pontos de baixa carga.
- A duração da combustão, considerada pelo intervalo entre 10% e 90% da fração de massa queimada, é menor para o motor com pré-câmara em quase todos os pontos testados, sendo maior somente para a BMEP de 3 bar e para a rotação de 3500 rpm. Acredita-se que nesses pontos a lavagem da pré-câmara seja prejudicada, em baixa carga devido à baixa energia cinética da mistura e em altas rotações devido ao pouco tempo disponível entre ciclos e ao aumento demasiado da turbulência.
- O tempo de desenvolvimento da chama é menor para o motor com pré-câmara para a BMEP de 5 bar e 8 bar, para todas as rotações testadas. Para a BMEP de 3 bar observou-se que houve um aumento no tempo de desenvolvimento da chama. Acredita-se que isto ocorra devido à maior quantidade de gases de exaustão na câmara principal e na pré-câmara, devido à lavagem insuficiente da pré-câmara em baixas cargas e ao fluxo reverso dos gases de exaustão, uma vez que o motor apresenta cruzamento de válvulas e a pressão na exaustão se encontrava mais alta do que a pressão da admissão.

Conclusões quanto ao comportamento do protótipo trabalhando com empobrecimento da mistura:

- O motor com sistema de ignição com pré-câmara demonstrou boa estabilidade de combustão quando trabalhando com empobrecimento da mistura, apresentando coeficiente de variação da IMEP menor que 2% para todos os pontos testados.
- Em comparação ao motor com sistema de ignição original trabalhando com mistura estequiométrica, o motor com pré-câmara apresentou reduções do consumo específico de combustível para todos os pontos testados, apresentando reduções de 14% para a BMEP de 3 bar, 11 % para a BMEP de 5 bar e de 8 % para a BMEP de 8 bar.

- Observou-se que a energia que é entregue para a realização de trabalho, em relação à energia total que deveria ser disponibilizada pela queima do combustível, é menor para o motor com sistema de ignição com pré-câmara do que para o motor com sistema de ignição original. Acredita-se que isso tenha ocorrido devido ao aumento da transferência de calor para as paredes e ao aumento da região de *crevice* quando inserida a pré-câmara.
- A utilização do sistema de ignição com pré-câmara propiciou a redução da temperatura dos gases no coletor de exaustão e a redução dos picos de temperatura na câmara de combustão. Obteve-se a redução máxima de 7% do pico de temperatura na câmara de combustão, para a BMEP de 3 bar. A redução da temperatura de combustão é uma das principais vantagens de sua utilização, uma vez que possibilita a redução da formação de NO_x .
- Quanto ao ângulo de desenvolvimento da chama e o tempo de duração da combustão, observou-se que a operação do sistema de ignição com pré-câmara e mistura pobre teve o mesmo comportamento que quando trabalhando com mistura estequiométrica. Apresentando valores mais baixos do que para o motor original para a BMEP de 5 bar e 8 bar e valores mais altos para a BMEP de 3 bar.
- Pelos resultados apresentados observa-se claramente que o aperfeiçoamento da geometria e do dimensionamento das pré-câmaras são necessários devido às perdas de eficiência térmica e lavagem insuficiente das pré-câmaras.

Pelas reduções obtidas no consumo específico de combustível e nos picos de temperatura de combustão e pela boa estabilidade de combustão apresentada, acredita-se que a utilização do sistema de ignição com pré-câmara e empobrecimento das mistura seja vantajosa em comparação à operação do motor com sistema de ignição convencional.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Em relação à continuidade deste trabalho, são sugeridas as seguintes atividades:

- Projeto, fabricação e testes de pré-câmaras com volumes e diâmetros de interconexão diferentes buscando o aperfeiçoamento das mesmas;
- Avaliação do sistema de ignição com pré-câmara trabalhando com outras razões volumétricas de compressão;
- Testes do sistema de ignição com pré-câmara trabalhando com etanol;
- Avaliação das emissões quando operando com gasolina e etanol;
- Introdução de insertos catalíticos na pré-câmara para promoção da ativação química da mistura e melhoria da ignição na mistura quando operando com baixas cargas;
- Acompanhamento de amostras de óleo do cárter para verificação de possível desgaste da cabeça do pistão ocasionada pelos jatos de chama após longo tempo de uso.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT, NBR ISO 376. **Materiais metálicos utilizados para a verificação de máquinas de ensaio uniaxiais**, 2012.
- ABNT, NBR ISO1585. **Veículos rodoviários–código de ensaio de motores–potência líquida efetiva**. 1996.
- ALBERTAZZI, A.; SOUSA, A. R. DE. **Fundamentos de metrologia científica e industrial**. Editora Barueri, 2008.
- ALVAREZ, C. E. C. et al. **Metodologia para o cálculo da pré-câmara de combustão de um motor de ignição por lança-chamas multicombustível**. 12º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica. Guayaquil: 2015.
- AMORIM, R. J. **Análise do aumento da razão volumétrica de compressão de um motor flexível multicombustível visando melhoria de desempenho**. 2005.
- ATTARD, W. **Turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for spark ignition engines**. Google Patents, 2012. Disponível em:
<<https://www.google.com/patents/US20120103302>>
- ATTARD, W. P. et al. **A turbulent jet ignition pre-chamber combustion system for large fuel economy improvements in a modern vehicle powertrain**. SAE International Journal of Engines, v. 3, n. 2, p. 20–37, 2010.
- ATTARD, W. P. et al. **Spark Ignition and Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition Combustion Visualization**. SAE Technical Paper, 2012a.
- ATTARD, W. P. et al. **Knock Limit Extension with a Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Igniter in a Modern Vehicle Powertrain**. SAE International Journal of Engines, v. 5, n. 3, p. 1201–1215, 2012b.
- AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B. **Effects of combustion phasing, relative air-fuel ratio, compression ratio, and load on SI engine efficiency**. SAE Technical Paper, 2006.
- BAETA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um**

motor multcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global.

Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica-UFMG. Belo Horizonte, 2006.

BAPTISTA, B. DE S. **Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para motor ciclo Otto.** Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica-UFMG. Belo Horizonte, 2007.

BARROS, J. E. M. **Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos.** Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica-UFMG. Belo Horizonte, 2003.

BEYERLEIN, S. W.; WOJCICKI, S. **A lean-burn catalytic engine.** SAE Technical Paper, 1988.

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

BRITISH PETROLEUM. **Statistical review of world energy**, 2015.

CANDIDO, A. C. DE A. F. **Análise das eficiências volumétrica, global, mecânica e térmica de um veículo flex operando com etanol hidratado e gasolina em diferentes situações de carga.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016.

COSTA, R. B. R DA. **Desenvolvimento de um sistema de ignição por lança-chamas para um motor de combustão interna com acesso óptico.** Universidade Federal de Minas Gerais. Departamento de Engenharia Mecânica. Belo Horizonte, 2015.

COUTO, G. E. et al. **A Review of Prechamber Ignition Systems Applied in SI Engines.** 1º Congresso Internacional de Motores, Combustíveis e Combustão. Belo Horizonte, 2016.

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

EHN, A. et al. **Investigations of microwave stimulation of a turbulent low-swirl flame.** Proceedings of the Combustion Institute, 2016.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines - Applied**

Thermoscience. 2. ed. Nova Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

GANESAN, V. **Internal Combustion Engines**. 2. ed. Nova Deli: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2003.

GENTZ, G. et al. **Combustion Visualization, Performance, and CFD Modeling of a Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition System in a Rapid Compression Machine**. SAE International Journal of Engines, v. 8, n. 2, p. 538–546, 2015a.

GENTZ, G. et al. **A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine**. Applied Thermal Engineering, v. 81, p. 399–411, 2015b.

GERHARDT, J.; GOLLIN, W. **Motronic engine management**. Robert Bosch GmbH, 1999.

GETZLAFF, J. et al. **Investigations on Pre-Chamber Spark Plug with Pilot Injection**. SAE Technical Paper, 2007.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos**. 3^a ed. DOSSAT, S.A., 1970.

GOMES, J. R. C. **Projeto e adaptação de um sistema de ignição por lança-chamas a um motor térmico do ciclo Otto**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica-UFMG. Belo Horizonte, 2004.

GORCZAKOWSKI, A.; JAROSINSKI, J. **The phenomena of flame propagation in a cylindrical combustion chamber with a swirling mixture**. SAE Technical Paper, 2000.

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

HAMORI, F. **Exploring the limits of hydrogen assisted jet ignition**. Tese de Doutorado. University of Melbourne, 2006.

HBM, H. B. M. G. **U2A Load Cell Data Sheet**. Disponível em: <<http://www.hbm.com.pl/pdf/b1000.pdf>>. Acesso em: 28 set. 2016.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Nova York: McGraw-Hill, 1988.

HORIBA. **ESPRIT Newsletter**, 2009. Disponível em:

<http://www.horiba.com/fileadmin/uploads/Automotive/Documents/Esprit_-_Aut_2009_-_en.pdf>

HWANG, J. et al. **Microwave-assisted plasma ignition in a constant volume combustion chamber**. Combustion and Flame, 2016.

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

JAROSINSKI, J. et al. **Combustion System of a Lean-Burn Piston Engine with Catalytic Prechamber**. SAE Technical Paper, 2001.

JCGM. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição**, 2008.

KERIMOV, N. A.; MEKTIEV, R. I. **Engines with Stratified Charge**. SAE Technical Paper, 1978.

KETTNER, M. et al. **A new flame jet concept to improve the inflammation of lean burn mixtures in SI engines**. SAE transactions, v. 114, n. 3, p. 1549–1557, 2005.

LIMA, A. Figura: **Ciclo de operação de motores de quatro tempos**. Disponível em: <<http://www.antonioguilherme.web.br.com/Arquivos/motores.php>>. Acesso em: 7 ago. 2016.

LOBÃO, R. F. **Controlador para adaptação de injeção eletrônica em motores de ciclo Otto originalmente carburados**. Faculdade de Tecnologia e Ciências. Salvador, 2011.

MACHADO, G. B. **Metodologias para desenvolvimento de combustíveis e determinação da velocidade de propagação de chama em motores de ignição por centelha**. Tese de Doutorado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-RJ). Rio de Janeiro, 2012.

MAPA/MINISTÉRIO DA AGRICULTURA PECUÁRIA E ABASTECIMENTO. **Portaria n^o75, de 5 de março de 2015**, 2015.

MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. 2.^a ed. Porto: Publindústria, 2006. ISBN 972-8953-82-X.

MELO, T. C. C. **Incerteza de Medição em Ensaio de Emissões Veiculares—Proposta de**

Metodologia de Cálculo. Petrobras–Cenpes, 2006.

MONTEIRO, A. G. Estratégia de redução de emissões de poluentes no setor de transportes por meio de substituição modal na região metropolitana de São Paulo.

Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ). Rio de Janeiro, 1998.

MOREIRA, T. A. A. Análise e caracterização de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2014a.

MOREIRA, T. A. A. et al. Performance of a torch igniton system using one-dimensional model of computational simulation. SAE Technical Paper, 2014b.

MOREIRA, T. A. A. et al. Numerical Analysis of cooling process of a torch ignition system. SAE Technical Paper, 2014c.

MOREIRA, T. A. A. et al. Theoretical Reduction in NOx Emissions Using a torch ignition system operating with homogeneous charge. SAE Technical Paper, 2015.

MOTEC. M800 Engine Management System, 2008. Disponível em:

<<http://www.motec.com/m800/m800overview/>>

NIEUWENHUIJSEN, M. J. et al. Transport And Health: A Marriage Of Convenience Or An Absolute Necessity. Environment international, v. 88, p. 150–152, 2016.

NOGUCHI, M.; SANDA, S.; NAKAMURA, N. Development of Toyota lean burn engine. SAE Technical Paper, 1976.

OBERT, E. F. Motores de combustão interna. Porto Alegre: Globo, 1971.

PEDROSA, J. G. et al. Car mobility and (un) sustainability: distortions produced in principle of sustainability for automotive industry. REMEA-Revista Eletrônica do Mestrado em Educação Ambiental, v. 33, n. 3, p. 281–301, 2016.

PENIDO FILHO, P. Os motores a combustão interna. Belo Horizonte: Hemi, 1983.

PISCHINGER, F. F.; KLÖCKER, K.-J. Single-cylinder Study of Stratified Charge Process with Prechamber-injection. SAE Technical Paper, 1974.

PUJATTI, F. J. P. Desenvolvimento de um sistema de Gerenciamento Eletrônico para

Motores de Ignição por Centelha. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2007.

PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engine.** Pearson, 1997.

RADICCHI, F. et al. **Numerical Analysis of a Torch-Ignition System for na Internal Combustion Engine.** Applied Mechanics and Materials. Vol. 798, pp 234-238.

REDE METROLÓGICA RS. **RM 68 – Incerteza de medição: guia prático do avaliador de laboratórios.** Porto Alegre, 2013. Disponível em:

<www.redemetrologica.com.br/uploads/pages/15/1405816078_DOC_128.pdf>

RICARDO, H. R. **Internal-Combustion Engine.** United States Patent Office. US 1271942 A, , 1918. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/US1271942>>

RICARDO, H. R. **Recent Research Work on the Internal-Combustion Engine.** SAE Technical Paper, 1922.

ROBERT BOSCH GMBH. **Automotive handbook.** Society of Automotive Engineers, US, 1996.

ROBINET, C. et al. **A New Firing Concept for Internal Combustion Engines:“I’APIR”.** SAE Technical Paper, 1999.

RODRIGUES FILHO, F. **Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada.** Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2014.

ROESSLER, W. U.; MURASZEW, A. **Evaluation of Prechamber Spark Ignition Engine Concepts.** Final report, Dec 1973--Jan 1975. Aerospace Corp., El Segundo, Calif.(USA), 1975.

ROETHLISBERGER, R. P.; FAVRAT, D. **Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part II: Engine operating parameters and turbocharger characteristics.** Applied Thermal Engineering, v. 22, n. 11, p. 1231–1243, 2002a.

- ROETHLISBERGER, R. P.; FAVRAT, D. **Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters.** Applied Thermal Engineering, v. 22, n. 11, p. 1217–1229, 2002b.
- ROETHLISBERGER, R. P.; FAVRAT, D. **Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part II. Experimentation.** International journal of thermal sciences, v. 42, n. 3, p. 239–253, 2003.
- RÖTHLISBERGER, R. **An experimental investigation of a lean burn natural gas prechamber spark ignition engine for cogeneration.** Tese de doutorado. ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE, 2001.
- RYCHTER, T. J. et al. **Catalytic Activation of a Charge in a Prechamber of a SI Lean-burn Engine.** Symposium (International) on Combustion. Anais...Elsevier, 1981
- RYU, H.; ASANUMA, T. **Combustion analysis with gas temperature diagrams measured in a prechamber spark ignition engine.** Symposium (International) on Combustion. Anais...Elsevier, 1985
- RYU, H.; CHTSU, A.; ASANUMA, T. **Effect of torch jet direction on combustion and performance of a prechamber spark-ignition engine.** SAE Technical Paper, 1987.
- SÁ, D. C. C. DE. **Projeto e construção de uma pré-câmara de combustão para adaptação em um sistema de ignição por lança-chamas de um motor do ciclo Otto.** Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2001.
- SAKAI, Y. et al. **Combustion characteristics of the torch ignited engine.** SAE Technical Paper, 1974.
- SCARCELLI, R. et al. **Capturing Cyclic Variability in EGR Dilute SI Combustion Using Multi-Cycle.** ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. Anais...American Society of Mechanical Engineers, 2015
- SHAH, A.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B. **Effect of Pre-Chamber Volume and Nozzle Diameter on Pre-Chamber Ignition in Heavy Duty Natural Gas Engines.** SAE Technical Paper, 2015.
- STOCKMAN, E. et al. **Measurements of combustion properties in a microwave enhanced**

flame. Combustion and Flame, v. 156, n. 7, p. 1453-1461, 2009.

STONE, R. **Introduction to internal combustion engines.** Department of Engineering Science, University of Oxford, 1999.

TAYLOR, C. F. **Análise dos motores de combustão interna.** E. Blucher, 1971.

TEIXEIRA, A. F. **Modelo matemático para diagnóstico em tempo real da combustão nos motores de combustão interna de ignição por centelha.** Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2015.

TOULSON, E. **Applying alternative fuels in place of hydrogen to the jet ignition process.** Tese de Doutorado. University of Melbourne, 2008.

TOULSON, E. et al. **Visualization of Propane and Natural Gas Spark Ignition and Turbulent Jet Ignition Combustion.** SAE International Journal of Engines, v. 5, n. 4, p. 1821–1835, 2012.

TOULSON, E.; WATSON, H. C.; ATTARD, W. P. **The Lean Limit and Emissions at Near-Idle for a Gasoline HAJI System with Alternative Pre-Chamber Fuels.** SAE Technical Paper, 2007.

TURKISH, M. C. **Prechamber and Valve Gear Design for 3-Valve Stratified Charge Engines.** SAE Technical Paper, 1975.

WIMMER, D. B.; LEE, R. C. **An Evaluation of the Performance and Emissions of a CFR Engine Equipped with a Prechamber.** SAE Technical Paper, 1973.

YOUSEFI, A.; BIROUK, M. **Numerical study of the performance and emissions characteristics of natural gas/diesel dual-fuel engine using direct and indirect injection systems.** Proceedings of Combustion Institute – Canadian Section Spring Technical Meeting University of Waterloo May 10-12, 2016.

APÊNDICE A

Demonstração do cálculo das incertezas de medição

O resultado de uma medição representa somente uma estimativa do valor do medido devido à existência de incertezas provenientes dos efeitos aleatórios e de falhas na correção dos erros sistemáticos. A apresentação das incertezas de medição é uma indicação quantitativa importante da qualidade e confiabilidade dos resultados apresentados.

As fontes de incerteza são comumente divididas em dois grupos, incertezas do Tipo A e do Tipo B. As incertezas do Tipo A são determinadas estatisticamente a partir de uma série de observações repetitivas, enquanto que as de Tipo B são determinadas com base no conhecimento disponível. O valor estimado para as incertezas dependerão da distribuição a ela associada, as distribuições mais utilizadas são demonstradas no QUADRO (A.1).

QUADRO A.1

Distribuições associadas a cada tipo de incerteza

Tipo de Componente de Incerteza	Distribuição de Probabilidade	Divisor
Quando se conhecem apenas os valores máximos e mínimos de variação	Retangular	$\sqrt{3}$
Quando se conhecem os valores máximos e mínimos de variação e o valor mais provável	Triangular	$\sqrt{6}$
Incerteza herdada da calibração de equipamentos e padrões	Normal ou t-Student	k
Desvio padrão da média de um conjunto de “n” medições repetidas	t-Student	$\sqrt{n - 1}$

FONTE – REDE METROLÓGICA RS, 2013, p. 9.

Para medições realizadas de forma direta, determinadas as incertezas Tipo A e Tipo B, a incerteza combinada (u_c) é calculada por meio da raiz quadrática da soma dos

quadrados de cada componente individual de incerteza. Para medições não correlacionadas obtidas de forma indireta, encontra-se a incerteza padrão de cada mensurando envolvido, e combinam-se as componentes de incerteza por meio da EQUAÇÃO (A.1).

$$u_c^2(G) = \left(\frac{\partial f}{\partial X_1} u(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} u(X_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_n} u(X_n)\right)^2 \quad (\text{A.1})$$

Onde:

$u^2(G)$: quadrado da incerteza combinada da grandeza a ser determinada por medição indireta;

f : função matemática que relaciona G com as grandezas de entrada;

$\frac{\partial f}{\partial X_i}$: derivada parcial da função f em relação à i -ésima grandeza de entrada X_i ;

$u(X_i)$: incerteza padrão da i -ésima grandeza de entrada a ser combinada.

Cada componente de incerteza individual tem um número de graus de liberdade associado. Esses graus de liberdade (ν) quantificam a credibilidade sobre cada componente de incerteza. Desta forma, quanto maior o grau de liberdade atribuído, maior a credibilidade. Distribuições retangulares e triangulares são fechadas dentro de um intervalo, e por isso, recebem graus de liberdade infinitos.

Quando a incerteza combinada é calculada, o número de graus de liberdade equivalentes da combinação deve ser calculado. A esse número resultante dá-se o nome de graus de liberdade efetivos (ν_{ef}), calculados pela equação de Welch-Satterthwaite, conforme mostrado na EQUAÇÃO (A.2).

$$\frac{u_c^4}{\nu_{ef}} = \frac{u_1^4}{\nu_1} + \frac{u_2^4}{\nu_2} + \dots + \frac{u_n^4}{\nu_n} \quad (\text{A.2})$$

Onde:

u_i : incerteza-padrão da i -ésima fonte de incerteza;

ν_i : número de graus de liberdade da i -ésima fonte de incerteza.

A partir do número de graus de liberdade efetivo é possível identificar, em tabela estatística apropriada, o coeficiente t de Student correspondente. Por meio da multiplicação desse coeficiente e da incerteza combinada, obtém-se a faixa de valores em que espera-se encontrar, com 95% de probabilidade, o erro aleatório do processo de medição. A essa faixa dá-se o nome de incerteza expandida (U), calculada segundo a EQUAÇÃO (A.3).

$$U = t \times u_c \quad (\text{A.3})$$

Onde:

t : coeficiente de Student correspondente ao número de graus de liberdade efetivos e a 95% de probabilidade.

Os subitens A.1 e A.2 apresentam um exemplo de cálculo de incertezas para medições indiretas e para medições diretas, respectivamente.

A.1 Incerteza associada ao cálculo do consumo específico de combustível (BSFC)

O cálculo do consumo específico de combustível para dados de eixo (BSFC) pode ser realizado por meio da EQUAÇÃO (A.4).

$$\text{BSFC} = \frac{60 \times 10^6}{2\pi} \times \frac{\dot{m}_{comb}}{N \times \tau} \quad (\text{A.4})$$

Onde \dot{m}_{comb} , N , e τ , são as vazões mássicas de combustível, a rotação do motor e o torque medido pelo dinamômetro, respectivamente. Desta forma, a incerteza padrão associada ao cálculo do consumo específico pode ser estimada pela EQUAÇÃO (A.5).

$$u_{bsfc} = \sqrt{\left(\frac{\partial bsfc}{\partial \dot{m}_{comb}} u_{\dot{m}_{comb}}\right)^2 + \left(\frac{\partial bsfc}{\partial N} u_N\right)^2 + \left(\frac{\partial bsfc}{\partial \tau} u_\tau\right)^2} \quad (\text{A.5})$$

Onde $u_{\dot{m}_{comb}}$, u_N , e u_τ , são as incertezas associadas à medição da vazão mássica de combustível, à medição da rotação do motor e à medição do torque, respectivamente.

A partir da EQUAÇÃO (A.4) são obtidas as derivadas parciais da variável dependente de interesse em relação às variáveis independentes, conforme mostrado nas equações EQUAÇÃO (A.6), EQUAÇÃO (A.7) e EQUAÇÃO(A.8).

$$\frac{\partial bsfc}{\partial \dot{m}_{comb}} = \frac{60 \times 10^6}{2\pi} \times \frac{1}{N \times \tau} \quad (A.6)$$

$$\frac{\partial bsfc}{\partial N} = -\frac{60 \times 10^6}{2\pi} \times \frac{\dot{m}_{comb}}{N^2 \times \tau} \quad (A.7)$$

$$\frac{\partial bsfc}{\partial \tau} = -\frac{60 \times 10^6}{2\pi} \times \frac{\dot{m}_{comb}}{N \times \tau^2} \quad (A.8)$$

Por meio de simplificação e inserção das equações EQUAÇÃO (A.6), EQUAÇÃO (A.7) e EQUAÇÃO(A.8) na EQUAÇÃO (A.5) a incerteza padrão associada ao cálculo do consumo específico pode ser descrita pela (A.9).

$$u_{bsfc} = \sqrt{\left(\frac{60 \times 10^6}{2\pi}\right)^2 \times \left[\left(\frac{u_{\dot{m}_{comb}}}{N \times \tau}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{comb}}{N^2 \times \tau} u_N\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_{comb}}{N \times \tau^2} u_\tau\right)^2\right]} \quad (A.9)$$

A.2 Incerteza associada à medição da temperatura dos gases de exaustão

A medição da temperatura dos gases de exaustão é feita de forma direta utilizando um termopar do tipo K. A incerteza combinada da medição da temperatura dos gases de exaustão (u_{c_TGE}) feita pelo termopar pode ser calculada de acordo com a EQUAÇÃO (A.10).

$$u_{c_TGE} = \sqrt{(u_{rep})^2 + (u_{pad})^2 + (u_{deriva})^2 + (u_{r_pad})^2 + (u_{r_obj})^2} \quad (A.10)$$

E suas componentes de incerteza são explicitadas no QUADRO (A.2).

QUADRO A.2

Componentes de incerteza na medição da temperatura dos gases de exaustão

Incerteza	Descrição	Equação	Graus de liberdade
u_{rep}	Incerteza devido à falta de repetitividade do objeto	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n - 1}}$	$n - 1$
u_{pad}	Incerteza oriunda do padrão	$\frac{U_{pad}}{t_{pad}}$	v_{pad}
u_{deriva}	Incerteza devido a deriva do padrão	$\frac{u_{pad}}{\sqrt{3}}$	∞
u_{r_pad}	Incerteza relacionada à resolução do padrão	$\frac{R_{pad}}{2\sqrt{3}}$	∞
u_{r_obj}	Incerteza relacionada à resolução do objeto	$\frac{R_{obj}}{2\sqrt{3}}$	∞

Onde:

I_i : i -ésima indicação do objeto de calibração;

\bar{I} : média das “ n ” medições do objeto de calibração;

n : número de medições repetitivas efetuadas;

U_{pad} : incerteza oriunda do padrão;

t_{pad} : coeficiente de Student correspondente ao número de graus de liberdade efetivos declarado no certificado do padrão;

v_{pad} : número de graus de liberdade declarados no certificado do padrão;

R_{obj} : resolução do indicador do sistema de medição do objeto de calibração;

R_{pad} : resolução do indicador do sistema de medição do padrão;